Mathematik A
Mechanik B
Festigkeitslehre C
Thermodynamik D
Werkstofftechnik E
Grundlagen der Konstruktionstechnik F
Mechanische Konstruktionselemente G
Fluidische Antriebe H
Mechatronische Systeme I
Komponenten des thermischen Apparatebaus K
Energietechnik L
Klimatechnik M
Grundlagen der Verfahrenstechnik N
Maschinendynamik O
Kolbenmaschinen P
Fahr- und Flugzeugtechnik Q
Strömungsmaschinen R
Fertigungsverfahren S
Fertigungsmittel T
Fördertechnik U
Elektrotechnik V
Meßtechnik und Sensorik W
Regelungstechnik X
Elektronische Datenverarbeitung Y
Allgemeine Tabellen Z
Sachverzeichnis S

Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau

Dubbel

Taschenbuch für den Maschinenbau

Einundzwanzigste, neubearbeitete und erweiterte Auflage

Herausgegeben von

K.-H. Grote und J. Feldhusen

Mit mehr als 3000 Abbildungen und Tabellen

Springer

Herausgeber

Professor Dr.-Ing. **Karl-Heinrich Grote**
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
California State University, Long Beach, USA

Professor Dr.-Ing. **Jörg Feldhusen**
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Bibliografische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> aufrufbar.

ISBN 3-540-22142-5 21. Aufl. **Springer Berlin Heidelberg New York**

ISBN 3-540-67777-1 20. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vortrags, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funksendung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der jeweils geltenden Fassung zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes.

Springer ist ein Unternehmen von Springer Science + Business Media
springer.de

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1929, 1935, 1940, 1941, 1943, 1953, 1961, 1970, 1974, 1981, 1983, 1986, 1987, 1990, 1995, 1997, 2001 and 2005
Printed in Germany

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, daß solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden sein, so kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die eigenen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fassung hinzuzuziehen.

Einbandgestaltung: Friedhelm Steinen-Broo, Estudio Calamar, Pau/Spanien
Herstellung: Birgit Münch, Berlin
Satz, Druck und Verarbeitung: Stürtz AG, Würzburg

Anzeigen: Renate Birkenstock, Springer, Heidelberger Platz 3, 14197 Berlin,
Tel. 0 30 / 8 27 87-7 32, Fax: 0 30 / 8 27 87-3 00, e-mail: Renate.Birkenstock@springer-sbm.com

Gedruckt auf säurefreiem Papier 60/3020mh – 5 4 3 2 1 0

Mitarbeiter der 21. Auflage

Wegen der durch die Hochschulgesetzgebung der Bundesländer vorliegenden unterschiedlichen Regelungen zur Titelgebung werden die Professorentitel der Autoren undifferenziert angegeben.

Anderl, R., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Darmstadt

Berger, C., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Darmstadt

Bohnet, M., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig

Böttcher, C., Dipl.-Ing., IWS Ingenieur-Consult GmbH, Köln

Bruns, R., Dr.-Ing., Prof., Universität der Bundeswehr, Hamburg

Burr, A., Dr.-Ing., Prof., Fachhochschule Heilbronn

Czichos, H., Dr.-Ing. Dr. h.c., Prof., Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), Berlin

Daum, W., Dr.-Ing., Prof., Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), Berlin

Deters, L., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Dibelius, G., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Dietz, P., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Clausthal

Dorn, L., Dr.-Ing. Dr. h.c., Prof., Technische Universität Berlin

Feldhusen, J., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Feldmann, D.G., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Hamburg-Harburg

Fischer, C., Dipl.-Ing., Berliner Kraft- und Licht AG – Bewag, Berlin

Flemming, M., Dr.-Ing., Dr. Ing. E.h., Prof., Eidgenössische Technische Hochschule Zürich/Schweiz

Gelbe, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin

Gevatter, H.-J., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin

Gold, P.W., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

Goldhahn, H., Dr.-Ing. habil., Prof., Technische Universität Dresden

Grabowski, H., Dr.-Ing., Dr. h.c., Prof., Universität Karlsruhe

Grote, K.-H., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Grünhaupt, U., Dr.-Ing., Prof., Fachhochschule Karlsruhe

Gugau, M., Dr.-Ing., Technische Universität Darmstadt

Günthner, W., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München

Habig, K.-H., Dr.-Ing., Prof., Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung (BAM), Berlin

Hager, M., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover

Hainbach, C., Dr.-Ing., Institut für Kälte-, Klima-, und Energietechnik (IKET) GmbH, Essen

Harsch, G., Dipl.-Ing., Prof., Fachhochschule Heilbronn

Hecht, M., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin

Hempel, D.C., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig

Herfurth, K., Dr.-Ing. habil., Prof., Verein Deutscher Gießereifachleute VDG, Düsseldorf

Höhn, B.-R., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München

Hölz, H., Dipl.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin

Kaßner, M., Dipl.-Ing., Technische Universität Braunschweig

Kerle, H., Dr.-Ing., Technische Universität Braunschweig

Kiesewetter, L., Dr.-Ing., Prof., Brandenburgische Technische Universität Cottbus
Krämer, E., Dipl.-Ing., ABB Kraftwerke AG, Baden/Schweiz
Krause, F., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Lackmann, J., Dr.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin
Lehr, H., Dr. rer. nat., Prof., Technische Universität Berlin
Lüdtke, K., Dipl.-Ing., MAN Turbomaschinen AG, Oberhausen/Berlin
Mareske, A., Dr.-Ing., Bewag, Berlin
Mersmann, A., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München
Mertens, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Mollenhauer, K., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Mörl, L., Dr.-Ing., Prof., Fachhochschule Karlsruhe
Motz, H.D., Dr. rer. sec., Dipl.-Ing., Prof., Bergische Universität Wuppertal
Nordmann, R., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Darmstadt
Pahl, G., Dr.-Ing., Dr. h.c., Dr.-Ing. E.h., Prof., Technische Universität Darmstadt
Poll, G., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover
Poppy, W., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Pritschow, G., Dr.-Ing. Dr. h.c., Prof., Universität Stuttgart
Pucher, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Rákóczy, T., Dr.-Ing., Prof., Brandi-IGH Ingenieure GmbH, Köln
Reinhardt, H., Dr.-Ing. habil., Prof., Fachhochschule Köln
Ruge, P., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Dresden
Schwedes, J., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig
Seidel-Morgenstern, A., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Seiffert, U., Dr.-Ing., Prof., WiTech Engineering GmbH, Braunschweig
Seliger, G., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Severin, D., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Siegert, K., Dr.-Ing., Dr. h.c., Universität Stuttgart
Siekmann, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Spur, G., Dr.-Ing. Dr. h.c. mult., Prof., Technische Universität Berlin
Stephan, K., Dr.-Ing. Dr. h.c. mult., Prof., Universität Stuttgart
Stephan, P., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Darmstadt
Stiebler, M., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Stoff, H., Dr.ès sc. techn. (EPFL), Prof., Ruhr-Universität Bochum
Thamsen, P.U., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Thomas, K., Dipl.-Ing., Technische Universität Braunschweig
Tönshoff, H.K., Dr.-Ing. Dr. h.c. mult., Prof., Universität Hannover
Tschöke, H., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Uhlmann, E., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin
Voit-Nitschmann, R., Dipl.-Ing., Prof., Universität Stuttgart
Wagner, G., Dr.-Ing., Prof., Ruhr-Universität Bochum
Weck, M., Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Westkämper, E., Dr.-Ing., Dr. h.c. mult., Universität Stuttgart
Wohlfahrt, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig
Wösle, H., Dipl.-Ing., Technische Universität Braunschweig
Ziegmann, G., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Clausthal

Die Mitarbeiter von zurückliegenden Auflagen des DUBBEL (ab der 14. Auflage) sind auf den Folgeseiten genannt. Damit werden diese Autoren gewürdigt und deren Beiträge, die für die vorliegende und für vorherige Auflagen kontinuierlich auch durch neue Autoren weiterentwickelt wurden.

Mitarbeiter der 14. bis 20. Auflagen

Mitarbeiter	mitgearbeitet bei Auflage
Behr, B., Dipl.-Ing., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	17 18
Beitz, W., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18
Berger, C., Dr.-Ing., Prof., Technische Hochschule Darmstadt	19 20
Blaich, M., Dipl.-Ing., Stuttgart	14 15 16
Bohnet, M., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig	17 18 19 20
Bothe, A., Dr., Prof., Fachhochschule Gelsenkirchen	19 20
Böttcher, C., Dipl.-Ing., Brandi Ingenieure GmbH bzw. IWS Ing. Consult, Köln	14 15 16 17 18 19 20
Bretthauer, K., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Clausthal	14 15 16
Brockmann, H.-J., Dr.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16
Burr, A., Dr.-Ing., Prof., Fachhochschule Heilbronn	17 18 19 20
Busse, L., Dr.-Ing., ASEA Brown Boveri, Mannheim	17 18 19
Czichos, H., Dr.-Ing., Prof., Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, Berlin	17 18 19 20
Dannenmann, E., Dipl.-Ing., Universität Stuttgart	14 15 16 17 18 19
Deters, L., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg	20
Dibelius, G., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	14 15 16 17 18 19 20
Diehl, H., Dr.-Ing., Hochtemperatur-Reaktorbau GmbH, Mannheim	14 15 16
Dietz, P., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Clausthal-Zellerfeld	19 20
Dorn, L., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18 19 20
Düssler, W., Obering., Ratingen	14 15 16
Ebert, K.-A., Dr.-Ing., Hattersheim	14 15 16 17 18
Ehrlenspiel, K., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München	14 15 16 17 18
Engel, G., Dr.-Ing., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	14 15 16
Federn, K., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16
Feldmann, D.G., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Hamburg-Harburg	19 20
Fiala, E., Dr. techn., Prof., Volkswagenwerk AG, Wolfsburg	14 15 16
Fischer, C., Dipl.-Ing., BEWAG, Berlin	20
Flemming, M., Dr.-Ing., Prof., ETH Zürich, Schweiz	19 20
Föller, D., Dr.-Ing., Prof., Battelle-Institut e.V., Frankfurt a.M.	14 15 16 17 18
Gašparović, N., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18
Gast, Th., Dr.-Ing. habil., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16
Geiger, M., Dr.-Ing., Prof., Universität Erlangen-Nürnberg	14 15 16
Geiger, R., Dr.-Ing., Preß- und Stanzwerk Eschen, Liechtenstein	14 15 16
Gelbe, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18 19 20
Gevatter, H.-J., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Gold, P. W., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	19 20
Goldhahn, H., Dr.-Ing. habil., Prof., Technische Universität Dresden	20
Grabowski, H., Dr.-Ing., Prof., Universität Karlsruhe	14 15 16 17 18 19 20
Grote, K.-H., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg	19 20
Gugau, M., Dr.-Ing., Technische Universität Darmstadt	20
Habig, K.-H., Dr.-Ing., Prof., Bundesanstalt für Materialforschung und -prüfung, Berlin	17 18 19 20
Hager, M., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover	17 18 19 20
Hain, K., Dr.-Ing. E.h., Braunschweig	14 15 16
Harsch, G., Dipl.-Ing., Prof., Fachhochschule Heilbronn	17 18 19 20
Hecht, M., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	20
Hempel, D.C., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig	20
Herfurth, K., Dr.-Ing. habil., VDG, Düsseldorf bzw. Technische Universität Chemnitz	17 18 19 20
Höhn, B.-R., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München	18 19 20
Hölz, H., Dipl.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	19 20
Höner, K.E., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16
Jäger, B., Dr.-Ing., Prof., Kraftwerk Union bzw. Siemens AG, Berlin	14 15 16 17 18
Jarecki, U., Dipl.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16 17 18
Jünemann, R., Dr.-Ing., Prof., Universität Dortmund	14 15 16 17 18
Kerle, H., Dr.-Ing., Technische Universität Braunschweig	17 18 19 20
Kiesewetter, L., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Klapp, E., Dr.-Ing., Prof., Universität Erlangen-Nürnberg	14 15 16
Klepper, H., Dr.-Ing., ASEA Brown Boveri, Mannheim	17 18
Kloos, K.H., Dr.-Ing., Prof., Technische Hochschule Darmstadt	14 15 16 17 18
Koch, E., Dipl.-Ing., BBC, Mannheim	14 15 16
Krämer, E., Dr. rer. nat., Prof., Technische Hochschule Darmstadt	14 15
Krämer, E., Dipl.-Ing., Alstom Power, Baden/Schweiz	20
Küttner, K.-H., Dipl.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16 17 18
Lackmann, J., Dr.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	19 20
Ladwig, J., Dipl.-Ing., Universität Stuttgart	17 18
Lambrecht, D., Dr.-Ing., Universität Erlangen-Nürnberg	14 15 16

Mitarbeiter	mitgearbeitet bei Auflage
Lange, K., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	14 15 16
Lehr, H., Dr. rer. nat., Prof., Technische Universität Berlin	19 20
Lenz, H., Dipl.-Ing., Köln	14 15 16
Lenz, W., Dr.-Ing., Daisendorf	14 15 16
Liedtke, G., Ing., Borsig GmbH, Berlin	14 15 16
Lüdtke, K., Dipl.-Ing., Deutsche Babcock Borsig AG, Berlin	17 18 19 20
Mareske, A., Dr.-Ing., BEWAG, Berlin	17 18 19 20
Mauer, G., Dipl.-Ing., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	17 18
Mersmann, A., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München	17 18 19 20
Mertens, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Mollenhauer, K., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18 19 20
Motz, H.D., Dr., Prof., Bergische Universität Wuppertal	20
Müller, H.W., Dr.-Ing., Prof., Technische Hochschule Darmstadt	14 15 16 17 18
Nieth, F., Dr.-Ing., Technische Hochschule Darmstadt	14 15 16
Nordmann, R., Dr.-Ing., Prof., Universität Kaiserslautern bzw. Technische Hochschule Darmstadt	17 18 19 20
Oehmen, H., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover	14 15 16
Opitz, W., Dr. techn., Graz	14 15 16
Pahl, G., Dr.-Ing., Prof., Technische Hochschule Darmstadt	14 15 16 17 18 19 20
Peeken, H., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	14 15 16 17 18 19
Poll, G., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover	20
Poppy, W., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Pritschow, G., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	17 18 19 20
Pucher, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	19 20
Rákóczy, T., Dr.-Ing., Brandi Ingenieure GmbH, Köln	17 18 19 20
Reinhardt, H., Dr.-Ing., Prof., Fachhochschule Köln	20
Reuter, W., Dipl.-Ing., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	17 18 19
Röper, R., Dr.-Ing., Prof., Universität Dortmund	14 15 16 17 18 19
Ruge, J., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig	14 15 16 17 18 19
Ruge, P., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Dresden	20
Rulla, P., Dipl.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16
Rumpel, G., Dr.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16 17 18
Schriefer, H., Dipl.-Ing., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	14 15 16
Schulz, H.-J., Dr.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16 17 18 19
Schwedes, J., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig	17 18 19 20
Seidel-Morgenstern, A., Dr.-Ing., Prof., Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg	20
Seiffert, U., Dr.-Ing., Prof., Witech Engineering Braunschweig	19 20
Seliger, G., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Severin, D., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Siegert, K., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	17 18 19 20
Siekmann, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18 19 20
Sondershausen, H.D., Dipl.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16 17 18
Speckhardt, H., Dr., Prof., Technische Hochschule Darmstadt	19
Spur, G., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16 17 18 19 20
Stephan, K., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	17 18 19 20
Stiebler, M., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	17 18 19 20
Stoff, H., Dr.ès.sc. techn. Prof., Ruhr-Universität, Bochum	20
Stute, G., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	14 15 16
Thomala, W., Dr.-Ing., Richard Bergner GmbH, Schwabach	14 15 16
Thomas, K., Dipl.-Ing., Technische Universität Braunschweig	19
Tönshoff, H.K., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover	17 18 19 20
Uhlmann, E., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	20
Victor, H., Dr.-Ing., Prof., Universität Karlsruhe	14 15 16
Vierling, A., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover	14 15 16
Voit-Nitschmann, R., Dipl.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	20
Warnecke, H.-J., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	14 15 16 17 18 19
Weber, R., Dr.-Ing., Prof., Universität Hannover	17 18
Weck, M., Dr.-Ing., Prof., Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen	14 15 16 17 18 19 20
Weißbrod, G., Dipl.-Ing., Prof., Technische Fachhochschule Berlin	14 15 16
Werle, T., Dipl.-Ing., Universität Stuttgart	17 18 19
Westkämper, E., Dr.-Ing., Prof., Universität Stuttgart	20
Wilhelm, H., Dr.-Ing., MTU München	14 15 16
Winter, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität München	14 15 16 17 18 19 20
Wohlfahrt, H., Dr.-Ing., Prof., Technische Universität Braunschweig	20
Wösle, H., Dipl.-Ing., Technische Universität Braunschweig	14 15 16 17 18 19
Zuppke, B., Dipl.-Ing., Prof., Technische Universität Berlin	14 15 16

Vorwort zur 21. Auflage

Der DUBBEL ist seit 1914 für Generationen von Studenten und in der Praxis tätigen Ingenieuren das Standardwerk für die produkt- und fertigungsorientierten Fachgebiete des Maschinenbaus. Er dient gleichermaßen als Lehrbuch und Nachschlagewerk für alle Technischen Hochschulen und andere Technik orientierte Aus- und Weiterbildungsinstitute sowie als Arbeitsunterlage für die Praxis zur Lösung konkreter Ingenieuraufgaben. Diese Breite des Leserkreises spiegelt sich auch in den Erfahrungen der Herausgeber und Autoren wider, die ausgewogen aus einer Lehr- und Forschungstätigkeit oder verantwortlichen Industrietätigkeit kommen. Über eine Million verkaufte Exemplare des DUBBEL sind Beweis der großen Bedeutung dieses Werkes für den Maschinenbau.

Die Vielfalt des Maschinenbaus hinsichtlich Ingenieurtätigkeiten und Fachgebieten, der enorme Erkenntniszuwachs sowie das Erfüllen der vielschichtigen Zielsetzung des Buches erforderten bei der Stoffzusammenstellung eine enge Zusammenarbeit zwischen Herausgebern und Autoren. Hierbei mussten die wesentlichen Grundlagen und die unbedingt erforderlichen, allgemein anwendbaren und gesicherten Aussagen der einzelnen Fachgebiete ausgewählt werden. Trotz der im Hinblick auf die Umfangsbeschränkung erforderlichen Konzentration auf das Wesentliche und Allgemeingültige, werden auch neueste Forschungsergebnisse und Entwicklungen behandelt ohne die eine umfassende Anwendung eines solchen Buches in Praxis und Lehre nicht mehr auskommt. Die Stoffauswahl wurde so getroffen, dass die Studierenden in der Lage sind, sich problemlos ein erforderliches Mindestwissen von der gesamten Breite des Maschinenbaus anzueignen. Die Ingenieure der Praxis sollen darüber hinaus ein weitgehend vollständiges Arbeitsmittel zur Lösung von Ingenieuraufgaben erhalten. Ihnen soll auch ein schneller Einblick vor allem in solche Fachgebiete gegeben werden, in denen sie kein Spezialist sind. So sind zum Beispiel die Ausführungen über Fertigungstechnik nicht in erster Linie für den Betriebsingenieur gedacht, sondern beispielsweise für den Konstrukteur, der fertigungsorientiert gestalten muss; die Fördertechnik soll nicht nur den Konstrukteur für Hebezeuge ansprechen, sondern vor allem auch den Betriebsingenieur, der seine Fördermittel mitgestalten und auswählen muss.

Das Buch will allen Bereichen der Herstellung und Anwendung maschinenbaulicher Produkte (Anlagen, Maschinen, Apparate und Geräte) bei der Lösung ihrer Probleme helfen: Angefangen bei der Produktplanung, Forschung, Entwicklung, Konstruktion, Arbeitsvorbereitung, Normung, Materialwirtschaft, Fertigung, Montage und Qualitätssicherung über den technischen Vertrieb bis zur Bedienung, Überwachung, Instandsetzung und zum Recycling.

Der DUBBEL wird laufend überarbeitet und damit auf dem aktuellen Stand der Technik gehalten.

Mit der vorliegenden ergänzten und überarbeiteten 21. Auflage wird zugleich ein neuer Mitherausgeber, Herr Dr.-Ing. Jörg Feldhusen, Professor und Institutsleiter an der Fakultät für Maschinenwesen der RWTH Aachen, vorgestellt. Mit der 21. Auflage wurde auch der Generationswechsel bei den Autoren auf bewährte Art fortgesetzt: Die neu hinzugekommenen ca. 20 Autoren haben in beispielhafter Kooperation die jeweiligen Kapitel mit den langjährigen DUBBEL-Autoren bearbeitet, korrigiert und auch erweitert oder neu geschrieben, um so für weitere Auflagen des DUBBEL gerüstet zu sein. Die parallel zum Buch (20. Aufl.) auf CD-ROM erhältliche zweite elektronische Ausgabe des DUBBEL, der DUBBEL *interaktiv* 2.0, bietet mit über 3000 interaktiven Gleichungen und einem vollständigen Bereich zur Mathematik eine komplementierende Basis für die Lösung ingenieurwissenschaftlicher und mathematischer Probleme als ideale Ergänzung zum vorliegenden Buch.

Die Gliederung der letzten Auflage wurde beibehalten, ebenso die Form der in einem Anhang am Schluss jeden Hauptkapitels aufgeführten quantitativen Arbeitsunterlagen in Form von Tabellen, Diagrammen und Normenauszügen (Stoff- und Richtwerte). Am Schluss des DUBBEL enthält wiederum der Teil Z „Allgemeine Tabellen“ die wichtigsten physikalischen Konstanten, die Einheiten mit ihren Umrechnungsfaktoren, die

Grundgrößen der Kern-, Licht-, Schall- und Umwelttechnik sowie Bezugsquellen für Technische Regelwerke und internationale Normen auch mit Angaben der Web-Adressen.

Die Literaturangaben wurden wiederum als „allgemeine“ Literatur den Teilen vorangestellt und als „spezielle“ Literatur, geordnet nach den Kapiteln, am Schluss der Teile zusammengefasst. Dabei soll die allgemeine Literatur dem Leser eine Zusammenstellung von Grundlagen-, Übersichts- und Standardwerken des jeweiligen Fachgebietes geben und der spezielle Teil inhaltlich dieses Gebiet vervollständigen. Die Literaturangaben werden jedoch zum Gebrauch dieses Arbeitsbuches, insbesondere zur Anwendung von Berechnungsverfahren, nicht benötigt; sie sollen vielmehr für Studierende eine umfassende Information über den Erkenntnisstand des jeweiligen Fachgebietes geben.

Die englischen Übersetzungen der nummerierten Überschriften mögen dem studierenden Leser und dem Praktiker eine Hilfe beim Verstehen englischsprachiger Literatur sein sowie dem ausländischen Leser die Benutzung des DUBBEL erleichtern. Die Benutzungsanleitung soll helfen, die zahlreichen Hinweise und Querverweise zwischen den einzelnen Teilen und Kapiteln zu nutzen sowie die Abkürzungen und die gewählte Buchstruktur einschließlich des Anhanges zu verstehen. Infolge der Uneinheitlichkeit nationaler und internationaler Normen sowie der Gewohnheiten einzelner Fachgebiete ließen sich in wenigen Fällen unterschiedliche Bezeichnungen für gleiche Begriffe nicht vermeiden. Zwischen den Teilen und am Ende des Taschenbuches befinden sich „Informationen aus der Industrie" mit technisch relevanten Anzeigen bekannter Firmen. Hier werden industrielle Ausführungsformen gezeigt und auf Bezugsquellen hingewiesen.

Hinweise, Vorschläge und konstruktive Kritik unserer Leser wurden dankbar verwertet. Wir sind auch weiterhin sehr an Anregungen und Hinweisen interessiert.

Die Herausgeber danken allen am Werk Beteiligten: den Autoren für ihr Engagement und ihre Kompromissbereitschaft bei der Abfassung ihrer Beiträge unter den starken Restriktionen hinsichtlich Umfang und Abstimmung mit anderen Kapiteln, Frau B. Münch vom Springer-Verlag für die engagierte und sachkundige Zusammenarbeit bei der redaktionellen Bearbeitung der schwierigen Text- und Bildvorlagen sowie dem Springer-Verlag für die Ausstattung des Buches, Frau Dr.-Ing. G. Möller für die vorbereitende, formelle Durchsicht der Beiträge, der Druckerei Stürtz für die Sorgfalt in den einzelnen Phasen der Herstellung. Abschließend sei auch den vorangegangenen Generationen von Herausgebern und Autoren gedankt, siehe Verzeichnis am Anfang dieser Auflage, die durch ihre gewissenhafte Arbeit die Anerkennung des DUBBEL begründet haben, die mit der jetzt vorliegenden 21. Auflage gefestigt und ausgebaut werden soll.

Magdeburg und Aachen
im August 2004

Karl-Heinrich Grote und Jörg Feldhusen

Inhaltsverzeichnis

Hinweise zur Benutzung XLIII

Chronik des Taschenbuches XLV

A Mathematik

1 Mathematik für Ingenieure . . . . . A 3

2 Ergänzungen zur Mathematik für Ingenieure . . . . . A 3

3 Numerische Methoden . . . . . A 4

3.1 Numerisch-analytische Lösung . . . . . A 4

3.2 Standardaufgaben der linearen Algebra . . . . . A 4

3.3 Interpolation, Integration . . . . . A 5

3.4 Rand- und Anfangswertprobleme . . . . . A 6

B Mechanik

1 Statik starrer Körper . . . . . B 1

1.1 Allgemeines . . . . . B 1

1.2 Zusammensetzen und Zerlegen von Kräften mit gemeinsamem Angriffspunkt . . . B 2
1.2.1 Ebene Kräftegruppe B 2. – 1.2.2 Räumliche Kräftegruppe B 3.

1.3 Zusammensetzen und Zerlegen von Kräften mit verschiedenen Angriffspunkten . . B 4
1.3.1 Kräfte in der Ebene B 4. – 1.3.2 Kräfte im Raum B 4.

1.4 Gleichgewicht und Gleichgewichtsbedingungen . . . . . B 5
1.4.1 Kräftesystem im Raum B 5. – 1.4.2 Kräftesystem in der Ebene B 5. – 1.4.3 Prinzip der virtuellen Arbeiten B 6. – 1.4.4 Arten des Gleichgewichts B 6. – 1.4.5 Standsicherheit B 7.

1.5 Lagerungsarten, Freimachungsprinzip . . . . . B 7

1.6 Auflagerreaktionen an Körpern . . . . . B 7
1.6.1 Körper in der Ebene B 7. – 1.6.2 Körper im Raum B 9.

1.7 Systeme starrer Körper . . . . . B 9

1.8 Fachwerke . . . . . B 10
1.8.1 Ebene Fachwerke B 10. – 1.8.2 Räumliche Fachwerke B 11.

1.9 Seile und Ketten . . . . . B 12
1.9.1 Seil unter Eigengewicht (Kettenlinie) B 12. – 1.9.2 Seil unter konstanter Streckenlast B 12. – 1.9.3 Seil mit Einzellast B 13.

1.10 Schwerpunkt (Massenmittelpunkt) . . . . . B 13

1.11 Haftung und Reibung . . . . . B 14

2 Kinematik . . . . . B 18

2.1 Bewegung eines Punkts . . . . . B 18
2.1.1 Allgemeines B 18. – 2.1.2 Ebene Bewegung B 20. – 2.1.3 Räumliche Bewegung B 21.

2.2 Bewegung starrer Körper . . . . . B 21
2.2.1 Translation (Parallelverschiebung, Schiebung) B 21. – 2.2.2 Rotation (Drehbewegung, Drehung) B 22. – 2.2.3 Allgemeine Bewegung des starren Körpers B 22.

3 Kinetik. . . . . . B 26

3.1 Energetische Grundbegriffe – Arbeit, Leistung, Wirkungsgrad . . . . . B 26

3.2 Kinetik des Massenpunkts und des translatorisch bewegten Körpers . . . . . B 27
3.2.1 Dynamisches Grundgesetz von Newton (2. Newtonsches Axiom) B 27. – 3.2.2 Arbeits- und Energiesatz B 28. – 3.2.3 Impulssatz B 28. – 3.2.4 Prinzip von d'Alembert und geführte Bewegungen B 28. – 3.2.5 Impulsmomenten- (Flächen-) und Drehimpulssatz B 28.

3.3 Kinetik des Massenpunktsystems . . . . . B 29
3.3.1 Schwerpunktsatz B 29. – 3.3.2 Arbeits- und Energiesatz B 29. – 3.3.3 Impulssatz B 29. – 3.3.4 Prinzip von d'Alembert und geführte Bewegungen B 30. – 3.3.5 Impulsmomenten- und Drehimpulssatz B 30. – 3.3.6 Lagrangesche Gleichungen B 30. – 3.3.7 Prinzip von Hamilton B 31. – 3.3.8 Systeme mit veränderlicher Masse B 31.

3.4 Kinetik starrer Körper . . . . . B 31
3.4.1 Rotation eines starren Körpers um eine feste Achse B 31. – 3.4.2 Allgemeines über Massenträgheitsmomente B 32. – 3.4.3 Allgemeine ebene Bewegung starrer Körper. B 34. – 3.4.4 Allgemeine räumliche Bewegung B 35.

3.5 Kinetik der Relativbewegung . . . . . B 36

3.6 Stoß . . . . . B 37
3.6.1 Gerader zentraler Stoß B 37. – 3.6.2 Schiefer zentraler Stoß B 37. – 3.6.3 Exzentrischer Stoß B 38. – 3.6.4 Drehstoß B 38.

4 Schwingungslehre . . . . . B 38

4.1 Systeme mit einem Freiheitsgrad . . . . . B 38
4.1.1 Freie ungedämpfte Schwingungen B 38. – 4.1.2 Freie gedämpfte Schwingungen B 39. – 4.1.3 Ungedämpfte erzwungene Schwingungen B 40. – 4.1.4 Gedämpfte erzwungene Schwingungen. B 40. – 4.1.5 Kritische Drehzahl und Biegeschwingung der einfach besetzten Welle B 41.

4.2 Systeme mit mehreren Freiheitsgraden (Koppelschwingungen) . . . . . B 41
4.2.1 Freie Schwingungen mit zwei und mehr Freiheitsgraden B 41. – 4.2.2 Erzwungene Schwingungen mit zwei und mehr Freiheitsgraden B 42. – 4.2.3 Eigenfrequenzen ungedämpfter Systeme B 43. – 4.2.4 Schwingungen der Kontinua B 43.

4.3 Nichtlineare Schwingungen. . . . . B 45
4.3.1 Schwinger mit nichtlinearer Federkennlinie oder Rückstellkraft B 45. – 4.3.2 Schwingungen mit periodischen Koeffizienten (rheolineare Schwingungen) B 46.

5 Hydrostatik (Statik der Flüssigkeiten) . . . . . B 46

6 Hydro- und Aerodynamik (Strömungslehre, Dynamik der Fluide) . . . . . B 48

6.1 Eindimensionale Strömungen idealer Flüssigkeiten . . . . . B 48
6.1.1 Anwendungen der Bernoullischen Gleichung für den stationären Fall B 49. – 6.1.2 Anwendung der Bernoullischen Gleichung für den instationären Fall B 49.

6.2 Eindimensionale Strömungen zäher Newtonscher Flüssigkeiten (Rohrhydraulik) . . B 49
6.2.1 Stationäre laminare Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt B 50. – 6.2.2 Stationäre turbulente Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt B 50. – 6.2.3 Strömung in Leitungen mit nicht vollkreisförmigen Querschnitten B 51. – 6.2.4 Strömungsverluste durch spezielle Rohrleitungselemente und Einbauten B 52. – 6.2.5 Stationärer Ausfluß aus Behältern B 54. – 6.2.6 Stationäre Strömung durch offene Gerinne B 54. – 6.2.7 Instationäre Strömung zäher Newtonscher Flüssigkeiten B 54. – 6.2.8 Freier Strahl B 54.

6.3 Eindimensionale Strömung Nicht-Newtonscher Flüssigkeiten . . . . . B 55

6.4 Kraftwirkungen strömender inkompressibler Flüssigkeiten . . . . . B 55
6.4.1 Impulssatz B 55. – 6.4.2 Anwendungen B 56.

6.5 Mehrdimensionale Strömung idealer Flüssigkeiten . . . . . B 57
6.5.1 Allgemeine Grundgleichungen B 57. – 6.5.2 Potentialströmungen B 57.

6.6 Mehrdimensionale Strömung zäher Flüssigkeiten . . . . . B 59
6.6.1 Bewegungsgleichungen von Navier-Stokes B 59. – 6.6.2 Einige Lösungen für kleine Reynoldssche Zahlen (laminare Strömung) B 59. – 6.6.3 Grenzschichttheorie B 60. – 6.6.4 Strömungswiderstand von Körpern B 60. – 6.6.5 Tragflügel und Schaufeln B 62. – 6.6.6 Schaufeln und Profile im Gitterverband B 63.

7 Ähnlichkeitsmechanik . . . . . B 64

7.1 Allgemeines . . . . . B 64

7.2 Ähnlichkeitsgesetze (Modellgesetze) . . . . . B 64
7.2.1 Statische Ähnlichkeit B 64. – 7.2.2 Dynamische Ähnlichkeit B 65. – 7.2.3 Thermische Ähnlichkeit B 66. – 7.2.4 Analyse der Einheiten (Dimensionsanalyse) und -Theorem B 66.

8 Spezielle Literatur . . . . . B 67

C Festigkeitslehre

1 Allgemeine Grundlagen . . . . . C 1

1.1 Spannungen und Verformungen . . . . . C 1
1.1.1 Spannungen C 1. – 1.1.2 Verformungen C 3. – 1.1.3 Formänderungsarbeit C 4.

1.2 Festigkeitsverhalten der Werkstoffe . . . . . C 4

1.3 Festigkeitshypothesen und Vergleichsspannungen . . . . . C 5
1.3.1 Normalspannungshypothese C 5. – 1.3.2 Schubspannungshypothese C 6. – 1.3.3 Gestaltänderungsenergiehypothese C 6. – 1.3.4 Erweiterte Schubspannungshypothese C 6. – 1.3.5 Anstrengungsverhältnis nach Bach C 6.

2 Beanspruchung stabförmiger Bauteile . . . . . C 7

2.1 Zug- und Druckbeanspruchung . . . . . C 7
2.1.1 Stäbe mit konstantem Querschnitt und konstanter Längskraft C 7. – 2.1.2 Stäbe mit veränderlicher Längskraft C 7. – 2.1.3 Stäbe mit veränderlichem Querschnitt C 7. – 2.1.4 Stäbe mit Kerben C 7. – 2.1.5 Stäbe unter Temperatureinfluß C 7.

2.2 Abscherbeanspruchung . . . . . C 7

2.3 Flächenpressung und Lochleibung . . . . . C 7
2.3.1 Ebene Flächen C 8. – 2.3.2 Gewölbte Flächen C 8.

2.4 Biegebeanspruchung . . . . . C 8
2.4.1 Schnittlasten: Normalkraft, Querkraft, Biegemoment C 8. – 2.4.2 Schnittlasten am geraden Träger in der Ebene C 9. – 2.4.3 Schnittlasten an abgewinkelten und gekrümmten ebenen Trägern C 11. – 2.4.4 Schnittlasten an räumlichen Trägern C 12. – 2.4.5 Biegespannungen in geraden Balken C 12. – 2.4.6 Schubspannungen und Schubmittelpunkt am geraden Träger C 16. – 2.4.7 Biegespannungen in stark gekrümmten Trägern C 19. – 2.4.8 Durchbiegung von Trägern C 20. – 2.4.9 Formänderungsarbeit bei Biegung und Energiemethoden zur Berechnung von Einzeldurchbiegungen C 23.

2.5 Torsionsbeanspruchung . . . . . C 27
2.5.1 Stäbe mit Kreisquerschnitt und konstantem Durchmesser C 27. – 2.5.2 Stäbe mit Kreisquerschnitt und veränderlichem Durchmesser C 30. – 2.5.3 Dünnwandige Hohlquerschnitte (Bredtsche Formeln) C 30. – 2.5.4 Stäbe mit beliebigem Querschnitt C 30. – 2.5.5 Wölbkrafttorsion C 30.

2.6 Zusammengesetzte Beanspruchung . . . . . C 31
2.6.1 Biegung und Längskraft C 31. – 2.6.2 Biegung und Schub C 31. – 2.6.3 Biegung und Torsion C 31. – 2.6.4 Längskraft und Torsion C 32. – 2.6.5 Schub und Torsion C 32. – 2.6.6 Biegung mit Längskraft sowie Schub und Torsion C 32.

2.7 Statisch unbestimmte Systeme . . . . . C 32

3 Elastizitätstheorie . . . . . C 35

3.1 Allgemeines . . . . . C 35

3.2 Rotationssymmetrischer Spannungszustand . . . . . C 35

3.3 Ebener Spannungszustand . . . . . C 36

4 Beanspruchung bei Berührung zweier Körper (Hertzsche Formeln) . . . . . C 37

4.1 Kugel . . . . . C 37

4.2 Zylinder . . . . . C 37

4.3 Beliebig gewölbte Fläche . . . . . C 37

5 Flächentragwerke . . . . . C 38

5.1 Platten . . . . . C 38
5.1.1 Rechteckplatten C 38. – 5.1.2 Kreisplatten C 38. – 5.1.3 Elliptische Platten C 39. – 5.1.4 Gleichseitige Dreieckplatte C 39. – 5.1.5 Temperaturspannungen in Platten C 39.

5.2 Scheiben . . . . . C 39
5.2.1 Kreisscheibe C 39. – 5.2.2 Ringförmige Scheibe C 40. – 5.2.3 Unendlich ausgedehnte Scheibe mit Bohrung C 40. – 5.2.4 Keilförmige Scheibe unter Einzelkräften C 40.

5.3 Schalen . . . . . C 40
5.3.1 Biegeschlaffe Rotationsschalen und Membrantheorie für Innendruck C 40. – 5.3.2 Biegesteife Schalen C 41.

6 Dynamische Beanspruchung umlaufender Bauteile durch Fliehkräfte . . . . C 42

6.1 Umlaufender Stab . . . . . C 42

6.2 Umlaufender dünnwandiger Ring oder Hohlzylinder . . . . . C 42

6.3 Umlaufende Scheiben C42
6.3.1 Vollscheibe konstanter Dicke C42. – 6.3.2 Ringförmige Scheibe konstanter Dicke C42. – 6.3.3 Scheiben gleicher Festigkeit C42. – 6.3.4 Scheiben veränderlicher Dicke C43. – 6.3.5 Umlaufender dickwandiger Hohlzylinder C43.

7 Stabilitätsprobleme C43

7.1 Knickung C43
7.1.1 Knicken im elastischen (Euler-)Bereich C43. – 7.1.2 Knicken im unelastischen (Tetmajer-) Bereich C44. – 7.1.3 Näherungsverfahren zur Knicklastberechnung C44. – 7.1.4 Stäbe bei Änderung des Querschnitts bzw. der Längskraft C45. – 7.1.5 Knicken von Ringen, Rahmen und Stabsystemen C45. – 7.1.6 Biegedrillknicken C45.

7.2 Kippen C45
7.2.1 Träger mit Rechteckquerschnitt C45. – 7.2.2 Träger mit I-Querschnitt C46.

7.3 Beulung C46
7.3.1 Beulen von Platten C46. – 7.3.2 Beulen von Schalen C47. – 7.3.3 Beulspannungen im unelastischen (plastischen) Bereich C48.

8 Finite Berechnungsverfahren C48

8.1 Finite Elemente Methode C48

8.2 Randelemente C50

8.3 Finite Differenzen Methode C52

9 Plastizitätstheorie C53

9.1 Allgemeines C53

9.2 Anwendungen C54
9.2.1 Biegung des Rechteckbalkens C54. – 9.2.2 Räumlicher und ebener Spannungszustand C54.

10 Festigkeitsnachweis C55

10.1 Berechnungs- und Bewertungskonzepte C55

10.2 Nennspannungskonzepte C56

10.3 Kerbgrundkonzepte C57

Anhang C: Diagramme und Tabellen C59

12 Spezielle Literatur C69

D Thermodynamik

1 Thermodynamik. Grundbegriffe D1

1.1 Systeme, Systemgrenzen, Umgebung D1

1.2 Beschreibung des Zustands eines Systems. Thermodynamische Prozesse D1

2 Temperaturen. Gleichgewichte D2

2.1 Thermisches Gleichgewicht D2

2.2 Nullter Hauptsatz und empirische Temperatur D2

2.3 Temperaturskalen D2
2.3.1 Die Internationale Praktische Temperaturskala D3.

3 Erster Hauptsatz D4

3.1 Allgemeine Formulierung D4

3.2 Die verschiedenen Energieformen D4
3.2.1 Arbeit D4. – 3.2.2 Innere Energie D4. – 3.2.3 Wärme D4.

3.3 Anwendung auf geschlossene Systeme D5

3.4 Anwendung auf offene Systeme D5
3.4.1 Stationäre Prozesse D5. – 3.4.2 Instationäre Prozesse D6.

4 Zweiter Hauptsatz D6

4.1 Das Prinzip der Irreversibilität D6

4.2 Allgemeine Formulierung D7
4.3 Spezielle Formulierungen D7
4.3.1 Adiabate, geschlossene Systeme D7. – 4.3.2 Systeme mit Wärmezufuhr D7.

5 Exergie und Anergie D8
5.1 Exergie eines geschlossenen Systems D8
5.2 Exergie eines offenen Systems D8
5.3 Exergie einer Wärme D8
5.4 Anergie D9
5.5 Exergieverluste D9

6 Stoffthermodynamik D9
6.1 Thermische Zustandsgrößen von Gasen und Dämpfen D9
6.1.1 Ideale Gase D10. – 6.1.2 Gaskonstante und das Gesetz von Avogadro D10. – 6.1.3 Reale Gase D10. – 6.1.4 Dämpfe D10.
6.2 Kalorische Zustandsgrößen von Gasen und Dämpfen D12
6.2.1 Ideale Gase D12. – 6.2.2 Reale Gase und Dämpfe D12.
6.3 Inkompressible Fluide D13
6.4 Feste Stoffe D13
6.4.1 Wärmedehnung D13. – 6.4.2 Schmelz- und Sublimationsdruckkurve D14. – 6.4.3 Kalorische Zustandsgrößen D14.
6.5 Mischtemperatur. Messung von spezifischen Wärmekapazitäten D14

7 Zustandsänderungen von Gasen und Dämpfen D14
7.1 Zustandsänderungen ruhender Gase und Dämpfe D14
7.2 Zustandsänderungen strömender Gase und Dämpfe D16
7.2.1 Strömung idealer Gase D16. – 7.2.2 Düsen- und Diffusorströmung D17.

8 Thermodynamische Prozesse D17
8.1 Verbrennungsprozesse D17
8.1.1 Reaktionsgleichungen D17. – 8.1.2 Heizwert und Brennwert D18. – 8.1.3 Verbrennungstemperatur D18.
8.2 Verbrennungskraftanlagen D18
8.2.1 Offene Gasturbinenanlage D18. – 8.2.2 Ottomotor D19. – 8.2.3 Dieselmotor D19. – 8.2.4 Brennstoffzellen D20.
8.3 Kreisprozesse, Grundlagen D20
8.3.1 Carnot-Prozess D20.
8.4 Wärmekraftanlagen D21
8.5 Kälteanlagen und Wärmepumpen D23
8.5.1 Kompressionskälteanlage D23. – 8.5.2 Kompressionswärmepumpe D24.
8.6 Kraft-Wärme-Kopplung D24

9 Gemische idealer Gase D24
9.1 Gesetz von Dalton. Thermische und kalorische Zustandsgrößen D24
9.2 Gas-Dampf-Gemische. Feuchte Luft D25
9.2.1 Mollier-Diagramm der feuchten Luft D26. – 9.2.2 Zustandsänderungen feuchter Luft D26.

10 Wärmeübertragung D27
10.1 Stationäre Wärmeleitung D28
10.2 Wärmeübergang und Wärmedurchgang D28
10.3 Nichtstationäre Wärmeleitung D29
10.3.1 Der halbunendliche Körper D30. – 10.3.2 Zwei halbunendliche Körper in thermischem Kontakt D30. – 10.3.3 Temperaturausgleich in einfachen Körpern D30.
10.4 Wärmeübergang durch Konvektion. D31
10.4.1 Wärmeübergang ohne Phasenumwandlung D32. – 10.4.2 Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden D33.

10.5 Wärmeübertragung durch Strahlung D34
10.5.1 Gesetz von Stefan-Boltzmann D34. – 10.5.2 Kirchhoffsches Gesetz D34. – 10.5.3 Wärmeaustausch durch Strahlung D35. – 10.5.4 Gasstrahlung D35.

11 Anhang D: Diagramme und Tabellen D35

12 Spezielle Literatur D50

E Werkstofftechnik

1 Werkstoff- und Bauteileigenschaften E2

1.1 Beanspruchungs- und Versagensarten E2
1.1.1 Belastungs- und Beanspruchungsfälle E2. – 1.1.2 Versagen durch mechanische Beanspruchung E3. – 1.1.3 Versagen durch komplexe Beanspruchungen E4.

1.2 Grundlegende Konzepte für den Festigkeitsnachweis E6
1.2.1 Festigkeitshypothesen E6. – 1.2.2 Nennspannungskonzept E7. – 1.2.3 Örtliches Konzept E7. – 1.2.4 Plastisches Grenzlastkonzept E8. – 1.2.5 Bruchmechanikkonzepte E8.

1.3 Werkstoffkennwerte für die Bauteildimensionierung E10
1.3.1 Statische Festigkeit E10. – 1.3.2 Schwingfestigkeit E10. – 1.3.3 Bruchmechanische Werkstoffkennwerte bei statischer Beanspruchung E12. – 1.3.4 Bruchmechanische Werkstoffkennwerte bei zyklischer Beanspruchung E14.

1.4 Einflüsse auf die Werkstoffeigenschaften E15
1.4.1 Werkstoffphysikalische Grundlagen der Festigkeit und Zähigkeit metallischer Werkstoffe E15. – 1.4.2 Metallurgische Einflüsse E15. – 1.4.3 Technologische Einflüsse E16. – 1.4.4 Oberflächeneinflüsse E17. – 1.4.5 Umgebungseinflüsse E18. – 1.4.6 Gestalteinfluss auf statische Festigkeitseigenschaften E18. – 1.4.7 Gestalteinfluss auf Schwingfestigkeitseigenschaften E19.

1.5 Festigkeitsnachweis von Bauteilen E20
1.5.1 Festigkeitsnachweis bei statischer Beanspruchung E21. – 1.5.2 Festigkeitsnachweis unter Einstufen-Schwingbeanspruchung E21. – 1.5.3 Betriebsfestigkeitsnachweis E21. – 1.5.4 Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis unter statischer Beanspruchung E24. – 1.5.5 Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis unter zyklischer Beanspruchung E24. – 1.5.6 Festigkeitsnachweis unter Zeitstand- und Kriechermüdungsbeanspruchung E25.

2 Werkstoffprüfung E26

2.1 Grundlagen E26
2.1.1 Probenentnahme E26. – 2.1.2 Versuchsauswertung E27.

2.2 Prüfverfahren E28
2.2.1 Zugversuch E28. – 2.2.2 Druckversuch E29. – 2.2.3 Biegeversuch E29. – 2.2.4 Härteprüfverfahren E29. – 2.2.5 Kerbschlag-Biegeversuch E30. – 2.2.6 Bruchmechanische Prüfungen E31. – 2.2.7 Chemische und physikalische Analysemethoden E32. – 2.2.8 Metallographische Untersuchungen E33. – 2.2.9 Technologische Prüfungen E34. – 2.2.10 Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung E34. – 2.2.11 Dauerversuche E35.

3 Eigenschaften und Verwendung der Werkstoffe E36

3.1 Eisenwerkstoffe E36
3.1.1 Das Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff E36. – 3.1.2 Stahlerzeugung E38. – 3.1.3 Wärmebehandlung E39. – 3.1.4 Stähle E43. – 3.1.5 Gusseisenwerkstoffe E56.

3.2 Nichteisenmetalle E59
3.2.1 Kupfer und seine Legierungen E59. – 3.2.2 Aluminium und seine Legierungen E61. – 3.2.3 Magnesiumlegierungen E63. – 3.2.4 Titanlegierungen E64. – 3.2.5 Nickel und seine Legierungen E64. – 3.2.6 Zink und seine Legierungen E65. – 3.2.7 Blei E65. – 3.2.8 Zinn E66. – 3.2.9 Überzüge auf Metallen E66.

3.3 Nichtmetallische anorganische Werkstoffe E68
3.3.1 Keramische Werkstoffe E68. – 3.3.2 Glas E69. – 3.3.3 Beton E70. – 3.3.4 Holz E71.

3.4 Werkstoffauswahl E75
3.4.1 Systematik der Werkstoffauswahl E75.

4 Kunststoffe E76

4.1 Einführung E76

4.2 Aufbau und Verhalten von Kunststoffen E76

4.3 Eigenschaften E77

4.4 Wichtige Thermoplaste E77

4.5 Fluorhaltige Kunststoffe E79

4.6 Duroplaste E79

4.7 Kunststoffschäume E80
4.8 Elastomere E80
4.9 Prüfung von Kunststoffen E81
4.9.1 Kennwertermittlung an Probekörpern E81. – 4.9.2 Prüfung von Fertigteilen E84.
4.10 Verarbeiten von Kunststoffen E84
4.10.1 Urformen von Kunststoffen E85. – 4.10.2 Umformen von Kunststoffen E87. – 4.10.3 Fügen von Kunststoffen E87.
4.11 Gestalten und Fertigungsgenauigkeit von Kunststoff-Formteilen E88
4.12 Nachbehandlungen E89

5 Tribologie E90
5.1 Reibung E90
5.2 Reibungszustände ölgeschmierter Gleitpaarungen E91
5.3 Elastohydrodynamische Schmierung E91
5.4 Verschleiß E92
5.5 Systemanalyse von Reibungs- und Verschleißvorgängen E94
5.5.1 Funktion von Tribosystemen E94. – 5.5.2 Beanspruchungskollektiv E94. – 5.5.3 Struktur tribologischer Systeme E94. – 5.5.4 Tribologische Kenngrößen E95. – 5.5.5 Checkliste zur Erfassung der wichtigsten tribologisch relevanten Größen E95.
5.6 Schmierstoffe E96
5.6.1 Schmieröle E96. – 5.6.2 Schmierfette E98. – 5.6.3 Festschmierstoffe E98.

6 Korrosion und Korrosionsschutz von Metallen E99
6.1 Einführung E99
6.2 Mechanismen der Korrosion E99
6.3 Korrosionserscheinungen („Korrosionsarten“) E100
6.4 Überlagerung von Korrosion und mechanischer Beanspruchung E103
6.4.1 Spannungsrisskorrosion E103. – 6.4.2 Schwingungsrisskorrosion (Bild 13) E104. – 6.4.3 Korrosionsverschleiß E104. – 6.4.4 Reibkorrosion, auch als Schwingverschleiß bezeichnet E104. – 6.4.5 Erosionskorrosion E105. – 6.4.6 Kavitationskorrosion E105. – 6.4.7 Wasserstoffinduzierte Rissbildung E105.
6.5 Korrosionsschutz E106
6.5.1 Allgemeines E106. – 6.5.2 Werkstoffreinheit E106. – 6.5.3 Legierungstechnische Maßnahmen E106. – 6.5.4 Erzeugung von Diffusionsschichten E106. – 6.5.5 Schutz durch metallische Überzüge E106. – 6.5.6 Kathodischer Schutz E106. – 6.5.7 Korrosionsschutz durch Inhibitoren E107. – 6.5.8 Korrosionsschutzgerechte Konstruktion E107. – 6.5.9 Korrosionsschutzgerechte Fertigung E107.
6.6 Korrosionsprüfung E107
6.6.1 Allgemeines E107. – 6.6.2 Hinweise zu den einzelnen Gruppen von Prüfverfahren E107.

7 Anhang E: Diagramme und Tabellen E109

8 Spezielle Literatur E142

F Grundlage der Konstruktionstechnik

1 Grundlagen technischer Systeme und des methodischen Vorgehens F1
1.1 Technische Systeme F1
1.1.1 Energie-, Stoff- und Signalumsatz F1. – 1.1.2 Funktionszusammenhang F2. – 1.1.3 Wirkzusammenhang F3. – 1.1.4 Bauzusammenhang F3. – 1.1.5 Systemzusammenhang F3. – 1.1.6 Generelle Zielsetzung und Bedingungen F3.
1.2 Methodisches Vorgehen F4
1.2.1 Allgemeine Arbeitsmethodik F4. – 1.2.2 Allgemeiner Lösungsprozeß F4. – 1.2.3 Abstrahieren zum Erkennen der Funktionen F5. – 1.2.4 Suche nach Lösungsprinzipien F5. – 1.2.5 Beurteilen von Lösungen F7.
1.3 Konstruktionsprozeß F11
1.3.1 Klären der Aufgabenstellung F11. – 1.3.2 Konzipieren F12. – 1.3.3 Entwerfen F12. – 1.3.4 Ausarbeiten F12. – 1.3.5 Effektive Organisationsformen F13. – 1.3.6 Rapid Prototyping F14. – 1.3.7 Konstruktionsarten F15.
1.4 Gestaltung F15

1.4.1 Grundregeln F15. – 1.4.2 Gestaltungsprinzipien F15. – 1.4.3 Gestaltungsrichtlinien F18. – 1.4.4 Faserverbundbauweisen F21.

1.5 Baureihen- und Baukastenentwicklung F26
1.5.1 Ähnlichkeitsbeziehungen F27. – 1.5.2 Dezimalgeometrische Normzahlreihen F27. – 1.5.3 Geometrisch ähnliche Baureihe F28. – 1.5.4 Halbähnliche Baureihen F28. – 1.5.5 Anwenden von Exponentengleichungen F28. – 1.5.6 Baukasten F29.

1.6 Normen- und Zeichnungswesen F30
1.6.1 Normenwerk F30. – 1.6.2 Grundnormen F31. – 1.6.3 Zeichnungen und Stücklisten F35. – 1.6.4 Sachnummernsysteme F37.

2 Anwendung für Maschinensysteme der Stoffverarbeitung F38

2.1 Aufgabe und Einordnung F38

2.2 Struktur von Verarbeitungsmaschinen F38
2.2.1 Verarbeitungssystem F39. – 2.2.2 Antriebs- und Steuerungssystem F41. – 2.2.3 Raumsystem F45.

2.3 Verarbeitungsanlagen F47

3 Spezielle Literatur F49

G Mechanische Konstruktionselemente

1 Bauteilverbindungen G3

1.1 Schweißen G3
1.1.1 Schweißverfahren G3. – 1.1.2 Schweißbarkeit der Werkstoffe G3. – 1.1.3 Stoß- und Nahtarten G10. – 1.1.4 Darstellung der Schweißnähte G12. – 1.1.5 Festigkeit von Schweißverbindungen G13. – 1.1.6 Thermisches Abtragen G23.

1.2 Löten G24
1.2.1 Vorgang G24. – 1.2.2 Weichlöten G25. – 1.2.3 Hartlöten und Schweißlöten (Fugenlöten) G25. – 1.2.4 Hochtemperaturlöten G26.

1.3 Kleben G27
1.3.1 Anwendung und Vorgang G27. – 1.3.2 Klebstoffe G27. – 1.3.3 Tragfähigkeit G28.

1.4 Reibschlußverbindungen G29
1.4.1 Formen, Anwendungen G29. – 1.4.2 Preßverbände G29. – 1.4.3 Klemmverbindungen G32.

1.5 Formschlußverbindungen G33
1.5.1 Formen, Anwendungen G33. – 1.5.2 Stiftverbindungen G33. – 1.5.3 Bolzenverbindungen G35. – 1.5.4 Keilverbindungen G35. – 1.5.5 Paß- und Scheibenfeder-Verbindungen G36. – 1.5.6 Zahn- und Keilwellenverbindungen G37. – 1.5.7 Polygonwellenverbindungen G37. – 1.5.8 Vorgespannte Welle-Nabe-Verbindungen G37. – 1.5.9 Axiale Sicherungselemente G37. – 1.5.10 Nietverbindungen G38.

1.6 Schraubenverbindungen G40
1.6.1 Aufgaben G40. – 1.6.2 Kenngrößen der Schraubenbewegung G40. – 1.6.3 Gewindearten G40. – 1.6.4 Schrauben- und Mutterarten G41. – 1.6.5 Schrauben- und Mutternwerkstoffe G43. – 1.6.6 Kräfte und Verformungen beim Anziehen von Schraubenverbindungen G43. – 1.6.7 Überlagerung von Vorspannkraft und Betriebslast G45. – 1.6.8 Auslegung und Dauerfestigkeitsberechnung von Schraubenverbindungen G48. – 1.6.9 Sicherung von Schraubenverbindungen G51.

2 Federnde Verbindungen (Federn) G52

2.1 Aufgaben, Eigenschaften, Kenngrößen G52
2.1.1 Aufgaben G52. – 2.1.2 Federkennlinie, Federsteifigkeit, Federnachgiebigkeit G52. – 2.1.3 Arbeitsaufnahmefähigkeit, Nutzungsgrad, Dämpfungsvermögen, Dämpfungsfaktor G53.

2.2 Metallfedern G53
2.2.1 Zug/Druck-beanspruchte Zug- oder Druckfedern G53. – 2.2.2 Einfache und geschichtete Blattfedern (gerade oder schwachgekrümmte, biegebeanspruchte Federn) G55. – 2.2.3 Spiralfedern (ebene gewundene, biegebeanspruchte Federn) und Schenkelfedern (biegebeanspruchte Schraubenfedern) G56. – 2.2.4 Tellerfedern (scheibenförmige, biegebeanspruchte Federn) G57. – 2.2.5 Drehstabfedern (gerade, drehbeanspruchte Federn) G58. – 2.2.6 Zylindrische Schraubendruckfedern und Schraubenzugfedern G59.

2.3 Gummifedern G61
2.3.1 Der Werkstoff „Gummi“ und seine Eigenschaften G61. – 2.3.2 Gummifederelemente G62.

2.4 Faserverstärkte Kunststoffedern G64

2.5 Gasfedern G64

2.6 Industrie-Stoßdämpfer G64
2.6.1 Anwendungsgebiete G64. – 2.6.2 Funktionsweise des Industrie-Stoßdämpfers G65. – 2.6.3 Aufbau eines Industrie-Stoßdämpfers G65. – 2.6.4 Berechnung und Auswahl G65.

3 Kupplungen und Bremsen G65

3.1 Überblick, Aufgaben G65

3.2 Drehstarre, nicht schaltbare Kupplungen G66
3.2.1 Starre Kupplungen G66. – 3.2.2 Drehstarre Ausgleichskupplungen G67.

3.3 Elastische, nicht schaltbare Kupplungen G69
3.3.1 Feder- und Dämpfungsverhalten G69. – 3.3.2 Auslegungsgesichtspunkte, Schwingungsverhalten G70. – 3.3.3 Bauarten G71. – 3.3.4 Auswahlgesichtspunkte G72.

3.4 Drehnachgiebige, nicht schaltbare Kupplungen G72

3.5 Fremdgeschaltete Kupplungen G73
3.5.1 Formschlüssige Schaltkupplungen G73. – 3.5.2 Kraft-(Reib-)schlüssige Schaltkupplungen G74. – 3.5.3 Der Schaltvorgang bei reibschlüssigen Schaltkupplungen G75. – 3.5.4 Auslegung einer reibschlüssigen Schaltkupplung G76. – 3.5.5 Auswahl einer Kupplungsgröße G77. – 3.5.6 Allgemeine Auswahlkriterien G77. – 3.5.7 Bremsen G78.

3.6 Selbsttätig schaltende Kupplungen G79
3.6.1 Drehmomentgeschaltete Kupplungen G79. – 3.6.2 Drehzahlgeschaltete Kupplungen G79. – 3.6.3 Richtungsgeschaltete Kupplungen (Freiläufe) G80.

4 Wälzlager G81

4.1 Kennzeichen und Eigenschaften der Wälzlager G81

4.2 Bauarten der Wälzlager G82
4.2.1 Lager für rotierende Bewegungen G82. – 4.2.2 Linearwälzlager G86.

4.3 Wälzlagerkäfige G86

4.4 Wälzlagerwerkstoffe G86

4.5 Bezeichnungen für Wälzlager G86

4.6 Konstruktive Ausführung von Lagerungen G87
4.6.1 Fest-Loslager-Anordnung G87. – 4.6.2 Schwimmende oder Stütz-Traglagerung und angestellte Lagerung G87. – 4.6.3 Lagersitze, axiale und radiale Festlegung der Lagerringe G88. – 4.6.4 Lagerluft G89.

4.7 Wälzlagerschmierung G89
4.7.1 Allgemeines G89. – 4.7.2 Fettschmierung G90. – 4.7.3 Ölschmierung G91. – 4.7.4 Feststoffschmierung G92.

4.8 Wälzlagerdichtungen G92

4.9 Belastbarkeit und Lebensdauer der Wälzlager G93
4.9.1 Grundlagen G93. – 4.9.2 Statische bzw. dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauerberechnung G94.

4.10 Bewegungswiderstand und Referenzdrehzahlen der Wälzlager G96

5 Gleitlagerungen G97

5.1 Grundlagen G97
5.1.1 Hydrodynamische Schmierung G97. – 5.1.2 Reibungszustände G97.

5.2 Berechnung hydrodynamischer Gleitlager G97
5.2.1 Stationär belastete Radialgleitlager G97. – 5.2.2 Radialgleitlager im instationären Betrieb G100. – 5.2.3 Stationär belastete Axialgleitlager G100. – 5.2.4 Mehrgleitflächenlager G104.

5.3 Hydrostatische Anfahrhilfen G104

5.4 Berechnung hydrostatischer Gleitlager G104
5.4.1 Hydrostatische Radialgleitlager G104. – 5.4.2 Hydrostatische Axialgleitlager G105.

5.5 Dichtungen G106

5.6 Wartungsfreie Gleitlager G106

5.7 Konstruktive Gestaltung G106
5.7.1 Konstruktion und Schmierspaltausbildung G106. – 5.7.2 Lagerschmierung G107. – 5.7.3 Lagerkühlung G108. – 5.7.4 Lagerwerkstoffe G108. – 5.7.5 Lagerbauformen G108.

6 Zugmittelgetriebe G109

6.1 Bauarten, Anwendungen G109

6.2 Flachriemengetriebe G109
6.2.1 Kräfte am Flachriemengetriebe G109. – 6.2.2 Beanspruchungen G110. – 6.2.3 Geometrische Beziehungen G110. – 6.2.4 Kinematik, Leistung, Wirkungsgrad G111. – 6.2.5 Riemenlauf und Vorspannung G111. – 6.2.6 Riemenwerkstoffe G113. – 6.2.7 Entwurfsberechnung G113.

6.3 Keilriemen G114

6.3.1 Anwendungen und Eigenschaften G 114. – 6.3.2 Typen und Bauarten von Keilriemen G 115. – 6.3.3 Entwurfsberechnung G 116.

6.4 Synchronriemen (Zahnriemen) . . . . . G 116
6.4.1 Aufbau, Eigenschaften, Anwendung G 116. – 6.4.2 Gestaltungshinweise G 116. – 6.4.3 Entwurfsberechnung G 116.

6.5 Kettengetriebe . . . . . G 117
6.5.1 Bauarten, Eigenschaften, Anwendung G 117. – 6.5.2 Gestaltungshinweise G 117. – 6.5.3 Entwurfsberechnung G 117.

7 Reibradgetriebe . . . . . G 118

7.1 Wirkungsweise, Definitionen . . . . . G 118

7.2 Bauarten, Beispiele . . . . . G 118
7.2.1 Reibradgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis G 118. – 7.2.2 Wälzgetriebe mit stufenlos einstellbarer Übersetzung G 119.

7.3 Berechnungsgrundlagen . . . . . G 121
7.3.1 Bohrbewegung G 121. – 7.3.2 Schlupf G 122. – 7.3.3 Übertragbare Leistung und Wirkungsgrad G 123. – 7.3.4 Gebräuchliche Werkstoffpaarungen G 124.

7.4 Hinweise für Anwendung und Betrieb . . . . . G 124

8 Zahnradgetriebe . . . . . G 124

8.1 Stirnräder – Verzahnungsgeometrie . . . . . G 125
8.1.1 Verzahnungsgesetz G 125. – 8.1.2 Übersetzung, Zähnezahlverhältnis, Momentenverhältnis G 125. – 8.1.3 Konstruktion von Eingriffslinie und Gegenflanke G 125. – 8.1.4 Flankenlinien und Formen der Verzahnung G 125. – 8.1.5 Allgemeine Verzahnungsgrößen G 126. – 8.1.6 Gleit- und Rollbewegung G 127. – 8.1.7 Evolventenverzahnung G 128. – 8.1.8 Sonstige Verzahnungen (außer Evolventen) und ungleichmäßig übersetzende Zahnräder G 131.

8.2 Verzahnungsabweichungen und -toleranzen, Flankenspiel . . . . . G 132

8.3 Schmierung und Kühlung . . . . . G 132

8.4 Werkstoffe und Wärmebehandlung –Verzahnungsherstellung . . . . . G 134

8.5 Tragfähigkeit von Gerad- und Schrägstirnrädern . . . . . G 135
8.5.1 Zahnschäden und Abhilfen G 135. – 8.5.2 Pflichtenheft G 136. – 8.5.3 Anhaltswerte für die Dimensionierung G 136. – 8.5.4 Nachrechnung der Tragfähigkeit G 138.

8.6 Kegelräder . . . . . G 143
8.6.1 Geradzahn-Kegelräder G 143. – 8.6.2 Kegelräder mit Schräg- oder Bogenverzahnung G 143. – 8.6.3 Zahnform G 143. – 8.6.4 Kegelrad-Geometrie G 143. – 8.6.5 Tragfähigkeit G 144. – 8.6.6 Lagerkräfte G 144. – 8.6.7 Hinweise zur Konstruktion von Kegelrädern G 144. – 8.6.8 Sondergetriebe G 145.

8.7 Stirnschraubräder . . . . . G 145

8.8 Schneckengetriebe . . . . . G 145
8.8.1 Zylinderschnecken-Geometrie G 145. – 8.8.2 Auslegung G 146. – 8.8.3 Zahnkräfte, Lagerkräfte G 146. – 8.8.4 Geschwindigkeiten, Beanspruchungskennwerte G 147. – 8.8.5 Reibungszahl, Wirkungsgrad G 148. – 8.8.6 Nachrechnung der Tragfähigkeit G 148. – 8.8.7 Gestaltung, Werkstoffe, Lagerung, Genauigkeit, Schmierung, Montage G 150.

8.9 Umlaufgetriebe . . . . . G 151
8.9.1 Kinematische Grundlagen, Bezeichnungen G 151. – 8.9.2 Allgemeingültigkeit der Berechnungsgleichungen G 152. – 8.9.3 Vorzeichenregeln G 152. – 8.9.4 Drehmomente, Leistungen, Wirkungsgrade G 153. – 8.9.5 Selbsthemmung und Teilhemmung G 155. – 8.9.6 Konstruktive Hinweise G 155. – 8.9.7 Auslegung einfacher Planetengetriebe G 155. – 8.9.8 Zusammengesetzte Planetengetriebe G 157.

8.10 Gestaltung der Zahnradgetriebe . . . . . G 159
8.10.1 Bauarten G 159. – 8.10.2 Anschluß an Motor und Arbeitsmaschine G 160. – 8.10.3 Gestalten und Bemaßen der Zahnräder G 160. – 8.10.4 Gestalten der Gehäuse G 161. – 8.10.5 Lagerung G 163.

9 Getriebetechnik . . . . . G 163

9.1 Getriebesystematik . . . . . G 163
9.1.1 Grundlagen G 163. – 9.1.2 Arten ebener Getriebe G 164.

9.2 Getriebeanalyse . . . . . G 167
9.2.1 Kinematische Analyse ebener Getriebe G 167. – 9.2.2 Kinetostatische Analyse ebener Getriebe G 170. – 9.2.3 Kinematische Analyse räumlicher Getriebe G 171. – 9.2.4 Laufgüte der Getriebe G 171.

9.3 Getriebesynthese . . . . . G 172
9.3.1 Viergelenkgetriebe G 172. – 9.3.2 Kurvengetriebe G 173.

9.4 Sondergetriebe . . . . . G 174

10 Anhang G: Diagramme und Tabellen . . . . . G 175

11 Spezielle Literatur . . . . . G 192

H Fluidische Antriebe

1 Grundlagen der fluidischen Energieübertragung . . . . . H 1

1.1 Der Fließprozeß . . . . . H 1
1.1.1 Energieübertragung durch Flüssigkeiten H 1. – 1.1.2 Energieübertragung durch Gase H 3.

1.2 Hydraulikflüssigkeiten . . . . . H 3

1.3 Systematik . . . . . H 4
1.3.1 Aufbau und Funktion der Hydrogetriebe H 4. – 1.3.2 Ordnung der Fluidgetriebe H 4. – 1.3.3 Gliederung der Getriebebauweisen H 4.

2 Bauelemente hydrostatischer Getriebe . . . . . H 5

2.1 Verdrängermaschinen mit rotierender Welle . . . . . H 5
2.1.1 Zahnradpumpen und Zahnring-(Gerotor-)pumpen H 6. – 2.1.2 Flügelzellenpumpen H 8. – 2.1.3 Kolbenpumpen H 8. – 2.1.4 Andere Pumpenbauarten H 9. – 2.1.5 Hydromotoren in Umlaufverdrängerbauart H 9. – 2.1.6 Hydromotoren in Hubverdränger-(Kolben-)bauart H 10.

2.2 Verdrängermaschinen mit translatorischem (Ein- und) Ausgang . . . . . H 11

2.3 Hydroventile . . . . . H 12
2.3.1 Wegeventile H 12. – 2.3.2 Sperrventile H 13. – 2.3.3 Druckventile H 13. – 2.3.4 Stromventile H 14. – 2.3.5 Proportionalventile H 14.

2.4 Hydraulikzubehör . . . . . H 15

3 Aufbau und Funktion der Hydrogetriebe . . . . . H 15

3.1 Hydrokreise . . . . . H 15
3.1.1 Offener Kreislauf H 15. – 3.1.2 Geschlossener Kreislauf H 16. – 3.1.3 Halboffene Kreisläufe H 16.

3.2 Funktion der Hydrogetriebe . . . . . H 16
3.2.1 Berechnung des stationären Betriebsverhaltens H 16. – 3.2.2 Dynamisches Betriebsverhalten H 16.

3.3 Steuerung der Getriebeübersetzung . . . . . H 16
3.3.1 Getriebe mit Verstelleinheiten H 16. – 3.3.2 Selbsttätig arbeitende Regler und Verstellungen an Verstellmaschinen H 17. – 3.3.3 Stromteilgetriebe H 18.

4 Ausführung und Auslegung von Hydrogetrieben . . . . . H 18

4.1 Getriebeschaltung . . . . . H 18

4.2 Auslegung von Hydrokreisen . . . . . H 19

5 Pneumatische Antriebe . . . . . H 20

5.1 Bauelemente . . . . . H 20

5.2 Schaltung . . . . . H 21

6 Anhang H: Diagramme und Tabellen . . . . . H 22

7 Spezielle Literatur . . . . . H 26

I Mechatronische Systeme

1 Mechatronik: Methodik und Komponenten . . . . . I 1

1.1 Einführung . . . . . I 1

1.2 Basisdisziplinen . . . . . I 1

1.3 Modellbildung und Entwurf . . . . . I 2

1.4 Komponenten mechatronischer Systeme . . . . . I 3
1.4.1 Sensoren I 3. – 1.4.2 Aktoren I 3. – 1.4.3 Prozeßdatenverarbeitung und Bussysteme I 5.

2 Elektronische Konstruktionskomponenten . . . . . I 6

2.1 Passive Komponenten . . . . . I 6
2.1.1 Aufbau elektronischer Schaltungen I 6. – 2.1.2 Widerstände I 7. – 2.1.3 Kapazitäten I 7. – 2.1.4 Induktivitäten I 8.

2.2 Dioden I8
2.2.1 Diodenkennlinien und Daten I8. – 2.2.2 Schottky-Dioden I8. – 2.2.3 Kapazitätsdioden I8. – 2.2.4 Z-Dioden I9. – 2.2.5 Leistungsdioden I9.

2.3 Transistoren I9
2.3.1 Bipolartransistoren I9. – 2.3.2 Feldeffekttransistoren I11. – 2.3.3 IGB-Transistoren I12.

2.4 Thyristoren I12
2.4.1 Thyristorkennlinien und Daten I12. – 2.4.2 Steuerung des Thyristors I13. – 2.4.3 Triacs, Diacs I14. – 2.4.4 Abschaltbare Thyristoren I14.

2.5 Operationsverstärker I14

2.6 Optoelektronische Komponenten I15
2.6.1 Optoelektronische Empfänger I15. – 2.6.2 Optoelektronische Sender I16. – 2.6.3 Optokoppler I17.

3 Aufbau mechatronischer Systeme I17

3.1 Einführung I17

3.2 Beispiele mechatronischer Systeme I17

4 Spezielle Literatur I19

K Komponenten des thermischen Apparatebaus

1 Grundlagen K1

1.1 Unterscheidungsmerkmale von wärmeübertragenden Apparaten K1

1.2 Wärme- und strömungstechnische Auslegung. K1
1.2.1 Wärmetechnische Auslegung von Rekuperatoren K1. – 1.2.2 Wärmetechnische Auslegung von Regeneratoren K3. – 1.2.3 Druckverlustberechnung K3.

1.3 Stromführung und Betriebscharakteristik wärmeübertragender Apparate. K4

1.4 Wirkungsgrade, Exergieverluste K4
1.4.1 Wirkungsgrade K4. – 1.4.2 Exergieverluste K5.

2 Konstruktionselemente von Apparaten und Rohrleitungen K5

2.1 Berechnungsgrundlagen K5

2.2 Zylindrische Mäntel und Rohre unter innerem Überdruck K5

2.3 Zylindrische Mäntel unter äußerem Überdruck K6

2.4 Ebene Böden K7

2.5 Gewölbte Böden K9

2.6 Ausschnitte K10

2.7 Flanschverbindungen K11
2.7.1 Schrauben K11. – 2.7.2 Flansche K13.

2.8 Rohrleitungen K15
2.8.1 Rohrdurchmesser K15. – 2.8.2 Strömungsverluste K16. – 2.8.3 Rohrarten, Normen, Werkstoffe K16. – 2.8.4 Rohrverbindungen K16. – 2.8.5 Dehnungsausgleicher K17. – 2.8.6 Rohrhalterungen K18.

2.9 Absperr- und Regelorgane K19
2.9.1 Allgemeines K19. – 2.9.2 Ventile K20. – 2.9.3 Schieber K21. – 2.9.4 Hähne (Drehschieber) K22. – 2.9.5 Klappen K22.

2.10 Dichtungen K22
2.10.1 Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen K22. – 2.10.2 Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen K23.

3 Bauarten von Wärmeübertragern K24

3.1 Rohrbündelapparate K24

3.2 Sonstige Bauarten K25

4 Kondensation und Rückkühlung K27

4.1 Grundbegriffe der Kondensation K27

4.2 Oberflächenkondensatoren . . . . . K 28
4.2.1 Wärmetechnische Berechnung K 28. – 4.2.2 Kondensatoren in Dampfkraftanlagen K 28. – 4.2.3 Kondensatoren in der chemischen Industrie K 28. – 4.2.4 Konstruktive Gesichtspunkte K 28.

4.3 Einspritz-(Misch-)Kondensatoren . . . . . K 29

4.4 Luftgekühlte Kondensatoren . . . . . K 29

4.5 Hilfsmaschinen . . . . . K 30
4.5.1 Trockenluftpumpen K 30. – 4.5.2 Kühlwasser- und Kondensatpumpen K 30.

4.6 Indirekte Luftkühlung und Rückkühlanlagen . . . . . K 31
4.6.1 Bauarten K 31. – 4.6.2 Berechnung K 32.

5 Anhang K: Diagramme und Tabellen . . . . . K 33

6 Spezielle Literatur . . . . . K 35

L Energietechnik

1 Grundsätze der Energieversorgung . . . . . L 1

1.1 Planung und Investitionen . . . . . L 2

1.2 Elektrizitätswirtschaft . . . . . L 3

1.3 Gaswirtschaft . . . . . L 5

1.4 Fernwärmewirtschaft . . . . . L 6

2 Primärenergien . . . . . L 7

2.1 Definitionen . . . . . L 7

2.2 Feste Brennstoffe . . . . . L 7

2.3 Flüssige Brennstoffe . . . . . L 9

2.4 Gasförmige Brennstoffe oder Brenngase . . . . . L 11

2.5 Kernbrennstoffe . . . . . L 12

2.6 Regenerative Energien . . . . . L 15

3 Wandlung von Primärenergie in Nutzenergie . . . . . L 17

3.1 Erzeugung elektrischer Energie . . . . . L 17
3.1.1 Wärmekraftwerke L 17. – 3.1.2 Kernkraftwerke L 22. – 3.1.3 Kombi-Kraftwerke L 22. – 3.1.4 Motorkraftwerke L 23. – 3.1.5 Brennstoffzelle L 24.

3.2 Kraft-Wärme-Kopplung . . . . . L 25

3.3 Wandlung regenerativer Energien . . . . . L 26
3.3.1 Windkraftanlagen L 26. – 3.3.2 Anlagen zur Nutzung der Sonnenenergie L 28. – 3.3.3 Wärmepumpen L 30.

4 Verteilen und Speicherung von Nutzenergie . . . . . L 30

4.1 Energietransport . . . . . L 30
4.1.1 Mineralöltransporte L 30. – 4.1.2 Erdgastransporte L 31. – 4.1.3 Elektrische Verbundnetze L 32. – 4.1.4 Fernwärmetransporte L 32.

4.2 Energiespeicherung . . . . . L 33

5 Feuerungen . . . . . L 35

5.1 Allgemeines . . . . . L 35
5.1.1 Verbrennungsvorgang L 35. – 5.1.2 Kennzahlen L 35. – 5.1.3 Druckzustände L 36. – 5.1.4 Emissionen L 36.

5.2 Feuerungen für feste Brennstoffe . . . . . L 37
5.2.1 Rostfeuerungen L 37. – 5.2.2 Kohlenstaubfeuerung L 38. – 5.2.3 Wirbelschichtfeuerung L 41.

5.3 Feuerungen für flüssige Brennstoffe . . . . . L 43
5.3.1 Besondere Eigenschaften L 43. – 5.3.2 Brenner L 43. – 5.3.3 Gesamtanlage L 44.

5.4 Feuerungen für gasförmige Brennstoffe . . . . . L 44
5.4.1 Verbrennung und Brennereinteilung L 44. – 5.4.2 Brennerbauarten L 44.

5.5 Allgemeines Feuerungszubehör . . . . . L 44

5.5.1 Gebläse L44. – 5.5.2 Schornstein L45.

5.6 Umweltschutztechnologien L45
5.6.1 Rauchgasentstaubung L45. – 5.6.2 Rauchgasentschwefelung L46. – 5.6.3 Rauchgasentstickung L48. – 5.6.4 Entsorgung der Kraftwerksnebenprodukte L48.

6 Dampferzeuger L49

6.1 Angaben zum System L49
6.1.1 Bauarten L49. – 6.1.2 Dampferzeugersysteme L49. – 6.1.3 Drücke L50. – 6.1.4 Temperaturen L50. – 6.1.5 Leistung L50. – 6.1.6 Sicherheit L50.

6.2 Ausgeführte Dampferzeuger L50
6.2.1 Großwasserraumkessel L50. – 6.2.2 Naturumlaufkessel für fossile Brennstoffe L51. – 6.2.3 Zwanglaufkessel für fossile Brennstoffe L52. – 6.2.4 Dampferzeuger für Kernreaktoren L55.

6.3 Teile und Bauelemente von Dampferzeugern L56
6.3.1 Verdampfer L56. – 6.3.2 Überhitzer und Zwischenüberhitzer L56. – 6.3.3 Speisewasservorwärmer (Eco) L57. – 6.3.4 Luftvorwärmer (Luvo) L57. – 6.3.5 Speisewasseraufbereitung L58.

6.4 Wärmetechnische Berechnung L58
6.4.1 Energiebilanz und Wirkungsgrad L58. – 6.4.2 Ermittlung der Heizfläche L59. – 6.4.3 Strömungswiderstände L59. – 6.4.4 Festigkeitsberechnung L59.

7 Kernreaktoren L60

7.1 Bauteile des Reaktors und Reaktorgebäude L60

7.2 Sicherheitstechnik von Kernreaktoren L60

7.3 Funktionsbedingungen für Kernreaktoren L61

7.4 Bauarten von Kernreaktoren L62
7.4.1 Leichtwasserreaktoren (LWR) L62. – 7.4.2 Weiterentwicklung der Leichtwasserreaktortechnik L65. – 7.4.3 Schwerwasserreaktoren L65. – 7.4.4 Gasgekühlte thermische Reaktoren L65. – 7.4.5 Schnelle Brutreaktoren (SNR) L66. – 7.4.6 Kennwerte von Reaktortypen L66.

7.5 Kernfusion L66

8 Anhang L: Diagramme und Tabellen L68

9 Spezielle Literatur L72

M Klimatechnik

1 Grundlagen M1

1.1 Aufgabe M1

1.2 Meteorologische Grundlagen M2
1.2.1 Lufttemperatur M2. – 1.2.2 Luftfeuchte M2. – 1.2.3 Wind M3. – 1.2.4 Sonnenstrahlung M3.

1.3 Hygienische Grundlagen M4
1.3.1 Raumklima M4. – 1.3.2 Lufterneuerung in Räumen M4. – 1.3.3 Behagliches Raumklima in Aufenthalts- und Arbeitsräumen M4. – 1.3.4 Erträgliches Raumklima in Arbeitsräumen und Industriebetrieben M5.

1.4 Kältetechnische Verfahren M6
1.4.1 Allgemeines M6. – 1.4.2 Kaltdampf-Kompressionskälteanlage M7. – 1.4.3 Absorptionskälteanlage M8. – 1.4.4 Verdunstungskühlverfahren M9. – 1.4.5 Kältemittel, Kältemaschinen-Öle und Kühlsolen M10.

1.5 Heiztechnische Verfahren M14

1.6 Raumlufttechnische Verfahren M15

2 Berechnungs- und Bemessungsgrundlagen der Heiz- und Raumlufttechnik . M16

2.1 Wärmebedarf M16
2.1.1 Transmissionswärmebedarf M16. – 2.1.2 Lüftungswärmebedarf M17. – 2.1.3 Sonderfälle M17.

2.2 Kühllast M17
2.2.1 Innere Kühllast M18. – 2.2.2 Äußere Kühllast M19.

2.3 Luftbedarf M21
2.3.1 Luftheizung M21. – 2.3.2 Lüftung M21. – 2.3.3 Luftkühlung M21. – 2.3.4 Klimaanlagen M22.

2.4 Leitungen. M22
2.4.1 Rohrnetz für Warm- und Heißwasserleitungen M22. – 2.4.2 Rohrnetz für Dampfheizungen M23. – 2.4.3 Kanalnetz für raumlufttechnische Anlagen M23. – 2.4.4 Luftführung im Raum M23.

3 Systeme und Bauteile der Heizungstechnik M25

3.1 Einzelheizung M25
3.1.1 Einzelheizgeräte für Wohnräume M25. – 3.1.2 Einzelheizgeräte für größere Räume und Hallen M25.

3.2 Zentralheizung M26
3.2.1 Heizungssysteme M26. – 3.2.2 Raum-Heizkörper, -Heizflächen M26. – 3.2.3 Rohrnetz M28. – 3.2.4 Armaturen M30. – 3.2.5 Umwälzpumpen M31. – 3.2.6 Wärmeerzeugung M31. – 3.2.7 Heizzentrale M34. – 3.2.8 Regelung und Steuerung M36. – 3.2.9 Wärmeverbrauchsermittlung M37.

4 Systeme und Bauteile der Raumlufttechnik M38

4.1 Einrichtungen zur freien Lüftung M38
4.1.1 Fensterlüftung M38. – 4.1.2 Schachtlüftung M39. – 4.1.3 Dachaufsatzlüftung M39. – 4.1.4 Freie Lüftung, verstärkt durch Ventilatoren M39.

4.2 Raumlufttechnische Anlagen M39
4.2.1 Raumlufttechnische Systeme M39. – 4.2.2 Luftführung und Luftdurchlaß M43. – 4.2.3 Kanalnetz M47. – 4.2.4 Luftverteilung M50. – 4.2.5 Lüftungs- und Klimazentralen M51. – 4.2.6 Ventilatoren M53. – 4.2.7 Filter M57. – 4.2.8 Lufterhitzer, -kühler M59. – 4.2.9 Luftbefeuchter M59. – 4.2.10 Luftentfeuchter M60. – 4.2.11 Schalldämpfer M61. – 4.2.12 Nachbehandlungsgeräte mit Luftförderung M61. – 4.2.13 Wärmerückgewinnung M62. – 4.2.14 Schaltung und Regelung M63.

5 Systeme und Bauteile der kältetechnischen Anlagen M65

5.1 Anwendungen und Bauarten M65

5.2 Bauteile M66
5.2.1 Kältemittelverdichter M66. – 5.2.2 Verdampfer M67. – 5.2.3 Verflüssiger M68. – 5.2.4 Kältemittelkreisläufe M68. – 5.2.5 Wasserkreisläufe M69.

5.3 Direktverdampfer-Anlagen M70
5.3.1 Verflüssigerssätze, Splitgeräte für Klimaanlagen M71. – 5.3.2 Direktverdampfer-Anlagen für EDV-Klimageräte M71.

5.4 Kaltwassersätze M71
5.4.1 Kaltwassersatz mit Kolbenverdichter M71. – 5.4.2 Kaltwassersatz mit Schraubenverdichter M72. – 5.4.3 Kaltwassersatz mit Turboverdichter M72. – 5.4.4 Absorptions- Kaltwassersatz M72.

5.5 Rückkühlwerke M74
5.5.1 Bauarten und Zubehör M74. – 5.5.2 Rückkühlsysteme M74. – 5.5.3 Kühlwassertemperaturen im Jahresverlauf M74. – 5.5.4 Wasserbehandlung M75.

5.6 Kaltwasserverteilsysteme für RLT-Anlagen M76

5.7 Systeme für ganzjährigen Kühlbetrieb M76

5.8 Speichersysteme M77

6 Systeme und Bauteile der Wärmepumpenanlagen M80

6.1 Anwendungen und Bauarten M80

6.2 Bauteile M81

6.3 Kleinwärmepumpen M82

6.4 Kaltdampfkompressions-Wärmepumpen größerer Leistung M83

6.5 Absorptionswärmepumpen M84

6.6 Wärmepumpensysteme nur für Heizbetrieb M84

6.7 Systeme für gleichzeitigen Kühl- und Heizbetrieb M84

7 Sonderklima- und Kühlanlagen M86

7.1 Grubenkühlanlagen M86

7.2 Fahrzeuganlagen M87

7.3 Klimaprüfschränke und -kammern M89

8 Wirtschaftlichkeit und Energieverbrauch M90

8.1 Allgemeines M90

8.2 Kälte- und Wärmepumpentechnik M90
8.2.1 Kosten- und energiesparender Betrieb M90. – 8.2.2 Grundsätzliche Wirtschaftlichkeitsfragen M91.

8.3 Heiz- und Raumlufttechnik M93
8.3.1 Energieverbrauch M93. – 8.3.2 Bedienung und Instandhaltung M96.

9 Anhang M: Diagramme und Tabellen M97

10 Spezielle Literatur M108

N Grundlagen der Verfahrenstechnik

1 Einführung N2

2 Mechanische Verfahrenstechnik N3

2.1 Einführung N3

2.2 Zerkleinern N3
2.2.1 Bruchphysik; Zerkleinerungstechnische Stoffeigenschaften N3. – 2.2.2 Zerkleinerungsmaschinen N4.

2.3 Agglomerieren N5
2.3.1 Bindemechanismen, Agglomeratfestigkeit N5. – 2.3.2 Agglomerationstechnik N5.

2.4 Trennen N6
2.4.1 Abscheiden von Partikeln aus Gasen N6. – 2.4.2 Abscheiden von Feststoffpartikeln aus Flüssigkeiten N7. – 2.4.3 Klassieren in Gasen N8.

2.5 Mischen N8
2.5.1 Rühren N9. – 2.5.2 Mischen von Feststoffen N9.

2.6 Bunkern N9
2.6.1 Fließverhalten von Schüttgütern N9. – 2.6.2 Dimensionierung von Bunkern N10.

3 Thermische Verfahrenstechnik N11

3.1 Absorbieren, Rektifizieren, Flüssig-flüssig-Extrahieren N11
3.1.1 Durchsatz N11. – 3.1.2 Stofftrennung N11.

3.2 Verdampfen und Kristallisieren N14

3.3 Adsorbieren, Trocknen, Fest-flüssig-Extrahieren N16

3.4 Membrantrennverfahren N19

4 Chemische Verfahrenstechnik N20

4.1 Einleitung N20

4.2 Stöchiometrie N20

4.3 Chemische Thermodynamik N21

4.4 Kinetik chemischer Reaktionen N22

4.5 Ideale isotherme Reaktoren N23

4.6 Reale Reaktoren N25

5 Mehrphasenströmungen N28

5.1 Einphasenströmung N28

5.2 Widerstand fester und fluider Partikel N28

5.3 Feststoff/Fluidströmung N29
5.3.1 Pneumatische Förderung N29. – 5.3.2 Hydraulische Förderung N33. – 5.3.3 Wirbelschicht N34.

5.4 Gas-/Flüssigkeitsströmung N35
5.4.1 Strömungsform N35. – 5.4.2 Druckverlust N35. – 5.4.3 Filmströmung N36.

6 Bioverfahrenstechnik N36

6.1 Mikroorganismen mit technischer Bedeutung N37
6.1.1 Bakterien N37. – 6.1.2 Pilze N37. – 6.1.3 Hefen N38. – 6.1.4 Algen N38. – 6.1.5 Viren N38. – 6.1.6 Pflanzliche und tierische Zellen (Gewebe) N38.

6.2 Kultivierungsbedingungen N39
6.2.1 Wachstumsbedingungen N39. – 6.2.2 Phänomenologie des Wachstums N40. – 6.2.3 Ablauf technischer Fermentationen N41.

6.3 Sterilisation N42
6.3.1 Hitzesterilisation N42. – 6.3.2 Sterilfiltration N44.

6.4 Bioreaktoren N44
6.4.1 Oberflächenkultivierung N44. – 6.4.2 Submerskultivierung N45. – 6.4.3 Meß- und Regelungstechnik N48. – 6.4.4 Schaumzerstörung N48. – 6.4.5 Steriler Betrieb N48.

6.5 Kinetik enzymatischer Reaktionen N49
6.5.1 Katalytische Wirkung der Enzyme N49. – 6.5.2 Michaelis-Menten-Kinetik N49. – 6.5.3 Transformationen der Michaelis-Menten-Gleichung N50. – 6.5.4 Einfluß von Temperatur, pH-Wert, Inhibitoren und Aktivatoren N50.

6.6 Kinetik des mikrobiellen Wachstums N51
6.6.1 Substratlimitiertes Wachstum N51. – 6.6.2 Wachstumshemmung N52. – 6.6.3 Wachstum mit Transportlimitierung N52. – 6.6.4 Wachstum in kontinuierlicher Kultivierung N53. – 6.6.5 Fed-Batch-Kultivierung N55. – 6.6.6 Zellerhaltung N55.

O Maschinendynamik

1 Kurbeltrieb, Massenkräfte und -momente, Schwungradberechnung O1

1.1 Drehkraftdiagramm von Mehrzylindermaschinen O1

1.2 Massenkräfte und Momente O3
1.2.1 Analytische Verfahren O3. – 1.2.2 Ausgleich der Kräfte und Momente O8.

2 Schwingungen O8

2.1 Problematik der Maschinenschwingungen O8

2.2 Einige Grundbegriffe O9
2.2.1 Mechanisches Ersatzsystem O9. – 2.2.2 Bewegungsgleichungen, Systemmatrizen O9. – 2.2.3 Modale Parameter: Eigenfrequenzen, modale Dämpfungen, Eigenvektoren O10. – 2.2.4 Modale Analyse O11. – 2.2.5 Frequenzgangfunktionen mechanischer Systeme, Amplituden- und Phasengang O11.

2.3 Grundaufgaben der Maschinendynamik O12
2.3.1 Direktes Problem O12. – 2.3.2 Eingangsproblem O13. – 2.3.3 Identifikationsproblem O13. – 2.3.4 Entwurfsproblem O13. – 2.3.5 Verbesserung des Schwingungszustands einer Maschine O13.

2.4 Darstellung von Schwingungen im Zeit- und Frequenzbereich O14
2.4.1 Darstellung von Schwingungen im Zeitbereich O14. – 2.4.2 Darstellung von Schwingungen im Frequenzbereich O15.

2.5 Entstehung von Maschinenschwingungen, Erregerkräfte $\boldsymbol{F}(t)$ O16
2.5.1 Freie Schwingungen (Eigenschwingungen) O16. – 2.5.2 Selbsterregte Schwingungen O16. – 2.5.3 Parametererregte Schwingungen O16. – 2.5.4 Erzwungene Schwingungen O16.

2.6 Mechanische Ersatzsysteme, Bewegungsgleichungen O19
2.6.1 Strukturfestlegung O20. – 2.6.2 Parameterermittlung O20. – 2.6.3 Beispiele für mechanische Ersatzsysteme: Feder-Masse-Dämpfer-Modelle O20. – 2.6.4 Beispiele für mechanische Ersatzsysteme: Finite-Elemente-Modelle O21.

2.7 Anwendungsbeispiele für Maschinenschwingungen O23
2.7.1 Drehschwinger mit zwei Drehmassen O23. – 2.7.2 Torsionsschwingungen einer Turbogruppe O24. – 2.7.3 Biegeschwingungen einer Welle mit Laufrad O25. – 2.7.4 Biegeschwingungen einer mehrstufigen Kreiselpumpe O26.

3 Maschinenakustik O27

3.1 Grundbegriffe O27

3.2 Entstehung von Maschinengeräuschen O29

3.3 Abschätzverfahren zur Bestimmung des Schalleistungspegels O29

3.4 Möglichkeiten zur Verminderung von Maschinengeräuschen O31
3.4.1 Verminderung des Kraftpegels (Maßnahmen an der Krafterregung) O31. – 3.4.2 Verminderung von Körperschallmaß und Abstrahlmaß (Maßnahmen am Maschinengehäuse) O31.

3.5 Maschinenakustische Berechnungen mit der Finite-Elemente-Methode/ Boundary-Elemente-Methode O33

3.6 Maschinenakustische Berechnungen mit der Statistischen Energieanalyse (SEA) . O35

3.7 Messung des akustischen Verhaltens von Maschinen O36

4 Spezielle Literatur O36

P Kolbenmaschinen

1 Allgemeine Grundlagen der Kolbenmaschinen P2

1.1 Definition und Einteilung der Kolbenmaschinen P2

1.2 Vollkommene und reale Kolbenmaschine P2
1.2.1 Die vollkommene Maschine P2. – 1.2.2 Die reale Maschine P3.

1.3 Hubkolbenmaschinen P5
1.3.1 Triebwerksbauarten P5. – 1.3.2 Kinematik des Kurbeltriebs P5. – 1.3.3 Kräfte am Kurbeltrieb P6.

1.4 Elemente der Kolbenmaschine P8
1.4.1 Kurbeltrieb P8. – 1.4.2 Abdichten des Arbeitsraumes P11. – 1.4.3 Zylinderanordnung und -zahl P12. – 1.4.4 Lagerung und Schmierung P12. – 1.4.5 Kühlung P13.

2 Verdrängerpumpen P14

2.1 Bauarten und Anwendungsgebiete P14

2.2 Berechnungsgrundlagen P15
2.2.1 Förderhöhen, Geschwindigkeiten und Drücke P15. – 2.2.2 Förderleistung, Antriebsleistung, Gesamtwirkungsgrad P16. – 2.2.3 Instationäre Strömung P16. – 2.2.4 Kavitation P16. – 2.2.5 Pulsationsdämpfung P17.

2.3 Verlustteilung P18
2.3.1 Betriebsverhalten der verlustfreien Verdrängerpumpe P18. – 2.3.2 Definition von Wirkungsgraden P18. – 2.3.3 Volumetrische Verluste P19. – 2.3.4 Mechanisch-hydraulische Verluste P19. – 2.3.5 Nutzliefergrad und Gesamtwirkungsgrad P19.

2.4 Auslegung und Hauptabmessungen P21
2.4.1 Oszillierende Verdrängerpumpen P21. – 2.4.2 Rotierende Verdrängerpumpen P21.

2.5 Baugruppen und konstruktive Gestaltung P22
2.5.1 Baugruppen zur Ein- und Auslaßsteuerung P22. – 2.5.2 Verstellung und Regelung P23. – 2.5.3 Verwendungsbedingte Gestaltung P24.

3 Kompressoren P28

3.1 Bauarten und Anwendungsgebiete P28

3.2 Grundlagen und Vergleichsprozesse P29
3.2.1 Volumenstrom, Eintrittspunkt, Austrittspunkt P29. – 3.2.2 Verdichtung idealer und realer Gase P29. – 3.2.3 Vergleichsprozesse für einstufige Verdichtung P30. – 3.2.4 Definition von Wirkungsgraden P31. – 3.2.5 Mehrstufige Verdichtung P31. – 3.2.6 Verdichtung feuchter Gase P32.

3.3 Arbeitszyklus, Liefergrade und Druckverluste P32
3.3.1 Arbeitszyklus P32. – 3.3.2 Liefergrade P33. – 3.3.3 Druckverluste P34.

3.4 Auslegung und Hauptabmessungen P35
3.4.1 Hubkolbenverdichter P35. – 3.4.2 Schraubenverdichter P36. – 3.4.3 Rotationsverdichter P37. – 3.4.4 Flüssigkeitsringverdichter P37. – 3.4.5 Roots-Gebläse P38.

3.5 Ein- und Auslaßsteuerung P38
3.5.1 Aufbau selbsttätiger Ventile P39. – 3.5.2 Ventileinbau P39. – 3.5.3 Ventilauslegung P40.

3.6 Regelung und Betriebsverhalten P41
3.6.1 Regelung P41. – 3.6.2 Betriebsverhalten P43.

3.7 Bauformen und Baugruppen P43
3.7.1 Hubkolbenverdichter P43. – 3.7.2 Membranverdichter P47. – 3.7.3 Schraubenverdichter P47. – 3.7.4 Rotationsverdichter P49.

4 Verbrennungsmotoren P49

4.1 Einteilung und Verwendung P49

4.2 Arbeitsverfahren und Arbeitsprozesse P50
4.2.1 Arbeitsverfahren P50. – 4.2.2 Vergleichsprozesse P50. – 4.2.3 Wirklicher Arbeitsprozeß P52.

4.3 Ladungswechsel P55
4.3.1 Kenngrößen des Ladungswechsels P55. – 4.3.2 Steuerorgane für den Ladungswechsel P56. – 4.3.3 Ladungswechsel des Viertaktmotors P58. – 4.3.4 Ladungswechsel des Zweitaktmotors P59. – 4.3.5 Aufladung von Motoren P60.

4.4 Verbrennung im Motor P63
4.4.1 Motoren-Kraftstoffe P63. – 4.4.2 Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor P64. – 4.4.3 Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor P65. – 4.4.4 Gemischbildung und Verbrennung in Hybridmotoren P67.

4.5 Verfahren zur Gemischbildung und Zündung bei Ottomotoren P67
4.5.1 Anforderungen an Gemischbildung P67. – 4.5.2 Vergaser P67. – 4.5.3 Saugrohr-Benzin-Einspritzung P68. – 4.5.4 Direkte Benzin-Einspritzung P68. – 4.5.5 Zündausrüstung P70.

4.6 Einrichtungen zur Gemischbildung und Zündung bei Dieselmotoren P71
4.6.1 Konventionelle Einspritzsysteme P71. – 4.6.2 Unkonventionelle Einspritzsysteme P73. – 4.6.3 Einspritzdüse P73. – 4.6.4 Start- und Zündhilfen P74.

4.7 Betriebsverhalten und Kenngrößen P74
4.7.1 Leistung, Drehmoment und Verbrauch P74. – 4.7.2 Kenngrößen P75. – 4.7.3 Umweltverhalten P76. – 4.7.4 Verbrennungsmotor als Antriebsaggregat P80.

4.8 Konstruktion von Motoren P82
4.8.1 Ähnlichkeitsbeziehungen und Beanspruchung P82. – 4.8.2 Motorbauarten P83. – 4.8.3 Motorbauteile P84. – 4.8.4 Ausgeführte Motorkonstruktionen P87.

4.9 Philips-Stirling-Motor P91

5 Spezielle Literatur P92

Q Fahr- und Flugzeugtechnik

1 Kraftfahrzeuge Q2

1.1 Definition und allgemeine Anforderungen Q2
1.1.1 Definition Q2. – 1.1.2 Allgemeine Anforderungen Q2.

1.2 Fahrwiderstand und Antrieb Q3
1.2.1 Gesamtwiderstand Q3. – 1.2.2 Zugkraftdiagramm Q5. – 1.2.3 Kraftstoffverbrauch beeinflussende Maßnahmen Q5. – 1.2.4 Dynamische Kräfte Q5.

1.3 Antriebsstrang Q5
1.3.1 Bauformen Q5. – 1.3.2 Kennungswandler Q6. – 1.3.3 Gelenkwellen Q10. – 1.3.4 Antriebsschlupfregelung ASR Q10. – 1.3.5 Alternative Antriebsformen Q10.

1.4 Bremsen Q11
1.4.1 Gesetzliche Anforderungen Q11. – 1.4.2 Physikalische Grundlagen Q12. – 1.4.3 Bremsregelung Q13. – 1.4.4 Bremsenbauarten Q13. – 1.4.5 Bremsanlagen für Nkw Q15. – 1.4.6 Dauer-Bremsanlagen Q15.

1.5 Fahrwerke Q18
1.5.1 Reifen und Felgen Q18. – 1.5.2 Radaufhängung und Radführung Q23. – 1.5.3 Federn Q25. – 1.5.4 Dämpfung Q28. – 1.5.5 Geregelte Feder-/Dämpfersysteme im Fahrwerk Q29. – 1.5.6 Lenkungen Q30.

1.6 Querdynamik und Fahrverhalten Q32
1.6.1 Offene und geschlossene Regelkreise Q34. – 1.6.2 Bewertungskriterien Q34. – 1.6.3 Simulationsmethoden Q35.

1.7 Aufbau Q37
1.7.1 Fahrgastzelle Q37. – 1.7.2 Innenraumgestaltung Q38. – 1.7.3 Sicherheitsbestimmungen Q38.

1.8 Schwingungen und Komfort Q40
1.8.1 Vertikaldynamik Q40. – 1.8.2 Komfortbewertung Q41. – 1.8.3 Innengeräusch Q42.

1.9 Krafträder Q43
1.9.1 Bauarten Q43. – 1.9.2 Fahrdynamik Q44.

1.10 Fahrzeugelektrik, -elektronik Q45

1.11 Automobil und Umwelt Q47
1.11.1 Fahrzeugabgase Q47. – 1.11.2 Kraftstoffverbrauch Q48. – 1.11.3 Materialeinsatz Q48. – 1.11.4 Geräusch Q49. – 1.11.5 Flächenverbrauch Q49.

1.12 Entwicklungsmethodik Q49

2 Schienenfahrzeuge Q50

2.1 Generelle Anforderungen Q50
2.1.1 Fahrzeugbegrenzungsprofil Q51. – 2.1.2 Fahrgastwechselzeiten Q51. – 2.1.3 Lebenszykluskosten LCC Q52.

2.2 Fahrwerke Q52
2.2.1 Grundbegriffe der Spurführungstechnik Q52. – 2.2.2 Radbauarten Q54. – 2.2.3 Radsatz Q54. – 2.2.4 Rad-Schiene-Kontakt Q54. – 2.2.5 Fahrwerke Q57. – 2.2.6 Neigetechnik Q58.

2.3 Aufbau, Fahrzeugarten Q61
2.3.1 Rohbau Q61. – 2.3.2 Klimaanlage Q61. – 2.3.3 Türen Q64. – 2.3.4 Fenster Q64. – 2.3.5 Führerräume Q65. – 2.3.6 Zug-Stoßeinrichtungen Q67. – 2.3.7 Fahrzeugarten Q70.

2.4 Antriebe Q72
2.4.1 Fahrwiderstand Q72. – 2.4.2 Konstruktionen Q72.

2.5 Elektrische/Elektronische Ausrüstung/Diagnose Q73
2.5.1 Leistungselektrik Q73. – 2.5.2 Diagnosetechnik Q75.

2.6 Sicherheitstechnik Q75
2.6.1 Aktive Sicherheitstechnik/Bremse, Bremsbauarten Q75. – 2.6.2 Passive Sicherheit Q80.

2.7 Entwicklungsmethodik Q83
2.7.1 Modelle Q83. – 2.7.2 Fahrkomfort Q83. – 2.7.3 Rad-Schiene-Kräfte Q86.

3 Luftfahrzeuge Q87

3.1 Allgemeines Q87
3.1.1 Luftverkehr Q87. – 3.1.2 Anforderungen an den Luftverkehr und an Luftfahrzeuge Q87. – 3.1.3 Einordnung und Konstruktionsgruppen von Luftfahrzeugen Q88. – 3.1.4 Einordnung von Luftfahrzeugen nach Vorschriften Q89.

3.2 Definitionen Q90
3.2.1 Die internationale Standardatmosphäre (ISA) Q91. – 3.2.2 Achsenkreuze Q92. – 3.2.3 Winkel Q93. – 3.2.4 Gewichte Q94. – 3.2.5 Fluggeschwindigkeiten Q94. – 3.2.6 Geometrische Beschreibung des Luftfahrzeuges Q95. – 3.2.7 Kräfte und Winkel im Flug Q98. – 3.2.8 Flugsteuerung Q99. – 3.2.9 Flugstabilitäten Q99.

3.3 Grundlagen der Flugphysik Q100
3.3.1 Einführung Q100. – 3.3.2 Flugzeugpolare Q102. – 3.3.3 Flugleistungen Q103.

3.4 Zelle, Struktur. Q110
3.4.1 Konstruktionsphilosophien und -prinzipien Q110. – 3.4.2 Lasten, Lastannahmen Q112. – 3.4.3 Leichtbau Q113. – 3.4.4 Werkstoffe und Bauweisen Q114. – 3.4.5 Rumpf Q116. – 3.4.6 Tragflügel Q117. – 3.4.7 Wartung und Instandhaltung Q120.

4 Spezielle Literatur Q121

R Strömungsmaschinen

1 Gemeinsame Grundlagen R1

1.1 Strömungstechnik R1
1.1.1 Einleitung und Definitionen R1. – 1.1.2 Wirkungsweise R1. – 1.1.3 Strömungsgesetze R2. – 1.1.4 Absolute und relative Strömung R3. – 1.1.5 Schaufelanordnung für Pumpen und Verdichter R3. – 1.1.6 Schaufelanordnung für Turbinen R3. – 1.1.7 Schaufelgitter, Stufe, Maschine, Anlage R4.

1.2 Thermodynamik. R4
1.2.1 Thermodynamische Gesetze R4. – 1.2.2 Zustandsänderung R4. – 1.2.3 Totaler Wirkungsgrad R5. – 1.2.4 Statischer Wirkungsgrad R5. – 1.2.5 Polytroper und isentroper Wirkungsgrad R5. – 1.2.6 Mechanische Verluste R6.

1.3 Arbeitsfluid R6
1.3.1 Allgemeiner Zusammenhang zwischen thermischen und kalorischen Zustandsgrößen R6. – 1.3.2 Ideale Flüssigkeit R6. – 1.3.3 Ideales Gas R7. – 1.3.4 Reales Fluid R7. – 1.3.5 Kavitation bei Flüssigkeiten R8. – 1.3.6 Kondensation bei Dämpfen R8.

1.4 Schaufelgitter R8
1.4.1 Anordnung der Schaufeln im Gitter R8. – 1.4.2 Leit- und Laufgitter R9. – 1.4.3 Einteilung nach Geschwindigkeits- und Druckänderung R9. – 1.4.4 Reale Strömung durch Gitter R10. – 1.4.5 Gitterauslegung R10. – 1.4.6 Gitter-Kenngrößen R11. – 1.4.7 Kriterien für die zweckmäßige Stellung der Schaufeln im Gitter R13. – 1.4.8 Profilverluste R14. – 1.4.9 Verluste an den Schaufelenden R14.

1.5 Stufen R14
1.5.1 Zusammensetzen von Gittern zu Stufen R14. – 1.5.2 Gegenseitige Beeinflussung der Lauf- und Leitgitter R15. – 1.5.3 Stufenkenngrößen R16. – 1.5.4 Axiale Repetierstufe eines vielstufigen Verdichters R17. – 1.5.5 Radiale Repetierstufe eines Verdichters R17. – 1.5.6 Kenngrößen-Bereiche für Verdichterstufen R18. – 1.5.7 Axiale Repetierstufe einer Turbine R18. – 1.5.8 Radiale Turbinenstufe R19. – 1.5.9 Kenngrößen-Bereiche für Turbinenstufen R19.

1.6 Maschine R20
1.6.1 Beschaufelung, Ein- und Austrittsgehäuse R20. – 1.6.2 Maschinenkenngrößen R20. – 1.6.3 Wahl der Bauweise R21.

1.7 Betriebsverhalten und Regelmöglichkeiten R22
1.7.1 Maschinencharakteristiken R22. – 1.7.2 Instabiler Betriebsbereich bei Verdichtern R23. – 1.7.3 Anlagencharakteristik R23. – 1.7.4 Zusammenarbeit von Maschine und Anlage R23. – 1.7.5 Regelung von Verdichtern R24. – 1.7.6 Regelung von Turbinen R24.

1.8 Beanspruchung und Festigkeit der wichtigsten Bauteile R25
1.8.1 Rotierende Scheibe, rotierender Zylinder R25. – 1.8.2 Durchbiegung, kritische Drehzahlen von Rotoren R26. – 1.8.3 Beanspruchung der Schaufeln durch Fliehkräfte R26. – 1.8.4 Beanspruchung der Schaufeln durch stationäre Strömungskräfte R27. – 1.8.5 Schaufelschwingungen R27. – 1.8.6 Gehäuse R28. – 1.8.7 Thermische Beanspruchung R29. – 1.8.8 Werkstoffeigenschaften R30.

2 Wasserturbinen R30

2.1 Allgemeines R30
2.1.1 Kennzeichen R30. – 2.1.2 Wasserkraftwerke R31. – 2.1.3 Wirtschaftliches R31.

2.2 Gleichdruckturbinen R31
2.2.1 Peltonturbinen R31. – 2.2.2 Ossbergerturbinen R32.

2.3 Überdruckturbinen . . . . . R 32
2.3.1 Francisturbinen R 32. – 2.3.2 Kaplanturbinen R 33. – 2.3.3 Dériazturbinen R 34.
2.4 Werkstoffe . . . . . R 34
2.5 Kennliniendarstellungen . . . . . R 34
2.6 Extreme Betriebsverhältnisse . . . . . R 34
2.7 Laufwasser- und Speicherkraftwerke . . . . . R 35

3 Kreiselpumpen . . . . . R 36
3.1 Allgemeines . . . . . R 36
3.2 Bauarten . . . . . R 36
3.2.1 Laufrad R 36. – 3.2.2 Gehäuse R 38. – 3.2.3 Fluid R 38. – 3.2.4 Werkstoff R 38. – 3.2.5 Antrieb R 38.
3.3 Betriebsverhalten . . . . . R 39
3.3.1 Kavitation R 39. – 3.3.2 Kennlinien R 40. – 3.3.3 Anpassung der Kreiselpumpe an den Leistungsbedarf R 40. – 3.3.4 Achsschubausgleich R 43.
3.4 Ausgeführte Pumpen . . . . . R 43

4 Propeller . . . . . R 49
4.1 Vorbemerkungen . . . . . R 49
4.2 Schiffspropeller . . . . . R 49
4.3 Flugzeugpropeller. . . . . R 50
4.4 Hubschrauberrotoren . . . . . R 50

5 Föttinger-Getriebe . . . . . R 51
5.1 Prinzip und Bauformen . . . . . R 51
5.2 Auslegung. . . . . R 53
5.3 Föttinger-Kupplungen . . . . . R 53
5.4 Bremsen . . . . . R 54
5.5 Föttinger-Wandler . . . . . R 55

6 Dampfturbinen . . . . . R 57
6.1 Benennungen . . . . . R 57
6.2 Bauarten . . . . . R 57
6.2.1 Kraftwerksturbinen R 57. – 6.2.2 Industrieturbinen R 62. – 6.2.3 Kleinturbinen R 65.
6.3 Konstruktionselemente. . . . . R 65
6.3.1 Gehäuse R 65. – 6.3.2 Ventile und Klappen R 65. – 6.3.3 Beschaufelung R 66. – 6.3.4 Wellendichtungen R 67. – 6.3.5 Läufer-Dreheinrichtung R 67. – 6.3.6 Lager R 68.
6.4 Anfahren und Betrieb . . . . . R 68
6.5 Regelung, Sicherheits- und Schutzeinrichtungen . . . . . R 68
6.6 Berechnungsverfahren . . . . . R 69
6.6.1 Allgemeines R 69. – 6.6.2 Auslegung von Industrieturbinen R 69.

7 Turboverdichter . . . . . R 70
7.1 Einteilung und Einsatzbereiche . . . . . R 70
7.1.1 Ventilatoren R 70. – 7.1.2 Axialverdichter R 70. – 7.1.3 Radialverdichter R 71.
7.2 Radiale Laufradbauarten . . . . . R 72
7.2.1 Das geschlossene 2 D-Laufrad R 73. – 7.2.2 Das geschlossene 3 D-Laufrad R 73. – 7.2.3 Das offene Laufrad R 73. – 7.2.4 Laufradverwendung R 73. – 7.2.5 Laufradherstellung R 73. – 7.2.6 Laufradfestigkeit R 74.
7.3 Radiale Verdichterbauarten . . . . . R 74
7.3.1 Einwellenverdichter R 74. – 7.3.2 Mehrwellen-Getriebeverdichter R 76. – 7.3.3 Bauartmerkmale, zusammengefaßt R 77.
7.4 Regelungsarten. . . . . R 78
7.4.1 Drehzahlregelung R 78. – 7.4.2 Saugdrosselregelung R 79. – 7.4.3 Eintrittsleitschaufelregelung R 79. – 7.4.4 Nachleitschaufelregelung R 79. – 7.4.5 Bypass-Regelung R 80.

7.5 Beispiel einer Radialverdichterauslegung nach vereinfachtem Verfahren . . . . . R 80
7.5.1 Betriebsbedingungen (vorgegeben) R 80. – 7.5.2 Gasdaten R 80. – 7.5.3 Volumenstrom, Laufraddurchmesser, Drehzahl R 81. – 7.5.4 Endtemperatur, spezifische polytrope Arbeit R 81. – 7.5.5 Wirkungsgrad, Stufenzahl R 81. – 7.5.6 Leistung R 81.

8 Gasturbinen . . . . . R 82

8.1 Einteilung und Verwendung . . . . . R 82

8.2 Thermodynamische Grundlagen. . . . . R 82
8.2.1 Idealisierte Kreisprozesse R 82. – 8.2.2 Reale Gasturbinenprozesse R 84.

8.3 Baugruppen. . . . . R 85
8.3.1 Verdichter R 85. – 8.3.2 Turbine R 86. – 8.3.3 Brennkammer R 86. – 8.3.4 Wärmetauscher R 87.

8.4 Hilfssysteme . . . . . R 88
8.4.1 Drehzahlregelung R 88. – 8.4.2 Brennstoffsystem R 88. – 8.4.3 Schmierölsystem R 89. – 8.4.4 Weitere Hilfssysteme R 90.

8.5 Gasturbine im Kraftwerk . . . . . R 91
8.5.1 Allgemeines und Bauweise R 91. – 8.5.2 Gas- und Dampf-Anlagen R 91. – 8.5.3 Luftspeicher-Kraftwerk R 91.

8.6 Gasturbine für Verkehrsfahrzeuge . . . . . R 92
8.6.1 Luftfahrt R 92. – 8.6.2 Schiffahrt R 93. – 8.6.3 Straßenfahrzeuge R 93. – 8.6.4 Abgasturbolader R 93.

8.7 Brennstoffe . . . . . R 94

8.8 Beanspruchungen und Werkstoffe . . . . . R 94

8.9 Betriebsverhalten . . . . . R 95
8.9.1 Ähnlichkeitskennfelder R 95. – 8.9.2 Teillastbetrieb R 95.

8.10 Abgasemission . . . . . R 96

9 Spezielle Literatur . . . . . R 97

S Fertigungsverfahren

1 Übersicht über die Fertigungsverfahren . . . . . S 3

1.1 Definition und Kriterien . . . . . S 3

1.2 Systematik . . . . . S 3

2 Urformen . . . . . S 4

2.1 Allgemeines . . . . . S 4

2.2 Formgebung bei metallischen Werkstoffen durch Gießen . . . . . S 5
2.2.1 Herstellung von Halbzeugen S 5. – 2.2.2 Herstellung von Formteilen (Gußteilen). S 7. – 2.2.3 CAD/CAM-Einsatz S 15. – 2.2.4 Vorbereitende und nachbehandelnde Arbeitsvorgänge S 17.

2.3 Formgebung bei Kunststoffen. . . . . S 17
2.3.1 Foliengießen. S 17. – 2.3.2 Strangpressen (Extrudieren). S 17. – 2.3.3 Kalandrieren S 18. – 2.3.4 Schichtpressen. S 18. – 2.3.5 Spritzgießverfahren. S 18. – 2.3.6 Formpressen. S 18. – 2.3.7 Spritzpressen S 19. – 2.3.8 Schäumen S 19.

2.4 Formgebung bei metallischen und keramischen Werkstoffen durch Sintern (Pulvermetallurgie) . . . . . S 19
2.4.1 Allgemeines S 19. – 2.4.2 Anwendung S 19. – 2.4.3 Technologie S 20.

2.5 Weitere Urformverfahren. . . . . S 22
2.5.1 Galvanoformung S 22.

3 Umformen . . . . . S 23

3.1 Systematik und Einführung . . . . . S 23
2.5.2 Chemoformung S 23.

3.2 Grundlagen der Umformtechnik S 24
3.2.1 Fließspannung S 24. – 3.2.2 Formänderungsgrößen S 24. – 3.2.3 Fließkriterien. Flow criteria S 24. – 3.2.4 Fließkurve S 25. – 3.2.5 Anisotropie S 26. – 3.2.6 Formänderungsvermögen S 26. – 3.2.7 Grenzformänderungsdiagramm. S 26.

3.3 Modellvorstellungen . . . . . S 27

3.4 Spannungen und Kräfte bei ausgewählten Verfahren der Umformtechnik . . . . . S 29
3.4.1 Stauchen zylindrischer Körper S 29. – 3.4.2 Stauchen rechteckiger Körper S 29. – 3.4.3 Drahtziehen S 29. – 3.4.4 Durchdrücken S 30. – 3.4.5 Tiefziehen S 31.

3.5 Technologie . . . . . S 32
3.5.1 Streckziehen S 32. – 3.5.2 Tiefziehen S 32. – 3.5.3 Biegen S 33. – 3.5.4 Superplastisches Umformen von Blechen S 35. – 3.5.5 Stauchen S 35. – 3.5.6 Schmieden S 35. – 3.5.7 Strangpressen S 37.

4 Trennen . . . . . S 39

4.1 Allgemeines . . . . . S 39

4.2 Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden. . . . . S 39
4.2.1 Grundlagen S 39. – 4.2.2 Drehen S 41. – 4.2.3 Bohren S 45. – 4.2.4 Fräsen S 47. – 4.2.5 Sonstige Verfahren: Hobeln und Stoßen, Räumen, Sägen S 50. – 4.2.6 Schneidstoffe S 52.

4.3 Spanen mit geometrisch unbestimmter Schneide . . . . . S 53
4.3.1 Grundlagen S 53. – 4.3.2 Schleifen mit rotierendem Werkzeug S 55. – 4.3.3 Bandschleifen S 57. – 4.3.4 Honen S 58. – 4.3.5 Sonstige Verfahren: Läppen, Innendurchmesser-Trennschleifen S 59.

4.4 Abtragen . . . . . S 60
4.4.1 Gliederung S 60. – 4.4.2 Thermisches Abtragen mit Funken (Funkenerosives Abtragen) S 60. – 4.4.3 Lasertrennen S 62. – 4.4.4 Elektrochemisches Abtragen S 64. – 4.4.5 Chemisches Abtragen S 64.

4.5 Scheren und Schneiden . . . . . S 64
4.5.1 Systematik S 64. – 4.5.2 Technologie S 65. – 4.5.3 Kräfte und Arbeiten S 66. – 4.5.4 Werkstückeigenschaften S 67. – 4.5.5 Werkzeuge S 67. – 4.5.6 Sonderschneidverfahren S 69.

5 Sonderverfahren . . . . . S 70

5.1 Gewindefertigung. . . . . S 70
5.1.1 Gewindedrehen S 70. – 5.1.2 Gewindestrehlen S 70. – 5.1.3 Gewindeschneiden S 71. – 5.1.4 Gewindebohren S 71. – 5.1.5 Gewindefräsen S 71. – 5.1.6 Gewindeschleifen S 72. – 5.1.7 Gewindeerodieren S 73. – 5.1.8 Gewindewalzen S 73. – 5.1.9 Gewindefurchen S 73. – 5.1.10 Gewindedrücken S 73.

5.2 Verzahnen. . . . . S 74
5.2.1 Verzahnen von Stirnrädern S 74. – 5.2.2 Verzahnen von Schnecken S 81. – 5.2.3 Verzahnen von Schneckenrädern S 82. – 5.2.4 Verzahnen von Kegelrädern S 82.

5.3 Fertigungsverfahren der Feinwerk- und Mikrotechnik . . . . . S 84
5.3.1 Einführung S 84. – 5.3.2 Laserstrahlverfahren S 85. – 5.3.3 Elektronenstrahlverfahren S 86. – 5.3.4 Ultraschallverfahren S 87. – 5.3.5 Funkenerosion, Elysieren, Metallätzen S 87. – 5.3.6 Herstellen von Schichten S 88. – 5.3.7 Herstellen planarer Strukturen S 89. – 5.3.8 Verfahren der Mikrotechnik S 90.

5.4 Beschichten . . . . . S 93

5.5 Rapid Prototyping . . . . . S 94

6 Montage und Demontage . . . . . S 96

6.1 Begriffe. . . . . S 96

6.2 Aufgaben der Montage und Demontage . . . . . S 97

6.3 Durchführung der Montage und Demontage . . . . . S 98

7 Fertigungs- und Fabrikbetrieb . . . . . S 102

7.1 Management der Produktion . . . . . S 102

7.2 Qualitätsmanagement . . . . . S 102
7.2.1 Aufgaben des Qualitätsmanagements S 102. – 7.2.2 Qualitätsmanagement-System S 103. – 7.2.3 Umfassendes Qualitätsmanagement S 103. – 7.2.4 Werkzeuge und Methoden S 103. – 7.2.5 CAQ-Systeme S 104.

7.3 Organisation der Produktion . . . . . S 104
7.3.1 Formen der Organisation S 104. – 7.3.2 Bereiche der Produktion S 104.

7.4 Arbeitsvorbereitung . . . . . S 105
7.4.1 Arbeitsplanung S 105. – 7.4.2 Arbeitssteuerung S 107.

7.5 Fertigungssysteme . . . . . S 108
7.5.1 Das System „Fertigung“ S 108. – 7.5.2 Einteilung von Fertigungsystemen S 109. – 7.5.3 Automatisierung von Handhabungsfunktionen S 110. – 7.5.4 Transferstraßen und automatische Fertigungslinien S 110. – 7.5.5 Flexible Fertigungssysteme S 111. – 7.5.6 Wandlungsfähige Fertigungssysteme S 112.

7.6 Betriebliche Kostenrechnung . . . . . S 112
7.6.1 Grundlagen der betrieblichen Kostenrechnung S 112. – 7.6.2 Kostenartenrechnung S 113. – 7.6.3 Kostenstellenrechnung und Betriebsabrechnungsbögen S 113. – 7.6.4 Maschinenstundensatzrechnung S 114. – 7.6.5 Kalkulation S 114. – 7.6.6 Prozeßkostenrechnung/-kalkulation S 114.

7.7 Arbeitswissenschaftliche Grundlagen . . . . . S 115

8 Anhang S: Diagramme und Tabellen . . . . . S 117

9 Spezielle Literatur . . . . . S 123

T Fertigungsmittel

1 Elemente der Werkzeugmaschinen . . . . . T 1

1.1 Grundlagen . . . . . T 1
1.1.1 Funktionsgliederung T 1. – 1.1.2 Mechanisches Verhalten T 3.

1.2 Antriebe . . . . . T 5
1.2.1 Motoren T 5. – 1.2.2 Getriebe T 12. – 1.2.3 Mechanische Vorschub-Übertragungselemente T 16.

1.3 Gestelle . . . . . T 22
1.3.1 Anforderungen, Bauformen T 22. – 1.3.2 Werkstoffe für Gestellbauteile T 24. – 1.3.3 Gestaltung der Gestellbauteile T 25. – 1.3.4 Berechnung und Optimierung T 25.

1.4 Führungen . . . . . T 27
1.4.1 Linearführungen T 28. – 1.4.2 Drehführungen, Lagerungen T 33.

2 Steuerungen . . . . . T 35

2.1 Steuerungstechnische Grundlagen . . . . . T 35
2.1.1 Zum Begriff Steuerung T 35. – 2.1.2 Informationsdarstellung T 35. – 2.1.3 Programmsteuerung und Funktionssteuerung T 35. – 2.1.4 Signaleingabe und -ausgabe T 36. – 2.1.5 Signalbildung T 36. – 2.1.6 Signalverarbeitung T 36. – 2.1.7 Steuerungsprogramme T 37. – 2.1.8 Aufbauorganisation von Steuerungen T 38. – 2.1.9 Aufbau von Steuerungssystemen T 38. – 2.1.10 Dezentralisierung durch den Einsatz industrieller Kommunikationssysteme T 40. – 2.1.11 Offene Steuerungssysteme T 41. – 2.1.12 Datenquellen und Verbindungsstrukturen in der Fertigung T 43. – 2.1.13 Sicherheitsbestimmungen T 44.

2.2 Steuerungsmittel . . . . . T 45
2.2.1 Mechanische Speicher und Steuerungen T 45. – 2.2.2 Fluidische Steuerungen T 45. – 2.2.3 Elektrische Steuerungen T 46.

2.3 Speicherprogrammierbare Steuerungen . . . . . T 46
2.3.1 Aufbau T 46. – 2.3.2 Arbeitsweise T 47. – 2.3.3 Programmierung T 47.

2.4 Numerische Steuerungen . . . . . T 49
2.4.1 Zum Begriff T 49. – 2.4.2 NC-Programmierung T 49. – 2.4.3 Datenschnittstellen T 50. – 2.4.4 Steuerdatenverarbeitung T 51. – 2.4.5 Numerische Grundfunktionen T 52. – 2.4.6 Lageeinstellung T 54.

2.5 Einrichtungen zur Positionsmessung bei NC-Maschinen . . . . . T 56
2.5.1 Arten der Positionswerterfassung T 56. – 2.5.2 Meßort und Meßwertabnahme T 56. – 2.5.3 Digitale Meßwerterfassung T 56. – 2.5.4 Analoge Meßwerterfassung T 57.

2.6 Einrichtungen zur Geschwindigkeitserfassung bei NC-Maschinen . . . . . T 58
2.6.1 Direkte Geschwindigkeitsmessung T 58. – 2.6.2 Messen von Beschleunigungen T 58.

3 Maschinen zum Scheren und Schneiden . . . . . T 59

3.1 Maschinen zum Scheren . . . . . T 59

3.2 Maschinen zum Schneiden . . . . . T 60

3.3 Blechbearbeitungszentren . . . . . T 61

3.4 Maschinen zum Strahlschneiden . . . . . T 61

4 Werkzeugmaschinen zum Umformen . . . . . T 62

4.1 Kenngrößen von Preßmaschinen . . . . . T 62

4.2 Weggebundene Preßmaschinen . . . . . T 64
4.2.1 Bauarten T 64. – 4.2.2 Baugruppen T 65. – 4.2.3 Kinetik und Kinematik T 65. – 4.2.4 Anwendung, Ausführungsbeispiele T 66.

4.3 Kraftgebundene Preßmaschinen . . . . . T 67
4.3.1 Bauarten T 67. – 4.3.2 Baugruppen T 67. – 4.3.3 Anwendung, Ausführungsbeispiele T 67.

4.4 Arbeitgebundene Preßmaschinen . . . . . T 67
4.4.1 Hämmer T 67. – 4.4.2 Spindelpressen T 71.

4.5 Arbeitssicherheit T72

5 Spanende Werkzeugmaschinen T74

5.1 Drehmaschinen T74
5.1.1 Allgemeines T74. – 5.1.2 Universaldrehmaschinen T74. – 5.1.3 Frontdrehmaschinen T76. – 5.1.4 Drehautomaten T76. – 5.1.5 Großdrehmaschinen T78. – 5.1.6 Sonderdrehmaschinen T78. – 5.1.7 Flexible Drehbearbeitungszentren T79.

5.2 Bohrmaschinen T80
5.2.1 Allgemeines T80. – 5.2.2 Tischbohrmaschinen T81. – 5.2.3 Säulenbohrmaschinen T81. – 5.2.4 Ständerbohrmaschinen T81. – 5.2.5 Mehrspindelbohrmaschinen T82. – 5.2.6 Schwenkbohrmaschinen T82. – 5.2.7 Koordinatenbohrmaschinen T82. – 5.2.8 Revolverbohrmaschinen T84. – 5.2.9 Feinbohrmaschinen T84. – 5.2.10 Tiefbohrmaschinen T85. – 5.2.11 Sonderbohrmaschinen T85.

5.3 Fräsmaschinen T85
5.3.1 Allgemeines T85. – 5.3.2 Konsolfräsmaschinen T86. – 5.3.3 Bettfräsmaschinen T87. – 5.3.4 Nachformfräsmaschinen T88. – 5.3.5 Rundfräsmaschinen T88. – 5.3.6 Universal-Werkzeugfräsmaschinen T88. – 5.3.7 Waagerecht-Bohr- und -Fräsmaschinen T88. – 5.3.8 Hochgeschwindigkeitsfräsmaschinen T89. – 5.3.9 Fräsmaschinen mit Parallelkinematiken T89. – 5.3.10 Sonderfräsmaschinen T89.

5.4 Bearbeitungszentren T90

5.5 Hobel- und Stoßmaschinen T91
5.5.1 Hobelmaschinen T91. – 5.5.2 Stoßmaschinen T92.

5.6 Räummaschinen T93

5.7 Säge- und Feilmaschinen T94
5.7.1 Allgemeines T94. – 5.7.2 Kaltkreissägemaschinen T94. – 5.7.3 Bandsäge- und Bandfeilmaschinen T94. – 5.7.4 Hubsäge- und Hubfeilmaschinen T95.

5.8 Schleifmaschinen T95
5.8.1 Allgemeines T95. – 5.8.2 Planschleifmaschinen T95. – 5.8.3 Rundschleifmaschinen T95. – 5.8.4 Schraubflächenschleifmaschinen T97. – 5.8.5 Verzahnungsschleifmaschinen T97. – 5.8.6 Profilschleifmaschinen T97. – 5.8.7 Bandschleifmaschinen T97. – 5.8.8 Entwicklungstendenzen T98.

5.9 Honmaschinen T98
5.9.1 Langhubhonmaschinen T98. – 5.9.2 Kurzhubhonmaschinen T99.

5.10 Läppmaschinen T100
5.10.1 Allgemeines T100. – 5.10.2 Einscheiben-Läppmaschinen T100. – 5.10.3 Zweischeiben-Läppmaschinen T101. – 5.10.4 Kugelläppmaschinen T102.

5.11 Mehrmaschinensysteme T102

6 Schweiß- und Lötmaschinen T103

6.1 Lichtbogenschweißmaschinen T103

6.2 Widerstandsschweißmaschinen T105

6.3 Laserstrahl-Schweiß- und Löteinrichtungen T106

6.4 Löteinrichtungen T106

7 Industrieroboter T106

7.1 Einteilung von Handhabungseinrichtungen T106

7.2 Komponenten des Roboters T107

7.3 Kinematisches und dynamisches Modell T108
7.3.1 Kinematisches Modell T108. – 7.3.2 Dynamisches Modell T108.

7.4 Genauigkeit, Kenngrößen, Kalibrierung T108

7.5 Steuerungssystem eines Industrieroboters T109

7.6 Programmierung T110
7.6.1 Programmierverfahren T110. – 7.6.2 Off-line-Programmiersysteme T111.

7.7 Anwendungsgebiete und Auswahl von Industrierobotern T112

8 Spezielle Literatur T112

U Fördertechnik

1 Grundlagen U2

1.1 Begriffsbestimmungen U2

1.2 Fördergüter und Fördermittel U2

1.3 Stromstärke und Durchsatz U2

2 Hebezeuge und Krane U3

2.1 Ketten und Kettentriebe U3
2.1.1 Rundstahlketten U3. – 2.1.2 Stahlgelenkketten U4.

2.2 Seile und Seiltriebe U4
2.2.1 Faserseile U4. – 2.2.2 Drahtseile U4. – 2.2.3 Seilrollen und Seiltrommeln U9. – 2.2.4 Treibscheiben und Treibtrommeln U10.

2.3 Tragmittel und Lastaufnahmemittel U11
2.3.1 Lasthaken U11. – 2.3.2 Lastaufnahmemittel für Stückgüter U12. – 2.3.3 Lastaufnahmemittel für Schüttgüter U13.

2.4 Mechanische Elemente der Antriebe U14
2.4.1 Getriebe U14. – 2.4.2 Motorkupplungen U15. – 2.4.3 Mechanische Bremsen U15.

2.5 Hubwerke und Winden U19
2.5.1 Antriebsleistung U19. – 2.5.2 Serienhebezeuge U19. – 2.5.3 Stückguthubwerke U20. – 2.5.4 Greiferhubwerke U21. – 2.5.5 Freifallwinden U22.

2.6 Fahrbahnen und Fahrwerke U22
2.6.1 Kranschienen U22. – 2.6.2 Laufräder und ihre Lagerung U23. – 2.6.3 Berechnung der Laufräder U23. – 2.6.4 Spurführung U24. – 2.6.5 Antriebssysteme U24.

2.7 Antriebe U26
2.7.1 Elektromotorische Antriebe U26. – 2.7.2 Dieselmotorisch getriebene Antriebe U28.

2.8 Krantragwerke U28
2.8.1 Berechnung U28. – 2.8.2 Puffer U30. – 2.8.3 Schraubenverbindungen U31. – 2.8.4 Standsicherheit und Sicherheit gegen Abtreiben durch Wind U32. – 2.8.5 Abnahmeprüfung von Kranen U32.

2.9 Kranarten U32
2.9.1 Hängebahnen U32. – 2.9.2 Hängekrane U33. – 2.9.3 Brückenkrane U33. – 2.9.4 Verladebrücken U36. – 2.9.5 Drehkrane U37. – 2.9.6 Autokrane U42.

3 Stetigförderer U43

3.1 Förderprinzip, Einteilung, Leistungsfähigkeiten U43

3.2 Stetigförderer, Zug- und Tragorgan vereinigt (Gurtförderer) U43
3.2.1 Gurtarten U44. – 3.2.2 Berechnungsgrundlagen U45. – 3.2.3 Konstruktionselemente und Baugruppen U48.

3.3 Stetigförderer, Zug- und Tragorgan getrennt U52
3.3.1 Gliederförderer U52. – 3.3.2 Schneckenförderer U57.

3.4 Stetigförderer ohne Zugorgan, mit Energiezufuhr (Schwingförderer) U58

3.5 Stetigförderer ohne Zugorgan und ohne Energiezufuhr (Schwerkraftförderer) . . . U59
3.5.1 Rutschen U59. – 3.5.2 Rollenbahnen U59.

3.6 Strömungsförderer U60
3.6.1 Förderung im Luftstrom U60. – 3.6.2 Förderung im Wasserstrom U60. – 3.6.3 Förderung nach dem Lufthebeverfahren U61. – 3.6.4 Berechnungsgrundlagen zur Strömungsförderung U61.

4 Flurförderer U61

4.1 Hand-Flurförderzeuge U61
4.1.1 Karren U61. – 4.1.2 Wagen U61. – 4.1.3 Roller U61. – 4.1.4 Hubwagen U61.

4.2 Motorisch angetriebene Stückgutförderer U61
4.2.1 Wagen W U62. – 4.2.2 Schlepper Z U63. – 4.2.3 Gabelstapler U63. – 4.2.4 Portalhubwagen und -stapler U67. – 4.2.5 Fahrerlose Flurförderzeuge U68. – 4.2.6 Fahrwiderstände und Fahrmotorleistung U68.

4.3 Motorisch angetriebene Schüttgut-Flurförderer U68

5 Förderelemente und Fördersysteme für den innerbetrieblichen Materialfluß . U69

5.1 Aufbau und Arbeitsweise von Materialflußsystemen (MFS) U69

5.2 Theoretische Behandlung der Materialflußsysteme U70

5.3 Transporteinheit (TE) und Transporthilfsmittel (TPH) U72

5.4 Förderelemente für den innerbetrieblichen Materialfluß U72
5.4.1 Elemente zur Förderung auf freier Strecke U73. – 5.4.2 Elemente zum Zusammenführen und Verteilen von Transportströmen U74. – 5.4.3 Sortiersysteme U75. – 5.4.4 Kreisfördersysteme U76.

5.5 Lagertechnik U78
5.5.1 Aufgabe, Struktur und Funktion eines Lagersystems U78. – 5.5.2 Lagerungsmöglichkeiten U78. – 5.5.3 Abmessungen von Regalen in Palettenlagern U79. – 5.5.4 Das Hochregallager (HRL) U79. – 5.5.5 Das Kanalregallager für Paletten U80. – 5.5.6 Das Paletten-Kommissionierlager (PKL) U80. – 5.5.7 Automatisierte Kleinteileläger (AKL) U82. – 5.5.8 Durchsatz in Lagersystemen U82. – 5.5.9 Steuerung automatisierter Lagersysteme U83.

6 Baumaschinen U84

6.1 Einteilung und Begriffe U84

6.2 Hochbaumaschinen U84
6.2.1 Turmdrehkrane U84. – 6.2.2 Betonmischanlagen U84. – 6.2.3 Transportbetonmischer U85. – 6.2.4 Betonpumpen. U86. – 6.2.5 Verteilermasten U86.

6.3 Erdbaumaschinen U87
6.3.1 Bagger U88. – 6.3.2 Schaufellader U89. – 6.3.3 Planiermaschinen U90. – 6.3.4 Transportfahrzeuge U92.

7 Spezielle Literatur U94

V Elektrotechnik

1 Grundlagen V1

1.1 Grundgesetze V2
1.1.1 Feldgrößen und -gleichungen V2. – 1.1.2 Elektrostatisches Feld V2. – 1.1.3 Stationäres Strömungsfeld V2. – 1.1.4 Stationäres magnetisches Feld V3. – 1.1.5 Quasistationäres elektromagnetisches Feld V3.

1.2 Elektrische Stromkreise V3
1.2.1 Gleichstromkreise V3. – 1.2.2 Kirchhoffsche Sätze V4. – 1.2.3 Kapazitäten V5. – 1.2.4 Induktionsgesetz V5. – 1.2.5 Induktivitäten V5. – 1.2.6 Magnetische Materialien V6. – 1.2.7 Kraftwirkungen im elektromagnetischen Feld V6.

1.3 Wechselstromtechnik V8
1.3.1 Wechselstromgrößen V8. – 1.3.2 Leistung V9. – 1.3.3 Drehstrom V9. – 1.3.4 Schwingkreise und Filter V11.

1.4 Netzwerke V12
1.4.1 Ausgleichsvorgänge V12. – 1.4.2 Netzwerkberechnung V13.

1.5 Werkstoffe und Bauelemente V14
1.5.1 Leiter, Halbleiter, Isolatoren V14. – 1.5.2 Besondere Eigenschaften bei Leitern V14. – 1.5.3 Stoffe im elektrischen Feld V15. – 1.5.4 Stoffe im Magnetfeld V15. – 1.5.5 Elektrolyte V16.

2 Transformatoren und Wandler V16

2.1 Einphasentransformatoren V16
2.1.1 Wirkungsweise und Ersatzschaltbilder V16. – 2.1.2 Spannungsinduktion V17. – 2.1.3 Leerlauf und Kurzschluß V17. – 2.1.4 Zeigerdiagramm V17.

2.2 Meßwandler V18
2.2.1 Stromwandler V18. – 2.2.2 Spannungswandler V18.

2.3 Drehstromtransformatoren V18

3 Elektrische Maschinen V19

3.1 Allgemeines V19
3.1.1 Maschinenarten V19. – 3.1.2 Bauformen und Achshöhen V20. – 3.1.3 Schutzarten V20. – 3.1.4 Verluste und Wirkungsgrad V21. – 3.1.5 Erwärmung und Kühlung V21. – 3.1.6 Betriebsarten V22. – 3.1.7 Schwingungen und Geräusche V22. – 3.1.8 Drehfelder in Drehstrommaschinen V22.

3.2 Asynchronmaschinen V24
3.2.1 Ausführungen V24. – 3.2.2 Ersatzschaltbild und Kreisdiagramm V24. – 3.2.3 Betriebskennlinien V25. – 3.2.4 Einfluß der Stromverdrängung V26. – 3.2.5 Einphasenmotoren V26.

3.3 Synchronmaschinen V26
3.3.1 Ausführungen V26. – 3.3.2 Betriebsverhalten V27. – 3.3.3 Kurzschlußverhalten V28.

3.4 Gleichstrommaschinen V29
3.4.1 Ausführungen V29. – 3.4.2 Stationäres Betriebsverhalten V29. – 3.4.3 Instationäres Betriebsverhalten V29.

3.5 Kleinmotoren . . . . . V 30
3.6 Linearmotoren . . . . . V 33

4 Leistungselektronik . . . . . V 34
4.1 Grundlagen und Bauelemente . . . . . V 34
4.1.1 Allgemeines V 34. – 4.1.2 Ausführungen von Halbleiterventilen V 34. – 4.1.3 Leistungsmerkmale der Ventile V 35. – 4.1.4 Einteilung der Stromrichter V 36.
4.2 Wechselstrom- und Drehstromsteller . . . . . V 36
4.3 Netzgeführte Stromrichter . . . . . V 37
4.3.1 Netzgeführte Gleich- und Wechselrichter V 37. – 4.3.2 Steuerkennlinien V 37. – 4.3.3 Umkehrstromrichter V 38. – 4.3.4 Netzrückwirkungen V 39. – 4.3.5 Direktumrichter V 39.
4.4 Selbstgeführte Stromrichter . . . . . V 40
4.4.1 Gleichstromsteller V 40. – 4.4.2 Selbstgeführte Wechselrichter und Umrichter V 40. – 4.4.3 Blindleistungskompensation V 42.

5 Elektrische Antriebstechnik . . . . . V 42
5.1 Allgemeines . . . . . V 42
5.1.1 Aufgaben V 42. – 5.1.2 Stationärer Betrieb V 42. – 5.1.3 Anfahren V 43. – 5.1.4 Drehzahlverstellung V 43. – 5.1.5 Drehschwingungen V 44. – 5.1.6 Elektrische Bremsung V 45. – 5.1.7 Elektromagnetische Verträglichkeit V 45.
5.2 Gleichstromantriebe . . . . . V 45
5.2.1 Gleichstromantriebe mit netzgeführten Stromrichtern V 45. – 5.2.2 Regelung in der Antriebstechnik V 46. – 5.2.3 Drehzahlregelung V 47.
5.3 Drehstromantriebe . . . . . V 49
5.3.1 Antriebe mit Drehstromsteller V 49. – 5.3.2 Stromrichterkaskaden V 49. – 5.3.3 Stromrichtermotor V 50. – 5.3.4 Umrichterantriebe mit selbstgeführtem Wechselrichter V 50. – 5.3.5 Regelung von Drehstromantrieben V 50.

6 Energieverteilung . . . . . V 54
6.1 Allgemeines . . . . . V 54
6.2 Kabel und Leitungen . . . . . V 55
6.2.1 Leitungsnachbildung V 55. – 6.2.2 Kenngrößen der Leitungen V 55.
6.3 Schaltgeräte . . . . . V 56
6.3.1 Schaltanlagen V 56. – 6.3.2 Hochspannungsschaltgeräte V 56. – 6.3.3 Niederspannungsschaltgeräte V 56.
6.4 Schutzeinrichtungen . . . . . V 56
6.4.1 Kurzschlußschutz V 56. – 6.4.2 Schutzschalter V 56. – 6.4.3 Thermischer Überstromschutz V 57. – 6.4.4 Kurzschlußströme V 57. – 6.4.5 Selektiver Netzschutz V 58. – 6.4.6 Berührungsschutz V 58.
6.5 Energiespeicherung (s. L 4.2) . . . . . V 59
6.5.1 Speicherkraftwerke V 59. – 6.5.2 Batterien V 59. – 6.5.3 Andere Energiespeicher V 60.
6.6 Elektrische Energie aus erneuerbaren Quellen . . . . . V 60
6.6.1 Solarenergie V 60. – 6.6.2 Windenergie V 61.

7 Elektrowärme . . . . . V 62
7.1 Widerstandserwärmung . . . . . V 63
7.2 Lichtbogenerwärmung . . . . . V 63
7.2.1 Lichtbogenofen V 63. – 7.2.2 Lichtbogenschweißen V 64.
7.3 Induktive Erwärmung . . . . . V 64
7.3.1 Stromverdrängung, Eindringtiefe V 64. – 7.3.2 Aufwölbung und Bewegungen im Schmelzgut V 64. – 7.3.3 Oberflächenerwärmung V 64. – 7.3.4 Stromversorgung V 65.
7.4 Dielektrische Erwärmung . . . . . V 65

8 Informationselektronik . . . . . V 66
8.1 Allgemeines . . . . . V 66
8.2 Bauelemente . . . . . V 66
8.3 Analoge Schaltungen . . . . . V 67
8.4 Digitale Schaltungen . . . . . V 67

9 Anhang V: Diagramme und Tabellen . . . . . V 70

10 Spezielle Literatur . . . . . V 72

W Meßtechnik und Sensorik

1 Grundlagen . . . . . W 1

1.1 Aufgabe der Meßtechnik . . . . . W 1

1.2 Strukturen der Meßtechnik . . . . . W 1
1.2.1 Meßkette W 1. – 1.2.2 Kenngrößen von Meßgliedern W 1. – 1.2.3 Meßabweichung von Meßgliedern W 2. – 1.2.4 Dynamische Übertragungseigenschaften von Meßgliedern W 3.

1.3 Planung von Messungen . . . . . W 4

1.4 Auswertung von Messungen . . . . . W 4

2 Meßgrößen und Meßverfahren . . . . . W 6

2.1 Einheitensystem und Gliederung der Meßgrößen der Technik . . . . . W 6
2.1.1 Internationales Einheitensystem W 6. – 2.1.2 Gliederung der Meßgrößen W 6.

2.2 Sensoren und Aktoren . . . . . W 6
2.2.1 Meßgrößenumformung W 6. – 2.2.2 Zerstörungsfreie Bauteil- und Maschinendiagnostik W 6.

2.3 Geometrische Meßgrößen . . . . . W 7
2.3.1 Längenmeßtechnik W 7. – 2.3.2 Gewinde- und Zahnradmeßtechnik W 9. – 2.3.3 Oberflächenmeßtechnik W 10. – 2.3.4 Mustererkennung und Bildverarbeitung W 11.

2.4 Kinematische und schwingungstechnische Meßgrößen . . . . . W 11
2.4.1 Wegmeßtechnik W 12. – 2.4.2 Geschwindigkeits- und Drehzahlmeßtechnik W 12. – 2.4.3 Beschleunigungsmeßtechnik W 13.

2.5 Mechanische Beanspruchungen . . . . . W 14
2.5.1 Kraftmeßtechnik W 14. – 2.5.2 Dehnungsmeßtechnik W 14. – 2.5.3 Experimentelle Spannungsanalyse W 16. – 2.5.4 Druckmeßtechnik W 17.

2.6 Strömungstechnische Meßgrößen . . . . . W 18
2.6.1 Flüssigkeitsstand W 18. – 2.6.2 Volumen, Durchfluß, Strömungsgeschwindigkeit W 18. – 2.6.3 Viskosimetrie W 19.

2.7 Thermische Meßgrößen . . . . . W 19
2.7.1 Temperaturmeßtechnik W 20. – 2.7.2 Kalorimetrie W 20.

2.8 Optische Meßgrößen . . . . . W 21
2.8.1 Licht- und Farbmeßtechnik W 21. – 2.8.2 Refraktometrie W 22. – 2.8.3 Polarimetrie W 22.

2.9 Umweltmeßgrößen . . . . . W 22
2.9.1 Strahlungsmeßtechnik W 22. – 2.9.2 Akustische Meßtechnik W 23. – 2.9.3 Klimameßtechnik W 24.

2.10 Stoffmeßgrößen . . . . . W 24
2.10.1 Anorganisch-chemische Analytik W 24. – 2.10.2 Organisch-chemische Analytik W 25. – 2.10.3 Oberflächenanalytik W 25.

3 Meßsignalverarbeitung . . . . . W 26

3.1 Signalarten . . . . . W 26

3.2 Analoge elektrische Meßtechnik . . . . . W 26
3.2.1 Strom-, Spannungs- und Widerstandsmeßtechnik W 26. – 3.2.2 Kompensatoren und Meßbrücken W 27. – 3.2.3 Meßverstärker W 28. – 3.2.4 Funktionsbausteine W 29.

3.3 Digitale elektrische Meßtechnik . . . . . W 29
3.3.1 Digitale Meßsignaldarstellung W 29. – 3.3.2 Analog-Digital-Umsetzer W 30.

3.4 Rechnerunterstützte Meßsignalverarbeitung . . . . . W 30

4 Meßwertausgabe . . . . . W 32

4.1 Meßwertanzeige . . . . . W 32
4.1.1 Meßwerke W 32. – 4.1.2 Digitalvoltmeter, Digitalmultimeter W 33. – 4.1.3 Oszilloskope W 33.

4.2 Meßwertregistrierung . . . . . W 34
4.2.1 Schreiber W 34. – 4.2.2 Drucker W 34. – 4.2.3 Meßwertspeicherung W 34.

4.3 Ergebnisdarstellung und Dokumentation . . . . . W 34

5 Anhang W: Diagramme und Tabellen . . . . . W 35

6 Spezielle Literatur . . . . . W 37

X Regelungstechnik

1 Grundbegriffe X2

2 Lineare Übertragungsglieder X3

2.1 Statisches Verhalten X3
2.1.1 Lineare Kennlinie X3. – 2.1.2 Nichtlinearitäten X3.

2.2 Dynamisches Verhalten linearer zeitinvarianter Übertragungsglieder X4
2.2.1 Sprungantwort und Übergangsfunktion X4. – 2.2.2 Frequenzgang und Ortskurve X4. – 2.2.3 Differentialgleichung und Übertragungsfunktion X5.

2.3 Lineare Grundglieder X5
2.3.1 *P*-Glied X6. – 2.3.2 *I*-Glied X6. – 2.3.3 *D*-Glied X6. – 2.3.4 T_t-Glied X6. – 2.3.5 T_1-Glied X6. – 2.3.6 $T_{2/n}$-Glied X7.

2.4 Grundstrukturen des Wirkungsplans X7
2.4.1 Reihenstruktur X7. – 2.4.2 Parallelstruktur X7. – 2.4.3 Kreisstruktur X7.

3 Regelstrecken X8

3.1 Struktur und Größen des Regelkreises X8
3.1.1 Funktionsblöcke des Eingrößen-Regelkreises X8. – 3.1.2 Größen des Regelkreises X9. – 3.1.3 Stell- und Störverhalten der Strecke X9.

3.2 Regelstrecken mit Ausgleich (*P*-Strecken) X9
3.2.1 *P*-Strecke 0. Ordnung $(P\text{–}T_0)$ X9. – 3.2.2 *P*-Strecke 1. Ordnung $(P\text{–}T_1)$ X9. – 3.2.3 *P*-Strecke 2. und höherer Ordnung $(P\text{–}T_n)$ X9. – 3.2.4 *P*-Strecke mit Totzeit $(P\text{–}T_t)$ X9. – 3.2.5 Strecke mit Ausgleich *i*-ter Ordnung und Totzeit $(P\text{–}T_i\text{–}T_t)$ X9.

3.3 Regelstrecken ohne Ausgleich (*I*-Strecken). X11
3.3.1 *I*-Strecke 0. Ordnung $(I\text{–}T_0)$ X11. – 3.3.2 *I*-Strecke 1. Ordnung $(I\text{–}T_1)$ X11. – 3.3.3 *I*-Strecke *i*-ter Ordnung und Totzeit $(I\text{–}T_i\text{–}T_t)$ X11.

4 Regler X12

4.1 Arten linearer Regler X12
4.1.1 *P*-Anteil, *P*-Regler X12. – 4.1.2 *I*-Anteil, *I*-Regler X12. – 4.1.3 *PI*-Regler X12. – 4.1.4 *PD*-Regler X12. – 4.1.5 *PID*-Regler X12.

4.2 Technische Ausführung der Regler X13
4.2.1 Verstärker mit Rückführung X13. – 4.2.2 Rechnergestützter Regler X13. – 4.2.3 Entwicklungstendenzen. X14.

5 Linearer Regelkreis X14

5.1 Führungs- und Störungsverhalten des Regelkreises X14
5.1.1 Führungsverhalten des Regelkreises X15. – 5.1.2 Störungsverhalten des Regelkreises X15.

5.2 Stabilität des Regelkreises X16

5.3 Optimierung von Regelkreisen X17
5.3.1 Güte der Regelung X17. – 5.3.2 Einstellregeln für Regelkreise X18.

6 Spezielle Formen der Eingrößen-Regelung X18

6.1 Mehrschleifige Regelung X18
6.1.1 Regelung mit Störgrößenaufschaltung X18. – 6.1.2 Kaskadenregelung X19.

6.2 Zweipunkt-Regelung. X19

6.3 Adaptive Regelung X19

7 Regelung und Steuerung von Mehrgrößensystemen X20

7.1 Mehrgrößensysteme X20
7.1.1 Beispiele X20. – 7.1.2 Definition X20. – 7.1.3 Mathematische Beschreibung von Mehrgrößensystemen X21.

7.2 Leittechnik für Mehrgrößensysteme X21
7.2.1 Regelung von Mehrgrößensystemen X22. – 7.2.2 Steuerung von Mehrgrößensystemen X22. – 7.2.3 Kombinierte Steuerung und Regelung von Mehrgrößensystemen X22.

Y Elektronische Datenverarbeitung

1 Einführung X1

2 Informationstechnologie X1

2.1 Grundlagen und Begriffe X1

2.1.1 Zahlendarstellungen und arithmetische Operationen X2. – 2.1.1 Datenstrukturen und Datentypen X3. – 2.1.3 Algorithmen X4. – 2.1.4 Numerische Berechnungsverfahren X4. – 2.1.5 Programmiermethoden X5. – 2.1.6 Programmiersprachen X7. – 2.1.7 Objektorientierte Programmierung X8. – 2.1.8 Softwareentwicklung X8.

2.2 Digitalrechnertechnologie X8

2.2.1 Hardwarekomponenten X8. – 2.2.2 Hardwarearchitekturen X9. – 2.2.3 Rechnernetze X10. – 2.2.4 Client-/Serverarchitekturen X11. – 2.2.5 Betriebssysteme X11.

2.3 Internet X13

2.4 Sicherheit X13

3 Virtuelle Produktentstehung X14

3.1 Produktentstehungsprozess X14

3.2 Basismethoden X14

3.2.1 Geometrische Modellierung X14. – 3.2.2 Featuretechnologie X19. – 3.2.3 Parametrik X19. – 3.2.4 Wissensbasierte Modellierung X19. – 3.2.5 Strukturmodellierung X20. – 3.2.6 Erstellung von Dokumenten X21.

3.3 Systeme der rechnerunterstützten Produktentstehung X22

3.4 Produktdatenmanagement X23

3.5 Schnittstellen X24

4 Anhang Y: Diagramme und Tabellen X25

5 Spezielle Literatur X28

Z Allgemeine Tabellen

1. Basiseinheiten des SI-Systems Z1. – 2. Abgeleitete Einheiten des SI-Systems Z1. – 3. Vorsätze für Einheiten Z1. – 4. Einheiten außerhalb des SI-Systems Z1. –
5. Überschlagswerte zur Umrechnung von mkps- in das SI-System Z2. –
6. Namen und Abkürzungen englischer Einheiten Z2. – 7. Umrechnung der wichtigsten Einheiten des fps- in das SI-System Z2. – 8. Römisches Zahlensystem Z2. – 9. Große Zahlenwerte Z2. – 10. Raum und Zeit Z3. – 11. Mechanik Z3. – 12. Wärme Z4. – 13. Elektrizität Z4. – 14. Magnetismus Z4. – 15. Lichtstrahlung Z5. – 16. Physikalische Konstanten Z5. – 17. Grundbegriffe und Grundgrößen der Kernphysik Z6. – 18. Grundgrößen der Lichttechnik Z7. – 19. Die wichtigsten Größen der Schalltechnik Z8. – 20. Angenäherte akustische Wirkungsgrade Z8. – 21. Periodisches System der Elemente mit Ordnungszahl, Symbol, Namen und relativer Atommasse Z9. – 22. Die wichtigsten Schadstoffe und ihre Kennwerte Z10. – 23. Umrechnung von dB in Druck- oder Leistungs-(Druckquadrat-)
verhältnisse und umgekehrt Z11. – Bezugsquellen für Technische Regelwerke, die in den Textteilen und in den Anhängen auszugsweise als Hinweise enthalten sind Z12. – Die wichtigsten ausländischen Normen und ihre Bezugsquellen Z13.

Sachverzeichnis 1

Inserenten 63

Hinweise zur Benutzung

Gliederung. Das Werk umfaßt 25 Teile, die in Kapitel, Abschnitte und Unterabschnitte gegliedert sind. Die Teile sind durch Großbuchstaben gekennzeichnet und ihre Seiten werden, jeweils mit eins beginnend, getrennt durchgezählt. Bei den Untergliederungen bezeichnet die erste Ziffer das Kapitel, die zweite den Abschnitt und die dritte den Unterabschnitt. Sie stehen jeweils vor ihrer Überschrift, die auch ins Englische übersetzt ist.
Weitere Unterteilungen werden durch fette (unnumerierte) Überschriften sowie fette und kursive Zeilenanfänge (sog. Spitzmarken) vorgenommen. Sie sollen dem Leser das schnelle Auffinden spezieller Themen erleichtern.

Kolumnentitel oder Seitenüberschriften enthalten auf den linken Seiten (gerade Endziffern) die Namen der Teile und Kapitel, auf den rechten die Abschnitte.

Kleindruck. Er wurde für Bildunterschriften und Tabellenüberschriften sowie für Beispiele und längere Bildbeschreibungen angewandt, um diese Teile besser vom übrigen Text abzuheben und Druckraum zu sparen.

Inhalts- und Sachverzeichnis sind zur Erleichterung der Benutzung des Werkes ausführlich gestaltet. Sie enthalten ebenfalls die Seitenbezeichnung nach Teilen.

Kapitel. Es bildet die Grundeinheit, in der Gleichungen, Bilder und Tabellen jeweils wieder von 1 ab numeriert sind. Fett gesetzte Bild- und Tabellenbezeichnungen sollen ein schnelles Erkennen der Zuordnung von Bildern und Tabellen zum Text ermöglichen.

Anhang. Am Ende fast aller Teile befinden sich die Kapitel „Anhang: Diagramme und Tabellen“ und „Spezielle Literatur“. Sie enthalten die für die praktische Zahlenrechnung notwendigen Kenn- und Stoffwerte sowie Sinnbilder und Normenauszüge des betreffenden Fachgebietes und das im Text angezogene Schrifttum. Am Ende des Werkes liegt der Teil Z „Allgemeine Tabellen“. Er enthält die wichtigsten physikalischen Konstanten, die Umrechnungsfaktoren für die Einheiten, das periodische System der Elemente sowie ein Verzeichnis von Bezugsquellen für Technische Regelwerke und Normen. Außerdem sind die Grundgrößen von Gebieten, deren ausführliche Behandlung den Rahmen des Buches sprengen würden, aufgeführt. Hierzu zählen die Kern-, Licht-, Schall- und Umwelttechnik.

Numerierung und Verweise. Die *Numerierung* der Bilder, Tabellen, Gleichungen und Literatur gilt für das jeweilige Kapitel. Gleichungsnummern stehen in runden ( ), Literaturziffern in eckigen [ ] Klammern.

Bei *Verweisen* auf ein anderes Kapitel stehen vor den Bezeichnungen zusätzlich der Buchstabe des Teils und die Nummer des Kapitels, z.B. C 2 Tab. 1, G 1 Bild 6, Anh. X 5 Tab. 1, B 3 Gl. (22) bzw. B 1.7 bei Textabschnitten, für die „Allgemeinen Tabellen“ am Buchende z. B. Z Tab. 3.

Bilder. Hierzu gehören konstruktive und Funktionsdarstellungen, Diagramme, Flußbilder und Schaltpläne.

Bildgruppen. Sie sind, soweit notwendig, in Teilbilder untergliedert, die zusätzlich zur Bildnummer mit kleinen Buchstaben **a, b, c** usw. bezeichnet sind (z. B. U 2 Bild 2). Sind diese nicht in der Bildunterschrift erläutert, so befinden sich die betreffenden Erläuterungen im Text (z. B. B 6 Bild 12 a–e). Kompliziertere Bauteile oder Pläne enthalten Positionen, die entweder im Text (z. B. P 2 Bild 26) oder in der Unterschrift erläutert sind (z. B. L 5 Bild 5).

Sinnbilder für Schaltpläne von Leitungen, Schaltern, Maschinen und ihren Teilen sowie für Aggregate sind nach Möglichkeit den zugeordneten DIN-Normen oder den Richtlinien entnommen. In Einzelfällen wurde von den Zeichnungsnormen abgewichen, um die Übersicht der Bilder zu verbessern.

Tabellen. Sie ermöglichen es, Zahlenwerte mathematischer und physikalischer Funktionen schnell aufzufinden. In den Beispielen sollen sie den Rechnungsgang einprägsam erläutern und die Ergebnisse übersichtlich darstellen. Aber auch Gleichungen, Sinnbilder und Diagramme sind zum besseren Vergleich bestimmter Verfahren tabellarisch zusammengefaßt. Hinweis: Die CD DUBBEL *interaktiv* ermöglicht die Nutzung von vielen interaktiven Tabellen und eine interaktive Nutzung vieler Diagramme.

Literatur. *Spezielle Literatur.* Sie ist auf das Sachgebiet eines Kapitels bezogen, eine Ziffer in eckiger [ ] Klammer weist im Text auf das entsprechende Zitat hin. Diese Verzeichnisse, die häufig auch grundlegende Normen, Richtlinien und Sicherheitsbestimmungen enthalten, befinden sich am Ende der Teile nach Kapiteln geordnet.

Allgemeine Literatur. Sie steht am Anfang des Teils in der Reihenfolge der Kapitel und enthält die betreffenden Grundlagenwerke.

Sachverzeichnis. Nach wichtigen Einzelstichwörtern sind die Stichworte für allgemeine, mehrere Kapitel umfassende Begriffe wie z. B. „Arbeit“, „Federn“ und „Steuerungen“ zusammengefaßt. Zur besseren Übersicht ersetzt ein Querstrich nur ein Wort. In diesen Gruppen sind nur die wichtigsten Begriffe auch als Einzelstichwörter aufgeführt. Dieses raumsparende Verfahren läßt natürlich immer einige berechtigte Wünsche der Leser offen, vermeidet aber ein zu langes und daher unübersichtliches Verzeichnis. Hinweis: Die CD DUBBEL *interaktiv* ermöglicht eine Schlagwortsuche im gesamten Buch.

Gleichungen. Sie sind der Vorteile wegen als Größengleichungen geschrieben. Sind Zahlenwertgleichungen, wie z. B. bei empirischen Gesetzen oder bei sehr häufig vorkommenden Berechnungen erforderlich, so erhalten sie den Zusatz „Zgl.“ und die gesondert aufgeführten Einheiten den Zusatz „in“. Für einfachere Zahlenwertgleichungen werden gelegentlich auch zugeschnittene Größengleichungen benutzt. Exponentialfunktionen sind meist in der Form „$\exp(x)$“ geschrieben. Wo möglich, wurden aus Platzgründen schräge statt waagerechte Bruchstriche verwendet. Hinweis: Die CD DUBBEL *interaktiv* 2.0 ermöglicht die Nutzung von über 3000 interaktiven Gleichungen, die in eine mathematische Arbeitsumgebung, basierend auf MUPAD, übertragen werden.

Formelzeichen. Sie wurden in der Regel nach DIN 1304 gewählt. Dies ließ sich aber nicht konsequent durchführen, da die einzelnen Fachnormenausschüsse unabhängig sind und eine laufende Anpassung an die internationale Normung erfolgt. Daher mußten in einzelnen Fachgebieten gleiche Größen mit verschiedenen Buchstaben gekennzeichnet werden. Aus diesen Gründen, aber auch um lästiges Umblättern zu ersparen, wurden die in jeder Gleichung vorkommenden Größen meist in ihrer unmittelbaren Nähe erläutert. Bei Verweisen werden innerhalb eines Kapitels die in den angezogenen Gleichungen erfolgten Erläuterungen nicht wiederholt. Wurden Kompromisse bei Formelzeichen der einzelnen Normen notwendig, so ist dies an den betreffenden Stellen vermerkt.
Zeichen, die sich auf die Zeiteinheit beziehen, tragen einen Punkt. Beispiel: B 6 Gl. (5). Variable sind kursiv, Vektoren und Matrizen fett kursiv und Einheiten steil gesetzt.

Einheiten. In diesem Werk ist das Internationale bzw. das SI-Einheitensystem (Système international) verbindlich. Eingeführt ist es durch das „Gesetz über Einheiten im Meßwesen“ vom 2. 7. 1969 mit seiner Ausführungsverordnung vom 26. 6. 1970. Außer seinen sechs Basiseinheiten m, kg, s, A, K und cd werden auch die abgeleiteten Einheiten N, Pa, J, W und Pa s benutzt. Unzweckmäßige Zahlenwerte können dabei nach DIN 1301 durch Vorsätze für dezimale Vielfache und Teile nach Z Tab. 3 ersetzt werden. Hierzu läßt auch die Ausführungsverordnung folgende Einheiten bzw. Namen zu:

Masse	$1\,\mathrm{t} = 1000\,\mathrm{kg}$	Zeit	$1\,\mathrm{h} = 60\,\mathrm{min} = 3600\,\mathrm{s}$
Volumen	$1\,\mathrm{l} = 10^{-3}\,\mathrm{m}^3$	Temperaturdifferenz	$1\,^\circ\mathrm{C} = 1\,\mathrm{K}$
Druck	$1\,\mathrm{bar} = 10^5\,\mathrm{Pa}$	Winkel	$1^\circ = \pi\,\mathrm{rad}/180$

Für die Einheit 1 rad = 1 m/m darf nach DIN 1301 bei Zahlenrechnungen auch 1 stehen.
Da ältere Urkunden, Verträge und älteres Schrifttum noch die früheren Einheitensysteme enthalten, sind ihre Umrechnungsfaktoren für das internationale Maßsystem in Z Tab. 5 aufgeführt.

Druck. Nach DIN 1314 wird der Druck p meist in der Einheit bar angegeben und zählt vom Nullpunkt aus. Druckdifferenzen werden durch die Formelzeichen, nicht aber durch die Einheit gekennzeichnet. Dies gilt besonders für die Manometerablesung bzw. atmosphärischen Druckdifferenzen.

DIN-Normen. Hier sind die bei Abschluß der Manuskripte gültigen Ausgaben maßgebend. Dies gilt auch für die dort gegebenen Definitionen und für die angezogenen Richtlinien.

Chronik des Taschenbuchs

Der Plan eines Taschenbuchs für den Maschinenbau geht auf eine Anregung von Heinrich Dubbel, Dozent und später Professor an der Berliner Beuth-Schule, der namhaftesten deutschen Ingenieurschule, im Jahre 1912 zurück. Die Diskussion mit Julius Springer, dem für die technische Literatur zuständigen Teilhaber der „Verlagsbuchhandlung Julius Springer“ (wie die Firma damals hieß), dem Dubbel bereits durch mehrere Fachveröffentlichungen verbunden war, führte rasch zu einem positiven Ergebnis. Dubbel übernahm die Herausgeberschaft, stellte die – in ihren Grundzügen bis heute unverändert gebliebene – Gliederung auf und gewann, soweit er die Bearbeitung nicht selbst durchführte, geeignete Autoren, zum erheblichen Teil Kollegen aus der Beuth-Schule. Bereits Mitte 1914 konnte die 1. Auflage erscheinen.

Zunächst war der Absatz unbefriedigend, da der 1. Weltkrieg ausbrach. Das besserte sich aber nach Kriegsende und schon im Jahre 1919 erschien die 2. Auflage, dicht gefolgt von weiteren in den Jahren 1920, 1924, 1929, 1934, 1939, 1941 und 1943. Am 1. 3. 1933 wurde das Taschenbuch als „Lehrbuch an den Preußischen Ingenieurschulen“ anerkannt.

H. Dubbel bearbeitete sein Taschenbuch bis zur 9. Auflage im Jahre 1943 selbst. Die 10. Auflage, die Dubbel noch vorbereitete, deren Erscheinen er aber nicht mehr erlebte, war im wesentlichen ein Nachdruck der 9. Auflage.

Nach dem Krieg ergab sich bei der Planung der 11. Auflage der Wunsch, das Taschenbuch gleichermaßen bei den Technischen Hochschulen und den Ingenieurschulen zu verankern. In diesem Sinn wurden gemeinsam Prof. Dr.-Ing. Fr. Sass, Ordinarius für Dieselmaschinen an der Technischen Universität Berlin, und Baudirektor Dipl.-Ing. Charles Bouché, Direktor der Beuth-Schule, unter Mitwirkung des Oberingenieurs Dr.-Ing. Alois Leitner, als Herausgeber gewonnen. Durch Spezialwerke standen Sass und Bouché schon mit dem Springer-Verlag in Verbindung; Fr. Sass durch seine „Dieselmaschinen“, Ch. Bouché durch seine „Kolbenverdichter“. Das gesamte Taschenbuch wurde nach der bewährten Disposition H. Dubbels neu bearbeitet und mehrere Fachgebiete neu eingeführt: Ähnlichkeitsmechanik, Gasdynamik, Gaserzeuger und Kältetechnik. So gelang es, den technischen Fortschritt zu berücksichtigen und eine breitere Absatzbasis für das Taschenbuch zu schaffen.

In der 13. Auflage wurden im Vorgriff auf das Einheitengesetz das technische und das internationale Maßsystem nebeneinander benutzt. In dieser Auflage wurde Prof. Dr.-Ing. Egon Martyrer von der Technischen Universität Hannover als Mitherausgeber herangezogen. Am 26. 2. 1968 verstarb Fr. Sass, am 5. 11. 1975 E. Martyrer, am 6. 2. 1978 Ch. Bouché.

Die 14. Auflage wurde von den Herausgebern W. Beitz und K.-H. Küttner und den Autoren vollständig neubearbeitet und erschien 1981, also 67 Jahre nach der ersten. Auch hier wurde im Prinzip die Disposition und die Art der Auswahl der Autoren und Herausgeber beibehalten. Inzwischen haben aber besonders die Computertechnik, die Elektronik, die Regelung und die Statistik den Maschinenbau beeinflußt. So wurden umfangreichere Berechnungs- und Steuerverfahren entwickelt, und es entstanden sogar neue Spezialgebiete. Eine Auswahl unter der erforderlichen Berücksichtigung des klassischen Maschinenbaus und bei der notwendigen Beschränkung der Seitenzahl zu treffen, die der Kritik standhält, ist eine außerordentlich schwierige Aufgabe. Der Umfang des unbedingt nötigen Stoffes führte zu zweispaltiger Darstellung bei größerem Satzspiegel. So ist wohl die unveränderte Bezeichnung „Taschenbuch“ in der Tradition und nicht im Format begründet.

Das Ansehen, dessen sich das Taschenbuch überall erfreute, führte im Lauf der Jahre auch zu verschiedenen Übersetzungen in fremde Sprachen. Eine erste russische Ausgabe gab in den zwanziger Jahren der Springer-Verlag selbst heraus, eine weitere erschien unautorisiert. Nach dem 2. Weltkrieg wurden Lizenzen für griechische, italienische, jugoslawische, portugiesische, spanische und tschechische Ausgaben erteilt. Von der Neubearbeitung (14. Auflage) erschienen 1984 eine italienische, 1991 eine chinesische und 1994 eine englische Übersetzung.

Der DUBBEL, wie er kurz und respektvoll von seinen Benutzern genannt wird, erwies sich aufgrund seiner klaren praxisnahen Darstellung und der Zuverlässigkeit der gebrachten Daten von der 1. Auflage an als hervorragendes Ausbildungsbuch und Nachschlagewerk für die Maschinenbauer. Die jetzt vorliegende 20. Auflage des DUBBEL wird die Marke von 1 000 000 verkauften Exemplaren seit dem Erscheinen der 1. Auflage im Jahre 1914 überschreiten. Dieses Ergebnis war möglich durch den Einsatz der Herausgeber und Autoren, der sorgfältigen Bearbeitung im Verlag und der exakten drucktechnischen Herstellung.

Biographische Daten über H. Dubbel

Heinrich Dubbel, der Schöpfer des Taschenbuches, wurde am 8. 4. 1873 als Sohn eines Ingenieurs in Aachen geboren. Dort studierte er an der Technischen Hochschule Maschinenbau und arbeitete in der väterlichen Fabrik als Konstrukteur, nachdem er in Ohio/USA Auslandserfahrungen gesammelt hatte. Vom Jahre 1899 ab lehrte er an den Maschinenbau-Schulen in Köln, Aachen und Essen. Im Jahre 1911 ging er an die Berliner Beuth-Schule, wo er nach fünf Jahren den Titel Professor erhielt. 1934 trat er wegen politischer Differenzen mit den Behörden aus dem öffentlichen Dienst aus und widmete sich in den folgenden Jahren vorwiegend der Beratung des Springer-Verlages auf dem Gebiet des Maschinenbaus. Er starb am 24. 5. 1947 in Berlin.

Dubbel hat sich in hohem Maße auf literarischem Gebiet betätigt. Seine Aufsätze und Bücher, insbesondere über Dampfmaschinen und ihre Steuerungen, Dampfturbinen, Öl- und Gasmaschinen und Fabrikbetrieb genossen großes Ansehen.

Durch das „Taschenbuch für den Maschinenbau“ wird sein Name noch bei mancher Ingenieurgeneration in wohlverdienter Erinnerung bleiben.

A Mathematik
Mathematics

P. Ruge, Dresden

Allgemeine Literatur

Umfassende Darstellungen

Aumann, G.: Höhere Mathematik I–III. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1970–1971. – *Baule, B.:* Die Mathematik des Naturforschers und Ingenieurs, 2 Bde. Frankfurt: Deutsch 1979. – *Böhme, G.:* Anwendungsorientierte Mathematik, 4 Bde. Berlin: Springer 1989, 1990, 1991, 1992. – *Brauch; Dreyer; Haacke:* Mathematik für Ingenieure, 9. Aufl. Stuttgart: Teubner 1995. – *Brenner, J.; Lesky, P.:* Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Bd. I: 4. Aufl. 1989; Bd. II: 4. Aufl. 1989; Bd. III: 4. Aufl. 1989; Bd. IV: 3. Aufl. 1989. Wiesbaden: Aula. – *Burg, K.; Haf, H.; Wille, F.:* Höhere Mathematik für Ingenieure. 5 Bde. Stuttgart: Teubner 1992–1997. – *Dirschmidt, H.J.:* Mathematische Grundlagen der Elektrotechnik. Braunschweig: Vieweg 1990. – *Fetzer, A.; Fränkel, H.:* Mathematik. Lehrbuch für Fachhochschulen, Bd. 1: 3. Aufl. 1986; Bd. 2: 2. Aufl. 1985; Bd. 3: 2. Aufl. 1985. Düsseldorf: VDI. – *Günter, N.M.; Kusmin, R.O.:* Aufgabensammlungen zur Höheren Mathematik I, II. Berlin: Dt. Verlag der Wissenschaften 1980. – *Laugwitz, D.:* Ingenieurmathematik, 2 Bde. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1983, 1984. – *Mangoldt, H. v.; Knopp, K.:* Höhere Mathematik. Rev. von *Lösch, F.* 4 Bde. Stuttgart: Hirzel 1990. – *Meyberg, K.; Vachenauer, P.:* Höhere Mathematik, Bd. 1: 5. Aufl. 1999; Bd. 2: 2. Aufl. 1997. Berlin: Springer. – *Papula, L.:* Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler, Bd. 1: 7. Aufl. 1996; Bd. 2: 8. Aufl. 1996; Bd. 3: 2. Aufl. 1997. Braunschweig: Vieweg. – *Sauer, R.; Szabo, I.:* Mathematische Hilfsmittel des Ingenieurs, Teile I–IV. Berlin: Springer 1967–1970. – *Smirnow, W.I.:* Lehrgang der höheren Mathematik, 5 Teile. Berlin: Dt. Verlag der Wissenschaften 1990–1995. – *Strubecker, K.:* Einführung in die Höhere Mathematik I–IV. München: Oldenbourg 1966–1984. – *Trinkaus, H.L.:* Probleme? Höhere Mathematik (Aufgabensammlung). Berlin: Springer 1988. – *Wörle, H.; Rumpf, H.J.:* Ingenieurmathematik in Beispielen, Bd. I: 4. Aufl. 1989; Bde. II, III: 3. Aufl. 1986. München: Oldenbourg.

Handbücher, Formelsammlungen

Abramowitz, M.; Stegun, I.A.: Handbook of mathematical functions. New York: Dover 1971. – *Bartsch, H.-J.:* Taschenbuch mathematischer Formeln, 18. Aufl. Leipzig: Fachbuchverlag 1998. – *Bosch, K.:* Mathematik-Taschenbuch, 5. Aufl. München: Oldenbourg 1998. – *Bronstein, I.N.; Semendjajew, K.A.:* Taschenbuch der Mathematik, Harri Deutsch. Leipzig: Teubner 1996. – *Erdelyi, A.; Magnus, W.; Oberhettinger, F.; Tricomi, F.:* Higher transcendental functions, 3 Bde. New York: McGraw-Hill 1953. – *Gradstein, I.S..; Ryshik, I.W.:* Summen-, Produkt- und Integraltafeln, 5. Aufl. Frankfurt: Deutsch 1981. – *Gröbner, W.; Hofreiter, N.* (Hrsg.): Integraltafeln, 2 Teile. Wien: Springer 1973, 1975. – *Jahnke, E.; Emde, F.; Lösch, F.:* Tafeln höherer Funktionen, 7. Aufl. Stuttgart: Teubner 1966. – *Joos, G.; Richter, E.:* Höhere Mathematik, 13. Aufl. Frankfurt: Deutsch 1994. – *Meyer zur Capellen, W.:* Integraltafeln. Sammlungen unbestimmter Integrale elementarer Funktionen. Berlin: Springer 1950. – *Netz, H.:* Formeln der Mathematik, 7. Aufl. München: Hanser 1992. – *Råde, L.; Westergren, B.; Vachenauer, P.:* Springers mathematische Formeln. Taschenbuch für Ingenieure, Naturwissenschaftler, Wirtschaftswissenschaftler, 2. Aufl., Berlin: Springer 1997. – *Rottmann, K.:* Mathematische Formelsammlung, 4. korr. Aufl. Mannheim: BI-Wiss.-Verlag 1993. – *Ruge, P.:* Mathematik. In: *H. Czichos* (Hrsg.) HÜTTE – Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften, 31. Aufl. Berlin: Springer 2000. – *Sneddon, I.N.:* Spezielle Funktionen der mathematischen Physik. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1963.

Ergänzungen

Alefeld, G.; Herzberger, J.: Einführung in die Intervallrechnung. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1974. – *Böhme, G.:* Algebra – Anwendungsorientierte Mathematik, 6. Aufl. Berlin: Springer 1990, S. 362–411. – *Burg, K.; Haf, H.; Wille, F.:* Höhere Mathematik für Ingenieure. Bd. III: Gewöhnliche Differentialgleichungen, Distributionen, Integraltransformationen. Stuttgart: Teubner 1993. – *Chui, C.K.:* An Introduction to wavelets. San Diego: Academic Press 1992. – *Gel'fand, I.M.; Shilov, G.E.:* Generalized Functions, Vol. I. New York, London: Academic Press 1964. – *Klirr, G.J.; Folger, T.A.:* Fuzzy sets. Englewood Cliffs: Prentice Hall 1988. – *Louis, A.; Maass, P.; Rieder, A.:* Wavelets. Stuttgart: Teubner 1994. – *Oldham, K.B.; Spanier, J.:* The Fractional Calculus. New York, London: Academic Press 1974. – *Rommelfanger, H.:* Fuzzy Decision Support-Systeme, 2. Aufl. Berlin: Springer 1988. – *Ross, B.; Miller, K.S.:* An Introduction to the Fractional Calculus and Fractional Differential Equations. New York: Wiley 1993. – *Rossikhin, Y.A.; Shitikova, M.V.:* Applications of fractional calculus to dynamic problems of linear and nonlinear hereditary mechanics of solids. Appl. Mech. Review 50 (1997) 15–67. – *Walter, W.:* Einführung in die Theorie der Distributionen. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1974.

Matrizen und Tensoren

Dietrich, G.; Stahl, H.: Matrizen und Determinanten, 5. Aufl. Frankfurt: Deutsch 1978. – *Duschek, A.; Hochrainer, A.:* Grundzüge der Tensorrechnung in analytischer Darstellung, Bde. 1–3. Wien: Springer 1965–1970. – *Gantmacher, F.R.:* Matrizentheorie. Berlin: Springer 1986. – *Gerlich, G.:* Vektor- und Tensorrechnung für die Physik. Braunschweig: Vieweg 1977. – *Klingbeil, E.:* Tensorrechnung für Ingenieure. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1966. – *Lippmann, H.:* Angewandte Tensorrechnung. Berlin: Springer 1993. – *Reichard, H.:* Vorlesungen über Vektor- und Tensorrechnung, 3. Aufl. Berlin: Dt. Verlag der Wissenschaften 1977. – *Zurmühl, R.; Falk, S.:* Matrizen und ihre Anwendungen, Teile 1 u. 2, 5. Aufl. Berlin: Springer 1984, 1986.

Geometrie

Basar, Y.; Krätzig, W.B.: Mechanik der Flächentragwerke. Braunschweig: Vieweg 1985. – *Behnke, H.; Holmann, H.:* Vorlesungen über Differentialgeometrie, 7. Aufl. Münster: Aschaffendorf 1966. – *Grauert, H.; Lieb, I.:* Differential- und Integralrechnung III: Integraltheorie. Kurven- und Flächenintegrale. Vektoranalysis, 2. Aufl. Berlin: Springer 1977. – *Laugwitz, D.:* Differentialgeometrie,

3. Aufl. Stuttgart: Teubner 1977. – *Rehbock, F.:* Darstellende Geometrie. Berlin: Springer 1969. – *Wunderlich, W.:* Darstellende Geometrie, 2 Bde. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1966, 1967.

Funktionentheorie, Integraltransformation

Ameling, W.: Laplace-Transformation, 3. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1984. – *Behnke, H.; Sommer, F.:* Theorie der analytischen Funktionen einer komplexen Veränderlichen, 3. Aufl. Berlin: Springer 1976. – *Betz, A.:* Konforme Abbildung, 2. Aufl. Berlin: Springer 1964. – *Bieberbach, L.:* Einführung in die konforme Abbildung, 6. Aufl. Berlin: de Gruyter 1967. – *Doetsch, G.:* Anleitung zum praktischen Gebrauch der Laplace-Transformation und der Z-Transformation, 5. Aufl. München: Oldenbourg 1985. – *Föllinger, O.:* Laplace- und Fourier-Transformation, 3. Aufl. Berlin: Elitera 1982. – *Gaier, D.:* Konstruktive Methoden der konformen Abbildung. Berlin: Springer 1964. – *Heinhold, J.; Gaede, K.W.:* Einführung in die höhere Mathematik, Teil 4. München: Hanser 1980. – *Holbrook, J.G.:* Laplace-Transformation. 3. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1984. – *Knopp, L.:* Elemente der Funktionentheorie, 9. Aufl. Berlin: de Gruyter 1978. – *Knopp, L.:* Funktionstheorie, 2 Bde. 13. Aufl. Berlin: de Gruyter 1976, 1981. – *Koppenfeld, W.; Stallmann, F.:* Praxis der konformen Abbildung. Berlin: Springer 1959. – *Peschl, E.:* Funktionentheorie, 2. Aufl. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1983. – *Weber, H.:* Laplace-Transformation für Ingenieure der Elektrotechnik, 4. Aufl. Stuttgart: Teubner 1984.

Variationsrechnung

Courant, R.; Hilbert, D.: Methoden der Mathematischen Physik, 2 Bde. Berlin: Springer 1968. – *Elsgolc, L.E.:* Variationsrechnung. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1970. – *Funk, P.:* Variationsrechnung und ihre Anwendung in Physik und Technik, 2. Aufl. Berlin: Springer 1970. – *Jacob, H.G.:* Rechnergestützte Optimierung statischer und dynamischer Systeme. Berlin: Springer 1982. – *Klingbeil, E.:* Variationsrechnung. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1977. – *Lawrynowicz, J.:* Variationsrechnung und Anwendungen. Berlin: Springer 1985. – *Michlin, S.G.:* Variationsmethoden der Mathematischen Physik. Berlin: Dt. Verlag der Wissenschaften 1962. – *Pontrjagin, L.S.; Boltjanskij, V.G.; Gamkrelidze, R.V.:* Mathematische Theorie optimaler Prozesse, 2. Aufl. München: Oldenbourg 1967. – *Schwarz, H.:* Optimale Regelung linearer Systeme. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1976. – *Tolle, H.:* Optimierungsverfahren für Variationsaufgaben mit gewöhnlichen Differentialgleichungen als Nebenbedingungen. Berlin: Springer 1971. – *Velte, W.:* Direkte Methoden der Variationsrechnung. Stuttgart: Teubner 1976.

Statistik, Wahrscheinlichkeitslehre

Benninghaus, H.: Deskriptive Statistik. Stuttgart: Teubner 1974. – *Cochran, W.G.:* Stichprobenverfahren. Berlin: de Gruyter 1972. – *Fisz, M.:* Wahrscheinlichkeitsrechnung und mathematische Statistik, 10. Aufl. Berlin: Dt. Verlag der Wissenschaften 1980. – *Rosanow, J.A.:* Wahrscheinlichkeitstheorie. Braunschweig: Vieweg 1970. – *Sachs, L.:* Statistische Methoden, 9. Aufl. Berlin: Springer 1999. – *Sahner, H.:* Schließende Statistik. Stuttgart: Teubner 1971. – *Stange, K.; Henning, H.-J.:* Formeln und Tabellen der mathematischen Statistik, 2. Aufl. Berlin: Springer 1966. – *Stenger, H.:* Stichproben. Heidelberg: Physica 1986.

Numerische Methoden

Bathe, K.J.: Finite-Element-Methoden. Berlin: Springer 1986. – *Böhmer, K.:* Spline-Funktionen. Stuttgart: Teubner 1974. – *Bunse, W.; Bunse-Gerstner, A:* Numerische lineare Algebra. Stuttgart: Teubner 1984. – *Collatz, L.:* The numerical treatment of differential equations, 3. Ed. Berlin: Springer 1966. – *Collatz, L.; Wetterling, W.:* Optimierungsaufgaben, 2. Aufl. Berlin: Springer 1971. – *Davis, P.J.; Rabinokwitz, P.:* Method of numerical integration, 2. Aufl. New York: Academic Press 1984. – *Deuflhard, P.; Hohmann, A.:* Numerische Mathematik I. Eine algorithmische orientierte Einführung. Berlin: de Gruyter 1993. – *Deuflhard, P.; Bornemann, F.:* Numerische Mathematik II. Integration gewöhnlicher Differentialgleichungen. Berlin: de Gruyter 1994. – *Engeln-Müllges, G.; Schäfer, W.; Trippler, G.:* Kompaktkurs Ingenieurmathematik mit Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik. Leipzig: Fachbuchverlag 1999. – *Engels, H.:* Numerical quadrature and cubature. London: Academic Press 1980. – *Fatunla, S.O.:* Numerical method for initial value problems in ordinary differential equations. London: Academic Press 1988. – *Forsythe, G.E.; Malcolm, M.A.; Moler, C.B.:* Computer methods for mathematical computations. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1977. – *Gear, C.W.:* Numerical initial value problems in ordinary differential equations. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1971. – *Golub, G.H.; Van Loan, Ch.F.:* Matrix computations, 2. Ed. Baltimore: The Johns Hopkins University Press 1989. – *Grigorieff, R.D.:* Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen, Bd. 1, Einschrittverfahren. Stuttgart: Teubner 1972. – *Grigorieff, R.D.:* Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen, Bd. 2, Mehrschrittverfahren. Stuttgart: Teubner 1977. – *Hackbusch, W.:* Multi-grid methods and applications. Berlin: Springer 1985. – *Hairer, E.; Nørsett, S.P.; Wanner, G.:* Solving ordinary differential equations, I: Nonstiff problems. Berlin: Springer 1987. – *Hairer, E.; Wanner, G.:* Solving ordinary differential equations, II: Stiff and differential-algebraic problems. Berlin: Springer 1991. – *Hämmerlin, G.; Hoffmann, K.-H.:* Numerische Mathematik. Berlin: Springer 1989. – *Isaacson, E.; Keller, H.B.:* Analysis of numerical methods. New York: John Wiley 1966. – *Jennings, A.:* Matrix computation for engineers and scientists. New York: John Wiley 1977. – *Jordan-Engeln, G.; Reutter, F.:* Numerische Mathematik für Ingenieure, 3. Aufl. Mannheim: Bibliogr. Inst. 1982. – *Kielbasinski, A.; Schwetlick, H.:* Numerische lineare Algebra. Thun/Frankfurt a. M.: Harri Deutsch 1988. – *Maess, G.:* Vorlesungen über numerische Mathematik, I. Lineare Algebra. Basel: Birkhäuser 1985. – *Meis, Th.; Marcowith, U.:* Numerische Behandlung partieller Differentialgleichungen. Berlin: Springer 1978. – *Nürnberger, G.:* Approximation by spline functions. Berlin: Springer 1989. – *Ortega, J.M.; Rheinboldt, W.C.:* Iterative solution of nonlinear equations in several variables. New York: Academic Press 1970. – *Parlett, B.N.:* The symmetric eigenvalue problem. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1980. – *Piessens, R.; de Doncher-Kapenga, E.; Überhuber, C.W.; Kahaner, D.K.:* Quadpack. A subroutine package für automatic integration. Berlin: Springer 1983. – *Schwarz, H.R.:* Methode der finiten Elemente, 3. Aufl. Stuttgart: Teubner 1991. – *Schwarz, H.R.:* Numerische Mathematik, 3. Aufl. Stuttgart: Teubner 1993. – *Shampine, L.F.; Gordon, M.K.:* Computer-Lösungen gewöhnlicher Differentialgleichungen. Das Anfangswertproblem. Braunschweig: Vieweg 1984. – *Stiefel, E.:* Einführung in die numerische Mathematik, 5. Aufl. Stuttgart: Teubner 1976. – *Stoer, J.:* Numerische Mathematik 1, 5. Aufl. Berlin: Springer 1989. – *Stoer, J.; Bulirsch, R.:* Numerische Mathematik 2, 3. Aufl. Berlin: Springer 1990. – *Stroud, A.H.:* Approximate calculation of multiple integrals. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1971. – *Stroud, A.H.:* Numerical quadrature and solution of ordinary differential equations. New York: Springer 1974. – *Stroud, A.H.; Secrest, D.:* Gaussian quadrature formulas. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1966. – *Törnig, W.; Gipser, M.; Kaspar, B.:* Numerische Lösungen von partiellen Differentialgleichungen der Technik. Differenzenverfahren, finite Elemente und die Behandlung großer Gleichungssysteme, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1991. – *Törnig, W.; Spellucci, P.:* Numerische Mathematik für Ingenieure und

Physiker, Bd. 1: Numerische Methoden der Algebra, 2. Aufl. Berlin: Springer 1988. – *Törnig, W.; Spellucci, P.:* Numerische Mathematik für Ingenieure und Physiker, Bd. 2: Numerische Methoden der Analysis, 2. Aufl. Berlin: Springer 1990. – *Varga, R. S.:* Matrix iterative analysis, 3. Ed. Berlin: Springer 1999. – *Wilkinson, J. H.:* The algebraic eigenvalue problem. Oxford: Clarendon Press 1965. – *Young, D. M.:* Iterative solution of large linear systems. New York: Academic Press 1971. – *Young, D. M.; Gregory, R. T.:* A survey of numerical mathematics, Vols. I+II. Reading: Addison-Wesley 1973. – *Zienkiewicz, O. C.:* Methode der finiten Elemente, 2. Aufl. München: Hanser 1984. – *Zurmühl, R.; Falk, S.:* Matrizen und ihre Anwendungen, Teil 1: Grundlagen, 5. Aufl. Berlin: Springer 1984. – *Zurmühl, R.; Falk, S.:* Matrizen und ihre Anwendungen, Teil 2: Numerische Methoden, 5. Aufl. Berlin: Springer 1986.

1 Mathematik für Ingenieure
Mathematics for engineers

Die hauptsächlichen Grundlagen der Ingenieurwissenschaften und damit auch die Mathematik im Maschinenbau liegen in dem Kompendium „HÜTTE – Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften“ aus gleichem Hause in einer relativ ausführlichen Zusammenfassung vor. Eine wichtige Unterstützung stellt die CD *DUBBEL interaktiv* des Springer-Verlags dar. Basierend auf der 19. Auflage des DUBBEL mit dem umfangreichen Teil zur Mathematik im Maschinenbau nutzt sie die Möglichkeiten des Softwarepakets MuPAD. Deshalb sollen hier Hinweise zur Literatur und einige Anmerkungen zu neueren Entwicklungen und wesentlichen Aspekten ausreichen.

Mathematik für Ingenieure, häufig auch Ingenieurmathematik genannt, ist keine Mathematik mit abgeminderten Qualitätsansprüchen, sondern eine Mathematik, von der man konkrete Lösungen für konkrete Probleme erwartet. Konkrete Lösungen sind häufig nur näherungsweise darstellbar; das ist kein grundsätzlicher Mangel, falls gesicherte Abschätzungen über den Fehler möglich sind. Die rasante Entwicklung der Leistungsfähigkeit moderner Computer eröffnet die Analyse immer komplexerer Problemfelder auch und gerade in den Ingenieurwissenschaften. Im interdisziplinären Spannungsfeld von Mathematik, Informatik, Ingenieur- und Naturwissenschaften entstanden neue Fachgebiete wie das Scientific Computing. Im Kern dieser Bemühungen stehen zum einen die Entwicklung leistungsfähiger numerischer Algorithmen, zum anderen aber auch Aussagen über Genauigkeit, Konvergenz und numerische Stabilität. Dies sind zutiefst mathematische Begriffe, die bis in die Funktionalanalysis führen.

Aus diesen wenigen Aussagen wird die stetige Fortentwicklung auch der Ingenieurmathematik deutlich. So wie die Theorie und Anwendung der Integraltransformationen, der Tensoren und Matrizen in die Ingenieurwelt Eingang gefunden haben, wird auch die Funktionalanalysis allmählich an Bedeutung gewinnen.

Zugenommen hat auch die Verfügbarkeit von Mathematik in Form von Softwarepaketen wie zum Beispiel *Mathematica*, *Maple*, *Mathcad* oder *Matlab* – um nur einige zu nennen.

Über das klassische mathematische Rüstzeug des Ingenieurs herrscht weitgehende Übereinstimmung, wie ein Blick in die allgemeine Lehrbuchliteratur ausweist. Neben typischen Klassikern von Autoren wie Baule, Mangoldt/Knoop sowie Smirnow erfreuen sich in letzter Zeit insbesondere die Werke von Meyberg/Vachenauer sowie von Burg/Haf/Wille einer besonderen Nachfrage. Auch unter den Handbüchern und Formelsammlungen gibt es neben Bewährtem solche Klassiker wie „den Bronstein“ von Bronstein/Semendjajew und „die Hütte“ mit ihrem Mathematikteil. Eine viel beachtete relativ neue Formelsammlung von Råde/Westergren enthält tabellarische Übersichten auch zu mehr abstrakten Objekten der Mathematik. Klassisches Nachschlagewerk für spezielle Funktionen ist das Handbuch von Abramowitz/Stegun.

Wesentliche Bedeutung für die Anwendungen im Maschinenbau haben neben den elementaren Grundlagen die Matrizen und Tensoren, die Geometrie einschließlich der Projektion auf Ebenen, die Integraltransformationen, die Variationsrechnung einschließlich verallgemeinerter Optimierungsstrategien und schließlich alle numerischen Verfahren. Dazu gehören sowohl die Diskretisierung kontinuierlicher Probleme in Ort und Zeit in Verbindung mit effektiven Integrationsverfahren als auch die anschließende Lösung der algebraischen Gleichungen.

Daneben gibt es das eigenständige Fachgebiet der Statistik mit der weiterführenden Wahrscheinlichkeitslehre. Zu allen Themenkreisen sind im Vorspann spezielle Literaturstellen aufgelistet.

2 Ergänzungen zur Mathematik für Ingenieure
Complements for engineering mathematics

Klarere Definitionen alter mathematischer Begriffe, neue Ingenieuranwendungen auf der Basis der klassischen Analysis und die Einführung verallgemeinerter Zahlendarstellungen ergänzen immer wieder die mathematischen Hilfsmittel des Ingenieurs. Beispiele gibt es hierfür in der Beschreibung von Stoffgesetzen mit Gedächtnis über fraktionale Ableitungen, in der Zuschärfung des Dirac-Delta Formalismus über integral formulierte Distributionen oder in der bereichsweisen Einführung von Wichtungs- oder Projektionsfunktionen in der Theorie der Wavelet-Integraltransformationen. Damit wird in der Signalanalyse eine Entwicklung nachgeholt, die in der Strukturanalyse schon seit langem durch den Übergang von globalen Ritz-Ansätzen zu lokalen FEM-Diskretisierungen gekennzeichnet ist.

Selbst in der Algebra gibt es neue für den Ingenieur interessante Entwicklungen; so die Einführung der Intervallrechnung und die Weiterentwicklung zur Fuzzy-Algebra. In der Intervallarithmetik wird eine Zahl z nicht mehr nur durch einen einzigen diskreten Wert dargestellt, sondern durch ein Intervall mit einer unteren Schranke $\underline{z}$ und einer oberen Schranke $\overline{z}$.

$$z = [\underline{z}, \overline{z}]; \quad \underline{z} \le z \le \overline{z}. \tag{1}$$

Auf dieser Menge werden Verknüpfungen definiert; so zum Beispiel die Subtraktion $u - v$:

$$u = [\underline{u}, \overline{u}], \quad v = [\underline{v}, \overline{v}], \quad u - v = [\underline{u} - \overline{v}, \ \overline{u} - \underline{v}]. \tag{2}$$

Die Bewertung der Zahlen z im Intervall $[\underline{z}, \overline{z}]$ hinsichtlich ihrer Zugehörigkeit zum Intervall durch eine sogenannte Zugehörigkeitsfunktion μ (memoryfunction) mit Werten zwischen

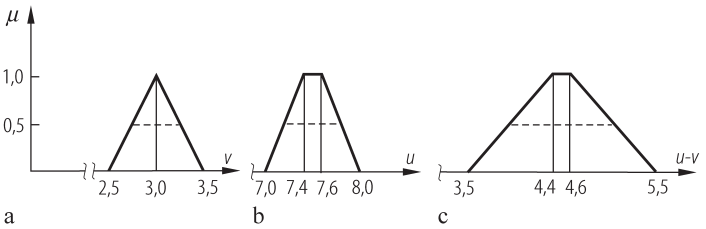


Bild 1 a–c. Differenz $u - v$ von Fuzzy-Zahlen

0 (mit Sicherheit keine Zugehörigkeit) und 1 (mit Sicherheit volle Zugehörigkeit) beschreibt den Übergang von bewertungsneutralen Zahlenintervallen zu Fuzzy-Zahlen.
Eine Aussage wie: die Verschiebung u liegt überwiegend zwischen 7,4 cm und 7,6 cm und fällt gelegentlich bis auf 7,0 cm ab oder steigt bis auf maximal 8,0 cm, läßt sich durch die Zugehörigkeitsfunktion in **Bild 1 b** darstellen.

Eine weitere Aussage wie: die Verschiebung v beträgt ungefähr 3,0 cm und liegt garantiert nicht unter 2,5 cm oder über 3,5 cm, ist in **Bild 1 a** veranschaulicht.
Die Differenz $u - v$ folgt aus einfacher Anwendung der Regel in Gl. (2) angewandt auf jedes μ-Niveau, wie in **Bild 1 c** für $\mu = 0,5$ eingetragen.

3 Numerische Methoden
Numerical methods

3.1 Numerisch-analytische Lösung
Numerical-analytical solutions

Von allen Teildisziplinen der Mathematik hatte in den letzten 30 Jahren die numerische Mathematik mit ihrer Realisierung auf programmierbaren Rechnern den mit Abstand größten Einfluß auf die Ingenieurwissenschaften. Universelle Lösungsstrategien wie die Finite-Element-Methode und hocheffektive Algorithmen erlauben die Behandlung von Problemen mit einigen Zehntausend Freiheitsgraden. Analytische Verfahren treten dabei fast ganz in den Hintergrund und doch haben sie eine wesentliche Funktion bei der Kontrolle von Näherungsergebnissen. So können die Biegeeigenfrequenzen $f\,[Hz]$ eines beidseitig frei drehbar unverschieblich gelagerten Bernoullibalkens nach **Bild 1** als analytische Funktion der Ordnungszahl k angegeben werden.

$$f = \frac{k^2\pi}{2}\sqrt{\frac{EI}{l^3 \varrho A l}}; \quad k = 1, \ldots, \infty. \tag{1}$$

EI Biegesteifigkeit, l Balkenlänge, ϱ Spezifische Masse pro Volumen, A Querschnittsfläche.

3.2 Standardaufgaben der linearen Algebra
Standard problems of linear algebra

Zwei Standardaufgaben beherrschen die lineare Algebra und damit die Diskretisierung von Ingenieurproblemen: Das Gleichungssystem und das nichtlineare Eigenwertproblem:

$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{r}$; $\quad \boldsymbol{A}, \boldsymbol{r}$ gegeben; $\quad \boldsymbol{x}$ gesucht.
$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x} = \lambda \boldsymbol{B}\boldsymbol{x}$; $\quad \boldsymbol{A}, \boldsymbol{B}$ gegeben; $\quad \lambda, \boldsymbol{x}$ gesucht.

Um das reichlich vorhandene Softwareangebot hinsichtlich seiner Leistungsfähigkeit und insbesondere Zuverlässigkeit zu beurteilen, eignen sich Testaufgaben, deren Lösungen mit Hilfe nicht numerischer Methoden vollkommen unabhängig dargestellt werden können. Quellen hierfür sind die Grundlagen-HÜTTE im Mathematikteil und das Internet; so zum Beispiel die Website des National Institute of Standards: http://math.nist.gov. Selbst eine so vermeintlich elementare Aufgabe wie die Lösung eines Gleichungssystems mit reeller symmetrischer Koeffizientenmatrix $\boldsymbol{A}$ bedarf klärender Hinweise. Das Verfahren der Wahl ist die vorweggezogene Cholesky-Zerlegung von $\boldsymbol{A}$ mit $\boldsymbol{A} = \boldsymbol{C}\boldsymbol{C}^T$.
Dabei ist C oberhalb der Hauptdiagonalen mit den Elementen C_{ij} von vorneherein nur mit Nullen belegt. Diese Elemente C_{ij} ergeben sich typischerweise als Wurzeln $C_{ij} = \sqrt{R}$, wobei der Radikand R negativ sein kann und damit C_{ij} imaginär – eine Eigenschaft, die dem reellen Problem nicht angemessen ist. Folgerichtig reagieren manche Softwarepakete mit einer Fehlermeldung und brechen ab. Konzipiert man hingegen die Zerlegung mit vorgegebenen Elementen $C_{ij} \overset{!}{=} 1$ und einer zwischengeschalteten Diagonalmatrix $\boldsymbol{D}$,

$$\boldsymbol{A} = \boldsymbol{C}\boldsymbol{D}\boldsymbol{C}^T, \quad C_{ij} \overset{!}{=} 1, \quad \boldsymbol{D} = \mathrm{diag}\{d_1, \ldots, d_n\}, \tag{2}$$

ist das Wurzelproblem beseitigt, wie folgendes Beispiel zeigt

$$\boldsymbol{A} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 \\ 2 & 3 & 5 \\ 3 & 5 & 10 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 2 & 1 & 0 \\ 3 & 1 & 1 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{D} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix}.$$

Die Lösung eines Gleichungssystems $\boldsymbol{A}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{r}$ über die Invertierung der Matrix $\boldsymbol{A}$ mit $\boldsymbol{x} = \boldsymbol{A}^{-1}\boldsymbol{r}$ ist absolut ungeeignet wegen des unnötig hohen Rechenaufwands und der Zerstörung der gerade bei Ingenieurproblemen häufig vorhandenen Bandstruktur von $\boldsymbol{A}$.
Gleichungssysteme $\boldsymbol{A}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{r}$ mit regulärer, aber unsymmetrischer Koeffizientenmatrix $\boldsymbol{A} \neq \boldsymbol{A}^T$ werden im Rahmen des Gaußschen Algorithmus durch die Produktzerlegung $\boldsymbol{A} = \boldsymbol{L}\boldsymbol{R}$ in eine Linksdreiecksmatrix $\boldsymbol{L}$ und eine Rechtsdreiecksmatrix $\boldsymbol{R}$ gelöst.
Formal kann ein Gleichungssystem mit unsymmetrischem $\boldsymbol{A}$ durch Multiplikation von links mit $\boldsymbol{A}^T$ in ein System mit symmetrischer Matrix $\boldsymbol{A}^T\boldsymbol{A}$ überführt werden.

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x} = r \quad \text{mit} \quad \boldsymbol{A} \neq \boldsymbol{A}^T. \quad \rightarrow (\boldsymbol{A}^T\boldsymbol{A})\,\boldsymbol{x} = \boldsymbol{A}^T\boldsymbol{r}. \tag{3}$$

Damit erschließen sich zwar alle Methoden für symmetrische Matrizen – neben der Cholesky-Zerlegung gibt es das Vorgehen über die Minimierung zugeordneter quadratischer For-

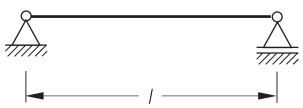


Bild 1. Bernoullibalken

men –, doch ist bereits der Aufwand zur Ausführung des Produktes $\boldsymbol{A}^T\boldsymbol{A}$ unsinnig hoch und zudem sind die Lösungseigenschaften der quasi „quadrierten“ Matrix ausgesprochen schlecht. Rein anschaulich wird dies offenbar bei der Berechnung des Schnittpunktes zweier Geraden $-x+20y=20$ und $-x+10y=9$ wie in **Bild 2** skizziert. Das zugeordnete Gleichungssystem ist unsymmetrisch.

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\boldsymbol{r}:\quad \begin{bmatrix}-1 & 20\\ -1 & 10\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x\\ y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}20\\ 9\end{bmatrix}\rightarrow\begin{bmatrix}x\\ y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}2{,}0\\ 1{,}1\end{bmatrix}.$$

Das entsprechende System mit symmetrischer Matrix liefert dieselbe Lösung,

$$\boldsymbol{A}^T\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\boldsymbol{A}^T\boldsymbol{r}:$$
$$\begin{bmatrix}2 & -30\\ -30 & 500\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x\\ y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-29\\ 490\end{bmatrix}\rightarrow\begin{bmatrix}x\\ y\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}2{,}0\\ 1{,}1\end{bmatrix},$$

doch stellt sich der Lösungspunkt als Schnittpunkt der beiden inneren Geraden jetzt als „schleifender Schnitt“ heraus, was auch der numerischen Lösungsdarstellung abträglich ist.
Die Berechnung der Eigenwerte λ und Eigenvektoren $\boldsymbol{x}$ des algebraischen Eigenwertproblems

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\lambda\boldsymbol{B}\boldsymbol{x} \tag{4}$$

ist ungleich aufwendiger als die Lösung eines Gleichungssystems, so daß hier nur auf die Literatur verwiesen werden kann. Notwendige Bedingung für nichttriviale Lösungen x der Aufgabe (4) ist das Verschwinden der Koeffizientendeterminante

$$\det(\boldsymbol{A}-\lambda\boldsymbol{B})\stackrel{!}{=}0. \tag{5}$$

Gängige numerische Verfahren basieren entweder auf Vektoriterationsverfahren oder sukzessiven Umformungen von $\boldsymbol{A}$ und $\boldsymbol{B}$ zu Matrizen $\boldsymbol{LAR}$, $\boldsymbol{LBR}$ einfacherer Struktur.

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\lambda\boldsymbol{B}\boldsymbol{x}.$$
$$\boldsymbol{x}=\boldsymbol{R}\boldsymbol{y}\rightarrow\boldsymbol{LAR}\boldsymbol{y}=\lambda\boldsymbol{LBR}\boldsymbol{y}. \tag{6}$$

Die Eigenwerte λ bleiben dabei unverändert.
Der häufige Sonderfall symmetrischer Matrizen $\boldsymbol{A}=\boldsymbol{A}^T$, $\boldsymbol{B}=\boldsymbol{B}^T$ führt nicht zwangsläufig zu reellen Eigenwerten und -vektoren, wie das folgende Beispiel zeigt.

$$\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix}2 & 1\\ 1 & 0\end{bmatrix},\quad \boldsymbol{B}=\begin{bmatrix}6 & 4\\ 4 & 1\end{bmatrix}.$$
$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\lambda\boldsymbol{B}\boldsymbol{x}.\rightarrow\lambda=\frac{3\pm i}{10},\quad x=\begin{bmatrix}1\\ -1\mp i\end{bmatrix}.$$

Bedingung für reelle Eigenwerte bei symmetrischen Matrizen ist die Definitheit wenigstens einer der beteiligten Matrizen $\boldsymbol{A}$ oder $\boldsymbol{B}$. Definitheit liegt dann vor, wenn die Elemente D_{jj} der Matrix $\boldsymbol{D}$ der Cholesky-Zerlegung $\boldsymbol{A}=\boldsymbol{CDC}^T$ alle gleiches Vorzeichen haben. Das ist in obigem Beispiel weder für $\boldsymbol{A}$ noch für $\boldsymbol{B}$ der Fall.

$$\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix}1 & 0\\ 1/2 & 1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}2 & 0\\ 0 & -1/2\end{bmatrix}\begin{bmatrix}1 & 1/2\\ 0 & 1\end{bmatrix}.$$
$$\boldsymbol{B}=\begin{bmatrix}1 & 0\\ 2/3 & 1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}6 & 0\\ 0 & -5/3\end{bmatrix}\begin{bmatrix}1 & 2/3\\ 0 & 1\end{bmatrix}.$$

Viele Eigenwertlöser fordern bei symmetrischem Paar $\boldsymbol{A},\boldsymbol{B}$ unabhängig von $\boldsymbol{A}$ eine positiv definite Matrix $\boldsymbol{B}$. Leistet $\boldsymbol{B}$ dieses nicht, wohl aber die Matrix $\boldsymbol{A}$, hilft ein Austausch der Matrizen mit einem Hilfseigenwert μ:

$$\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\lambda\boldsymbol{B}\boldsymbol{x}\rightarrow\boldsymbol{B}\boldsymbol{x}=\mu\boldsymbol{A}\boldsymbol{x},\quad \mu=\frac{1}{\lambda}. \tag{7}$$

Bei singulärer Matrix $\boldsymbol{B}$ ist diese Maßnahme ebenso hilfreich. Ist auch nur eine der beteiligten Matrizen unsymmetrisch, sind grundsätzlich nur solche Eigenwertlöser geeignet, die im Komplexen arbeiten.

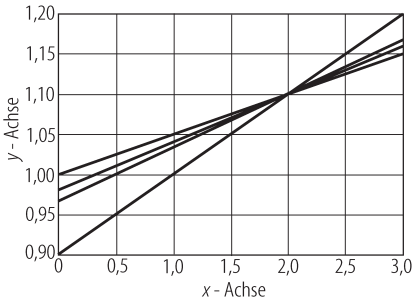


Bild 2. Schleifender Schnitt der inneren Geraden

Neben dem in λ linearen algebraischen Eigenwertproblem $\boldsymbol{A}\boldsymbol{x}=\lambda\boldsymbol{B}\boldsymbol{x}$ gibt es das in λ nichtlineare Eigenwertproblem

$$\boldsymbol{P}(\lambda)\,\boldsymbol{x}=\boldsymbol{0},\quad \boldsymbol{P}(\lambda)=\boldsymbol{A}_0+\lambda\boldsymbol{A}_1+\lambda^2\boldsymbol{A}_2+\ldots+\lambda^p\boldsymbol{A}_{\mathrm{p}} \tag{8}$$

mit einer Polynommatrix $\boldsymbol{P}$. Durch die Einführung zusätzlicher Unbekannter $\boldsymbol{x}_1=\lambda\boldsymbol{x}_0$ mit $x_0=\boldsymbol{x}$,

$$\begin{aligned}&\boldsymbol{x}_2=\lambda\boldsymbol{x}_1,\\ &\quad\vdots\\ &\boldsymbol{x}_{\mathrm{p}-1}=\lambda\boldsymbol{x}_{\mathrm{p}-2}\end{aligned} \tag{9}$$

gelingt eine formale Darstellung als lineares Eigenwertproblem und damit die Nutzung von Standardsoftware, z. B. für $p=4$:

$$\begin{bmatrix}\boldsymbol{0} & \boldsymbol{1} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{1} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{1}\\ \boldsymbol{A}_0 & \boldsymbol{A}_1 & \boldsymbol{A}_2 & \boldsymbol{A}_3\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{x}\\ \boldsymbol{x}_1\\ \boldsymbol{x}_2\\ \boldsymbol{x}_3\end{bmatrix}=\lambda\begin{bmatrix}\boldsymbol{1} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{1} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{1} & \boldsymbol{0}\\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & -\boldsymbol{A}_4\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\boldsymbol{x}\\ \boldsymbol{x}_1\\ \boldsymbol{x}_2\\ \boldsymbol{x}_3\end{bmatrix}. \tag{10}$$

Ist $\boldsymbol{P}$ in Gl. (8) nicht wie dort algebraisch, sondern eine Matrix mit transzendenten Elementen wie $P_{\mathrm{ij}}=\sin^2\lambda$, sind verallgemeinerte Taylor-Entwicklungen heranzuziehen, wie z. B. in Falk/Zurmühl beschrieben.

Mehrgitterverfahren

Im Rahmen der iterativen Lösung von Gleichungssystemen und Eigenwertproblemen über zugeordnete quadratische Formen hat das Mehrgitterverfahren (Multigrid Method) eine gewisse Bedeutung erlangt. Dabei werden Diskretisierungen mit verschiedenen finiten Elementnetzen so miteinander verquickt, daß der Fehler auf dem groben Gitter berechnet wird, die entsprechende Verbesserung der aktuellen Näherung hingegen auf dem feinen Gitter stattfindet.

3.3 Interpolation, Integration

Interpolation, Integration

Bei der Interpolation wird eine Menge von $k=1$ bis n diskreten Werten $f_{\mathrm{k}}(x_{\mathrm{k}})$ an Stützstellen x_{k} auf einen kontinuierlichen Bereich abgebildet. Dadurch ist man in der Lage zu differenzieren, zu integrieren und beliebige Zwischenwerte $f(x)$ in der Zeit oder im Raum zu berechnen.
Zur Interpolation nichtperiodischer Punktmengen eignen sich insbesondere Polynome. Daneben sind gebrochen rationale Funktionen

$$f_{\mathrm{pq}}(x)=\frac{a_0+a_1x+\ldots+a_{\mathrm{p}}x^p}{b_0+b_1x+\ldots+b_{\mathrm{q}}x^q} \tag{11}$$

besonders geeignet, Polstellen und asymptotisches Verhalten wiederzugeben.

$$\lim_{x\rightarrow\infty}f_{\mathrm{pq}}=\begin{cases}0 & \text{falls}\quad p<q\\ a_{\mathrm{p}}/b_{\mathrm{q}} & \text{falls}\quad p=q\\ \infty & \text{falls}\quad p>q\end{cases}. \tag{12}$$

So gibt es für die Exponentialfunktion $f(x)=\exp(x)$ verschie-

A

Tabelle 1. Padé-Entwicklungen $P_{pq}(x)$ für $\exp(x)$

	$p=1$	$p=2$
$q=1$	$\frac{1+\frac{1}{2}x}{1-\frac{1}{2}x}$	$\frac{1+\frac{2}{3}x+\frac{1}{6}x^2}{1-\frac{1}{3}x}$
$q=2$	$\frac{1+\frac{1}{3}x}{1-\frac{2}{3}x+\frac{1}{6}x^2}$	$\frac{1+\frac{1}{2}x+\frac{1}{12}x^2}{1-\frac{1}{2}x+\frac{1}{12}x^2}$

Tabelle 2. Stützstellen x_1 bis x_n der Gauß-Integration

$$I=\int_{-h}^{h} f(x)\,dx \sim 2h\sum_{k=1}^{n} w_k f(x_k)$$

n	$2n-1$	x_k/h	w_k
1	1	0	1
2	3	$\pm\sqrt{3}/3$	1/2
3	5	$\pm\sqrt{0{,}6}$; 0	5/18; 8/18

dene sogenannte Padé-Entwicklungen $P_{pq}(x)$ mit globalen Eigenschaften nach Gl. (12), die in **Tab. 1** angegeben sind. Für periodische Punktmengen ist die globale Fourierinterpolation das klassische numerische Werkzeug.

Die Interpolation dient nicht nur zur Verstetigung diskreter Punktmengen, sondern auch zur Abbildung komplizierter Integranden $f(x)$ auf einfach zu integrierende Ersatzfunktionen; vorzugsweise Polynome. Man spricht auch von „interpolatorischer Quadratur". Alle numerischen Integrationsverfahren basieren auf einer linearen Entwicklung des Integranden in den Funktionswerten $f_k = f(x_k)$ an gewissen Stützstellen x_k. Gibt man diese Stützstellen vor, z. B. an den Stellen $x_1 = -h$; $x_2 = 0$; $x_3 = +h$ eines Integrationsintervalls $[-h, h]$,

$$I=\int_{-h}^{h} f(x)\,dx, \tag{13}$$

mit den Funktionswerten f_1, f_2, f_3, so wird dadurch eine quadratische Interpolation mit dem Integralwert

$$I=\frac{2h}{6}\,(f_1+4f_2+f_3) \tag{14}$$

begründet; das ist die Simpson-Regel. Allgemein formuliert, gehen die Funktionswerte f_k mit gewissen Wichtungsfaktoren w_k in den Wert des Integrals ein:

$$I=\sum_{k=1}^{n} 2h\,w_k f_k. \tag{15}$$

Der entscheidende Aufwand steckt in der Berechnung der n Funktionswerte f_k; bei n vorgegebenen Stützstellen x_k wird der Integrand durch ein Polynom $(n-1)$. Grades interpoliert. Läßt man hingegen die n Stützstellen zunächst frei, so lassen sie sich aus der Forderung bestimmen, daß ein Polynom $(2n-1)$. Grades exakt integriert wird. Dieses Vorgehen geht auf Gauß zurück und kann als optimal bezeichnet werden. Stützstellen sind in **Tab. 2** aufgelistet.

Ein einfaches Beispiel verdeutlicht die Qualität der Gauß-Integration gegenüber der Simpson-Formel mit jeweils $n=2$ Stützstellen und $h=1$.

Exakt:

$$I=\int_{-1}^{1} x^2(x^2-1)\,(x+2)\,dx=-\frac{8}{15}.$$

Simpson:

$$I \sim \tfrac{2}{6}\,[1\cdot 0+4\cdot 0+1\cdot 0]=0.$$

Gauß ($n=2$):

$$I \sim 2\left[\tfrac{5}{18}\cdot 0{,}6(0{,}6-1)\left(-\sqrt{0{,}6}+2\right)+\tfrac{8}{18}\cdot 0 + \tfrac{5}{18}\cdot 0{,}6(0{,}6-1)\left(+\sqrt{0{,}6}+2\right)\right]=-\tfrac{8}{15}.$$

3.4 Rand- und Anfangswertprobleme
Boundary and initial value problems

Anfangswertprobleme in der Regel im Zeitbereich,

$$\dot{z}(t)=f(z,t),\quad z_0=z(t_0), \tag{16}$$

zeichnen sich durch vorgegebene Anfangswerte z_0 im Anfangszeitpunkt t_0 aus. Eine numerische Lösung im Zeitintervall $t_k \le t \le t_k+h$ mit Approximationen Z_k für z_k gelingt durch numerische Integration der rechten Seite f in Gl. (16).

$$z_{k+1}-z_k=\int_{t_k+h} f(z,t)\,dt. \rightarrow Z_{k+1}=Z_k+h\sum_{j=1}^{m} w_j f_j; \qquad f_j=f(t_k+\tau_j h, Z_j),\quad Z_j=Z(t_k+\tau_j h);\quad 0\le\tau_j\le 1. \tag{17}$$

Die Stützstellen τ_j und die Wichtungsfaktoren w_j werden für eine konkrete Entwicklungsstufe m so berechnet, daß der lokale Fehler im Zeitschritt h möglichst klein wird. Entwicklungen nach Gl. (17) nennt man pauschal Runge-Kutta-Verfahren. Im Zusammenhang mit linearisierten Anfangswertproblemen

$$\dot{\boldsymbol{z}}(t)=\boldsymbol{S}\boldsymbol{z}(t),\quad \boldsymbol{z}_0=\boldsymbol{z}(t_0) \tag{18}$$

vorgegeben, definieren die Eigenwerte λ des zugeordneten Eigenwertproblems $(\boldsymbol{S}-\lambda\boldsymbol{1})\,\boldsymbol{x}=\boldsymbol{0}$ die Steifheit S.

$$S=\frac{|\lambda|_{max}}{|\lambda|_{min}}. \tag{19}$$

Für große Werte von S spricht man von steifen Differentialgleichungen; hierfür eignen sich nur implizite Runge-Kutta-Verfahren. Bewährt haben sich für lineare Probleme wie in Gl. (18) Padé-Darstellungen P_{pq} der Exponentiallösung nach gl. (11) mit **Tab. 1**.

$$\begin{aligned}&\dot{\boldsymbol{z}}=\boldsymbol{S}z \rightarrow \boldsymbol{z}(t)=\exp(\boldsymbol{S}t)\,\boldsymbol{z}_0\\ &\boldsymbol{z}_1=\boldsymbol{z}(t=h)=\exp(\boldsymbol{S}h)\,\boldsymbol{z}0.\end{aligned} \tag{20}$$

Bei gleichen Potenzen $p=q$, z. B. $p=q=1$, ist die Stabilität der Übertragungsgleichung

$$\left(\boldsymbol{1}-\frac{h}{2}\,\boldsymbol{S}\right)\boldsymbol{z}_1=\left(\boldsymbol{1}+\frac{h}{2}\,\boldsymbol{S}\right)\boldsymbol{z}_0 \tag{21}$$

a priori gesichert.

Randwertprobleme in der Regel im Ortsbereich werden durch Vorgaben an allen Rändern des Problemfeldes charakterisiert. Für Näherungslösungen eignen sich insbesondere lokale Ansätze mit normierten Ansatzfunktionen; dies sind die Finite-Element-Methoden, kurz FEM.

Im Rahmen des Konzepts gewichteter Residuen kann es durch die Wahl geeigneter Wichtungs- oder Projektionsfunktionen gelingen, die Integraldarstellung des Problems ausschließlich auf den Problemrand zu reduzieren: Dieses Vorgehen begründet die Randelementmethode oder kurz BEM: Boundary Element Method.

B | Mechanik
Mechanics

J. Lackmann, Berlin
Dieser Teil basiert auf den Ausführungen von G. Rumpel und H.D. Sondershausen (bis 18. Auflage)

Allgemeine Literatur zu B 1 bis B 7
Bücher: *Falk, S.:* Lehrbuch der Technischen Mechanik, Band 1–3. Berlin: Springer 1967, 1968, 1969. – *Gross, D.; Hauger, W.:* Technische Mechanik, Bd. 1–3. Heidelberger Taschenbücher Bd. 215–217. Berlin: Springer 1986. – *Gummert, P.; Recklinger, K.-A.:* Mechanik, Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg & Sohn 1986. – *Holzmann, Meyer, Schumpich:* Technische Mechanik, Teil 1–3, 5. bzw. 6. Aufl. Stuttgart: Teubner 1986. – *Marguerre, K.:* Technische Mechanik, Teil I–III. Berlin: Springer 1967, 1968. – *Neuber H.:* Technische Mechanik, Teil I–III. Berlin: Springer 1967, 1971, 1974. – *Pestel, E.:* Technische Mechanik, Teil 1–3. Mannheim: Bibliographisches Institut, 1969, 1971. – *Szabó, I.:* Einführung in die Technische Mechanik, 8. Aufl. Berlin: Springer 1975, Nachdruck 1984. – *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1972, Nachdruck 1985. – *Szabó, I.:* Repertorium zur Technischen Mechanik, 3. Aufl. Berlin: Springer 1972, Nachdruck 1985. – *Ziegler, F.:* Technische Mechanik der festen und flüssigen Körper, Wien: Springer 1985.

Normen und Richtlinien: – (*DIN 1305*) Masse, Gewicht, Gewichtskraft, Fallbeschleunigung, Begriffe. – (*DIN 1311*) Schwingungslehre. – (*DIN 1342*) Viskosität Newtonscher Flüssigkeiten. – (*DIN 5492*) Formelzeichen der Strömungsmechanik. – (*DIN 5497*) Mechanik; starre Körper; Formelzeichen.

1 Statik starrer Körper
Statics of rigid bodies

1.1 Allgemeines. Introduction

Statik ist die Lehre vom Gleichgewicht am starren Körper oder an Systemen von starren Körpern. Gleichgewicht herrscht, wenn sich ein Gebilde in Ruhe oder in gleichförmiger geradliniger Bewegung befindet. *Starre Körper* im Sinne der Statik sind Gebilde, deren Deformationen so klein sind, daß die Kraftangriffspunkte vernachlässigbar kleine Verschiebungen erfahren.

Kräfte sind linienflüchtige, auf ihrer Wirkungslinie verschiebbare Vektoren (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*), die Bewegungs- oder Formänderungen von Körpern bewirken. Ihre Bestimmungsstücke sind Größe, Richtung und Lage (**Bild 1 a**).

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F} &= \boldsymbol{F}_x + \boldsymbol{F}_y + \boldsymbol{F}_z = F_x\boldsymbol{e}_x + F_y\boldsymbol{e}_y + F_z\boldsymbol{e}_z \\ &= (F\cos\alpha)\boldsymbol{e}_x + (F\cos\beta)\boldsymbol{e}_y + (F\cos\gamma)\boldsymbol{e}_z,\end{aligned} \tag{1}$$

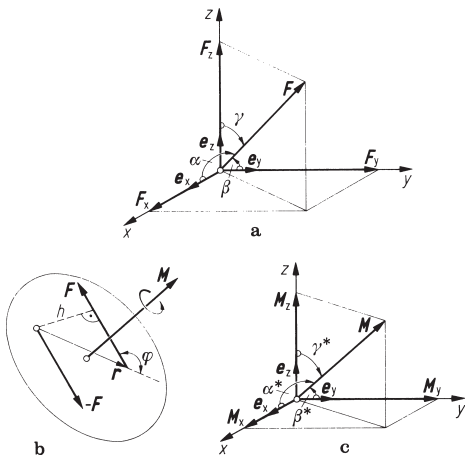


Bild 1 a–c. Vektordarstellung. **a** Kraft; **b** Kräftepaar; **c** Moment

wobei

$$F = |\boldsymbol{F}| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}. \tag{2}$$

Für die Richtungskosinusse der Kraft gilt $\cos\alpha = F_x/F$, $\cos\beta = F_y/F$, $\cos\gamma = F_z/F$ sowie $\cos^2\alpha + \cos^2\beta + \cos^2\gamma = 1$.

Es gibt eingeprägte Kräfte und Reaktionskräfte sowie äußere und innere Kräfte. Äußere Kräfte sind alle von außen auf einen freigemachten Körper (s. **B 1.5**) einwirkende Kräfte (Belastungen und Auflagerkräfte). Innere Kräfte sind alle im Inneren eines Systems auftretende Schnitt- und Verbindungskräfte.

Momente oder Kräftepaare bestehen aus zwei gleich großen, entgegengesetzt gerichteten Kräften mit parallelen Wirkungslinien (**Bild 1 b**) oder einem Vektor, der auf ihrer Wirkungsebene senkrecht steht. Dabei bilden $\boldsymbol{r}$, $\boldsymbol{F}$, $\boldsymbol{M}$ eine Rechtsschraube (Rechtssystem). Kräftepaare sind in ihrer Wirkungsebene und senkrecht zu dieser beliebig verschiebbar, d. h. der Momentenvektor ist ein freier Vektor, festgelegt durch das Vektorprodukt

$$\begin{aligned}\boldsymbol{M} &= \boldsymbol{r}\times\boldsymbol{F} = \boldsymbol{M}_x + \boldsymbol{M}_y + \boldsymbol{M}_z = M_x\boldsymbol{e}_x + M_y\boldsymbol{e}_y + M_z\boldsymbol{e}_z \\ &= (M\cos\alpha^*)\boldsymbol{e}_x + (M\cos\beta^*)\boldsymbol{e}_y + (M\cos\gamma^*)\boldsymbol{e}_z.\end{aligned} \tag{3}$$

$$M = |\boldsymbol{M}| = |\boldsymbol{r}|\cdot|\boldsymbol{F}|\cdot\sin\varphi = Fh = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}. \tag{4}$$

M heißt Größe oder Betrag des Moments und bedeutet anschaulich den Flächeninhalt des von $\boldsymbol{r}$ und $\boldsymbol{F}$ gebildeten Parallelogramms. Dabei ist h der senkrecht zu $\boldsymbol{F}$ stehende Hebelarm. Für die Richtungskosinusse gilt (**Bild 1 c**) $\cos\alpha^* = M_x/M$, $\cos\beta^* = M_y/M$, $\cos\gamma^* = M_z/M$.

Moment einer Kraft bezüglich eines Punktes (Versetzungsmoment). Die Wirkung einer Einzelkraft mit beliebigem Angriffspunkt bezüglich eines Punkts O wird mit dem Hinzufügen eines Nullvektors, d. h. zweier gleich großer, entgegengesetzt gerichteter Kräfte $\boldsymbol{F}$ und $-\boldsymbol{F}$ im Punkt O (**Bild 2 a**) deutlich. Es ergibt sich eine Einzelkraft $\boldsymbol{F}$ im Punkt O und ein Kräftepaar bzw. Moment $\boldsymbol{M}$ (Versetzungsmoment), dessen Vektor auf der von $\boldsymbol{r}$ und $\boldsymbol{F}$ gebildeten Ebene senkrecht steht. Sind $\boldsymbol{r}$ und $\boldsymbol{F}$ in Komponenten x, y, z bzw. F_x, F_y, F_z gegeben (**Bild 2 b**), so gilt

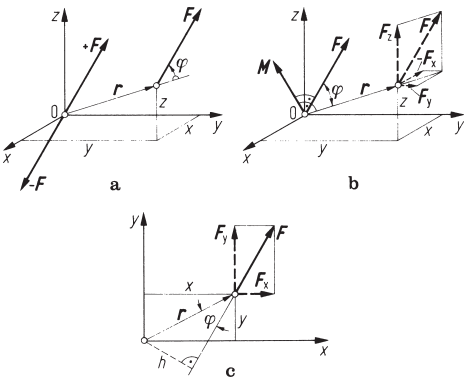


Bild 2a–c. Kraft und Moment. **a** und **b** Kraftversetzung; **c** Moment in der Ebene

$$\boldsymbol{M} = \boldsymbol{r} \times \boldsymbol{F} = \begin{vmatrix} \boldsymbol{e}_x & \boldsymbol{e}_y & \boldsymbol{e}_z \\ x & y & z \\ F_x & F_y & F_z \end{vmatrix} \tag{5}$$
$$= (F_z y - F_y z)\boldsymbol{e}_x + (F_x z - F_z x)\boldsymbol{e}_y + (F_y x - F_x y)\boldsymbol{e}_z$$
$$= M_x \boldsymbol{e}_x + M_y \boldsymbol{e}_y + M_z \boldsymbol{e}_z.$$

Für die Komponenten, den Betrag des Momentenvektors und die Richtungskosinusse gilt

$$M_x = F_z y - F_y z,\ M_y = F_x z - F_z x,\ M_z = F_y x - F_x y;$$
$$M = |\boldsymbol{M}| = |\boldsymbol{r}| \cdot |\boldsymbol{F}| \cdot \sin\varphi = Fh = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2};$$
$$\cos\alpha^* = M_x/M,\ \cos\beta^* = M_y/M,\ \cos\gamma^* = M_z/M.$$

Liegt der Kraftvektor in der x, y-Ebene, d.h., sind z und F_z gleich null, so folgt (**Bild 2c**)

$$\boldsymbol{M} = \boldsymbol{M}_z = (F_y x - F_x y)\boldsymbol{e}_z;$$
$$M = |\boldsymbol{M}| = M_z = F_y x - F_x y = Fr\sin\varphi = Fh.$$

Projektion eines Momentenvektors auf eine gegebene Achse (Richtung): Ist ψ der Winkel zwischen Vektor und Achse und $\boldsymbol{e}_1$ der Einheitsvektor der Achse, so ergibt sich aus dem Skalarprodukt: $M_1 = \boldsymbol{M}\boldsymbol{e}_1 = M\cos\psi$.

1.2 Zusammensetzen und Zerlegen von Kräften mit gemeinsamem Angriffspunkt

Combination and resolution of concurrent forces

1.2.1 Ebene Kräftegruppe. Systems of coplanar forces

Zusammensetzen von Kräften zu einer Resultierenden. Kräfte werden geometrisch (vektoriell) addiert, und zwar zwei Kräfte mit dem Kräfteparallelogramm oder Kräftedreieck (**Bild 3**), mehrere Kräfte mit dem Kräftepolygon oder Krafteck (**Bild 4**, Kräftemaßstab 1 cm ≙ ∝ N).

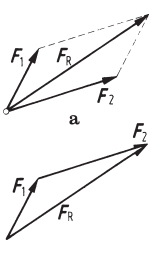


Bild 3a, b. Zusammensetzen zweier Kräfte in der Ebene. **a** Mit Kräfteparallelogramm; **b** mit Kräftedreieck

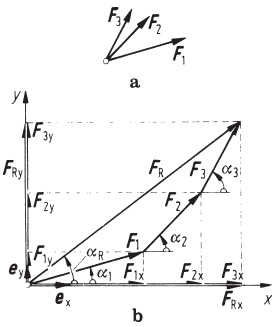


Bild 4a, b. Zusammensetzen mehrerer Kräfte in der Ebene. **a** Lageplan; **b** Kräftepolygon

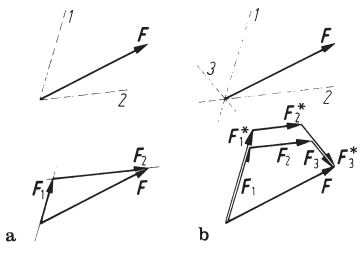
Die rechnerische Lösung lautet

$$\boldsymbol{F}_R = \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{F}_i = \sum_{i=1}^{n} F_{ix}\boldsymbol{e}_x + \sum_{i=1}^{n} F_{iy}\boldsymbol{e}_y \tag{6}$$
$$= F_{Rx}\boldsymbol{e}_x + F_{Ry}\boldsymbol{e}_y$$

mit $F_{ix} = F_i\cos\alpha_i$, $F_{iy} = F_i\sin\alpha_i$. Größe und Richtung der Resultierenden:

$$F_R = \sqrt{F_{Rx}^2 + F_{Ry}^2},\quad \tan\alpha_R = F_{Ry}/F_{Rx}. \tag{7}$$

Zerlegen einer Kraft ist in der Ebene eindeutig nur nach zwei Richtungen möglich, nach drei und mehr Richtungen ist die Lösung vieldeutig (statisch unbestimmt). Graphische Lösung s. **Bild 5a, b**.



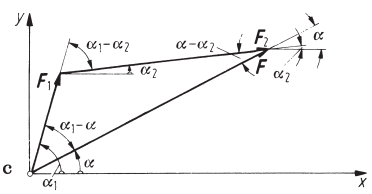


Bild 5a–c. Zerlegen einer Kraft in der Ebene. **a** In zwei Richtungen (eindeutig); **b** in drei Richtungen (vieldeutig); **c** rechnerisch

Rechnerische Lösung (**Bild 5c**): $\boldsymbol{F} = \boldsymbol{F}_1 + \boldsymbol{F}_2$ bzw. in Komponenten

$$F\cos\alpha = F_1\cos\alpha_1 + F_2\cos\alpha_2,$$
$$F\sin\alpha = F_1\sin\alpha_1 + F_2\sin\alpha_2;$$

d.h. $F_2 = (F\sin\alpha - F_1\sin\alpha_1)/\sin\alpha_2$ und somit

$$F\cos\alpha = F_1\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2(F\sin\alpha - F_1\sin\alpha_1)/\sin\alpha_2.$$
$$F\cos\alpha\sin\alpha_2 - F\sin\alpha\cos\alpha_2$$
$$= F_1\cos\alpha_1\sin\alpha_2 - F_1\sin\alpha_1\cos\alpha_2,$$

also $F_1 = F\sin(\alpha_2 - \alpha)/\sin(\alpha_2 - \alpha_1)$ und entsprechend $F_2 = F\sin(\alpha_1 - \alpha)/\sin(\alpha_2 - \alpha_1)$. Diese Gleichungen entsprechen dem Sinussatz am schiefwinkligen Dreieck (**Bild 5c**).

1.2.2 Räumliche Kräftegruppe
3-dimensional force systems

Zusammensetzen von Kräften zu einer Resultierenden. Kräfte werden geometrisch (vektoriell) addiert, indem das räumliche Krafteck (**Bild 6a**) gezeichnet wird. Dazu werden sie auf zwei Ebenen projiziert, d.h., die Aufgabe wird im Grund- und Aufriß gelöst (**Bild 6a**). In der x, y-Ebene (Grundrißebene) ergibt die Vektoraddition die Projektion $\boldsymbol{F}'_{\mathrm{R}}$ der Resultierenden $\boldsymbol{F}_{\mathrm{R}}$, in der y, z-Ebene (Aufrißebene) $\boldsymbol{F}''_{\mathrm{R}}$ (**Bild 6b**). Die Projektion von $\boldsymbol{F}''_{\mathrm{R}}$ in z-Richtung ergibt die wirkliche Komponente $\boldsymbol{F}_{\mathrm{Rz}}$ der Resultierenden. $\boldsymbol{F}_{\mathrm{Rz}}$ wird mit $\boldsymbol{F}'_{\mathrm{R}}$ in der von beiden Komponenten aufgespannten Ebene zur Resultierenden $\boldsymbol{F}_{\mathrm{R}}$ zusammengesetzt (**Bild 6c**).

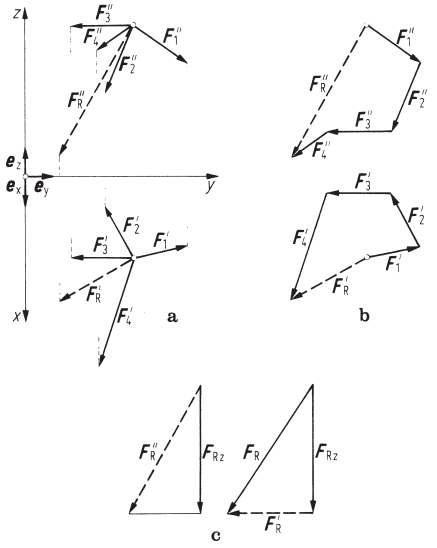


Bild 6a–c. Zusammensetzen von Kräften im Raum. **a** Lageplan; **b** Krafteck; **c** Gesamtresultierende

Die rechnerische Lösung lautet

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{\mathrm{R}} &= \sum_{i=1}^{n}\boldsymbol{F}_{\mathrm{i}} = \sum_{i=1}^{n}F_{\mathrm{ix}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{x}} + \sum_{i=1}^{n}F_{\mathrm{iy}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{y}} + \sum_{i=1}^{n}F_{\mathrm{iz}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{z}} \\ &= F_{\mathrm{Rx}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{x}} + F_{\mathrm{Ry}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{y}} + F_{\mathrm{Rz}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{z}};\end{aligned} \tag{8}$$

mit $F_{\mathrm{ix}} = F_{\mathrm{i}}\cos\alpha_{\mathrm{i}}$, $F_{\mathrm{iy}} = F_{\mathrm{i}}\cos\beta_{\mathrm{i}}$, $F_{\mathrm{iz}} = F_{\mathrm{i}}\cos\gamma_{\mathrm{i}}$. Größe und Richtung der Resultierenden:

$$\begin{aligned}F &= \sqrt{F_{\mathrm{Rx}}^2 + F_{\mathrm{Ry}}^2 + F_{\mathrm{Rz}}^2}; \\ \cos\alpha_{\mathrm{R}} &= F_{\mathrm{Rx}}/F,\ \cos\beta_{\mathrm{R}} = F_{\mathrm{Ry}}/F,\ \cos\gamma_{\mathrm{R}} = F_{\mathrm{Rz}}/F.\end{aligned} \tag{9}$$

Zerlegen einer Kraft ist im Raum eindeutig nur nach drei Richtungen möglich; nach vier und mehr Richtungen ist die Lösung vieldeutig (statisch unbestimmt). Bei der graphischen Lösung (**Bild 7a, b**) bestimmt man zunächst den Spurpunkt E der Kraft $\boldsymbol{F}$ (Wirkungslinie O) im Aufriß und Grundriß und damit im Grundriß die von O und *1* aufgespannte Ebene $A'D'E'$. Sie schneidet die von *2* und *3* gebildete Ebene $B'C'D'$ im Grundriß in der Schnittgeraden c' mit dem Spurpunkt G'. Die Projektion von G' in den Aufriß liefert G'' und damit c''. Nun zerlegt man die Kraft $\boldsymbol{F}$ im Grundriß und Aufriß in die Richtungen *1* und *c*, die in zwei verschiedenen Ebenen, nämlich in *ABD* und *BCD*, liegen. $\boldsymbol{F}_{\mathrm{c}}$ ist die sogenannte Culmannsche Hilfskraft, die anschließend in die Richtungen *2* und *3* im Grundriß und Aufriß zerlegt wird. Die endgültige Größe von $\boldsymbol{F}_1$ erhält man, indem man die aus dem Aufriß zu entnehmende Komponente $\boldsymbol{F}_{1\mathrm{z}}$ mit der aus dem Grundriß zu entnehmenden Kraft $\boldsymbol{F}'_1$ in der von diesen beiden Kräften aufgespannten Ebene zusammensetzt. Entsprechendes gilt für $\boldsymbol{F}_2$ und $\boldsymbol{F}_3$ (**Bild 7c**).

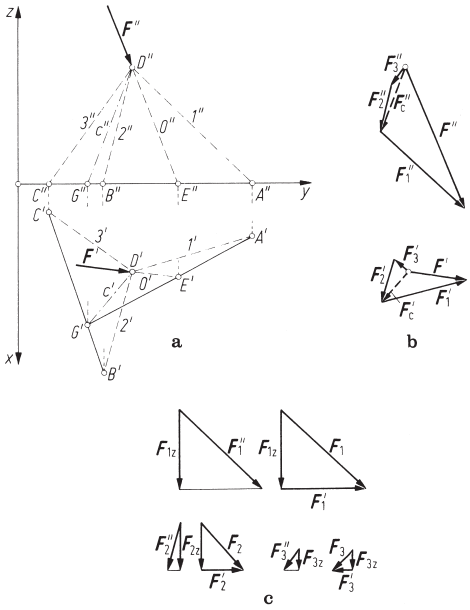


Bild 7a–c. Zerlegen einer Kraft im Raum. **a** Lageplan; **b** Krafteck; **c** endgültige Kräfte

Die rechnerische Lösung lautet $\boldsymbol{F}_1 + \boldsymbol{F}_2 + \boldsymbol{F}_3 = \boldsymbol{F}$; $F_{1\mathrm{x}} + F_{2\mathrm{x}} + F_{3\mathrm{x}} = F_{\mathrm{x}}$, $F_{1\mathrm{y}} + F_{2\mathrm{y}} + F_{3\mathrm{y}} = F_{\mathrm{y}}$, $F_{1\mathrm{z}} + F_{2\mathrm{z}} + F_{3\mathrm{z}} = F_{\mathrm{z}}$. Gemäß **Bild 8** gilt für die Richtungskosinusse der drei gegebenen Richtungen

$$\cos\alpha_{\mathrm{i}} = x_{\mathrm{i}}/\sqrt{x_{\mathrm{i}}^2 + y_{\mathrm{i}}^2 + z_{\mathrm{i}}^2},\quad \cos\beta_{\mathrm{i}} = y_{\mathrm{i}}/\sqrt{x_{\mathrm{i}}^2 + y_{\mathrm{i}}^2 + z_{\mathrm{i}}^2},$$
$$\cos\gamma_{\mathrm{i}} = z_{\mathrm{i}}/\sqrt{x_{\mathrm{i}}^2 + y_{\mathrm{i}}^2 + z_{\mathrm{i}}^2}.$$

Damit folgt

$$\begin{aligned}F_1\cos\alpha_1 + F_2\cos\alpha_2 + F_3\cos\alpha_3 &= F\cos\alpha, \\ F_1\cos\beta_1 + F_2\cos\beta_2 + F_3\cos\beta_3 &= F\cos\beta, \\ F_1\cos\gamma_1 + F_2\cos\gamma_2 + F_3\cos\gamma_3 &= F\cos\gamma.\end{aligned}$$

Diese drei linearen Gleichungen für die drei unbekannten Kräfte F_1, F_2 und F_3 haben nur dann eine eindeutige Lösung, wenn ihre Systemdeterminante nicht null wird (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*), d.h., wenn die drei Richtungsvektoren nicht in einer Ebene liegen. Gemäß **Bild 8** gilt $F_1\boldsymbol{e}_1 + F_2\boldsymbol{e}_2 + F_3\boldsymbol{e}_3 = \boldsymbol{F}$ und nach Multiplikation mit $\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3$

$$\begin{aligned}&F_1\boldsymbol{e}_1(\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3) + F_2\boldsymbol{e}_2(\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3) + F_3\boldsymbol{e}_3(\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3) \\ &= \boldsymbol{F}(\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3).\end{aligned}$$

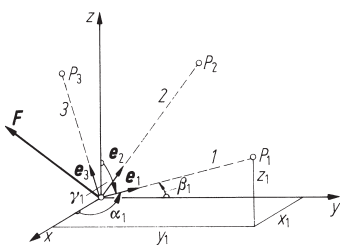


Bild 8. Rechnerische Zerlegung einer Kraft im Raum

Da der Vektor $(\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3)$ sowohl auf $\boldsymbol{e}_2$ als auch auf $\boldsymbol{e}_3$ senkrecht steht, werden die Skalarprodukte null, und es folgt

$$F_1 \boldsymbol{e}_1 (\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3) = \boldsymbol{F}(\boldsymbol{e}_2 \times \boldsymbol{e}_3) \quad \text{bzw.}$$
$$F_1 = \boldsymbol{F}\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3 / (\boldsymbol{e}_1\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3), \qquad (10)$$
$$F_2 = \boldsymbol{e}_1\boldsymbol{F}\boldsymbol{e}_3 / (\boldsymbol{e}_1\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3), \quad F_3 = \boldsymbol{e}_1\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{F} / (\boldsymbol{e}_1\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3).$$

$\boldsymbol{F}\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3$, $\boldsymbol{e}_1\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3$ usw. sind Spatprodukte, d.h. Skalare, deren Größe der Rauminhalt des von drei Vektoren gebildeten Spats festlegt. Die Lösung ist eindeutig, wenn das Spatprodukt $\boldsymbol{e}_1\boldsymbol{e}_2\boldsymbol{e}_3 \neq 0$ ist, d.h., die drei Vektoren dürfen nicht in einer Ebene liegen (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).
Mit $\boldsymbol{e}_i = \cos\alpha_i \boldsymbol{e}_x + \cos\beta_i \boldsymbol{e}_y + \cos\gamma_i \boldsymbol{e}_z$ wird

$$F_1 = \begin{vmatrix} F\cos\alpha & \cos\alpha_2 & \cos\alpha_3 \\ F\cos\beta & \cos\beta_2 & \cos\beta_3 \\ F\cos\gamma & \cos\gamma_2 & \cos\gamma_3 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} \cos\alpha_1 & \cos\alpha_2 & \cos\alpha_3 \\ \cos\beta_1 & \cos\beta_2 & \cos\beta_3 \\ \cos\gamma_1 & \cos\gamma_2 & \cos\gamma_3 \end{vmatrix}. \qquad (11)$$

Entsprechend F_2 und F_3.

1.3 Zusammensetzen und Zerlegen von Kräften mit verschiedenen Angriffspunkten

Combination and resolution of non-concurrent forces

1.3.1 Kräfte in der Ebene. Coplanar forces

Zusammensetzen mehrerer Kräfte zu einer Resultierenden. Graphisches Verfahren mit Kraft- und Seileck: die Kräfte werden im Krafteck (**Bild 9b**) geometrisch zur Resultierenden addiert, ein beliebiger Pol *P* gewählt und die Polstrahlen *1* bis *n* gezogen. Die Parallelen hierzu werden als Seilstrahlen $1'$ bis n' in den Lageplan (**Bild 9a**) übertragen, und zwar so, daß die Kräfte eines Kräftedreiecks des Polecks sich im Lageplan in einem Punkt schneiden (Punkt-Dreieck-Regel). Der Schnittpunkt des ersten und letzten Seilstrahls liefert den Angriffspunkt der Resultierenden, deren Größe und Richtung aus dem Krafteck zu entnehmen ist.
Rechnerisches Verfahren: Bezüglich des Nullpunkts ergibt die ebene Kräftegruppe eine resultierende Kraft und ein resultierendes (Versetzungs-)Moment (**Bild 10a**)

$$\boldsymbol{F}_R = \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{F}_i, \quad \boldsymbol{M}_R = \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{M}_i \quad \text{bzw.} \quad F_{Rx} = \sum_{i=1}^{n} F_{ix},$$
$$F_{Ry} = \sum_{i=1}^{n} F_{iy}, \quad M_R = \sum_{i=1}^{n} (F_{iy}x_i - F_{ix}y_i) = \sum_{i=1}^{n} F_i h_i.$$

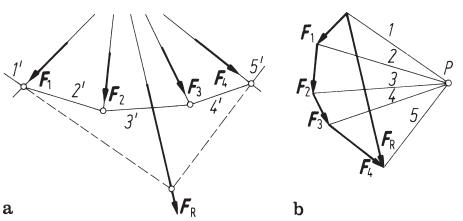


Bild 9a, b. Zusammensetzen mehrerer Kräfte in der Ebene. **a** Lageplan (Seileck); **b** Krafteck (Poleck)

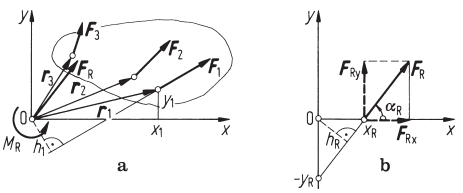


Bild 10. Resultierende von Kräften in der Ebene

Für einen beliebigen Punkt ist die Wirkung der Kräftegruppe gleich der ihrer Resultierenden. Wird die Resultierende parallel aus dem Nullpunkt soweit verschoben, daß M_R null wird, so folgt für ihre Lage aus $M_R = F_R h_R$ usw. (**Bild 10b**)

$$h_R = M_R / F_R \quad \text{bzw.} \quad x_R = M_R / F_{Ry} \quad \text{bzw.}$$
$$y_R = -M_R / F_{Rx}.$$

Zerlegen einer Kraft. Die Zerlegung einer Kraft ist in der Ebene eindeutig möglich nach drei gegebenen Richtungen, die sich nicht in einem Punkt schneiden und von denen höchstens zwei parallel sein dürfen. Graphisch zerlegt man eine Kraft mit Hilfe der Culmannschen Hilfsgeraden (**Bild 11a, b**). Dazu sind die Kraft $\boldsymbol{F}$ mit einer der drei Wirkungslinien und die beiden anderen Wirkungslinien untereinander zum Schnitt zu bringen. Die Verbindungslinie der Schnittpunkte *A* und *B* ist die sogenannte Culmannsche Hilfsgerade *c*. Nach Zerlegen der Kraft $\boldsymbol{F}$ im Krafteck in die Richtungen *3* und *c* ergeben sich $\boldsymbol{F}_3$ und $\boldsymbol{F}_c$. Die Kraft $\boldsymbol{F}_c$ wird dann weiter zerlegt in die Richtungen *1* und *2*, was zu $\boldsymbol{F}_1$ und $\boldsymbol{F}_2$ führt.

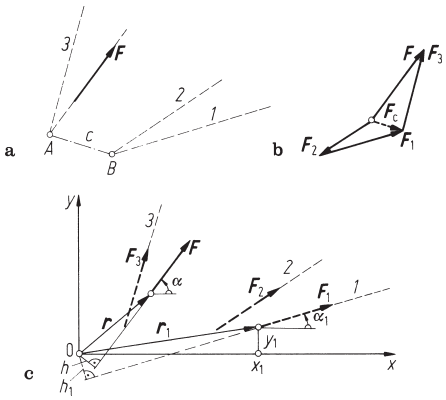


Bild 11a–c. Zerlegen einer Kraft in der Ebene. **a** Lageplan mit Culmannscher Geraden *c*; **b** Krafteck; **c** rechnerische Lösung

Die rechnerische Lösung folgt aus der Bedingung, daß Kraft- und Momentenwirkung der Einzelkräfte $\boldsymbol{F}_i$ und der Kraft $\boldsymbol{F}$ bezüglich des Nullpunktes gleich sein müssen (**Bild 11c**):

$$\sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{F}_i = \boldsymbol{F}, \quad \sum_{i=1}^{n} (\boldsymbol{r}_i \times \boldsymbol{F}_i) = \boldsymbol{r} \times \boldsymbol{F}, \quad \text{d.h.}$$
$$F_1\cos\alpha_1 + F_2\cos\alpha_2 + F_3\cos\alpha_3 = F\cos\alpha,$$
$$F_1\sin\alpha_1 + F_2\sin\alpha_2 + F_3\sin\alpha_3 = F\sin\alpha;$$
$$F_1(x_1\sin\alpha_1 - y_1\cos\alpha_1) + F_2(x_2\sin\alpha_2 - y_2\cos\alpha_2)$$
$$+ F_3(x_3\sin\alpha_3 - y_3\cos\alpha_3) = F(x\sin\alpha - y\cos\alpha)$$

oder an Stelle der letzten Gleichung $F_1h_1 + F_2h_2 + F_3h_3 = Fh$, wobei entgegen dem Uhrzeigersinn drehende Momente positiv sind. Das sind drei Gleichungen für die drei Unbekannten F_1, F_2, F_3. Ihre Nennerdeterminante darf nicht null werden, d.h., es müssen die bei der graphischen Lösung angeführten Bedingungen bezüglich der Lage der Wirkungslinien der Kräfte erfüllt sein, wenn die Lösung eindeutig sein soll.

1.3.2 Kräfte im Raum. Forces in space

Kräftezusammenfassung (Reduktion). Eine räumliche Kräftegruppe, bestehend aus den Kräften $\boldsymbol{F}_i = (F_{ix}; F_{iy}; F_{iz})$, deren Angriffspunkte durch die Radiusvektoren $\boldsymbol{r}_i = (x_i; y_i; z_i)$ gegeben sind, kann bezüglich eines beliebigen Punkts zu einer resultierenden Kraft $\boldsymbol{F}_R$ und zu einem resultierenden Moment $\boldsymbol{M}_R$ zusammengefaßt (reduziert) werden. Die umständliche graphische Lösung erfolgt in drei Projek-

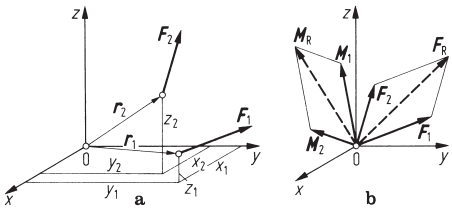


Bild 12a–c. Räumliche Kräftereduktion. **a** Lageplan; **b** Kraft- und Momentenresultierende; **c** Kraft- und Momentenkomponenten

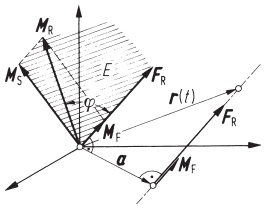


Bild 13. Kraftschraube (Dyname)

tionsebenen [1]. Die rechnerische Lösung (**Bild 12**) lautet, bezogen auf den Nullpunkt

$$\boldsymbol{F}_\mathrm{R} = \sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{F}_\mathrm{i},$$

$$\boldsymbol{M}_\mathrm{R} = \sum_{i=1}^{n} (\boldsymbol{r}_\mathrm{i} \times \boldsymbol{F}_\mathrm{i}) = \sum_{i=1}^{n} \begin{vmatrix} \boldsymbol{e}_\mathrm{x} & \boldsymbol{e}_\mathrm{y} & \boldsymbol{e}_\mathrm{z} \\ x_\mathrm{i} & y_\mathrm{i} & z_\mathrm{i} \\ F_\mathrm{ix} & F_\mathrm{iy} & F_\mathrm{iz} \end{vmatrix} \quad \text{bzw.}$$

$$F_\mathrm{Rx} = \sum_{i=1}^{n} F_\mathrm{ix}, \quad F_\mathrm{Ry} = \sum_{i=1}^{n} F_\mathrm{iy}, \quad F_\mathrm{Rz} = \sum_{i=1}^{n} F_\mathrm{iz};$$

$$M_\mathrm{Rx} = \sum_{i=1}^{n} (F_\mathrm{iz} y_\mathrm{i} - F_\mathrm{iy} z_\mathrm{i}), \quad M_\mathrm{Ry} = \sum_{i=1}^{n} (F_\mathrm{ix} z_\mathrm{i} - F_\mathrm{iz} x_\mathrm{i}),$$

$$M_\mathrm{Rz} = \sum_{i=1}^{n} (F_\mathrm{iy} x_\mathrm{i} - F_\mathrm{ix} y_\mathrm{i}).$$

Kraftschraube oder Dyname. Eine weitere Vereinfachung des reduzierten Kräftesystems ist insofern möglich, als es eine Achse mit bestimmter Lage gibt, auf der Kraftvektor und Momentvektor parallel zueinander liegen (**Bild 13**). Diese Achse heißt Zentralachse. Sie ergibt sich durch Zerlegen von $\boldsymbol{M}_\mathrm{R}$ in der durch $\boldsymbol{M}_\mathrm{R}$ und $\boldsymbol{F}_\mathrm{R}$ gebildeten Ebene E in die Komponenten $M_\mathrm{F} = M_\mathrm{R} \cos\varphi$ (parallel zu $\boldsymbol{F}_\mathrm{R}$) und $M_\mathrm{S} = M_\mathrm{R} \sin\varphi$ (senkrecht zu $\boldsymbol{F}_\mathrm{R}$). Hierbei folgt φ aus dem Skalarprodukt $\boldsymbol{M}_\mathrm{R} \cdot \boldsymbol{F}_\mathrm{R} = M_\mathrm{R} F_\mathrm{R} \cos\varphi$, d. h. $\cos\varphi = \boldsymbol{M}_\mathrm{R} \cdot \boldsymbol{F}_\mathrm{R} / (M_\mathrm{R} F_\mathrm{R})$. Anschließend wird M_S durch Versetzen von $\boldsymbol{F}_\mathrm{R}$ senkrecht zur Ebene E um den Betrag $a = M_\mathrm{S}/F_\mathrm{R}$ zu null gemacht. Der dazu gehörige Vektor ist $\boldsymbol{a} = (\boldsymbol{F}_\mathrm{R} \times \boldsymbol{M}_\mathrm{R})/F_\mathrm{R}^2$, da sein Betrag $|\boldsymbol{a}| = a = F_\mathrm{R} M_\mathrm{R} \sin\varphi / F_\mathrm{R}^2 = M_\mathrm{S}/F_\mathrm{R}$ ist. Die Vektorgleichung der Zentralachse, in deren Richtung $\boldsymbol{F}_\mathrm{R}$ und $\boldsymbol{M}_\mathrm{F}$ wirken, lautet dann mit t als Parameter $\boldsymbol{r}(t) = \boldsymbol{a} + \boldsymbol{F}_\mathrm{R} \cdot t$.

Kraftzerlegung im Raum. Eine Kraft läßt sich im Raum nach sechs gegebenen Richtungen eindeutig zerlegen. Sind die Richtungen durch ihre Richtungskosinusse gegeben und heißen die Kräfte $\boldsymbol{F}_1 \ldots \boldsymbol{F}_6$, so gilt

$$\sum_{i=1}^{6} F_\mathrm{i} \cos\alpha_\mathrm{i} = F\cos\alpha, \quad \sum_{i=1}^{6} F_\mathrm{i} \cos\beta_\mathrm{i} = F\cos\beta,$$

$$\sum_{i=1}^{6} F_\mathrm{i} \cos\gamma_\mathrm{i} = F\cos\gamma;$$

$$\sum_{i=1}^{6} F_\mathrm{i} (y_\mathrm{i} \cos\gamma_\mathrm{i} - z_\mathrm{i} \cos\beta_\mathrm{i}) = F(y\cos\gamma - z\cos\beta),$$

$$\sum_{i=1}^{6} F_\mathrm{i} (z_\mathrm{i} \cos\alpha_\mathrm{i} - x_\mathrm{i} \cos\gamma_\mathrm{i}) = F(z\cos\alpha - x\cos\gamma),$$

$$\sum_{i=1}^{6} F_\mathrm{i} (x_\mathrm{i} \cos\beta_\mathrm{i} - y_\mathrm{i} \cos\alpha_\mathrm{i}) = F(x\cos\beta - y\cos\alpha).$$

Aus diesen sechs linearen Gleichungen erhält man eine eindeutige Lösung, wenn die Nennerdeterminante ungleich null ist (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).

1.4 Gleichgewicht und Gleichgewichtsbedingungen
Conditions of equilibrium

Ein Körper ist im Gleichgewicht, wenn er sich in Ruhe oder in gleichförmiger geradliniger Bewegung befindet. Da dann alle Beschleunigungen null sind, folgt aus den Grundgesetzen der Dynamik, daß am Körper keine resultierende Kraft und kein resultierendes Moment auftreten.

1.4.1 Kräftesystem im Raum. System of forces in space

Die Gleichgewichtsbedingungen lauten

$$\boldsymbol{F}_\mathrm{R} = \sum \boldsymbol{F}_\mathrm{i} = 0 \quad \text{und} \quad \boldsymbol{M}_\mathrm{R} = \sum \boldsymbol{M}_\mathrm{i} = 0 \tag{12}$$

bzw. in Komponenten

$$\begin{aligned} &\sum F_\mathrm{ix} = 0, \quad \sum F_\mathrm{iy} = 0, \quad \sum F_\mathrm{iz} = 0; \\ &\sum M_\mathrm{ix} = 0, \quad \sum M_\mathrm{iy} = 0, \quad \sum M_\mathrm{iz} = 0. \end{aligned} \tag{13}$$

Jede der drei Gleichgewichtsbedingungen für die Kräfte kann durch eine weitere für die Momente um eine beliebige andere Achse, die nicht durch den Ursprung O gehen darf, ersetzt werden.

Aus den sechs Gleichgewichtsbedingungen lassen sich sechs unbekannte Größen (Kräfte oder Momente) berechnen. Sind mehr als sechs Unbekannte vorhanden, nennt man das Problem statisch unbestimmt. Seine Lösung ist nur unter Heranziehung der Verformungen möglich (s. **C 2.7**). Liegen Kräfte mit *gemeinsamem Angriffspunkt* vor, so sind die Momentenbedingungen von Gl. (13) bezüglich des Schnittpunkts (und damit auch für alle anderen Punkte, da $\boldsymbol{M}_\mathrm{R}$ ein freier Vektor ist) identisch erfüllt. Dann gelten nur die Kräftegleichgewichtsbedingungen von Gl. (13), aus denen drei unbekannte Kräfte ermittelt werden können. Für die graphische Lösung muß sich in diesem Fall wegen $\boldsymbol{F}_\mathrm{R} = \sum \boldsymbol{F}_\mathrm{i} = 0$ das räumliche Krafteck schließen (Durchführung in Grund- und Aufriß entsprechend **Bild 7**).

1.4.2 Kräftesystem in der Ebene
Systems of coplanar forces

Das Gleichungssystem (13) reduziert sich auf drei Gleichgewichtsbedingungen:

$$\sum F_\mathrm{ix} = 0, \quad \sum F_\mathrm{iy} = 0, \quad \sum M_\mathrm{iz} = 0. \tag{14}$$

Die beiden Kräftegleichgewichtsbedingungen können durch zwei weitere Momentenbedingungen ersetzt werden. Die drei Bezugspunkte für die drei Momentengleichungen dürfen nicht auf einer Geraden liegen. Aus den drei Gleichgewichtsbedingungen der Ebene lassen sich drei unbekannte Größen (Kräfte oder Momente) ermitteln. Sind mehr Unbekannte vorhanden, so ist das ebene Problem statisch unbestimmt.

Die graphische Lösung für das Gleichgewicht in der Ebene folgt aus dem Satz, daß sich Kraft- und Seileck schließen müssen (**Bild 14**). Schließt sich das Krafteck, das Seileck aber nicht, so herrscht kein Gleichgewicht; ein Kräftepaar

bleibt übrig (s. **Bild 14**, Kraft F_4' und Kräftepaar, bestehend aus Seilkräften *1* und *5'*). Sonderfälle: Zwei Kräfte sind im Gleichgewicht, wenn sie auf gleicher Wirkungslinie liegen, gleich groß und entgegengesetzt gerichtet sind. Drei Kräfte müssen sich in einem Punkt schneiden, und das Krafteck muß sich schließen. Bei vier Kräften muß sich das Krafteck schließen, und die Resultierenden von je zweien müssen auf derselben Wirkungslinie liegen, gleich groß und entgegengesetzt gerichtet sein (**Bild 15**).

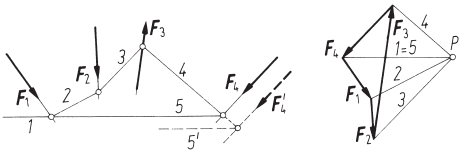


Bild 14. Graphische Gleichgewichtsbedingungen

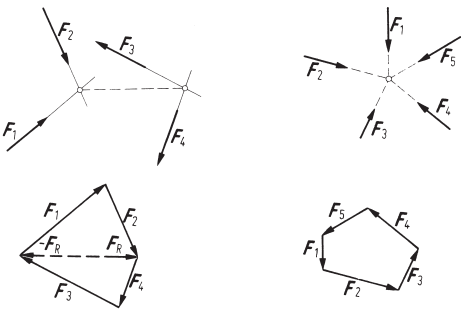


Bild 15 **Bild 16**

Bild 15. Gleichgewicht von vier Kräften in der Ebene

Bild 16. Gleichgewicht von Kräften mit gemeinsamem Angriffspunkt

Für *Kräfte mit gemeinsamem Angriffspunkt in der Ebene* ist die Momentenbedingung in Gl. (14) identisch erfüllt, es bleiben nur die beiden Kräftebedingungen

$$\sum F_{ix} = 0, \quad \sum F_{iy} = 0. \tag{15}$$

Die graphische Lösung folgt aus der Vektorgleichung $\boldsymbol{F}_R = 0$, d. h., das Krafteck muß sich schließen (**Bild 16**).

1.4.3 Prinzip der virtuellen Arbeiten
Principle of virtual work

Das Prinzip tritt an die Stelle der Gleichgewichtsbedingungen und lautet: Erteilt man einem starren Körper eine mit seinen geometrischen Bindungen verträgliche kleine (virtuelle) Verrückung, und ist der Körper im Gleichgewicht (**Bild 17**), so ist die virtuelle Gesamtarbeit aller eingeprägten äußeren Kräfte und Momente – durch (e) hochgestellt gekennzeichnet – gleich null:

$$\delta W^{(e)} = \sum \boldsymbol{F}_i^{(e)} \delta \boldsymbol{r}_i + \sum \boldsymbol{M}_i^{(e)} \delta \varphi_i = 0 \tag{16}$$

bzw. in Komponenten

$$\delta W^{(e)} = \sum (F_{ix}^{(e)} \delta x_i + F_{iy}^{(e)} \delta y_i + F_{iz}^{(e)} \delta z_i) + \sum (M_{ix}^{(e)} \delta \varphi_{ix} + M_{iy}^{(e)} \delta \varphi_{iy} + M_{iz}^{(e)} \delta \varphi_{iz}) = 0;$$

$\boldsymbol{r}_i = (x_i; y_i; z_i)$ Ortsvektoren zu den Kraftangriffspunkten; $\delta \boldsymbol{r}_i = (\delta x_i; \delta y_i; \delta z_i)$ Variationen (mathematisch ausgedrückt Vektordifferentiale) der Ortsvektoren, die sich durch Bildung der ersten Ableitung ergeben; $\delta \varphi_i$ Drehwinkeldifferentiale der Verdrehungen φ_i.

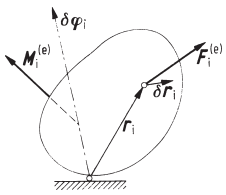


Bild 17. Prinzip virtueller Verrückungen

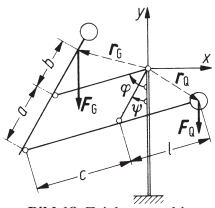


Bild 18. Zeichenmaschine

In natürlichen Koordinaten nimmt das Prinzip die Form

$$\delta W^{(e)} = \sum F_{is}^{(e)} \delta s_i + \sum M_{i\varphi}^{(e)} \delta \varphi_i = 0 \tag{17}$$

an, wobei $F_{is}^{(e)}$ die in die Richtung der Verschiebung zeigenden Kraftkomponenten und $M_{i\varphi}^{(e)}$ die um die Drehachse wirksamen Komponenten der Momente sind. Das Prinzip dient unter anderem in der Statik zur Untersuchung des Gleichgewichts an verschieblichen Systemen und zur Berechnung des Einflusses von Wanderlasten auf Schnitt- und Auflagerkräfte (Einflußlinien).

1.4.4 Arten des Gleichgewichts. Types of equilibrium

Beispiel: Bei einer Zeichenmaschine sind Gegengewicht F_Q und sein Hebelarm l so zu bestimmen, daß sich die Zeichenmaschine vom Eigengewicht F_G in jeder Lage im Gleichgewicht befindet (**Bild 18**). – Das System hat zwei verschiedene Freiheitsgrade φ und ψ.

$$\boldsymbol{r}_G = (-c\sin\varphi + b\sin\psi;\ b\cos\psi - c\cos\varphi),$$
$$\boldsymbol{r}_Q = (l\sin\varphi - a\sin\psi;\ -a\cos\psi + l\cos\varphi),$$
$$\delta\boldsymbol{r}_G = (-c\cos\varphi\,\delta\varphi + b\cos\psi\,\delta\psi;\ -b\sin\psi\,\delta\psi + c\sin\varphi\,\delta\varphi),$$
$$\delta\boldsymbol{r}_Q = (l\cos\varphi\,\delta\varphi - a\cos\psi\,\delta\psi;\ a\sin\psi\,\delta\psi - l\sin\varphi\,\delta\varphi).$$

Mit $\boldsymbol{F}_G = (0; -F_G)$ und $\boldsymbol{F}_Q = (0; -F_Q)$ wird

$$\delta W^{(e)} = \sum \boldsymbol{F}_i^{(e)} \delta \boldsymbol{r}_i = -F_G(-b\sin\psi\,\delta\psi + c\sin\varphi\,\delta\varphi) - F_Q(a\sin\psi\,\delta\psi - l\sin\varphi\,\delta\varphi)$$
$$= \sin\psi\,\delta\psi(F_G b - F_Q a) + \sin\varphi\,\delta\varphi(-F_G c + F_Q l).$$

Aus $\delta W^{(e)} = 0$ folgt wegen der Beliebigkeit von φ und ψ

$$F_G b - F_Q a = 0 \quad \text{und} \quad -F_G c + F_Q l = 0$$

und damit

$$F_Q = F_G b/a \quad \text{und} \quad l = c\ F_G/F_Q = ca/b.$$

Ferner wird

$$\delta^2 W^{(e)} = \cos\psi\,\delta\psi^2(F_G b - F_Q a) + \cos\varphi\,\delta\varphi^2(-F_G c + F_Q l).$$

Hieraus folgt mit den ermittelten Lösungswerten $\delta^2 W^{(e)} = 0$, d. h., es liegt indifferentes Gleichgewicht vor.

Man unterscheidet stabiles, labiles und indifferentes Gleichgewicht (s. **Bild 19**). Stabiles Gleichgewicht herrscht, wenn ein Körper bei einer mit seinen geometrischen Bindungen verträglichen Verschiebung in seine Ausgangslage zurückzukehren trachtet, labiles Gleichgewicht, wenn er sie zu verlassen sucht, und indifferentes Gleichgewicht, wenn jede benachbarte Lage eine neue Gleichgewichtslage ist. Wird entsprechend **B 1.4.3** die kleine Verschiebung als virtuelle aufgefaßt, so gilt nach dem Prinzip der virtuellen Arbeiten für die Gleichgewichtslage $\delta W^{(e)} = 0$. Bewegt man den Körper gemäß **Bild 19a** aus einer Lage *1* in eine Lage *2* über die Gleichgewichtslage *0* hinweg, so ist im Bereich *1* bis *0* die Arbeit $\delta W^{(e)} = F_s \delta s > 0$, d. h. positiv, im Bereich *0* bis *2* $\delta W^{(e)} < 0$, d. h. negativ. Aus der Funktion $\delta W^{(e)} = f(s)$ geht hervor, daß die Steigung von $\delta W^{(e)}$ negativ ist, d. h. $\delta^2 W^{(e)} < 0$, wenn stabiles Gleichgewicht. Allgemein gilt für das Gleichgewicht: stabil $\delta^2 W^{(e)} < 0$, labil $\delta^2 W^{(e)} > 0$, indifferent $\delta^2 W^{(e)} = 0$.

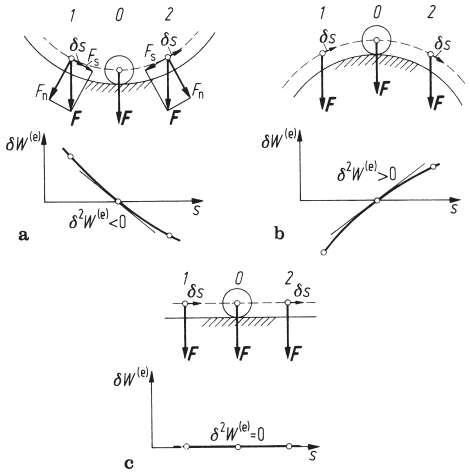


Bild 19 a–c. Gleichgewichtsarten. **a** Stabil; **b** labil; **c** indifferent

Handelt es sich um Probleme, bei denen nur Gewichtskräfte eine Rolle spielen, dann gilt mit dem Potential $U = F_G z$ bzw. $\delta U = F_G \delta z$

$$\delta W^{(e)} = \boldsymbol{F}^{(e)} \delta \boldsymbol{r} = (0;\, 0;\, -F_G)(\delta x;\, \delta y;\, \delta z)$$
$$= -F_G \delta z = -\delta U$$

und $\delta^2 W^{(e)} = -\delta^2 U$, d. h., bei stabilem Gleichgewicht ist $\delta^2 U > 0$ und somit die potentielle Energie U ein Minimum, bei labilem Gleichgewicht $\delta^2 U < 0$ und die potentielle Energie ein Maximum.

1.4.5 Standsicherheit. Stability

Bei Körpern, deren Auflagerungen nur Druckkräfte aufnehmen können, besteht die Gefahr des Umkippens. Es wird verhindert, wenn um die möglichen Kippkanten A oder B (**Bild 20**) die Summe der Standmomente größer ist als die Summe der Kippmomente, d. h., wenn die Resultierende des Kräftesystems innerhalb der Kippkanten die Standfläche schneidet. Standsicherheit ist das Verhältnis der Summe aller Standmomente zur Summe aller Kippmomente bezüglich einer Kippkante: $S = \sum M_S / \sum M_K$. Für $S \geq 1$ herrscht Standsicherheit und Gleichgewicht.

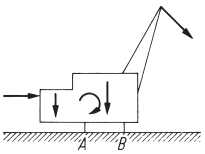


Bild 20. Standsicherheit

1.5 Lagerungsarten, Freimachungsprinzip
Types of support, the „free body“

Körper werden durch sog. Lager abgestützt. Die Stützkräfte wirken als Reaktionskräfte zu den äußeren eingeprägten Kräften auf den Körper. Je nach Bauart der Lager können im räumlichen Fall maximal drei Kräfte und maximal drei Momente übertragen werden. Die Reaktionskräfte und -momente werden durch das sogenannte „Freimachen“ eines Körpers zu äußeren Kräften. Ein Körper wird freigemacht, indem man ihn mittels eines geschlossenen Schnitts durch alle Lager von seiner Umgebung trennt und die Lagerkräfte als äußere Kräfte am Körper anbringt (**Bild 21**, Freimachungsprinzip). Auf die

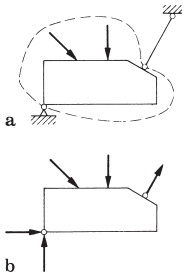


Bild 21 a, b. Freimachungsprinzip. **a** Gestützter Körper mit geschlossener Schnittlinie; **b** freigemachter Körper

Bauart	Symbol	Reaktionsgrößen in der Ebene	Reaktionsgrößen im Raum	Wertigkeit	
Loslager:					
Querlager		F_{Ay}	F_{Ay}, F_{Az}	1	2
Gleitlager		F_{Ay}	F_{Az}	1	1
Rollenlager		F_{Ay}	$(F_{Ay}), F_{Az}$	1	1 (2)
Pendelstab, Seil		F_A	F_A	1	1
Festlager:					
Quer- und Längslager		F_{Ax}, F_{Ay}	F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	2	3
festes Gelenk		F_{Ax}, F_{Ay}	F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	2	3
feste Einspannung		F_{Ax}, F_{Ay}, M_E	M_{Ex}, M_{Ey}, M_{Ez}; F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	3	6

Bild 22. Lagerungsarten

Lager wirken dann nach „actio = reactio“ (3. Newtonsches Axiom) gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kräfte. Je nach Bauart und Anzahl der Reaktionsgrößen eines Lagers unterscheidet man ein- bis sechswertige Lager (**Bild 22**).

1.6 Auflagerreaktionen an Körpern
Support reactions

1.6.1 Körper in der Ebene. Plane problems

In der Ebene hat ein Körper drei Freiheitsgrade hinsichtlich seiner Bewegungsmöglichkeiten (Verschiebung in x- und y-Richtung, Drehung um die z-Achse). Er benötigt daher eine insgesamt 3wertige Lagerung für eine stabile und statisch bestimmte Festhaltung. Diese kann aus einer festen Einspannung oder aus einem Fest- und einem Loslager oder aus drei Loslagern (Gleitlagern) bestehen (im letzten Fall dürfen sich die drei Wirkungslinien der Reaktionskräfte nicht in einem Punkt schneiden). Ist die Lagerung n-wertig $(n > 3)$, so ist das System $(n-3)$fach statisch unbestimmt gelagert. Ist die Lagerung weniger als 3wertig, so ist das System statisch un-

terbestimmt, d. h. instabil und beweglich. Die Berechnung der Auflagerreaktionen erfolgt durch Freimachen und Ansetzen der Gleichgewichtsbedingungen.

Beispiel: Welle (**Bild 23a**). Gesucht werden die Auflagerkräfte in A und B infolge der gegebenen Kräfte $\boldsymbol{F}_1$ und $\boldsymbol{F}_2$.

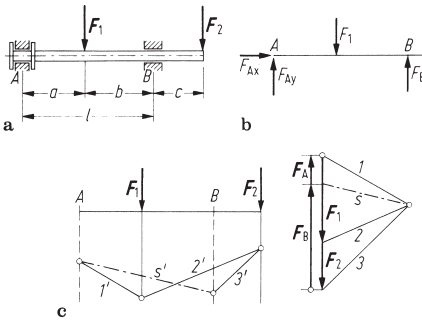


Bild 23a–c. Welle. **a** System; **b** Freimachung; **c** graphische Lösung

Rechnerische Lösung: An der freigemachten Welle (**Bild 23b**) gilt

$$\sum M_{iA} = 0 = -F_1 a + F_B l - F_2(l+c) \quad \text{also}$$
$$F_B = [F_1 a + F_2(l+c)]/l;$$

$$\sum M_{iB} = 0 = -F_{Ay} l + F_1 b - F_2 c, \quad \text{also} \quad F_{Ay} = (F_1 b - F_2 c)/l;$$
$$\sum F_{ix} = 0 = F_{Ax}.$$

Die Gleichgewichtsbedingung $\sum F_{iy} = 0$ muß ebenfalls erfüllt sein und kann als Kontrollgleichung benutzt werden.

$$\sum F_{iy} = F_{Ay} - F_1 + F_B - F_2$$
$$= (F_1 b - F_2 c)/l - F_1 + [F_1 a + F_2(l+c)]/l - F_2$$
$$= F_1(a+b-l)/l + F_2(-c+l+c-l)/l = 0.$$

Graphische Lösung (**Bild 23c**): Mit den Kräften $\boldsymbol{F}_1$ und $\boldsymbol{F}_2$ läßt sich das Kraft- und Poleck sowie das zugehörige Seileck zeichnen. Die Schnittpunkte der beiden äußeren Seilstrahlen $1'$ und $3'$ mit den bekannten Wirkungslinien beider Auflagerkräfte (da hier $F_{Ax} = 0$ ist) liefert die Schlußlinie s', die das Seileck zum „Schließen" bringt. Ihre Parallelübertragung in das Poleck ergibt die beiden Auflagerkräfte $\boldsymbol{F}_A$ und $\boldsymbol{F}_B$ unter Einhaltung der Punkt-Dreieck-Regel (s. **B 1.3.1**). Damit sind dann Seileck und Krafteck geschlossen, d. h., es herrscht Gleichgewicht unter den Kräften $\boldsymbol{F}_1, \boldsymbol{F}_2, \boldsymbol{F}_B, \boldsymbol{F}_A$.

Beispiel: Abgewinkelter Träger (**Bild 24a**). Für den durch zwei Einzelkräfte $\boldsymbol{F}_1$ und $\boldsymbol{F}_2$ und die konstante Streckenlast q belasteten abgewinkelten Träger ist die Auflagerkraft im Festlager A und die Kraft im Pendelstab bei B zu bestimmen.

Rechnerische Lösung: Mit der Resultierenden der Streckenlast $F_q = qc$ wird (**Bild 24b**)

$$\sum M_{iA} = 0 = -F_1 \sin\alpha_1 a - qc(a+b+c/2)$$
$$- F_2 e + F_S \cos\alpha_S l + F_S \sin\alpha_S h$$

und daraus

$$F_S = [F_1 \sin\alpha_1 a + qc(a+b+c/2) + F_2 e]/(l\cos\alpha_S + h\sin\alpha_S).$$

Aus

$$\sum F_{ix} = 0 = F_{Ax} + F_1\cos\alpha_1 + F_2 - F_S \sin\alpha_S \quad \text{und}$$
$$\sum F_{iy} = 0 = F_{Ay} - F_1 \sin\alpha_1 - qc + F_S \cos\alpha_S$$

folgen

$$F_{Ax} = -F_1\cos\alpha_1 - F_2 + F_S \sin\alpha_S \quad \text{und}$$
$$F_{Ay} = F_1 \sin\alpha_1 + qc - F_S \cos\alpha_S,$$

wobei der vorstehend errechnete Wert für F_S einzusetzen ist.

Graphische Lösung (**Bild 24c**): Nach Zeichnen des Kraftecks aus den gegebenen Kräften $\boldsymbol{F}_1, \boldsymbol{F}_2$ und $\boldsymbol{F}_q$ und des Polecks wird das zugehörige Seileck konstruiert, wobei der erste Seilstrahl $1'$ durch das Festlager A gelegt werden muß, da es der einzige bekannte Punkt der Wirkungslinie von $\boldsymbol{F}_A$ ist. Der Schnittpunkt des letzten Seilstrahls $4'$

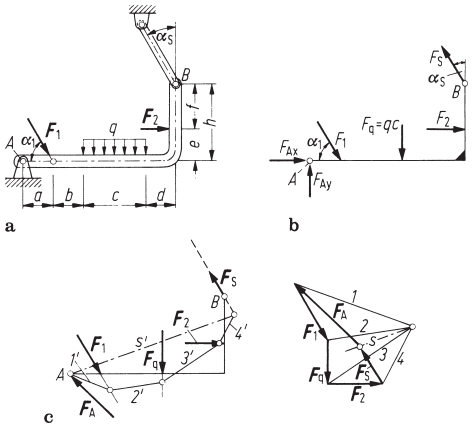


Bild 24a–c. Abgewinkelter Träger. **a** System; **b** Freimachung; **c** graphische Lösung

mit der (bekannten) Wirkungslinie von $\boldsymbol{F}_S$ liefert die Schlußlinie s', die das Seileck schließt. Ihre Übertragung in das Poleck liefert – unter Einhaltung der Punkt-Dreieck-Regel (s. **B 1.3.1**) – zunächst $\boldsymbol{F}_S$ und dann durch Schließen des Kraftecks die Kraft $\boldsymbol{F}_A$.

Beispiel: Wagen auf schiefer Ebene (**Bild 25a–c**). Der durch die Gewichtskraft $\boldsymbol{F}_G$ und die Anhängerzugkraft $\boldsymbol{F}_Z$ belastete Wagen wird von einer Seilwinde auf der schiefen Ebene im Gleichgewicht gehalten. Zu bestimmen sind die Zugkraft im Halteseil sowie die Stützkräfte an den Rädern, wobei Reibkräfte außer acht gelassen werden sollen.

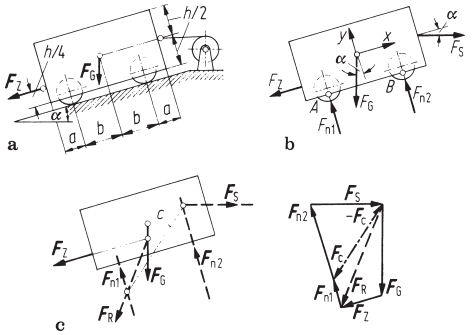


Bild 25a–c. Wagen auf schiefer Ebene. **a** System; **b** Freimachung; **c** graphische Lösung

Rechnerische Lösung: Am freigemachten Wagen (**Bild 25b**) ergeben die Gleichgewichtsbedingungen

$$\sum F_{ix} = 0 = -F_Z - F_G \sin\alpha + F_S \cos\alpha, \quad \text{also}$$
$$F_S = F_G \tan\alpha + F_Z/\cos\alpha;$$

$$\sum M_{iA} = 0 = F_Z h/4 + F_G(h/2)\sin\alpha - F_G b\cos\alpha + 2F_{n2} b$$
$$- F_S(h/2)\cos\alpha - F_S(a+2b)\sin\alpha;$$

$$\sum M_{iB} = 0 = F_Z h/4 - 2F_{n1} b + F_G(h/2)\sin\alpha + F_G b\cos\alpha$$
$$- F_S(h/2)\cos\alpha - F_S a \sin\alpha.$$

Hieraus folgen

$$F_{n2} = -F_Z h/(8b) - F_G[(h/2)\sin\alpha - b\cos\alpha]/(2b)$$
$$+ F_S[(h/2)\cos\alpha + (a+2b)\sin\alpha]/(2b) \quad \text{und}$$
$$F_{n1} = F_Z h/(8b) + F_G[(h/2)\sin\alpha + b\cos\alpha]/(2b)$$
$$- F_S[(h/2)\cos\alpha + a\sin\alpha]/(2b),$$

wobei der errechnete Wert von F_S einzusetzen ist. Die Bedingung $\sum F_{iy} = 0 = F_{n1} + F_{n2} - F_G \cos\alpha - F_S \sin\alpha$ kann dann als Kontrollgleichung benutzt werden.

Graphische Lösung (**Bild 25c**): Die eingeprägten Kräfte $\boldsymbol{F}_G$ und $\boldsymbol{F}_Z$ werden zur resultierenden eingeprägten Kraft $\boldsymbol{F}_R$ zusammengesetzt, deren Lage mit dem Schnittpunkt der Wirkungslinien von $\boldsymbol{F}_G$ und $\boldsymbol{F}_Z$ gegeben ist. Das Gleichgewicht zwischen den vier Kräften $\boldsymbol{F}_R$, $\boldsymbol{F}_S$, $\boldsymbol{F}_{n1}$, $\boldsymbol{F}_{n2}$ erfordert, daß die Resultierenden je zweier Kräfte (z. B. $\boldsymbol{F}_R$ und $\boldsymbol{F}_{n1}$ bzw. $\boldsymbol{F}_{n2}$ und $\boldsymbol{F}_S$) Gegenkräfte sein müssen (s. **B 1.4.2**). Die Schnittpunkte der Wirkungslinien von $\boldsymbol{F}_R$ und $\boldsymbol{F}_{n1}$ bzw. von $\boldsymbol{F}_{n2}$ und $\boldsymbol{F}_S$ ergeben die Culmannsche Hilfsgerade c, in der die beiden Resultierenden als Gegenkräfte liegen müssen. Im Krafteck läßt sich $\boldsymbol{F}_R$ mit $\boldsymbol{F}_{n1}$ zu $\boldsymbol{F}_c$ zusammensetzen und anschließend die Gegenkraft $-\boldsymbol{F}_c$ in $\boldsymbol{F}_{n2}$ und $\boldsymbol{F}_S$ zerlegen.

Beispiel: Träger unter Wanderlast. Einflußlinie (**Bild 26a**). Die Auflagerkraft F_A für eine Kraft F in einer beliebigen Laststellung x ergibt sich aus $\sum M_{iB} = 0 = -F_A l + F(l-x)$ zu $F_A = F(l-x)/l = F\eta(x)$. Für $F = 1$ folgt $F_A = \eta(x) = (l-x)/l$. Diese Funktion ist eine Gerade (**Bild 26b**), deren Ordinaten den Einfluß der Wanderlast $F = 1$ auf die Auflagerkraft F_A darstellen. Sie heißt Einflußlinie der Auflagerkraft F_A. Steht z. B. eine Kraft $F_1 = 300\,\mathrm{N}$ an der Stelle $x_1 = 3l/4$, so ergibt sich $F_A = F_1\eta(x_1) = 300\,\mathrm{N}(1/4) = 75\,\mathrm{N}$. Für mehrere Einzelkräfte F_i an den Stellen x_i folgt demgemäß $F_A = \sum_b F_i\eta(x_i)$. Bei einer Streckenlast $q(x)$ im Bereich $a \leqq x \leqq b$ ist $F_A = \int_{x=a} q(x)\eta(x)\,\mathrm{d}x$. Für konstante Streckenlast q_0 auf der gesamten Trägerlänge folgt

$$F_A = q_0 \int_{x=0}^{l} \eta(x)\mathrm{d}x = (q_0/l) \int_{x=0}^{l} (l-x)\mathrm{d}x$$
$$= (q_0/l)[lx - x^2/2]_{x=0}^{l} = q_0 l/2.$$

Die maximale Ordinate der Einflußlinie gibt die ungünstigste Laststellung für die Auflagerkraft an.

1.6.2 Körper im Raum. Body in space

Im Raum hat ein Körper sechs Freiheitsgrade (drei Verschiebungen und drei Drehungen). Er benötigt daher für eine stabile Festhaltung eine insgesamt 6wertige Lagerung. Ist die Lagerung n-wertig $(n > 6)$, so ist das System $(n-6)$fach statisch unbestimmt gelagert. Ist $n < 6$, so ist es statisch unterbestimmt, also beweglich und instabil.

Beispiel: Räumlich durch sechs Stäbe abgestützte Platte. Die Stabkräfte F_1 bis F_6 sind rechnerisch zu bestimmen (**Bild 27**). Die Gleichgewichtsbedingungen werden in Form von Kräfte- oder Momentengleichungen möglichst so angesetzt, daß nur eine Unbekannte enthalten ist.

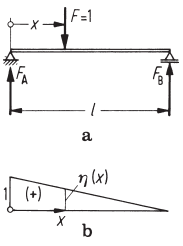


Bild 26

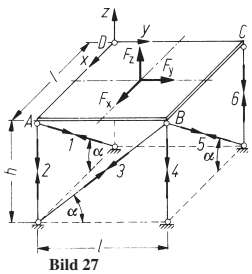


Bild 27

Bild 26a, b. Träger mit Wanderlast. **a** System; **b** Einflußlinie

Bild 27. Räumlich durch sechs Stäbe abgestützte Platte

$\sum F_{iy} = 0$ ergibt $F_3 = F_y/\cos\alpha$;
$\sum M_{iBz} = 0$ ergibt $F_1 = (F_x - F_y)/(2\cos\alpha)$;
$\sum F_{ix} = 0$ ergibt $F_5 = (F_x + F_y)/(2\cos\alpha)$;
$\sum M_{iBx} = 0$ ergibt $F_2 = F_z/2 - [(F_x - F_y)\tan\alpha]/2$;
$\sum M_{iAy} = 0$ ergibt $F_6 = F_z/2$.
$\sum M_{i,\overline{AC}} = 0 = F_4 l\sin 45° + F_3 l\sin\alpha\sin 45° + F_5 l\sin\alpha\sin 45°$,
ergibt $F_4 = -[(F_x + 3F_y)\tan\alpha]/2$.

Kontrolle:

$$\sum F_{iz} = -F_1\sin\alpha - F_2 - F_3\sin\alpha - F_4 - F_5\sin\alpha - F_6 + F_z = \ldots = 0.$$

Beispiel: Welle mit Schrägverzahnung (**Bild 28**). Die Auflagerkräfte der Welle sind zu berechnen. – Die Welle kann sich um die x-Achse drehen, d. h. $\sum M_{ix} = 0$ entfällt. Die restlichen fünf Gleichgewichtsbedingungen lauten:

$\sum F_{ix} = 0$ ergibt $F_{Ax} = F_{1x} - F_{2x}$;
$\sum M_{iBz} = 0$ ergibt $F_{Ay} = -(F_{1x}r_1 + F_{1y}b + F_{2x}r_2 + F_{2y}c)/l$;
$\sum M_{iBy} = 0$ ergibt $F_{Az} = (F_{1z}b - F_{2z}c)/l$;
$\sum M_{iAz} = 0$ ergibt $F_{By} = [F_{1x}r_1 - F_{1y}a + F_{2x}r_2 + F_{2y}(l+c)]/l$;
$\sum M_{iAy} = 0$ ergibt $F_{Bz} = [F_{1z}a + F_{2z}(l+c)]/l$.

Die Bedingungen $\sum F_{iy} = 0$ und $\sum F_{iz} = 0$ können als Kontrollen verwendet werden.

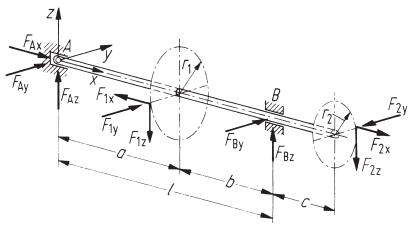


Bild 28. Welle mit Schrägverzahnung

1.7 Systeme starrer Körper
Systems of rigid bodies

Sie bestehen aus mehreren Körpern, die durch Verbindungselemente, d. h. Gelenke a oder Führungen b oder auch durch gelenkig angeschlossene Führungen c, miteinander verbunden sind (**Bild 29**). Ein Gelenk überträgt Kräfte in zwei Richtungen, aber kein Moment; eine Führung überträgt eine Kraft quer zur Führung und ein Moment, aber keine Kraft parallel zur Führung; eine gelenkige Führung überträgt eine Kraft quer zur Führung, aber keine Kraft parallel zur Führung und kein Moment. Man spricht daher von zweiwertigen oder einwertigen Verbindungselementen. Ist i die Summe der Wertigkeiten der Auflager und j die Summe der Wertigkeiten der Verbindungselemente, so muß bei einem System aus k Körpern mit $3k$ Gleichgewichtsbedingungen in der Ebene die Bedingung $i + j = 3k$ erfüllt sein, wenn ein stabiles System statisch bestimmt sein soll.

Ist $i + j > 3k$, so ist das System statisch unbestimmt, d. h., wenn $i + j = 3k + n$, ist es n-fach statisch unbestimmt. Ist

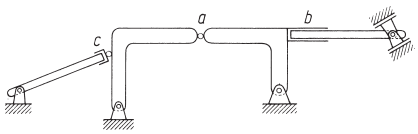


Bild 29. System aus starren Körpern

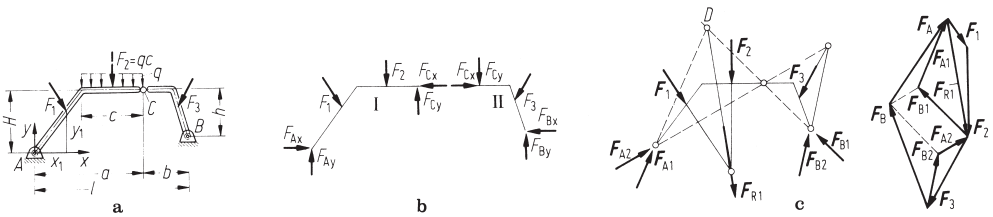


Bild 30 a – c. Dreigelenkrahmen. **a** System; **b** Freimachung; **c** graphische Lösung

$i+j<3k$, so ist das System statisch unterbestimmt und auf jeden Fall labil. Für das stabile System nach **Bild 29** ist $i+j=7+5=12$ und $3k=3\cdot4=12$, d. h., das System ist statisch bestimmt. Bei statisch bestimmten Systemen werden die Auflagerreaktionen und Reaktionen in den Verbindungselementen ermittelt, indem die Gleichgewichtsbedingungen für die freigemachten Einzelkörper erfüllt werden.

Beispiel: Dreigelenkrahmen oder Dreigelenkbogen (**Bild 30 a**).

Rechnerische Lösung: Nach Freimachen der beiden Einzelkörper (**Bild 30 b**) Gleichgewichtsbedingungen für Körper *I*:

$$\sum F_{ix}=0 \quad \text{ergibt} \quad F_{Ax}=F_{Cx}-F_{1x}; \tag{18a}$$

$$\sum F_{iy}=0 \quad \text{ergibt} \quad F_{Ay}=F_{1y}+F_2-F_{Cy}; \tag{18b}$$

$$\sum M_{iA}=0=F_{Cx}H+F_{Cy}a-F_{1x}y_1-F_{1y}x_1-F_2x_2; \tag{18c}$$

und für Körper *II*:

$$\sum F_{ix}=0 \quad \text{ergibt} \quad F_{Bx}=F_{Cx}-F_{3x}; \tag{18d}$$

$$\sum F_{iy}=0 \quad \text{ergibt} \quad F_{By}=F_{Cy}+F_{3y}; \tag{18e}$$

$$\sum M_{iB}=0=-F_{Cx}h+F_{Cy}b+F_{3x}[y_3-(H-h)]+F_{3y}(l-x_3). \tag{18f}$$

Aus den Gln. (18, c und f) ergeben sich die Gelenkkräfte F_{Cx} und F_{Cy}, eingesetzt in die Gln. (18a, b, d und e) dann die Auflagerkräfte F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Bx}, F_{By}. Zur Kontrolle verwendet man $\sum M_{iC}=0$ am Gesamtsystem.

Graphische Lösung (**Bild 30 c**): Für jeden Körper werden die Resultierenden $\boldsymbol{F}_{R1}$ und $\boldsymbol{F}_{R2}$ der eingeprägten Kräfte gebildet und deren Wirkung nacheinander untersucht. $\boldsymbol{F}_{R1}$ muß mit den Kräften $\boldsymbol{F}_{A1}$ und $\boldsymbol{F}_{B1}$ in den Lagern *A* und *B* im Gleichgewicht stehen. Dabei muß die Wirkungslinie von $\boldsymbol{F}_{B1}$ durch die Punkte *B* und *C* gehen, da am zunächst noch als lastfrei betrachteten Körper II Momentengleichgewicht für beliebige Punkte herrschen muß. Durch den Schnittpunkt *D* dieser Wirkungslinie mit $\boldsymbol{F}_{R1}$ muß aber auch die Wirkungslinie von $\boldsymbol{F}_{A1}$ gehen, wenn zwischen den drei Kräften $\boldsymbol{F}_{R1}$, $\boldsymbol{F}_{A1}$ und $\boldsymbol{F}_{B1}$ Gleichgewicht bestehen soll (s. **B 1.4.2**). Aus dem nun zu zeichnenden Krafteck ergeben sich die Größen von $\boldsymbol{F}_{A1}$ und $\boldsymbol{F}_{B1}$. Anschließend folgen aus der analogen Konstruktion für $\boldsymbol{F}_{R2}$ (wobei im Krafteck $\boldsymbol{F}_{R2}$ zweckmäßig an $\boldsymbol{F}_{R1}$ angetragen wird) die Kräfte $\boldsymbol{F}_{A2}$ und $\boldsymbol{F}_{B2}$. Die vektorielle Addition von $\boldsymbol{F}_{A1}$ und $\boldsymbol{F}_{A2}$ liefert $\boldsymbol{F}_A$, die von $\boldsymbol{F}_{B1}$ und $\boldsymbol{F}_{B2}$ liefert $\boldsymbol{F}_B$. Am Ende ist im Krafteck die Gleichgewichtsbedingung $\boldsymbol{F}_1+\boldsymbol{F}_2+\boldsymbol{F}_3+\boldsymbol{F}_B+\boldsymbol{F}_A=0$ wie erforderlich erfüllt.

1.8 Fachwerke. Pin-jointed frames

1.8.1 Ebene Fachwerke. Plane frames

Fachwerke bestehen aus Stäben, die in den Knotenpunkten als gelenkig miteinander verbunden angesehen werden. Die Gelenke werden als reibungsfrei angenommen, d. h., es werden nur Kräfte in Stabrichtung übertragen. Die in Wirklichkeit in den Knotenpunkten vorhandenen Reibungsmomente und biegesteifen Anschlüsse führen zu Nebenspannungen, die in der Regel vernachlässigbar sind. Die äußeren Kräfte greifen in den Knotenpunkten an oder werden nach dem Hebelgesetz am Stab auf diese verteilt.

Hat ein Fachwerk *n* Knoten und *s* Stäbe und ist es äußerlich statisch bestimmt mit drei Auflagerkräften gelagert, so gilt,

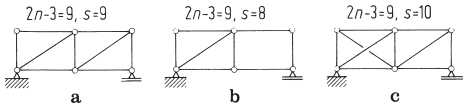


Bild 31 a – c. Fachwerk. **a** Statisch bestimmt; **b** statisch unterbestimmt; **c** statisch unbestimmt

da es für jeden Knoten zwei Gleichgewichtsbedingungen gibt, für ein statisch bestimmtes und stabiles Fachwerk (**Bild 31 a**) $2n=s+3$, $s=2n-3$, d. h., aus den $2n-3$ Gleichgewichtsbedingungen sind *s* unbekannte Stabkräfte berechenbar. Ein Fachwerk mit $s<2n-3$ Stäben ist statisch unterbestimmt und kinematisch instabil (**Bild 31 b**), ein Fachwerk mit $s>2n-3$ Stäben ist innerlich statisch unbestimmt (**Bild 31 c**). Für die Bildung statisch bestimmter und stabiler Fachwerke gelten folgende Bildungsgesetze:

- Ausgehend von einem stabilen Grunddreieck werden nacheinander neue Knotenpunkte mit zwei Stäben angeschlossen **Bilder 31 a**, **32 a**.
- Aus zwei statisch bestimmten Fachwerken wird ein neues gebildet durch drei Verbindungsstäbe, deren Wirkungslinien keinen gemeinsamen Schnittpunkt haben (**Bild 32 b**). Dabei können zwei Stäbe durch einen den beiden Fachwerken gemeinsamen Knoten ersetzt werden (**Bild 32 b**, rechts).
- Durch Stabvertauschung kann jedes nach diesen Regeln gebildete Fachwerk in ein anderes statisch bestimmtes und stabiles umgebildet werden, wenn der Tauschstab zwischen zwei Punkte eingebaut wird, die sich nach seiner Entfernung gegeneinander bewegen könnten (**Bild 32 c**).
- Aus mehreren stabilen Fachwerken können nach den Regeln der Starrkörpersysteme gemäß **Bild 32 c** **B 1.7** neue stabile Fachwerksysteme gebildet werden (**Bild 32 d**).

Ermittlung der Stabkräfte

Knotenschnittverfahren. Allgemein ergeben sich die *s* Stabkräfte und die drei Auflagerkräfte für ein statisch bestimmtes Fachwerk nach Aufstellen der Gleichgewichtsbedingungen

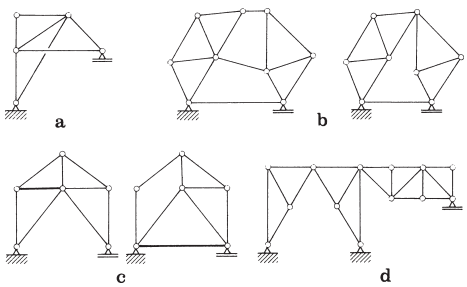


Bild 32 a – d. Fachwerke. **a** bis **d** zum 1. bis 4. Bildungsgesetz

$\sum F_{ix} = 0$ und $\sum F_{iy} = 0$ an allen durch Rundschnitt freigemachten n Knoten. Man erhält $2n$ lineare Gleichungen. Ist die Nennerdeterminante des Gleichungssystems ungleich null, so ist das Fachwerk stabil, ist sie gleich null, so ist es instabil (verschieblich) [1]. Häufig gibt es (z. B. nachdem man vorher die Auflagerkräfte aus den Gleichgewichtsbedingungen am Gesamtsystem ermittelt) einen Ausgangsknoten mit nur zwei unbekannten Stabkräften, dem sich weitere Knoten mit nur jeweils zwei Unbekannten anschließen, so daß sie nacheinander aus den Gleichgewichtsbedingungen berechnet werden können, ohne ein Gleichungssystem lösen zu müssen. Bei der graphischen Lösung führt dies zum sogenannten

Cremonaplan. Gibt es von Knoten zu Knoten fortschreitend nur zwei Unbekannte, so werden diese aus dem sich schließenden Krafteck graphisch bestimmt. Die Aneinanderreihung der Kraftecke ergibt den Cremonaplan, indem man alle Knoten im selben Drehsinn nacheinander umfährt. Dabei liefern Stabkräfte, die an einem Knoten angreifen, im Kräfteplan ein geschlossenes Krafteck (s. Beispiel).

Rittersches Schnittverfahren. Ein analytisches Verfahren, bei dem durch Schnitt dreier Stäbe ein ganzer Fachwerkteil freigemacht wird und nach Ansatz der drei Gleichgewichtsbedingungen für diesen Teil die drei unbekannten Stabkräfte berechnet werden (s. Beispiel).

Stabvertauschungsverfahren nach Henneberg. Kompliziert aufgebaute Fachwerke lassen sich durch Stabvertauschung auf einfache zurückführen. Die Stabkraft im Ersatzstab infolge äußerer Last und die Kraft im Vertauschungsstab muß insgesamt null sein; daraus ergibt sich die Kraft im Vertauschungsstab. Die Methode ist auch gut geeignet zur Feststellung der Stabilität eines Fachwerks, da im Fall der Labilität die Kraft im Vertauschungsstab gegen unendlich geht.

Einflußlinien infolge von Wanderlasten

Die Berechnung einer Stabkraft F_{Si} als Funktion von x infolge einer Wanderlast $F = 1$ liefert die Einflußfunktion $\eta(x)$; ihre graphische Darstellung heißt Einflußlinie. Die Auswertung für mehrere Einzellasten F_j liefert die Stabkraft $F_{Si} = \sum F_j \eta(x_j)$ (s. Beispiel).

Beispiel: Fachwerkausleger (**Bild 33a**). Gegeben: $F_1 = 5\,\text{kN}$, $F_2 = 10\,\text{kN}$, $F_3 = 20\,\text{kN}$, $a = 2\,\text{m}$, $b = 3\,\text{m}$, $h = 2\,\text{m}$, $\alpha = 45°$, $\beta = 33{,}69°$. Gesucht: Stabkräfte.

Knotenschnittverfahren. Die unbekannten Stabkräfte F_{Si} werden als Zugkräfte positiv angesetzt (**Bild 33b**). Für Knoten E gilt:

$$\sum F_{iy} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S_2} = -F_2/\sin\alpha = -14{,}14\,\text{kN, also Druck;}$$
$$\sum F_{ix} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S_1} = F_1 - F_{S_2}\cos\alpha = +15{,}00\,\text{kN, also Zug.}$$

Für Knoten C gilt:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S4} = F_{S_1} = +15{,}00\,\text{kN (Zug);}$$
$$\sum F_{iy} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S3} = -F_3 = -20{,}00\,\text{kN (Druck).}$$

Für Knoten D gilt:

$$\sum F_{iy} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S5} = -(F_{S_2}\sin\alpha + F_{S_3})/\sin\beta = +54{,}08\,\text{kN (Zug);}$$
$$\sum F_{ix} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S6} = F_{S_2}\cos\alpha - F_{S5}\cos\beta = -55{,}00\,\text{kN (Druck).}$$

Für Knoten B gilt:

$$\sum F_{iy} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S7} = 0;$$
$$\sum F_{ix} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_B = -F_{S6} = 55{,}00\,\text{kN.}$$

Für Knoten A gilt:

$$\sum F_{ix} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{Ax} = F_{S4} + F_{S5}\cos\beta = 60{,}00\,\text{kN;}$$
$$\sum F_{iy} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{Ay} = F_{S5}\sin\beta + F_{S7} = 30{,}00\,\text{kN.}$$

Diese Auflagerkräfte folgen auch aus den Gleichgewichtsbedingungen am (ungeschnittenen) Gesamtsystem.

Cremonaplan (**Bild 33c**). Umfahren im Uhrzeigersinn.

Ritterscher Schnitt. Die Stabkräfte F_{S4}, F_{S5} und F_{S6} werden durch einen Ritterschen Schnitt (**Bild 33d**) ermittelt.

$$\sum M_{iD} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S4} = (F_2 a + F_1 h)/h = +15{,}00\,\text{kN;}$$
$$\sum M_{iA} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S6} = -[F_2(a+b) + F_3 b]/h = -55{,}00\,\text{kN;}$$
$$\sum F_{iy} = 0 \quad \text{ergibt} \quad F_{S5} = (F_2 + F_3)/\sin\beta = +54{,}08\,\text{kN.}$$

Einflußlinie für Stabkraft F_{S6}. Untersucht wird der Einfluß einer vertikalen Wanderlast F_y (in beliebiger Stellung x auf dem Obergurt) auf die Stabkraft F_{S6} (**Bild 33e**). Aus

$$\sum M_{iA} = 0 = F_y(a + b - x) + F_{S6} h$$

folgt mit $F_y = 1$

$$\eta(x) = -1 \cdot (a + b - x)/h = -5/2 + x/(2\,\text{m})$$

also eine Gerade (**Bild 33f**). Ihre Auswertung für die gegebenen Lasten liefert, da F_1 keinen Einfluß auf F_{S6} hat (s. $\sum M_{iA} = 0$),

$$F_{S6} = F_2\eta(x=0) + F_3\eta(x=a) = 10\,\text{kN}(-5/2) + 20\,\text{kN}(-3/2) = -55\,\text{kN.}$$

1.8.2 Räumliche Fachwerke. Space frames

Da im Raum pro Knoten drei Gleichgewichtsbedingungen bestehen und sechs Lagerkräfte zur stabilen, statisch bestimmten Lagerung des Gesamtfachwerks erforderlich sind, gilt das Abzählkriterium $3n = s + 6$ bzw. $s = 3n - 6$. Im übrigen gelten den ebenen Fachwerken analoge Methoden für die Stabkraftberechnung usw. [2].

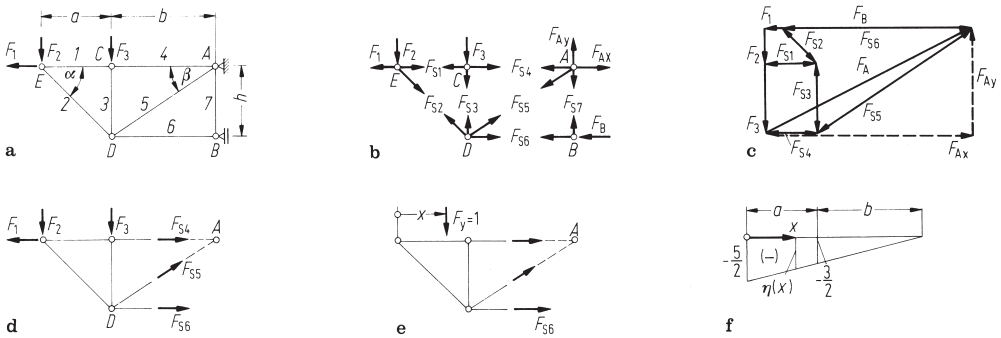


Bild 33a–f. Fachwerkausleger. **a** System; **b** Knotenschnitte; **c** Cremonaplan; **d** Ritterscher Schnitt; **e** Wanderlast; **f** Einflußlinie

B

1.9 Seile und Ketten. Cables and chains

Seile und Ketten werden als biegeweich angesehen, d. h., sie können nur Zugkräfte übertragen. Vernachlässigt man die Längsdehnungen der einzelnen Elemente (Theorie 1. Ordnung), so folgt für das ebene Problem infolge vertikaler Streckenlast aus den Gleichgewichtsbedingungen am Seilelement (**Bild 34a**)

bei gegebener Belastung $q(s)$:
$\sum F_{ix} = 0$, d. h. $dF_H = 0$, $\sum F_{iy} = 0$, d. h. $F_V = q(s)\,ds$, also $F_H = \text{const}$ und $dF_V/ds = q(s)$. Gemäß **Bild 34a** gilt ferner $\tan\varphi = y' = F_V/F_H$, d. h. $F_V = F_H y'$ bzw. $F'_V = dF_V/dx = F_H y''$.
Mit $ds = \sqrt{1+y'^2}\,dx$ wird hieraus

$$dF_V/ds = (dF_V/dx)(dx/ds) = F_H y''/\sqrt{1+y'^2} = q(s).$$

Folglich ist

$$y'' = [q(s)/F_H]\sqrt{1+y'^2}; \tag{19}$$

bei gegebener Belastung $q(x)$:
gemäß **Bild 34a** gilt $q(s)\,ds = q(x)\,dx$, d. h.

$$q(s) = q(x)\,dx/ds = q(x)\cos\varphi = q(x)/\sqrt{1+y'^2}$$

und damit nach Gl. (19)

$$y'' = q(x)/F_H. \tag{20}$$

Die Lösungen dieser Differentialgleichungen ergeben die Seilkurve $y(x)$. Die dabei auftretenden zwei Integrationskonstanten sowie der unbekannte (konstante) Horizontalzug F_H folgen aus den Randbedingungen $y(x = x_1) = y_1$ und $y(x = x_2) = y_2$ sowie aus der gegebenen Seillänge $L = \int ds = \int \sqrt{1+y'^2}\,dx$.

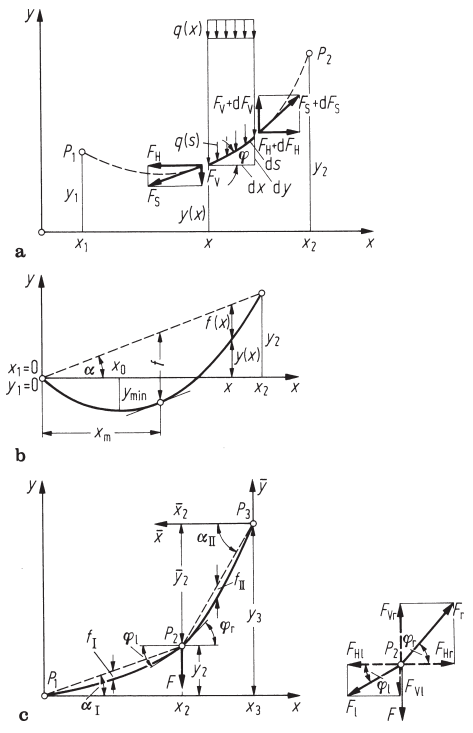


Bild 34a–c. Seil. **a** Element; **b** Seil unter Eigengewicht; **c** Seil unter Einzellast

1.9.1 Seil unter Eigengewicht (Kettenlinie)
The catenary

Für ein Seil konstanten Querschnitts folgt mit $q(s) = \text{const} = q$ aus Gl. (19) mit $a = F_H/q$ nach Trennung der Variablen und Integration $\operatorname{arsinh} y' = (x - x_0)/a$ bzw. $y' = \sinh[(x - x_0)/a]$ und somit die *Kettenlinie*

$$y(x) = y_0 + a\cosh[(x - x_0)/a]. \tag{21}$$

Der Extremwert von $y(x)$ folgt aus $y' = 0$ an der Stelle $x = x_0$ zu $y_{\min} = y_0 + a$. Die unbekannten Konstanten x_0, y_0 und $a = F_H/q$ ergeben sich aus den drei Bedingungen (**Bild 34b**)

$$\begin{aligned} y(x_1 = 0) &= 0 = y_0 + a\cosh(x_0/a), \\ y(x\ \ = x_2) &= y_2 = y_0 + a\cosh[(x_2 - x_0)/a], \\ L\ \ &= \int_{x=0}^{x_2} \sqrt{1+\sinh^2[(x-x_0)/a]}\,dx \\ &= a\sinh[(x_2 - x_0)/a] + a\sinh(x_0/a). \end{aligned}$$

Hieraus ergeben sich

$$y_0 = -a\cosh(x_0/a), \quad x_0 = x_2/2 - a\operatorname{artanh}(y_2/L) \quad \text{und}$$
$$\sinh(x_2/2a) = \sqrt{L^2 - y_2^2}/(2a).$$

Aus der letzten (transzendenten) Gleichung kann a, anschließend können x_0 und y_0 berechnet werden. Der maximale Durchhang f gegenüber der Sehne folgt an der Stelle $x_m = x_0 + a\operatorname{arsinh}(y_2/x_2)$ zu $f = y_2 x_m/x_2 - y(x_m)$. Für die Kräfte gilt

$$F_H = aq = \text{const}, \quad F_V(x) = F_H y'(x), \tag{22}$$

$$F_S(x) = \sqrt{F_H^2 + F_V^2(x)}.$$

Die größte Seilkraft tritt an der Stelle auf, wo y' zum Maximum wird, d. h. in einem der Befestigungspunkte.

Beispiel: Kettenlinie. Befestigungspunkte P_1 (0; 0) und P_2 (300 m; – 50 m). Seillänge $L = 340$ m, Belastung $q(s) = 30$ N/m. – Aus der transzendenten Gleichung ergibt sich nach iterativer Rechnung $a = 179{,}2$ m und damit $x_0 = 176{,}5$ m und $y_0 = -273{,}4$ m, womit nach Gl. (21) die Kettenlinie bestimmt ist. Der maximale Durchhang gegenüber der Sehne tritt an der Stelle $x_m = 146{,}8$ m auf und hat die Größe $f = 67{,}3$ m. Der Horizontalzug beträgt $F_H = aq = 5{,}375$ kN = const. Die größte Seilkraft tritt im Punkt P_1 auf: $F_V(x = 0) = F_H \cdot |y'(x = 0)| = 6{,}192$ kN und somit $F_{S,\max} = F_S(x = 0) = 8{,}20$ kN.

1.9.2 Seil unter konstanter Streckenlast
Cable with uniform load over the span

Hierunter fallen neben Seilen mit angehängter konstanter Streckenlast $q(x) = \text{const}$ auch solche mit flachem Durchhang unter Eigengewicht, da bei $q(s) = q_0 = \text{const}$ wegen $q(s)\sqrt{1+y'^2} = q_0/\cos\varphi = q(x)$ mit $\cos\varphi \approx \cos\alpha = \text{const}$ auch $q(x) = \text{const} = q$ wird. Zweimalige Integration der Gl. (20) liefert $y(x) = (q/F_H)x^2/2 + C_1 x + C_2$; Randbedingungen mit gegebenem Durchhang f in der Mitte: $y(x_1 = 0) = 0$, $y(x = x_2) = y_2$, $y(x = x_2/2) = y_2/2 - f$.
Hieraus $C_2 = 0$, $C_1 = (y_2 - 4f)/x_2$, $F_H = qx_2^2/(8f)$ und damit $y(x) = (y_2/x_2)x - (4f/x_2^2)(x_2 x - x^2) = (y_2/x_2)x - f(x)$, wobei $f(x)$ der Durchhang gegenüber der Sehne ist (**Bild 34b**). Ferner gilt $F_V(x) = F_H y'(x)$ und $F_S(x) = \sqrt{F_H^2 + F_V^2(x)}$; $F_{S,\max}$ an der Stelle der maximalen Steigung.

Die Länge L des Seils folgt aus $L = \int_{x=0}^{x_2} \sqrt{1+y'^2}\,\mathrm{d}x$ mit $a = F_H/q$ zu

$$L = (a/2)[(C_1 + x_2/a)\sqrt{1+(C_1+x_2/a)^2} + \ln(C_1 + x_2/a + \sqrt{1+(C_1+x_2/a)^2}) - C_1\sqrt{1+C_1^2} - \ln(C_1+\sqrt{1+C_1^2})].$$

Für Seile mit flachem Durchhang gilt mit der Sehnenlänge $l = \sqrt{x_2^2+y_2^2}$ die Näherungsformel

$$L \approx l[1 + 8x_2^2 f^2/(3l^4)]. \tag{23}$$

Beispiel: Seil mit flachem Durchhang. Das Beispiel aus **B 1.9.1** werde näherungsweise als flach durchhängendes Seil berechnet. Gegeben: $P_1\,(0;0)$, $P_2\,(300\,\mathrm{m};\,-50\,\mathrm{m})$, $f = 67,3\,\mathrm{m}$, $q_0 = 30\,\mathrm{N/m}$. –

Aus $\tan\alpha = -50/300$ folgt $\alpha = -9,46°$ und $\cos\alpha = 0,9864$, so daß $q \approx q_0/\cos\alpha = 30,41\,\mathrm{N/m}$ wird. Es folgen $C_1 = -1,064$ und $F_H = 5,083\,\mathrm{kN}$. Somit ist die Seillinie

$$y(x) = -0,1667\cdot x - 0,003\,\mathrm{m}^{-1}(300\,\mathrm{m}\cdot x - x^2) = -1,064\cdot x + 0,003\,\mathrm{m}^{-1}\cdot x^2.$$

An der Stelle $x = 0$ wird $y'_{max} = |y'(0)| = 1,064$, also $F_{V,max} = F_H y'_{max} = 5,408\,\mathrm{kN}$ und somit $F_{S,max} = 7,42\,\mathrm{kN}$.

Die Näherungsformel Gl. (23) für die Seillänge liefert dann mit $l = 304,1\,\mathrm{m}$ den Wert $L \approx 342,7\,\mathrm{m}$. Die Ergebnise zeigen, daß die Näherungslösung von den exakten Werten (**B 1.9.1**) nicht erheblich abweicht, obwohl der „flache" Durchhang hier nur in geringem Maße zutrifft.

1.9.3 Seil mit Einzellast. Cable with point load

Betrachtet wird nur das Seil mit flachen Durchhängen gegenüber den Sehnen (**Bild 34 c**, links). Sind x_2, y_2, x_3, y_3 gegeben, so gelten mit $F_{HI} = F_{HII} = F_H$ die Beziehungen

$$q_I = q_0/\cos\alpha_I, \quad q_{II} = q_0/\cos\alpha_{II},$$
$$f_I = q_I x_2^2/(8F_H), \quad f_{II} = q_{II}\bar{x}_2^2/(8F_H),$$
$$y(x) = (y_2/x_2)x - (q_I/2F_H)(x_2 x - x^2),$$
$$\bar{y}(\bar{x}) = (\bar{y}_2/\bar{x}_2)\bar{x} - (q_{II}/2F_H)(\bar{x}_2\bar{x} - \bar{x}^2),$$
$$y'(x) = (y_2/x_2) - (q_I/2F_H)(x_2 - 2x),$$
$$\bar{y}'(\bar{x}) = (\bar{y}_2/\bar{x}_2) - (q_{II}/2F_H)(\bar{x}_2 - 2\bar{x}).$$

Aus der Gleichgewichtsbedingung $\sum F_{iy} = 0 = F_{Vl} + F - F_{Vr}$ am Knoten P_2 (**Bild 34 c**, rechts) folgt mit $F_V = F_H\cdot|y'|$ unter Beachtung, daß $\bar{y}'$ negativ ist und somit $|y'| = -y'$,

$$F_H y_2/x_2 + q_I x_2/2 + F + F_H\bar{y}_2/\bar{x}_2 + q_{II}\bar{x}_2/2 = 0, \quad \text{d.h.}$$
$$F_H = [-q_I x_2 - q_{II}\bar{x}_2 - 2F]/[2(y_2/x_2 + \bar{y}_2/\bar{x}_2)].$$

Hiermit können f_I und f_{II}, wie angegeben, $F_V(x)$ und $F_S(x)$ nach Gl. (22) sowie L_I und L_{II} nach Gl. (23) berechnet werden.

1.10 Schwerpunkt (Massenmittelpunkt)
Center of gravity

An einem Körper der Masse m wirken an den Massenelementen $\mathrm{d}m$ die Gewichtskräfte $\mathrm{d}\boldsymbol{F}_G = \mathrm{d}m\boldsymbol{g}$, die alle zueinander parallel sind. Den Angriffspunkt ihrer Resultierenden $\boldsymbol{F}_G = \int \mathrm{d}\boldsymbol{F}_G$ nennt man den Schwerpunkt (**Bild 35 a**). Seine Lage ist festgelegt durch die Bedingung, daß das Moment der Resultierenden gleich dem der Einzelkräfte sein muß, d.h.

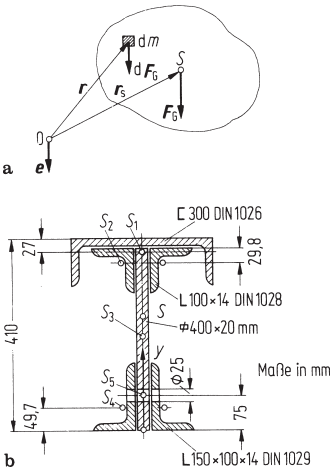


Bild 35 a, b. Schwerpunkt. **a** Eines Körpers; **b** eines Trägerquerschnitts

$$\boldsymbol{r}_S \times \boldsymbol{F}_G = \int \boldsymbol{r}\times\mathrm{d}\boldsymbol{F}_G \quad \text{bzw. mit} \quad \mathrm{d}\boldsymbol{F}_G = \mathrm{d}F_G\boldsymbol{e}$$
$$\left(\boldsymbol{r}_S F_G - \int \boldsymbol{r}\,\mathrm{d}F_G\right)\times\boldsymbol{e} = 0, \quad \text{d.h.}$$
$$\boldsymbol{r}_S = \left(\int \boldsymbol{r}\,\mathrm{d}F_G\right)/F_G \quad \text{bzw. in Komponenten} \tag{24}$$
$$x_S = (1/F_G)\int x\,\mathrm{d}F_G, \quad y_S = (1/F_G)\int y\,\mathrm{d}F_G,$$
$$z_S = (1/F_G)\int z\,\mathrm{d}F_G.$$

Analog gilt bei konstanter Fallbeschleunigung g für den Massenmittelpunkt, bei konstanter Dichte ϱ für den Volumenschwerpunkt sowie für den Flächen- und Linienschwerpunkt in vektorieller Form

$$\boldsymbol{r}_S = (1/m)\int \boldsymbol{r}\,\mathrm{d}m; \quad \boldsymbol{r}_S = (1/V)\int \boldsymbol{r}\,\mathrm{d}V;$$
$$\boldsymbol{r}_S = (1/A)\int \boldsymbol{r}\,\mathrm{d}A \quad \text{und} \tag{25}$$
$$\boldsymbol{r}_S = (1/s)\int \boldsymbol{r}\,\mathrm{d}s.$$

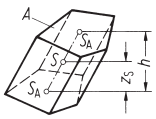
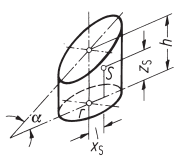
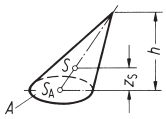
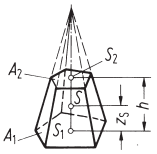
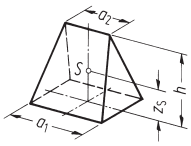
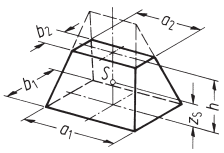
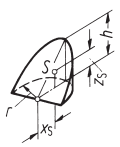
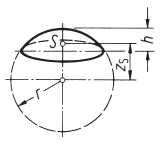
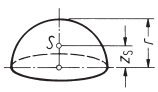
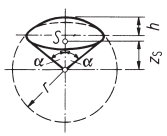
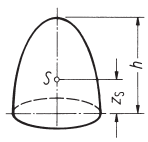
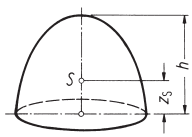
Bestehen die Gebilde aus endlich vielen Teilen mit bekannten Teilschwerpunkten, so gilt in Komponenten z.B. für den Flächenschwerpunkt

$$x_S = (1/A)\sum x_i A_i;$$
$$y_S = (1/A)\sum y_i A_i; \tag{26}$$
$$z_S = (1/A)\sum z_i A_i.$$

Die Größen $\int x\,\mathrm{d}A$ bzw. $\sum x_i A_i$ usw. bezeichnet man als statische Momente. Sind sie null, so folgt auch $x_S = 0$ usw., d.h., das statische Moment bezüglich einer Achse durch den Schwerpunkt (Schwerlinie) ist stets gleich null. Alle Symmetrieachsen erfüllen diese Bedingung, d.h., sie sind stets Schwerlinien.

Die durch Integration ermittelten Schwerpunkte von homogenen Körpern sowie von Flächen und Linien sind in den **Tab. 1**, **2**, **3** angegeben.

Tabelle 1. Schwerpunkte von homogenen Körpern

Prisma, Zylinder (gerade oder schief)  $z_S = h/2$	**abgeschrägter Kreiszylinder**  $x_S = r^2 \tan\alpha/(4h)$ $z_S = h/2 + r^2 \tan^2\alpha/(8h)$	**Kegel, Pyramide** (gerade oder schief)  $z_S = h/4$	**Pyramiden- bzw. Kegelstumpf**  $z_S = \frac{h}{4} \cdot \frac{A_1 + 2\sqrt{A_1 A_2} + 3A_2}{A_1 + \sqrt{A_1 A_2} + A_2}$ bzw. $z_S = \frac{h}{4} \cdot \frac{r_1^2 + 2r_1 r_2 + 3r_2^2}{r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2}$
Keil  $z_S = \frac{h}{2} \cdot \frac{a_1 + a_2}{2a_1 + a_2}$	**Keilstumpf**  $z_S = \frac{h}{2} \cdot \frac{a_1 b_1 + a_1 b_2 + a_2 b_1 + 3a_2 b_2}{2a_1 b_1 + a_1 b_2 + a_2 b_1 + 2a_2 b_2}$	**Zylinderhuf**  $x_S = 3\pi r/16$ $z_S = 3\pi h/32$	**Kugelabschnitt**  $z_S = \frac{3}{4} \cdot \frac{(2r-h)^2}{(3r-h)}$
Halbkugel  $z_S = 3r/8$ halbe Hohlkugel: $z_S = \frac{3}{8} \cdot \frac{r_a^4 - r_i^4}{r_a^3 - r_i^3}$	**Kugelausschnitt**  $z_S = 3r(1+\cos\alpha)/8$ $= 3(2r-h)/8$	**Rotationsparaboloid**  $z_S = h/3$	**Ellipsoid**  $z_S = 3h/8$

Beispiel: Schwerpunkt eines Trägerquerschnitts. Für den zusammengesetzten Trägerquerschnitt ist der Flächenschwerpunkt zu ermitteln (**Bild 35b**). – Der Schwerpunkt liegt aufder Symmetrieachse. Ermittlung von y_S tabellarisch, wobei die Bohrung als negative Fläche angesetzt wird.

Fläche	A_i cm^2	y_i cm	$y_i A_i$ cm^3
1) U 300	58,8	38,30	2252,0
2) 2L 100 × 14	2 × 26,2	37,02	1939,8
3) ◫ 400 × 20	80,0	20,00	1600,0
4) 2L 150 × 100 × 14	2 × 33,2	4,97	330,0
5) Bohrung ∅25	−12,0	7,50	−90,0
	$\sum$ 245,6		$\sum$ 6031,8

$y_S = 6031{,}8\ \text{cm}^3 / 245{,}6\ \text{cm}^2 = 24{,}56\ \text{cm}$

1.11 Haftung und Reibung. Friction

Haftung. Bleibt ein Körper unter Einwirkung einer resultierenden Kraft F, die ihn gegen eine Unterlage preßt, in Ruhe, so liegt Haftung vor (**Bild 36**). Die Verteilung der Flächenpressung zwischen Körper und Unterlage ist meist unbekannt und wird durch die Reaktionskraft F_n ersetzt. Aus Gleichgewichtsgründen ist $F_n = F_s = F\cos\alpha$ und $F_r = F_t = F\sin\alpha$, d.h. $F_r = F_n \tan\alpha$. Der Körper bleibt so lange in Ruhe, bis die Reaktionskraft F_r den Grenzwert $F_{r0} = F_n \tan\varrho_0 = F_n\mu_0$ erreicht, d.h. solange F – räumlich betrachtet – innerhalb des sogenannten Reibungskegels mit dem Öffnungswinkel $2\varrho_0$ liegt. Für die Reaktionskraft F_r gilt die Ungleichung

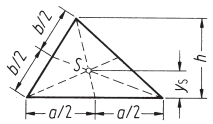
$$F_r \leqq F_n \tan\varrho_0 = F_n\mu_0. \tag{27}$$

Die Haftzahl μ_0 hängt ab von den aneinander gepreßten Werkstoffen, deren Oberflächenbeschaffenheit, von einer Fremdschicht (Schmierschicht), von Temperatur und Feuchtigkeit, von der Flächenpressung und von der Größe der Normalkraft; μ_0 schwankt daher zwischen bestimmten Grenzen

Tabelle 2. Schwerpunkte von Flächen

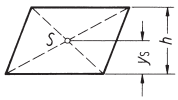
ebene Flächen

Dreieck



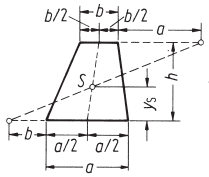
$y_S = h/3$

Parallelogramm



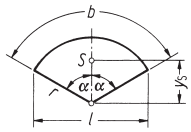
$y_S = h/2$

Trapez



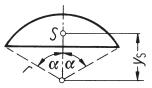
$y_S = \frac{h}{3} \cdot \frac{a+2b}{a+b}$

Kreisausschnitt



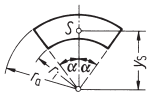
$y_S = 2r \sin\alpha / (3\alpha)$
$= 2rl/(3b)$
Halbkreisfläche: $y_S = 4r/(3\pi)$

Kreisabschnitt



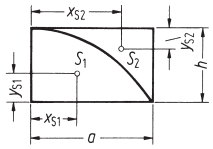
$y_S = \frac{2}{3} \cdot \frac{r \sin^3\alpha}{\alpha - \sin\alpha \cos\alpha}$
Halbkreisfläche: $y_S = 4r/(3\pi)$

Kreisringstück



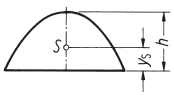
$y_S = \frac{2}{3} \cdot \frac{(r_a^3 - r_i^3)\sin\alpha}{(r_a^2 - r_i^2)\alpha}$

Parabelflächen



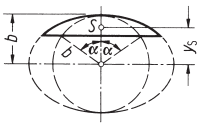
$x_{S1} = 3a/8$ $\quad y_{S1} = 2h/5$
$x_{S2} = 3a/4$ $\quad y_{S2} = 3h/10$

Parabelabschnitt



$y_S = 2h/5$

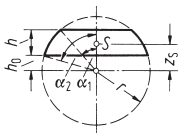
Ellipsenabschnitt



$y_S = \frac{2}{3} \cdot \frac{b \sin^3\alpha}{\alpha - \sin\alpha \cos\alpha}$

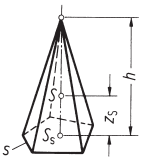
räumliche Oberflächen

Kugelzone bzw. -haube



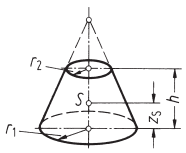
$z_S = (r/2)(\cos\alpha_1 + \cos\alpha_2) = h_0 + h/2$
bzw.
$z_S = (r/2)(1 + \cos\alpha_2) = (h_0 + r)/2$

Mantel von Pyramide und Kegel



$z_S = h/3$

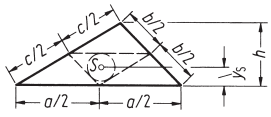
Mantel von Kreiskegelstumpf



$z_S = \frac{h}{3} \cdot \frac{r_1 + 2r_2}{r_1 + r_2}$

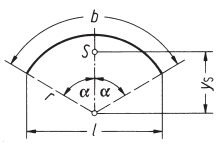
Tabelle 3. Schwerpunkte von Linien

Dreieckumfang



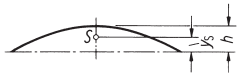
$y_S = \frac{h}{2} \cdot \frac{b+c}{a+b+c}$

Kreisbogen



$y_S = \frac{r \sin\alpha}{\alpha} = \frac{r \cdot l}{b}$
Halbkreisbogen: $y_S = 2r/\pi$

beliebiger flacher Bogen



$y_S \approx 2h/3$

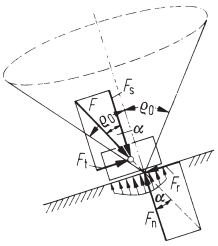


Bild 36. Haftung

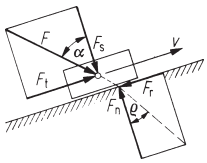


Bild 37. Gleitreibung

Tabelle 4. Haft- und Gleitreibungswerte.

Stoffpaar	Haftzahl μ_0		Gleitreibungszahl μ	
	trocken	geschmiert	trocken	geschmiert
Eisen-Eisen			1,0	
Kupfer-Kupfer			0,60…1,0	
Stahl-Stahl	0,45…0,80	0,10	0,40…0,70	0,10
Chrom-Chrom			0,41	
Nickel-Nickel			0,39…0,70	
Aluminiumlegierung-Aluminiumlegierung			0,15…0,60	
St.37-St.37 poliert			0,15	
Stahl-Grauguß	0,18…0,24	0,10	0,17…0,24	0,02…0,21
Stahl-Weißmetall			0,21	
Stahl-Blei			0,50	
Stahl-Zinn			0,60	
Stahl-Kupfer			0,23…0,29	
Bremsbelag-Stahl			0,50…0,60	0,20…0,50
Lederdichtung-Metall	0,60	0,20	0,20…0,25	0,12
Stahl-Polytetrafluoräthylen (PTFE)			0,04…0,22	
Stahl-Polyamid			0,32…0,45	0,10
Holz-Metall	0,50…0,65	0,10	0,20…0,50	0,02…0,10
Holz-Holz	0,40…0,65	0,16…0,20	0,20…0,40	0,04…0,16
Stahl-Eis	0,027		0,014	

und ist gegebenenfalls experimentell zu bestimmen [3]. Anhaltswerte für μ_0 s. **Tab. 4**.

Gleitreibung (Reibung der Bewegung). Wird die Haftung überwunden, und setzt sich der Körper in Bewegung, so gilt für die Reibkraft das Coulombsche Gleitreibungsgesetz (**Bild 37**)

$$F_r/F_n = \text{const} = \tan\varrho = \mu \quad \text{bzw.} \quad F_r = \mu F_n. \tag{28}$$

Die Gleitreibungskraft ist eine eingeprägte Kraft, die dem Geschwindigkeits- bzw. Verschiebungsvektor entgegengesetzt gerichtet ist. Der Gleitreibungskoeffizient μ (bzw. Gleitreibungswinkel ϱ) hängt neben den unter Haftung beschriebenen Einflüssen vornehmlich von den Schmierungsverhältnissen (Trockenreibung, Mischreibung, Flüssigkeitsreibung; s. **E 5.1**) ab, zum Teil aber auch von der Gleitgeschwindigkeit [4, 5]. Anhaltswerte für μ s. **Tab. 4**.

Beispiel: Standsicherheit einer Leiter (**Bild 38**). Wie weit darf eine Person (Gewichtskraft F_Q) eine Leiter (Länge l, Neigungswinkel β, Gewicht vernachlässigbar) besteigen, ohne daß diese abrutscht, wenn der Haftungswinkel zwischen Leiter und Wand bzw. Boden ϱ_0 ist? Wie groß sind dann die Kräfte im oberen und unteren Berührungspunkt? – An Kopf- und Fußpunkt wird der Reibungskegel eingezeichnet. Solange die Kraft F_Q innerhalb der schraffierten Fläche liegt, kann sie auf unendlich vielfache Weise so zerlegt werden, daß die Kräfte F_o und F_u an Kopf- und Fußpunkt innerhalb des Reibungskegels liegen, so daß Gleichgewicht herrscht (d.h., das Problem ist statisch unbestimmt, die Kräfte sind so nicht bestimmbar). Der Grenzwert ist erreicht, wenn F_Q durch Punkt A geht (**Bild 38**). Die Ergebnisse folgen aus der Abbildung (wegen des rechten Winkels zwischen oberer und linker Mantellinie).

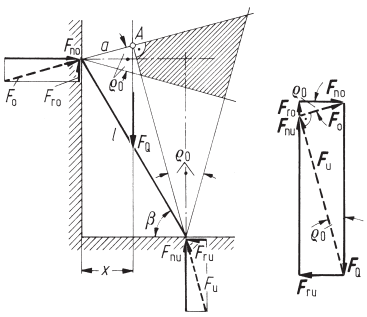


Bild 38. Leiter mit Reibungskegeln

$$a = l\cos(\beta+\varrho_0), \quad x = a\cos\varrho_0 = l\cos\varrho_0\cos(\beta+\varrho_0).$$

Aus dem Krafteck liest man ab

$$F_o = F_Q\sin\varrho_0, \quad F_{no} = F_Q\sin\varrho_0\cos\varrho_0, \quad F_{ro} = F_Q\sin^2\varrho_0,$$
$$F_u = F_Q\cos\varrho_0, \quad F_{nu} = F_Q\cos^2\varrho_0, \quad F_{ru} = F_Q\sin\varrho_0\cos\varrho_0.$$

Anwendungen zur Haftung und Gleitreibung

Reibung am Keil. Gesucht wird die Kraft F, die zum Heben und Senken einer Last mit konstanter Geschwindigkeit erforderlich ist. Die Lösung folgt am einfachsten aus dem Sinussatz am Krafteck, z.B. für das Heben der Last nach **Bild 39**

$$\frac{F_2}{F_Q} = \frac{\sin(90°+\varrho_3)}{\sin[90°-(\alpha+\varrho_2+\varrho_3)]}, \quad \frac{F}{F_2} = \frac{\sin(\alpha+\varrho_1+\varrho_2)}{\sin(90°-\varrho_1)};$$

hieraus

$$F = F_Q\frac{\tan(\alpha+\varrho_2)+\tan\varrho_1}{1-\tan(\alpha+\varrho_2)\tan\varrho_3}. \quad \text{Entsprechend}$$
$$F = F_Q\frac{\tan(\alpha-\varrho_2)-\tan\varrho_1}{1+\tan(\alpha-\varrho_2)\tan\varrho_3} \tag{29}$$

für das Senken der Last. Wird $F \leq 0$, so tritt Selbsthemmung auf; dann ist

$$\tan(\alpha-\varrho_2) \leqq \tan\varrho_1 \quad \text{bzw.} \quad \alpha \leqq \varrho_1+\varrho_2.$$

Der Keil muß dann herausgezogen bzw. von der anderen Seite hinausgedrückt werden. Der Wirkungsgrad des Keilgetriebes beim Heben der Last ist $\eta = F_0/F$; hierbei ist $F_0 = F_Q\cdot\tan\alpha$ die erforderliche Kraft ohne Reibung.

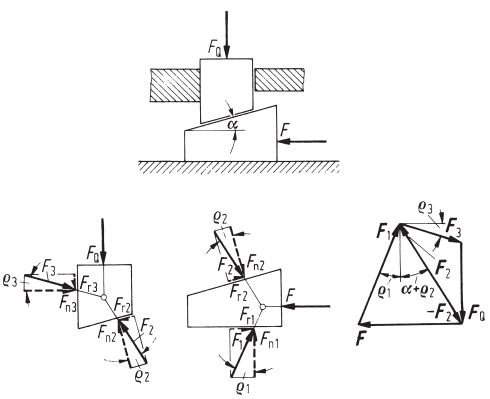


Bild 39. Reibung am Keil

Für $\varrho_1 = \varrho_2 = \varrho_3 = \varrho$ gilt $F = F_Q \tan(\alpha \pm 2\varrho)$; Selbsthemmung für $a \leq 2\,\varrho$, Wirkungsgrad $\eta = \tan\alpha / \tan(\alpha + 2\varrho)$. Bei Selbsthemmung wird $\eta = \tan 2\varrho / \tan 4\varrho = 0{,}5 - 0{,}5 \tan^2 2\varrho < 0{,}5$.

Schraube (Bewegungsschraube).

Rechteckgewinde (flachgängige Schraube, **Bild 40a**). Gesucht ist das Drehmoment M zum gleichförmigen Heben und Senken der Last.

$$\sum F_{iz} = 0 = \int \mathrm{d}F \cos(\alpha + \varrho) - F_Q, \quad F = F_Q / \cos(\alpha + \varrho),$$

$$\sum M_{iz} = 0 = M - \int \mathrm{d}F \sin(\alpha + \varrho) r_m, \quad M = F_Q r_m \tan(\alpha + \varrho)$$

Wirkungsgrad beim Heben $\eta = M_0 / M = \tan\alpha / \tan(\alpha + \varrho)$; M_0 erforderliches Moment ohne Reibung. Beim Senken tritt $-\varrho$ *an Stelle von* ϱ; $M = F_Q r_m \tan(\alpha - \varrho)$. Selbsthemmung für $M \leqq 0$, d.h. $\tan(\alpha - \varrho) \leqq 0$, also $\alpha \leqq \varrho$. Dann ist zum Senken der Last ein negatives Moment erforderlich. Für $\alpha = \varrho$ folgt $\eta = \tan\varrho / \tan 2\varrho = 0{,}5 - 0{,}5 \tan^2 \varrho < 0{,}5$.

Trapez- und Dreieckgewinde (scharfgängige Schraube) (**Bild 40b**). Es gelten dieselben Gleichungen wie für Rechteckgewinde, wenn anstelle von $\mu = \tan\varrho$ die Reibzahl $\mu' = \tan\varrho' = \mu / \cos(\beta/2)$, d.h. anstelle von ϱ der Reibwinkel $\varrho' = \arctan[\mu / \cos(\beta/2)]$ eingesetzt wird. Beweis gemäß **Bild 40b**, da anstelle von $\mathrm{d}F_n$ die Kraft $\mathrm{d}F'_n = \mathrm{d}F_n / \cos(\beta/2)$ und anstelle von $\mathrm{d}F_r = \mu\,\mathrm{d}F_n$ die Kraft $\mathrm{d}F'_r = \mu\,\mathrm{d}F'_n = [\mu / \cos(\beta/2)]\mathrm{d}F_n = \mu'\mathrm{d}F_n$ tritt. Hierbei ist β der Flankenwinkel des Gewindes. Bemerkung: Für Befestigungsschrauben ist Selbsthemmung, d.h. $\alpha \leqq \varrho'_0$, erforderlich.

Seilreibung (Haftung zwischen Seil und Seilrolle) (**Bild 41**). Gleitreibung tritt auf bei relativer Bewegung zwischen Seil und Scheibe (Bandbremse, Schiffspoller bei laufendem Seil). Bei Haftung zwischen Seil und Scheibe (Riementrieb, Bandbremse als Haltebremse, Schiffspoller bei ruhendem Seil) tritt Gleichgewicht in Normal- und Tangentialrichtung am Seilelement auf. Damit ergibt sich $\mathrm{d}F_n = F_S \mathrm{d}\varphi$, $\mathrm{d}F_S = \mathrm{d}F_r$; mit $\mathrm{d}F_r = \mu\,\mathrm{d}F_n$ folgt $\mathrm{d}F_S = \mu_0 F_S \mathrm{d}\varphi$. Nach Integration über den Umschlingungswinkel α folgt die Eulersche Seilreibungsformel: $F_{S2} = F_{S1} e^{\mu_0 a}$ bzw. $F_{S2}/F_{S1} = e^{\mu_0 a}$. Die Haftkraft ergibt sich aus $F_r = F_{S2} - F_{S1}$ und das Haftmoment aus $M_r = F_r r$. Bei nicht vernachlässigbarer Geschwindigkeit des Seiles (z.B. beim Riementrieb) treten Fliehkräfte $q_F = mv^2/r$ (m: Masse pro Längeneinheit des Seiles) am Seil auf. Dann ist F_S durch $F_S - mv^2$ zu ersetzen. Beim Schiffspoller (**Bild 41c**) mit $\alpha = 2\pi$ und $\mu_0 = 0{,}1$ ergibt sich ein Verhältnis $F_{S2}/F_{S1} \approx 1{,}87$.

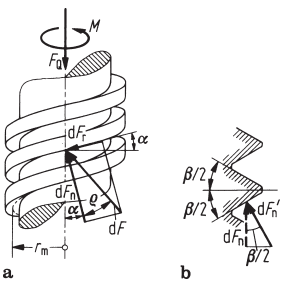


Bild 40a, b. Reibung an **a** flachgängiger und **b** scharfgängiger Schraube

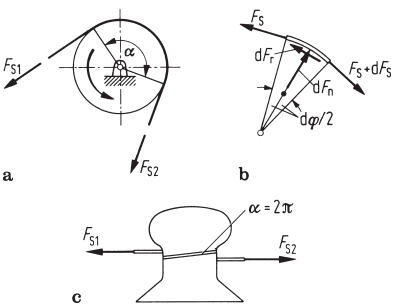


Bild 41a–c. Seilreibung. **a** Kräfte; **b** Element; **c** Schiffspoller

Rollwiderstand

Rollt ein zylindrischer o.ä. Körper auf einer Unterlage (**Bild 42a**), so ergibt sich wegen der Verformung der Unterlage und des Körpers eine schräg gerichtete Resultierende, deren Horizontalkomponente die Widerstandskraft F_w ist. Ihr muß bei gleichförmiger Bewegung die Antriebskraft F_a das Gleichgewicht halten. Mit $F_n = F_Q$ und $f \ll r$, d.h. $\tan\alpha \approx \sin\alpha = f/r$, folgt

$$F_w = F_Q f/r = F_Q \mu_r$$

und als sog. Moment der rollenden Reibung $M_w = F_w r = \mu_r F_Q r = F_Q f$, wobei $\mu_r = f/r$ der Koeffizient der Rollreibung ist. Der Hebelarm f der Rollreibung ist empirisch zu ermitteln. Für Stahlräder auf Schienen ist $f \approx 0{,}05$ cm, für Wälzlager $f \approx 0{,}0005 \ldots 0{,}001$ cm.

Als *Fahrwiderstand* (**Bild 42b**) bezeichnet man die Summe aus Rollwiderstand und Lagerreibungswiderstand,

$$F_{w,ges} = (F_Q + F_G) f/r + F_Q \mu_z r_1 / r$$

(F_G Gewichtskraft des Rads, μ_z Zapfenreibungszahl s. **Q 2.1.1**).

Widerstand an Seilrollen

Infolge Biegesteifigkeit der Seile erfolgt an der Auflaufstelle ein „Abheben" um a_2 (s. **Bild 42c**) und an der Ablaufstelle ein „Anschmiegen" um a_1. Unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Lagerreibung folgt bei gleichmäßiger Geschwindigkeit für die

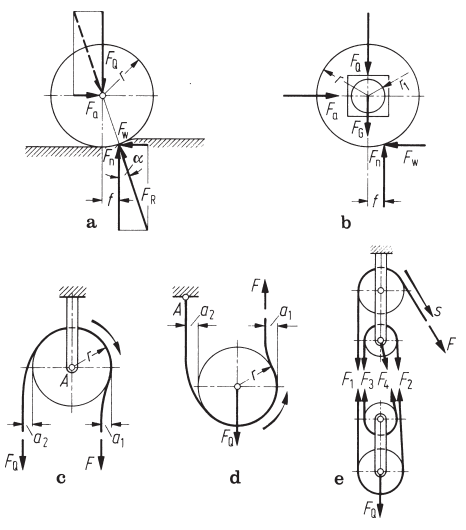


Bild 42a–e. Widerstände. **a** Rollwiderstand; **b** Fahrwiderstand; **c** feste und **d** lose Seilrolle; **e** Flaschenzug

Feste Rolle (**Bild 42 c**): Beim Heben

$$\sum M_A = 0 = F(r-a_1) - F_Q(r+a_2) - (F+F_Q)r_z, \quad \text{d. h.}$$
$$F = F_Q(r+a_2+r_z)/(r-a_1-r_z) = F_Q/\eta.$$

η ist der Wirkungsgrad der festen Rolle beim Heben ($\eta \approx 0{,}95$). Beim Senken ist η durch $1/\eta$ zu ersetzen. (r_z Radius der Zapfenreibung.)

Lose Rolle (**Bild 42 d**): Beim Heben

$$\sum M_A = 0 = F(2r+a_2-a_1) - F_Q(r+a_2+r_z), \quad \text{d. h.}$$
$$F = (F_Q/2)(r+a_2+r_z)/(r+a_2/2-a_1/2) = (F_Q/2)/\eta.$$

η = Nutzarbeit/zugeführte Arbeit $= (F_Q s/2)/(Fs)$. Näherungsweise wird ebenfalls $\eta \approx 0{,}95$ gesetzt. Beim Senken ist η durch $1/\eta$ zu ersetzen.

Rollenzug (**Bild 42 e**): Mit den Ergebnissen für die feste und die lose Rolle ist $F_1 = \eta F$, $F_2 = \eta F_1 = \eta^2 F$ usw. Gleichgewicht für die freigemachte untere Flasche führt zu

$$\sum F_y = 0 = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 - F_Q \text{ , d. h.}$$
$$F(\eta + \eta^2 + \eta^3 + \eta^4) = F_Q. \text{ Mit}$$
$$1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 = (1-\eta^4)/(1-\eta) \quad \text{folgt}$$
$$F = F_Q/[\eta(1-\eta^4)/(1-\eta)].$$

Bei n tragenden Seilsträngen werden die Kraft und der Gesamtwirkungsgrad für das Heben

$$F = F_Q/[\eta(1-\eta^n)/(1-\eta)] \quad \text{und}$$
$$\eta_{ges} = W_n/W_z = (F_Q s/n)/(Fs) = \eta(1-\eta^n)/[(1-\eta)n].$$

Beim Senken ist η wieder durch $1/\eta$ zu ersetzen.

---

2 Kinematik. Kinematics

Die Kinematik ist die Lehre von der geometrischen und analytischen Beschreibung der Bewegungszustände von Punkten und Körpern. Sie berücksichtigt nicht die Kräfte und Momente als Ursachen der Bewegung.

2.1 Bewegung eines Punkts
The motion of a particle

2.1.1 Allgemeines. Introduction

Bahnkurve. Ein Punkt bewegt sich in Abhängigkeit von der Zeit im Raum längs einer Bahnkurve. Die Ortskoordinate des Punkts ist durch den Ortsvektor (**Bild 1 a**)

$$\boldsymbol{r}(t) = x(t)\boldsymbol{e}_x + y(t)\boldsymbol{e}_y + z(t)\boldsymbol{e}_z = (x(t);\, y(t);\, z(t)) \tag{1}$$

festgelegt. Ein Punkt hat im Raum drei Freiheitsgrade, bei geführter Bewegung längs einer Fläche zwei und längs einer Linie einen Freiheitsgrad.

Geschwindigkeit. Der Geschwindigkeitsvektor ergibt sich durch Ableitung des Ortsvektors nach der Zeit:

$$\boldsymbol{v}(t) = \mathrm{d}\boldsymbol{r}/\mathrm{d}t = \dot{\boldsymbol{r}}(t) = \dot{x}(t)\boldsymbol{e}_x + \dot{y}(t)\boldsymbol{e}_y + \dot{z}(t)\boldsymbol{e}_z$$
$$= (\dot{x}(t);\, \dot{y}(t);\, \dot{z}(t)) = (v_x;\, v_y;\, v_z). \tag{2}$$

Der Geschwindigkeitsvektor tangiert stets die Bahnkurve, da in natürlichen Koordinaten t, n, b (begleitendes Dreibein, wobei t die Tangentenrichtung in der sog. Schmiegungsebene, n die Normalenrichtung in der Schmiegungsebene und b die Binormalenrichtung senkrecht zu t und n ist; s. **Bild 1 a**)

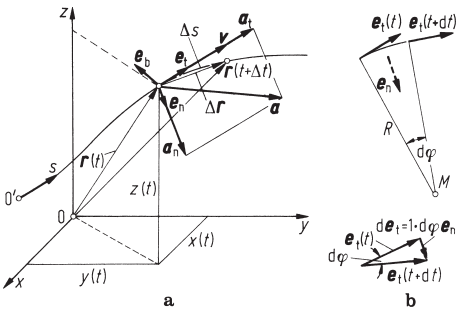


Bild 1. Punktbewegung. **a** Bahnkurve, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektor; **b** Differentiation des Tangenteneinheitsvektors

$$\boldsymbol{v}(t) = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{r}(t)}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{r}}{\mathrm{d}s}\,\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = \boldsymbol{e}_t v \tag{3}$$

gilt ($\boldsymbol{e}_t$ Tangenteneinheitsvektor). Der Betrag der Geschwindigkeit ist

$$|\boldsymbol{v}| = v = \mathrm{d}s/\mathrm{d}t = \dot{s} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \tag{4}$$

Beschleunigung. Der Beschleunigungsvektor ergibt sich durch Ableitung des Geschwindigkeitsvektors nach der Zeit:

$$\boldsymbol{a}(t) = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}^2\boldsymbol{r}}{\mathrm{d}t^2} = \ddot{\boldsymbol{r}}(t) = \ddot{x}(t)\boldsymbol{e}_x + \ddot{y}(t)\boldsymbol{e}_y + \ddot{z}(t)\boldsymbol{e}_z$$
$$= (\ddot{x}(t);\ddot{y}(t);\ddot{z}(t)) = (a_x;a_y;a_z) \tag{5}$$

bzw. in natürlichen Koordinaten

$$\boldsymbol{a}(t) = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(v\boldsymbol{e}_t) = \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}\boldsymbol{e}_t + v\cdot\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{e}_t}{\mathrm{d}t}.$$

Mit $\dfrac{\mathrm{d}\boldsymbol{e}_t}{\mathrm{d}t} = \dfrac{\mathrm{d}\boldsymbol{e}_t}{\mathrm{d}s}\dfrac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = \dfrac{\mathrm{d}\varphi\,\boldsymbol{e}_n}{\mathrm{d}s}v = \dfrac{1}{R}\boldsymbol{e}_n v$ (s. **Bild 1 b**) folgt

$$\boldsymbol{a}(t) = \dot{v}\boldsymbol{e}_t + (v^2/R)\boldsymbol{e}_n = \boldsymbol{a}_t + \boldsymbol{a}_n, \tag{6}$$

d. h., der Beschleunigungsvektor liegt stets in der Schmiegungsebene (**Bild 1 a**). Seine Komponenten in Tangential- und Normalenrichtung heißen Tangential- und Normalbeschleunigung

$$a_t = \mathrm{d}v/\mathrm{d}t = \dot{v}(t) = \ddot{s}(t) \tag{7}$$

und

$$a_n = v^2/R, \tag{8}$$

wobei R der Krümmungsradius der Bahnkurve ist. Die Normalbeschleunigung ist stets zum Krümmungsmittelpunkt M gerichtet, also immer eine Zentripetalbeschleunigung. Für die Größe des (resultierenden) Beschleunigungsvektors gilt

$$a = |\boldsymbol{a}| = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}. \tag{9}$$

Gleichförmige Bewegung liegt vor, wenn $v(t) = \dot{s}(t) = v_0 =$ const ist. Durch Integration folgt

$$s(t) = \int \dot{s}(t)\,\mathrm{d}t = v_0 t + C_1$$

bzw. mit der Anfangsbedingung $s(t = t_1) = s_1$ hieraus $C_1 = s_1 - v_0 t_1$ und somit

$$s(t) = v_0(t - t_1) + s_1.$$

Graphische Darstellungen von $v(t)$ und $s(t)$ liefern das Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm und das Weg-Zeit-Diagramm (**Bild 2**). Aus $s(t)$ folgt umgekehrt durch Differentiation $v(t)$.

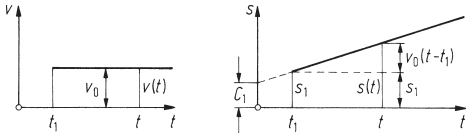


Bild 2. Gleichförmige Bewegung, Bewegungsdiagramme

Gleichmäßig beschleunigte (und verzögerte) Bewegung (**Bild 3**) liegt vor, wenn

$$a_t(t) = \dot{v}(t) = \ddot{s}(t) = a_{t0} = \text{const}, \quad \text{d. h.}$$
$$v(t) = a_{t0}t + C_1 \quad \text{und} \quad s(t) = a_{t0}t^2/2 + C_1 t + C_2.$$

Hieraus folgen mit den Anfangsbedingungen $v(t = t_1) = v_1$ und $s(t = t_1) = s_1$ die Konstanten

$$C_1 = v_1 - a_{t0}t_1 \quad \text{und} \quad C_2 = s_1 - v_1 t_1 + a_{t0}t_1^2/2$$

und somit

$$a_t(t) = a_{t0} = \text{const}, \quad v(t) = a_{t0}(t - t_1) + v_1,$$
$$s(t) = a_{t0}(t - t_1)^2/2 + v_1(t - t_1) + s_1.$$

Nach Elimination von $(t - t_1)$ ergeben sich die Beziehungen

$$t - t_1 = (v - v_1)/a_{t0}, \quad a_{t0} = (v^2 - v_1^2)/[2(s - s_1)],$$
$$v = \sqrt{v_1^2 + 2a_{t0}(s - s_1)}, \quad s = (v^2 - v_1^2)/(2a_{t0}) + s_1.$$

Für den Sonderfall $t_1 = 0$, $v_1 = 0$, $s_1 = 0$ folgen

$$v(t) = a_{t0}t, \quad s(t) = a_{t0}t^2/2, \quad t = v/a_{t0},$$
$$a_{t0} = v^2/(2s), \quad v = \sqrt{2a_{t0}s}, \quad s = v^2/(2a_{t0}).$$

Die mittlere Geschwindigkeit ergibt sich zu

$$v_m = \int_{t_1}^{t_2} v(t)\mathrm{d}t/(t_2 - t_1)$$
$$= (s_2 - s_1)/(t_2 - t_1) = (v_1 + v_2)/2.$$

In allen Gleichungen kann a_t positiv oder negativ sein: Positives a_t bedeutet Beschleunigung bei Bewegung eines Punkts in positiver s-Richtung, aber Verzögerung bei Bewegung in negativer s-Richtung; negatives a_t bedeutet Verzögerung bei Bewegung in positiver s-Richtung, aber Beschleunigung bei Bewegung in negativer s-Richtung. Ist $s(t)$ gegeben, so erhält man durch Differentiation $v(t)$ und $a_t(t)$.

Ungleichmäßig beschleunigte (und verzögerte) Bewegung liegt vor, wenn $a_t(t) = f_1(t)$ ist (**Bild 3b**). Integration führt zu

$$v(t) = \int a_t(t)\mathrm{d}t = \int f_1(t)\mathrm{d}t = f_2(t) + C_1 \quad \text{und}$$
$$s(t) = \int v(t)\mathrm{d}t = \int [f_2(t) + C_1]\mathrm{d}t = f_3(t) + C_1 t + C_2.$$

Die Konstanten werden aus den Anfangsbedingungen $v(t = t_1) = v_1$ und $s(t = t_1) = s_1$ oder äquivalenten Bedingungen ermittelt. Aus $\dot{v}(t) = a_t(t)$ folgt, daß dort, wo $v(t)$ einen Extremwert annimmt (wo $\dot{v} = 0$ wird), im a_t, t-Diagramm die Funktion $a_t(t)$ durch Null geht. Analog folgt aus $\dot{s}(t) = v(t)$, daß $s(t)$ dort ein Extremum hat, wo $v(t)$ im v, t-Diagramm durch Null geht. Die mittlere Geschwindigkeit ergibt sich zu $v_m = (s_2 - s_1)/(t_2 - t_1)$. Entsprechend der anschaulichen Deutung des Integrals als Flächeninhalt lassen sich bei gegebenem $a_t(t)$ die Größen $v(t)$ und $s(t)$ auch mit den Methoden der graphischen oder numerischen Integration (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*) bestimmen.

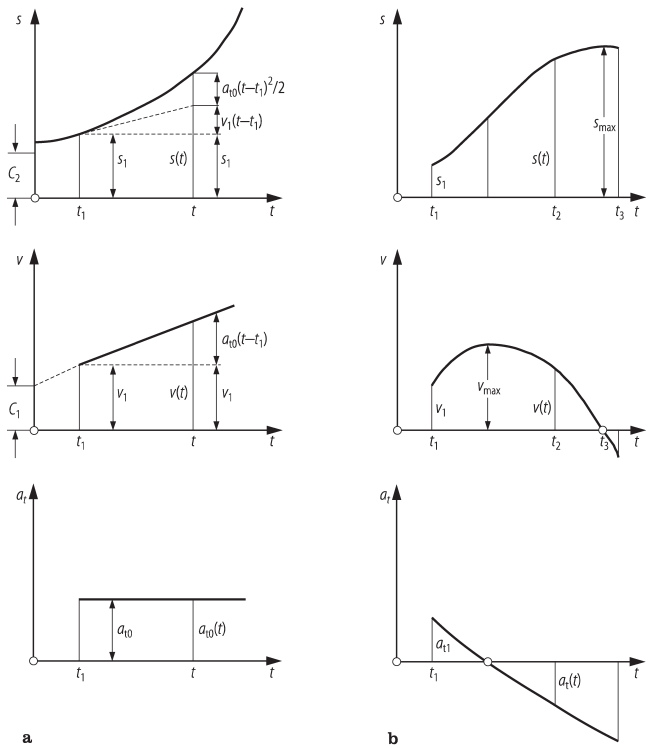


Bild 3a, b. Bewegungsdiagramme. ***a*** gleichmäßig beschleunigte, ***b*** ungleichmäßig beschleunigte Bewegung

2.1.2 Ebene Bewegung. Plane motion

Bahnkurve (Weg), Geschwindigkeit, Beschleunigung. Es gelten die Formeln von **B 2.1.1**, reduziert auf die beiden Komponenten x und y (**Bild 4a**):

$$\boldsymbol{r}(t) = x(t)\boldsymbol{e}_x + y(t)\boldsymbol{e}_y = (x(t);\, y(t)),$$
$$\boldsymbol{v}(t) = \dot{x}(t)\boldsymbol{e}_x + \dot{y}(t)\boldsymbol{e}_y = (\dot{x}(t);\, \dot{y}(t)) = (v_x;\, v_y),$$
$$\boldsymbol{a}(t) = \ddot{x}(t)\boldsymbol{e}_x + \ddot{y}(t)\boldsymbol{e}_y = (\ddot{x}(t);\, \ddot{y}(t)) = (a_x;\, a_y)$$

bzw. in natürlichen Koordinaten t und n:

$$\boldsymbol{a}(t) = \dot{v}(t)\boldsymbol{e}_t + (v^2/R)\boldsymbol{e}_n = (\dot{v}(t); v^2/R) = (a_t; a_n).$$

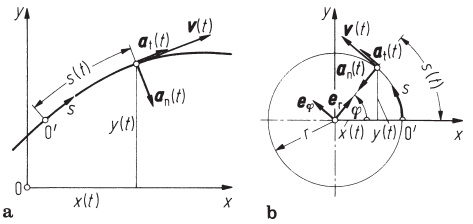


Bild 4a, b. Ebene Bewegung. **a** Allgemein; **b** Kreis

Ist die Bahnkurve mit $y(x)$ und die Lage des Punkts mit $s(t)$ gegeben, so ergibt sich ein Zusammenhang zwischen t und x über die Bogenlänge $s(x) = \int \sqrt{1+y'^2}\,\mathrm{d}x$ aus $s(x) = s(t)$. Hieraus ist $t(x)$ bzw. $x(t)$ nur in einfachen Fällen explizit berechenbar (s. nächstes Beispiel).

Beispiel: Bewegung auf einer Bahnkurve $y(x)$ (**Bild 4b**). Untersucht wird die Bewegung eines Punkts auf der Kreisbahn $y(x) = \sqrt{r^2 - x^2}$ gemäß dem Weg-Zeit-Gesetz $s(t) = At^2$. – Nach den Gln. (4), (7) und (8) ergeben sich

$$v(t) = \dot{s}(t) = 2At,\ a_t(t) = \dot{v}(t) = \ddot{s}(t) = 2A \quad \text{und} \quad a_n(t) = v^2/R = 4A^2t^2/r$$

und somit $a(t) = \sqrt{a_t^2 + a_n^2} = 2A\sqrt{1 + 4A^2t^4/r^2}$. Für die Kreisbahn ergibt sich mit $y' = -x/\sqrt{r^2 - x^2}$ die Bogenlänge zu

$$s(x) = \int_{x=x}^{r} \sqrt{1+y'^2}\,\mathrm{d}x = \int_{x}^{r} \sqrt{r^2/(r^2-x^2)}\,\mathrm{d}x = r\arccos(x/r),$$

woraus mit

$$s(x) = s(t) = At^2$$
$$t(x) = \sqrt{r\arccos(x/r)/A} \quad \text{bzw.} \quad x(t) = r\cos(At^2/r)$$

folgt. Damit wird

$$s(x) = r\arccos(x/r),\quad v(x) = 2\sqrt{Ar\arccos(x/r)},\quad a_t(x) = 2A,$$
$$a_n(x) = 4A\arccos(x/r),\quad a(x) = 2A\sqrt{1 + 4[\arccos(x/r)]^2}.$$

Lösung dieser Aufgabe in Parameterdarstellung:

$$x(t) = r\cos(At^2/r),\quad y(t) = \sqrt{r^2 - x^2} = r\sin(At^2/r),$$
$$v_x(t) = \dot{x}(t) = -2At\sin(At^2/r),\quad v_y(t) = \dot{y}(t) = 2At\cos(At^2/r),$$

somit ist

$$v(t) = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = 2At\sqrt{\sin^2(At^2/r) + \cos^2(At^2/r)} = 2At,$$
$$a_x(t) = \dot{v}_x(t) = \ddot{x}(t) = -2A[\sin(At^2/r) + (2t^2A/r)\cos(At^2/r)],$$
$$a_y(t) = \dot{v}_y(t) = \ddot{y}(t) = 2A[\cos(At^2/r) - (2t^2A/r)\sin(At^2/r)],$$

woraus

$$a(t) = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = 2A\sqrt{1 + (2t^2A/r)^2} \quad \text{folgt.}$$

Beispiel: Der schiefe Wurf (**Bild 5**). Ungleichmäßig beschleunigte Bewegung. Abwurfgeschwindigkeit v_1 unter Abwurfwinkel β. – Unter Vernachlässigung des Luftwiderstands ist die Schwerkraft die einzige wirkende Kraft. Deshalb wird $a_x(t) = 0$ und $a_y(t) = -g = \text{const}$. Integration liefert

$$v_x(t) = C_1,\quad x(t) = C_1 t + C_2$$

sowie

$$v_y(t) = -gt + C_3,\quad y(t) = -gt^2/2 + C_3 t + C_4.$$

Anfangsbedingungen

$$x(0) = 0,\quad y(0) = 0,\quad v_x(0) = v_1\cos\beta,\quad v_y(0) = v_1\sin\beta$$

ergeben $C_2 = 0$, $C_4 = 0$, $C_1 = v_1\cos\beta$, $C_3 = v_1\sin\beta$ und somit

$$x(t) = v_1 t\cos\beta,\quad y(t) = v_1 t\sin\beta - gt^2/2$$

(Bahnkurve in Parameterdarstellung).

Elimination von t ergibt Bahnkurve $y = f(x)$:

$$y(x) = x\tan\beta - x^2 g/(2v_1^2\cos^2\beta) \quad \text{(Wurfparabel)}.$$

Geschwindigkeit $v_x(t) = \dot{x}(t) = v_1\cos\beta,\quad v_y(t) = \dot{y}(t) = v_1\sin\beta - gt,$

$$v(t) = \sqrt{(v_1\cos\beta)^2 + (v_1\sin\beta - gt)^2}.$$

Beschleunigung $a_x(t) = \ddot{x}(t) = 0,\quad a_y(t) = \ddot{y}(t) = -g,$

$$a(t) = \sqrt{0 + g^2} = g = \text{const}.$$

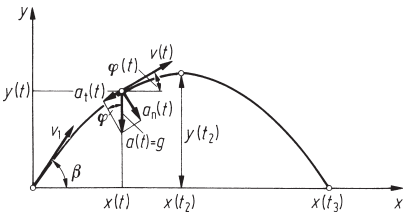


Bild 5. Schiefer Wurf, Wurfbahn

Aus $v_y/v_x = \tan\varphi(t)$ erhält man die Steigung der Bahnkurve und damit die natürlichen Komponenten der Beschleunigung (s. **Bild 5**):

$$a_n(t) = g\cos\varphi(t) \quad \text{und} \quad a_t(t) = -g\sin\varphi(t) \neq \text{const}!$$

Steigzeit und Wurfhöhe aus $v_y(t_2) = 0$:

$$t_2 = v_1\sin\beta/g,\quad y(t_2) = v_1^2\sin^2\beta/(2g).$$

Wurfdauer und Wurfweite aus $y(t_3) = 0$:

$$t_3 = 2v_1\sin\beta/g = 2t_2,\quad x(t_3) = v_1^2\sin 2\beta/g.$$

Wegen $\sin(180° - 2\beta) = \sin 2\beta$ ergibt sich dieselbe Wurfweite für die Abwurfwinkel β und $(90° - \beta)$. Die größte Wurfweite bei gegebenem v_1 wird mit dem Abwurfwinkel $\beta = 45°$ erzielt.

Ebene Bewegung in Polarkoordinaten. Bahn und Lage eines Punkts werden durch $r(t)$ und $\varphi(t)$ festgelegt. Mit den begleitenden Einheitsvektoren $\boldsymbol{e}_r$ und $\boldsymbol{e}_\varphi$ (**Bild 6a**) gilt

$$\boldsymbol{r}(t) = r(t)\boldsymbol{e}_r. \tag{10}$$

Hieraus folgt durch Ableitung der Geschwindigkeitsvektor

$$\boldsymbol{v}(t) = \dot{\boldsymbol{r}}(t) = \dot{r}(t)\boldsymbol{e}_r + r(t)\dot{\boldsymbol{e}}_r = \dot{r}\boldsymbol{e}_r + \dot{\varphi}r\boldsymbol{e}_\varphi = \boldsymbol{v}_r + \boldsymbol{v}_\varphi, \tag{11}$$

da gemäß **Bild 6c** $\dot{\boldsymbol{e}}_r = \mathrm{d}\boldsymbol{e}_r/\mathrm{d}t = 1\cdot\mathrm{d}\varphi\cdot\boldsymbol{e}_\varphi/\mathrm{d}t = \dot{\varphi}\boldsymbol{e}_\varphi$ ist. Hierbei ist $\dot{\varphi} = \mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}t$ die Drehgeschwindigkeit des Radiusvektors r, genannt Winkelgeschwindigkeit ω.

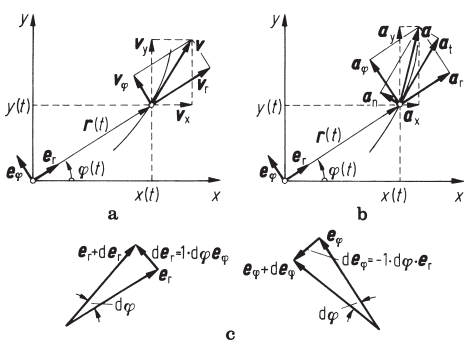


Bild 6a–c. Polarkoordinaten. **a** Geschwindigkeiten; **b** Beschleunigungen; **c** Differentiation der Einheitsvektoren

Die Ableitung des Geschwindigkeitsvektors ergibt die Beschleunigung (**Bild 6b**):

$$\begin{aligned}\boldsymbol{a}(t) &= \boldsymbol{\dot{v}}(t) = \boldsymbol{\ddot{r}}(t) = \dot{r}\boldsymbol{\dot{e}}_r + \ddot{r}\boldsymbol{e}_r + \dot{\varphi}r\boldsymbol{\dot{e}}_\varphi + (\dot{\varphi}\dot{r} + \ddot{\varphi}r)\boldsymbol{e}_\varphi \\ &= (\ddot{r} - \dot{\varphi}^2 r)\boldsymbol{e}_r + (\ddot{\varphi}r + 2\dot{r}\dot{\varphi})\boldsymbol{e}_\varphi = \boldsymbol{a}_r + \boldsymbol{a}_\varphi\end{aligned} \tag{12}$$

mit $\boldsymbol{\dot{e}}_\varphi = \mathrm{d}\boldsymbol{e}_\varphi/\mathrm{d}t = -1 \cdot \mathrm{d}\varphi \cdot \boldsymbol{e}_r/\mathrm{d}t = -\dot{\varphi}\boldsymbol{e}_r$ gemäß **Bild 6c**. Hierbei ist $\ddot{\varphi} = \dot{\omega}$ die Änderung der Winkelgeschwindigkeit des Radiusvektors r mit der Zeit, genannt Winkelbeschleunigung α.

Ebene Bewegung in kartesischen Koordinaten (**Bild 6a, b**):

$$\boldsymbol{r}(t) = r\cos\varphi\boldsymbol{e}_x + r\sin\varphi\boldsymbol{e}_y = x(t)\boldsymbol{e}_x + y(t)\boldsymbol{e}_y, \tag{13}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{v}(t) &= \boldsymbol{\dot{r}}(t) = (\dot{r}\cos\varphi - r\dot{\varphi}\sin\varphi)\boldsymbol{e}_x + (\dot{r}\sin\varphi + r\dot{\varphi}\cos\varphi)\boldsymbol{e}_y \\ &= v_x\boldsymbol{e}_x + v_y\boldsymbol{e}_y,\end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{a}(t) &= \boldsymbol{\dot{v}}(t) = (\ddot{r}\cos\varphi - 2\dot{r}\dot{\varphi}\sin\varphi - r\dot{\varphi}^2\cos\varphi - r\ddot{\varphi}\sin\varphi)\boldsymbol{e}_x \\ &\quad + (\ddot{r}\sin\varphi + 2\dot{r}\dot{\varphi}\cos\varphi - r\dot{\varphi}^2\sin\varphi + r\ddot{\varphi}\cos\varphi)\boldsymbol{e}_y \\ &= a_x\boldsymbol{e}_x + a_y\boldsymbol{e}_y.\end{aligned} \tag{15}$$

Zusammenhang zwischen Komponenten in r, φ- und x, y-Richtung (**Bild 6b**):

$$v_r = v_x\cos\varphi + v_y\sin\varphi, \quad v_\varphi = -v_x\sin\varphi + v_y\cos\varphi,$$
$$v_x = v_r\cos\varphi - v_\varphi\sin\varphi, \quad v_y = v_t\sin\varphi + v_\varphi\cos\varphi.$$

Analoge Gleichungen gelten für die Beschleunigung a.
Resultierende Geschwindigkeit und Beschleunigung:

$$v = \sqrt{v_r^2 + v_\varphi^2} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}, \quad a = \sqrt{a_r^2 + a_\varphi^2} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2}.$$

Der Beschleunigungsvektor $\boldsymbol{a}$ läßt sich auch in die natürlichen Komponenten a_t und a_n zerlegen, da die Richtung t durch den Geschwindigkeitsvektor und die Richtung n als Senkrechte dazu gegeben sind (**Bild 6b**).

Ebene Kreisbewegung (**Bild 4b**). Aus der Darstellung in Polarkoordinaten folgen mit $r = \text{const}$, also mit $\dot{r} = \ddot{r} = 0$ und, da jetzt die $\boldsymbol{e}_\varphi$- und $\boldsymbol{e}_r$-Richtung mit der $\boldsymbol{e}_t$- und der negativen $\boldsymbol{e}_n$-Richtung zusammenfallen,

$$\begin{aligned}\boldsymbol{v}(t) &= \dot{\varphi}r\boldsymbol{e}_t = \omega r\boldsymbol{e}_t \quad \text{und} \\ \boldsymbol{a}(t) &= -\dot{\varphi}^2 r\boldsymbol{e}_r + r\ddot{\varphi}\boldsymbol{e}_\varphi = \omega^2 r\boldsymbol{e}_n + r\alpha\boldsymbol{e}_t.\end{aligned} \tag{16}$$

$$v = \omega r, \tag{17}$$

$$a_t = \ddot{\varphi}r = \dot{\omega}r = \alpha r, \tag{18}$$

$$a_n = \dot{\varphi}^2 r = \omega^2 r, \tag{19}$$

$$a = |\boldsymbol{a}| = \sqrt{a_t^2 + a_n^2} = r\sqrt{\alpha^2 + \omega^4}. \tag{20}$$

2.1.3 Räumliche Bewegung. Motion in space

Es gelten die Gleichungen von **B 2.1.1.** Als Anwendung wird die *Bewegung auf einer zylindrischen Schraubenlinie* behandelt (**Bild 7a**; s. hierzu auch Beispiel in **B 3.2.4**). Lösung in Zylinderkoordinaten: $r_0(t)$, $\varphi(t)$, $z(t)$.

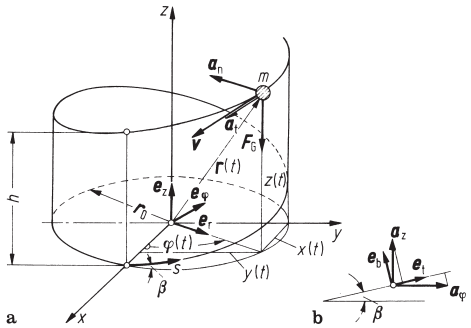


Bild 7a, b. Massenpunkt auf Schraubenlinie

Mit $r_0(t) = r_0 = \text{const}$, einer beliebigen Funktion $\varphi(t)$ sowie $z(t) = \varphi(t)h/2\pi$ wird $\boldsymbol{r}(t) = r_0\boldsymbol{e}_r + z(t)\boldsymbol{e}_z$. Hieraus folgt analog Gl. (11) bzw. (12) mit $\dot{r}_0 = 0$, $\ddot{r}_0 = 0$

$$\boldsymbol{v}(t) = \boldsymbol{v}_r + \boldsymbol{v}_\varphi + \boldsymbol{v}_z = \dot{\varphi}r_0\boldsymbol{e}_\varphi + \dot{z}\boldsymbol{e}_z = \dot{\varphi}r_0\boldsymbol{e}_\varphi + (\dot{\varphi}h/2\pi)\boldsymbol{e}_z$$

bzw.

$$\begin{aligned}\boldsymbol{a}(t) &= \boldsymbol{a}_r + \boldsymbol{a}_\varphi + \boldsymbol{a}_z = -\dot{\varphi}^2 r_0\boldsymbol{e}_r + \ddot{\varphi}r_0\boldsymbol{e}_\varphi + \ddot{z}\boldsymbol{e}_z \\ &= -\dot{\varphi}^2 r_0\boldsymbol{e}_r + \ddot{\varphi}r_0\boldsymbol{e}_\varphi + (\ddot{\varphi}h/2\pi)\boldsymbol{e}_z.\end{aligned}$$

Für die Größen von Geschwindigkeit, Weg und Beschleunigung ergibt sich mit dem Steigungswinkel

$$\beta = \arctan[h/(2\pi r_0)]$$

$$\begin{aligned}v(t) &= |\boldsymbol{v}| = \sqrt{v_r^2 + v_\varphi^2 + v_z^2} = r_0\dot{\varphi}\sqrt{1 + h^2/(2\pi r_0)^2} \\ &= r_0\dot{\varphi}/\cos\beta; \quad s(t) = r_0\varphi/\cos\beta,\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}a(t) &= |\boldsymbol{a}| = \sqrt{a_r^2 + a_\varphi^2 + a_z^2} = r_0\sqrt{\dot{\varphi}^4 + \ddot{\varphi}^2[1 + h^2/(2\pi r_0)^2]} \\ &= r_0\sqrt{\dot{\varphi}^4 + (\ddot{\varphi}/\cos\beta)^2}.\end{aligned}$$

Natürliche Komponenten der Beschleunigung: Für die Komponente senkrecht zur Steigung der Schraubenlinie (**Bild 7b**) gilt

$$\begin{aligned}-a_\varphi\sin\beta + a_z\cos\beta &= -\dot{\varphi}r_0\sin\beta + (\ddot{\varphi}h/2\pi)\cos\beta \\ &= -\dot{\varphi}r_0\sin\beta + \ddot{\varphi}r_0\tan\beta\cos\beta = 0.\end{aligned}$$

In dieser Richtung liegt demnach die Binormale $\boldsymbol{e}_b$, in der es gemäß **B 2.1.1** keine Beschleunigung gibt. Also muß $\boldsymbol{e}_n = -\boldsymbol{e}_r$ und damit $a_n = a_r = r_0\dot{\varphi}^2$ sein.
Ferner wird (s. **Bild 7b**)

$$\begin{aligned}a_t &= a_\varphi\cos\beta + a_z\sin\beta = \ddot{\varphi}r_0\cos\beta + \ddot{\varphi}r_0\tan\beta\sin\beta \\ &= r_0\ddot{\varphi}/\cos\beta = r_0\ddot{\varphi}\sqrt{1 + h^2/(2\pi r_0)^2}.\end{aligned}$$

Lösung in kartesischen Koordinaten:

$$\begin{aligned}\boldsymbol{r}(t) &= x(t)\boldsymbol{e}_x + y(t)\boldsymbol{e}_y + z(t)\boldsymbol{e}_z \\ &= r_0\cos\varphi\boldsymbol{e}_x + r_0\sin\varphi\boldsymbol{e}_y + (\varphi h/2\pi)\boldsymbol{e}_z.\end{aligned}$$

Analog den Gln. (14) und (15) gilt

$$\begin{aligned}\boldsymbol{v}(t) &= v_x\boldsymbol{e}_x + v_y\boldsymbol{e}_y + v_z\boldsymbol{e}_z \\ &= -r_0\dot{\varphi}\sin\varphi\boldsymbol{e}_x + r_0\dot{\varphi}\cos\varphi\boldsymbol{e}_y + (\dot{\varphi}h/2\pi)\boldsymbol{e}_z, \\ \boldsymbol{a}(t) &= a_x\boldsymbol{e}_x + a_y\boldsymbol{e}_y + a_z\boldsymbol{e}_z = -(r_0\dot{\varphi}^2\cos\varphi + r_0\ddot{\varphi}\sin\varphi)\boldsymbol{e}_x \\ &\quad + (r_0\ddot{\varphi}\cos\varphi - r_0\dot{\varphi}^2\sin\varphi)\boldsymbol{e}_y + (\ddot{\varphi}h/2\pi)\boldsymbol{e}_z,\end{aligned}$$

woraus wieder

$$v = |\boldsymbol{v}| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} = r_0\dot{\varphi}\sqrt{1 + h^2/(2\pi r_0)^2} \quad \text{und}$$

$$a = |\boldsymbol{a}| = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} = r_0\sqrt{\dot{\varphi}^4 + \ddot{\varphi}^2[1 + h^2/(2\pi r_0)^2]}$$

folgen.

2.2 Bewegung starrer Körper
Motion of rigid bodies

2.2.1 Translation (Parallelverschiebung, Schiebung)
Translation

Alle Punkte beschreiben kongruente Bahnen (**Bild 8a**), d. h., der Körper führt keinerlei Drehung aus. Die Gesetze und Gleichungen der Punktbewegung nach **B 2.1** gelten auch für die Translation, da die Bewegung *eines* Körperpunkts zur Beschreibung ausreicht.

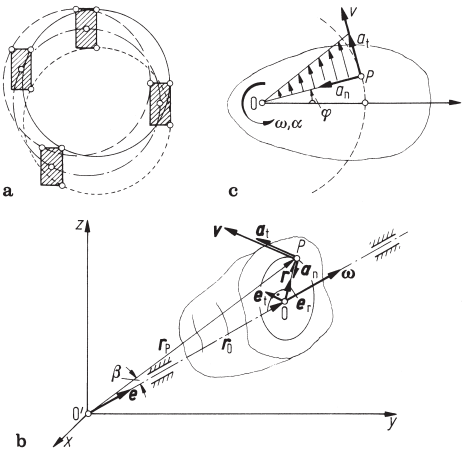


Bild 8a–c. Bewegung starrer Körper. **a** Translation; **b** Rotation im Raum; **c** Rotation in der Ebene

2.2.2 Rotation (Drehbewegung, Drehung)
Rotation

Unter Rotation versteht man die Drehung eines starren Körpers um eine raumfeste Achse (**Bild 8b**).

Vektorielle Darstellung. Wird der Winkelgeschwindigkeit der Vektor $\boldsymbol{\omega} = \omega \boldsymbol{e}$ zugeordnet, d. h., dreht sich die Ebene OPO' mit ω, so beschreiben der Punkt P und somit alle Punkte Kreisbahnen. Der Vektor der Umfangsgeschwindigkeit $\boldsymbol{v}$ ergibt sich aus dem Vektorprodukt

$$\boldsymbol{v} = \dot{\boldsymbol{r}}_P = \omega \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_P \quad \text{mit} \quad |\boldsymbol{v}| = v = \omega r_P \sin\beta = \omega r; \tag{21}$$

$\boldsymbol{v}$ ist ein im Sinne einer Rechtsschraube auf $\boldsymbol{e}$ und $\boldsymbol{r}_P$ senkrecht stehender Vektor. Mit $\boldsymbol{r}_P = \boldsymbol{r}_0 + \boldsymbol{r}$ folgt

$$\boldsymbol{v} = \omega \boldsymbol{e} \times (\boldsymbol{r}_0 + \boldsymbol{r}) = \omega \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_0 + \omega \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}.$$

Da $\boldsymbol{e}$ und $\boldsymbol{r}_0$ zueinander parallel sind, gilt $\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_0 = 0$, d. h. $\boldsymbol{v} = \omega \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}$ mit $|\boldsymbol{v}| = v = \omega r \sin 90° = \omega r$. Damit ist

$$\boldsymbol{v} = \omega r \boldsymbol{e}_t. \tag{22}$$

In kartesischen Koordinaten ist

$$\begin{aligned} \boldsymbol{v} = \omega \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_P = \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{r}_P &= \begin{vmatrix} \boldsymbol{e}_x & \boldsymbol{e}_y & \boldsymbol{e}_z \\ \omega_x & \omega_y & \omega_z \\ x & y & z \end{vmatrix} \\ &= (\omega_y z - \omega_z y)\boldsymbol{e}_x + (\omega_z x - \omega_x z)\boldsymbol{e}_y + (\omega_x y - \omega_y x)\boldsymbol{e}_z \\ &= v_x \boldsymbol{e}_x + v_y \boldsymbol{e}_y + v_z \boldsymbol{e}_z. \end{aligned} \tag{23}$$

Beschleunigung von Punkt P:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{a} = \dot{\boldsymbol{v}} = \ddot{\boldsymbol{r}}_P &= (\omega \boldsymbol{e} \times \dot{\boldsymbol{r}}_P) + (\dot{\omega} \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_P) \\ &= (\omega \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{v}) + (\dot{\omega} \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_P). \end{aligned} \tag{24a}$$

Mit $\dot{\omega} = \alpha$ (Winkelbeschleunigung) ist in natürlichen Koordinaten

$$\begin{aligned} \boldsymbol{a} &= -\omega v \boldsymbol{e}_r + \alpha r_P \sin\beta \boldsymbol{e}_t = -\omega^2 r \boldsymbol{e}_r + \alpha r \boldsymbol{e}_t \\ &= -a_n \boldsymbol{e}_r + a_t \boldsymbol{e}_t. \end{aligned} \tag{24b}$$

In kartesischen Koordinaten ergibt sich aus Gl. (23) durch Differentiation

$$\begin{aligned} \boldsymbol{a} = &[-(\omega_y^2 + \omega_z^2)x + (\omega_x \omega_y - \alpha_z)y + (\omega_x \omega_z + \alpha_y)z]\boldsymbol{e}_x \\ &+ [(\omega_x \omega_y + \alpha_z)x - (\omega_x^2 + \omega_z^2)y + (\omega_y \omega_z - \alpha_x)z]\boldsymbol{e}_y \\ &+ [(\omega_x \omega_z - \alpha_y)x + (\omega_y \omega_z + \alpha_x)y - (\omega_x^2 + \omega_y^2)z]\boldsymbol{e}_z \end{aligned} \tag{25a}$$

bzw. bei alleiniger Drehung um die z-Achse

$$\boldsymbol{a} = (-\omega_z^2 x - \alpha_z y)\boldsymbol{e}_x + (\alpha_z x - \omega_z^2 y)\boldsymbol{e}_y. \tag{25b}$$

Da bei Rotation alle Punkte Kreisbahnen in Ebenen senkrecht zur Drehachse beschreiben, genügt die

Ebene Darstellung (Bild 8c). Hierbei geht die Drehachse senkrecht zur Zeichenebene durch den Punkt O. Es gilt

$$\begin{aligned} &s(t) = r\varphi(t);\ v(t) = r\dot{\varphi}(t) = r\omega(t); \\ &a_t(t) = r\ddot{\varphi}(t) = r\dot{\omega}(t) = r\alpha(t);\ a_n(t) = r\dot{\varphi}^2(t) = r\omega^2(t), \end{aligned} \tag{26}$$

d. h., alle Größen nehmen linear mit r zu, so daß zur Beschreibung der Drehbewegung (Rotation) eines starren Körpers der Drehwinkel $\varphi(t)$, die Winkelgeschwindigkeit $\omega(t) = \dot{\varphi}(t)$ und die Winkelbeschleunigung $\alpha(t) = \dot{\omega}(t) = \ddot{\varphi}(t)$ ausreichen. In den Anwendungen wird häufig mit der Drehzahl n gerechnet; dann ist $\omega = 2\pi n$ und $v = 2\pi r n$. Für die Umlaufzeit bei $\omega = \text{const}$ gilt $T = 2\pi/\omega$. Für die gleichförmige und ungleichförmige Rotation gelten die Gesetze der Punktbewegung und die zugehörigen Diagramme gemäß **B 2.1.1**, wenn dort a_t durch α, v durch ω und s durch φ ersetzt wird.

2.2.3 Allgemeine Bewegung des starren Körpers
General motion of a rigid body

Räumliche Bewegung. Ein Körper hat im Raum sechs Freiheitsgrade: drei der Translation (Verschiebung in x-, y- und z-Richtung) und drei der Rotation (Drehung um die x-, y- und z-Achse). Die beliebige Bewegung jedes Körperpunkts läßt sich daher aus Translation und Rotation zusammensetzen (zusammengesetzte Bewegung). Für die Translation genügt die Kenntnis der Bahnkurve eines einzigen körperfesten Punkts, z. B. des Schwerpunkts (s. **B 2.2.1**) zur ausreichenden Beschreibung, d. h. die Kenntnis des Ortsvektors $\boldsymbol{r}_0(t)$. Für die Rotation genügt die Beschreibung der Drehung durch den Winkelgeschwindigkeitsvektor ω um den körperfesten Punkt (s. **B 2.2.2**), d. h., ω ist ein freier Vektor. Es gelten (**Bild 9a**)

$$\boldsymbol{r}_P(t) = \boldsymbol{r}_0(t) + \boldsymbol{r}_1(t), \tag{27}$$

$$\begin{aligned} \boldsymbol{v}(t) = \dot{\boldsymbol{r}}_P(t) &= \dot{\boldsymbol{r}}_0 + \dot{\boldsymbol{r}}_1 = \dot{\boldsymbol{r}}_0 + \omega(t)\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1 \\ &= \boldsymbol{v}_0(t) + \omega r \boldsymbol{e}_\varphi = \boldsymbol{v}_0(t) + \boldsymbol{v}_1(t). \end{aligned} \tag{28}$$

Hierbei ist $\boldsymbol{v}_0$ der aus der Translation herrührende, $\boldsymbol{v}_1$ der aus der Rotation herrührende Anteil (Eulersche Geschwindigkeitsformel). Aus Gl. (28) folgt nach Multiplikation mit dt

$$\mathrm{d}\boldsymbol{r}_P = \mathrm{d}\boldsymbol{r}_0 + \mathrm{d}\varphi \boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1 = \mathrm{d}\boldsymbol{r}_0 + r\,\mathrm{d}\varphi \boldsymbol{e}_\varphi. \tag{29}$$

Diese Gleichung (Eulersche Formel) besagt, daß eine sehr kleine Lageänderung eines Punkts sich aus einer Verschiebung d$\boldsymbol{r}_0$ und aus einer mit dem Betrag d$s = r\,\mathrm{d}\varphi$ (entstehend aus Drehung um die ω-Achse) zusammensetzen läßt. Für die Beschleunigung des Punkts P des Körpers folgt aus Gl. (28)

$$\left.\begin{aligned} \boldsymbol{a}(t) &= \dot{\boldsymbol{v}}(t) = \ddot{\boldsymbol{r}}_P(t) \\ &= \ddot{\boldsymbol{r}}_0(t) + \dot{\omega}(t)\boldsymbol{e} \times \dot{\boldsymbol{r}}_1 + (\dot{\omega}\boldsymbol{e} + \omega\dot{\boldsymbol{e}}) \times \boldsymbol{r}_1 \\ &= \boldsymbol{a}_0(t) + \omega\boldsymbol{e} \times (\omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1) + \dot{\omega}\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1 + \omega\dot{\boldsymbol{e}} \times \boldsymbol{r}_1 \\ &= \boldsymbol{a}_0(t) + \omega\boldsymbol{e} \times \omega r \boldsymbol{e}_\varphi + \dot{\omega} r \boldsymbol{e}_\varphi + \omega\dot{\boldsymbol{e}} \times \boldsymbol{r}_1 \\ &= \boldsymbol{a}_0 - \omega^2 r \boldsymbol{e}_r + \alpha r \boldsymbol{e}_\varphi + \omega\dot{\boldsymbol{e}} \times \boldsymbol{r}_1 \\ &= \boldsymbol{a}_0 + \boldsymbol{a}_{\mathrm{PA,n}} + \boldsymbol{a}_{\mathrm{PA,t}} + (\omega\dot{\boldsymbol{e}} \times \boldsymbol{r}_1), \end{aligned}\right\} \tag{30}$$

d. h., die Gesamtbeschleunigung setzt sich zusammen aus dem Translationsanteil $\boldsymbol{a}_0$, dem Normalbeschleunigungsanteil $\boldsymbol{a}_{\mathrm{PA,n}}$ bei Drehung um O, dem Tangentialbeschleunigungsanteil $\boldsymbol{a}_{\mathrm{PA,t}}$ bei Drehung um O und dem Anteil aus der Richtungsänderung der Drehachse (**Bild 9b**).

Drehung um einen Punkt (sphärische Bewegung). In diesem Fall hat der Körper nur drei Rotationsfreiheitsgrade, d. h., in den Gln. (27) bis (30) entfallen $\boldsymbol{r}_0$, $\boldsymbol{v}_0$ und $\boldsymbol{a}_0$, wenn man den Punkt O in **Bild 9** als Bezugspunkt wählt. Der Winkelgeschwindigkeitsvektor ist jetzt ein linienflüchtiger Vektor, d. h. nur in seiner Wirkungslinie verschiebbar. Die augenblickliche Drehachse (Momentanachse $\overline{OM}$) beschreibt bei der Bewegung des Körpers bezüglich eines raumfesten Koordinatensy-

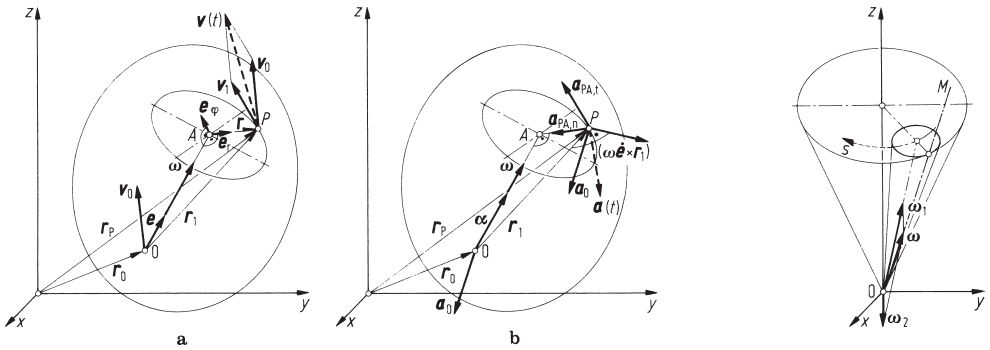


Bild 9a, b. Räumliche Bewegung. **a** Geschwindigkeiten; **b** Beschleunigungen

Bild 10. Sphärische Bewegung

stems den Rastpolkegel (Spurkegel) und bezüglich des körperfesten Koordinatensystems den Gangpolkegel (Rollkegel), der auf dem Rastpolkegel abrollt. Für die Winkelgeschwindigkeit bezüglich der Momentanachse gilt $\omega = \omega_1 + \omega_2$ (**Bild 10**).

Ebene Bewegung. Ein Körper hat bei der ebenen Bewegung drei Freiheitsgrade: zwei der Translation (Verschiebung in x- und y-Richtung) und einen der Rotation (Drehung um die z-Achse senkrecht zur Zeichenebene). Wie bei der räumlichen Bewegung erhält man die beliebige ebene Bewegung durch Überlagerung von Translation und Rotation. Da bei der ebenen Bewegung der Vektor $\boldsymbol{e}$ stets senkrecht zur Zeichenebene steht und seine Richtung nicht ändert, folgt aus den Gln. (27) bis (30) mit $\dot{\boldsymbol{e}} = 0$ und den Bezeichnungen gemäß **Bild 11**

$$\boldsymbol{r}_\mathrm{B}(t) = \boldsymbol{r}_\mathrm{A}(t) + \boldsymbol{r}_\mathrm{AB}(t), \tag{31}$$

$$\begin{aligned} \boldsymbol{v}_\mathrm{B} &= \dot{\boldsymbol{r}}_\mathrm{B} = \dot{\boldsymbol{r}}_\mathrm{A} + \omega \boldsymbol{e}_\mathrm{z} \times \boldsymbol{r}_\mathrm{AB} \\ &= \boldsymbol{v}_\mathrm{A} + \omega r_\mathrm{AB} \boldsymbol{e}_\mathrm{t} = \boldsymbol{v}_\mathrm{A} + \boldsymbol{v}_\mathrm{BA}, \end{aligned} \tag{32}$$

$$\begin{aligned} \boldsymbol{a}_\mathrm{B} &= \ddot{\boldsymbol{r}}_\mathrm{B} = \boldsymbol{a}_\mathrm{A} - \omega^2 r_\mathrm{AB} \boldsymbol{e}_\mathrm{r} + \alpha r_\mathrm{AB} \boldsymbol{e}_\mathrm{t} \\ &= \boldsymbol{a}_\mathrm{A} + \boldsymbol{a}_\mathrm{BA,n} + \boldsymbol{a}_\mathrm{BA,t}. \end{aligned} \tag{33}$$

Die Gln. (32) und (33) sind der *Eulersche Geschwindigkeitssatz* und der *Eulersche Beschleunigungssatz*. Danach ergibt sich die Geschwindigkeit der Punkte einer eben bewegten Scheibe gemäß Gl. (32), wenn man die Geschwindigkeit eines Punkts A und die Winkelgeschwindigkeit ω der Scheibe kennt, und die Beschleunigung gemäß Gl. (33), wenn die Beschleunigung eines Punkts A sowie die Winkelgeschwindigkeit und Winkelbeschleunigung α der Scheibe bekannt sind. Die Vektoren $\boldsymbol{v}_\mathrm{B}$ und $\boldsymbol{a}_\mathrm{B}$ werden häufig graphisch bestimmt, da die rechnerische Lösung kompliziert ist.

Beispiel: Kurbeltrieb (**Bild 12**). Der Kolben A des Kurbeltriebs ($l = 500\,\mathrm{mm}, r = 100\,\mathrm{mm}$) hat in der skizzierten Lage ($\varphi = 35°$) die Geschwindigkeit $v_\mathrm{A} = 1{,}2\,\mathrm{m/s}$ und die Beschleunigung $a_\mathrm{A} = 20\,\mathrm{m/s^2}$. Für diese Stellung sind zu ermitteln: der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektor des Kurbelzapfens B, die Winkelgeschwindigkeiten und -beschleunigungen von Kurbel K und Schubstange S sowie der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektor eines beliebigen Punkts C der Schubstange. – Geschwindigkeiten (**Bild 12 a**): Von den Vektoren der Gl. (32) sind $\boldsymbol{v}_\mathrm{A}$ nach Größe und Richtung, $\boldsymbol{v}_\mathrm{B}$ und $\boldsymbol{v}_\mathrm{BA}$ der Richtung nach ($\boldsymbol{v}_\mathrm{B} \perp r$, $\boldsymbol{v}_\mathrm{BA} \perp l$) bekannt. Aus dem Geschwindigkeits-Eck folgen $v_\mathrm{B} = 1{,}4\,\mathrm{m/s}$, $v_\mathrm{BA} = 1{,}2\,\mathrm{m/s}$ und hieraus $\omega_\mathrm{K} = v_\mathrm{B}/r = 14\,\mathrm{s^{-1}}$, $\omega_\mathrm{S} = v_\mathrm{BA}/l = 2{,}4\,\mathrm{s^{-1}}$. Die Geschwindigkeit des Punkts C wird dann gemäß Gl. (32) zu $\boldsymbol{v}_\mathrm{C} = \boldsymbol{v}_\mathrm{A} + \boldsymbol{v}_\mathrm{CA}$, wobei $v_\mathrm{CA} = \omega_\mathrm{S} \cdot \overline{AC} = v_\mathrm{BA} \cdot \overline{AC}/l$ ist und sich geometrisch aus dem Strahlensatz ergibt. Beschleunigungen (**Bild 12 b**): Der Eulersche Beschleunigungssatz Gl. (33) nimmt, da sich B auf einer Kreisbahn bewegt, die Form $\boldsymbol{a}_\mathrm{B,n} + \boldsymbol{a}_\mathrm{B,t} = \boldsymbol{a}_\mathrm{A} + \boldsymbol{a}_\mathrm{BA,n} + \boldsymbol{a}_\mathrm{BA,t}$ an. Davon sind bekannt $\boldsymbol{a}_\mathrm{B,n}$ nach Größe ($a_\mathrm{B,n} = r\omega_\mathrm{K}^2 = 19{,}6\,\mathrm{m/s^2}$) und Richtung (in Richtung von r), von $\boldsymbol{a}_\mathrm{B,t}$ die Richtung ($\perp r$), $\boldsymbol{a}_\mathrm{A}$ nach Größe und Richtung ($a_\mathrm{A} = 20\,\mathrm{m/s^2}$ gegeben), $\boldsymbol{a}_\mathrm{BA,n}$ nach Größe ($a_\mathrm{BA,n} = l\omega_\mathrm{S}^2 = 2{,}88\,\mathrm{m/s^2}$) und Richtung (in Richtung von l), von $\boldsymbol{a}_\mathrm{BA,t}$ die Richtung ($\perp l$). Aus dem Beschleunigungs-Eck erhält man $a_\mathrm{B,t} = 5{,}3\,\mathrm{m/s^2}$, $a_\mathrm{BA,t} = 6{,}5\,\mathrm{m/s^2}$ und damit $\alpha_\mathrm{K} = a_\mathrm{B,t}/r = 53\,\mathrm{s^{-2}}$, $\alpha_\mathrm{S} = a_\mathrm{BA,t}/l = 13\,\mathrm{s^{-2}}$. Die Beschleunigung des Punkts C ist $\boldsymbol{a}_\mathrm{C} = \boldsymbol{a}_\mathrm{A} + \boldsymbol{a}_\mathrm{CA,n} + \boldsymbol{a}_\mathrm{CA,t}$, wobei $a_\mathrm{CA,n} = \omega_\mathrm{S}^2 \cdot \overline{AC}$ und $a_\mathrm{CA,t} = \alpha_\mathrm{S} \cdot \overline{AC}$ jeweils linear mit $\overline{AC}$ wachsen, so daß auch $\boldsymbol{a}_\mathrm{CA} = \boldsymbol{a}_\mathrm{CA,n} + \boldsymbol{a}_\mathrm{CA,t}$ linear mit $\overline{AC}$ zunimmt und parallel zum Vektor $\boldsymbol{a}_\mathrm{BA}$ sein muß. Nach dem Strahlensatz erhält man $\boldsymbol{a}_\mathrm{CA}$, und die geometrische Zusammensetzung mit $\boldsymbol{a}_\mathrm{A}$ ergibt $\boldsymbol{a}_\mathrm{C}$.

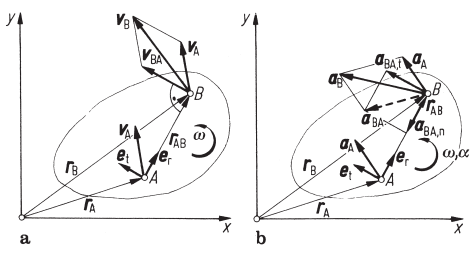


Bild 11a, b. Allgemeine ebene Bewegung. **a** Geschwindigkeiten; **b** Beschleunigungen

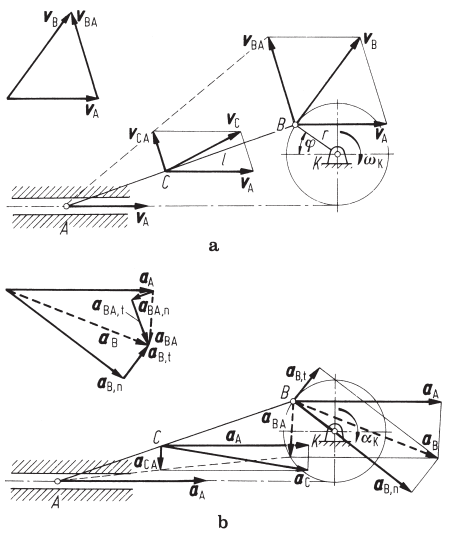


Bild 12a, b. Kurbeltrieb. **a** Geschwindigkeiten; **b** Beschleunigungen

Momentanzentrum. Es gibt stets einen Punkt, um den die ebene Bewegung momentan als reine Drehung aufgefaßt werden kann (Momentanzentrum oder Geschwindigkeitspol), d. h. einen Punkt, der momentan in Ruhe ist. Man erhält ihn als Schnittpunkt der Normalen zweier Geschwindigkeitsrichtungen (**Bild 13a**). Ist neben den zwei Geschwindigkeitsrichtungen die Größe einer Geschwindigkeit gegeben (z. B. v_A), so ist die momentane Winkelgeschwindigkeit $\omega = v_A/r_{MA}$, ferner

$$v_B = \omega r_{MB} = v_A r_{MB}/r_{MA} \text{ und } v_C = \omega r_{MC} = v_A r_{MC}/r_{MA}$$

usw. Graphisch erhält man die Größe der Geschwindigkeiten mit der Methode der „gedrehten" Geschwindigkeiten, d. h., man dreht $\boldsymbol{v}_A$ um 90° in Richtung r_{MA} und zieht die Parallele zur Strecke $\overline{AB}$. Die auf den Radien r_{MB} und r_{MC} abgeschnittenen Strecken $\overline{BB'}$ und $\overline{CC'}$ liefern die Größen der Geschwindigkeiten $\boldsymbol{v}_B$ und $\boldsymbol{v}_C$ (Strahlensatz).

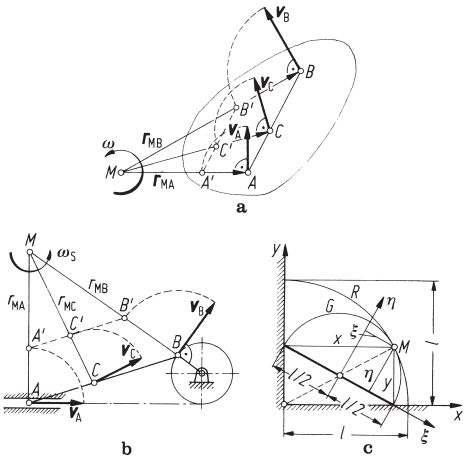


Bild 13a–c. Momentanzentrum. **a** „Gedrehte" Geschwindigkeiten; **b** Kurbeltrieb; **c** Polkurven

Als Anwendung werden die Geschwindigkeiten des Beispiels Kurbeltrieb untersucht: Aus **Bild 13b** erhält man bei gegebenen Richtungen von $\boldsymbol{v}_A$ und $\boldsymbol{v}_B$ das Momentanzentrum M zu $r_{MA} = 495\,\text{mm}$, damit $\omega_S = v_A/r_{MA} = (1{,}2\,\text{m/s})/0{,}495\,\text{m} = 2{,}42\,\text{s}^{-1}$ und mit $r_{MB} = 580\,\text{mm}$ dann $v_B = \omega_S r_{MB} = 1{,}40\,\text{m/s}$. Die graphische Konstruktion mittels der gedrehten Geschwindigkeiten liefert dieselben Ergebnisse.

Das Momentanzentrum beschreibt bei der Bewegung bezüglich eines raumfesten Koordinatensystems die Rastpolkurve (Spurkurve, Polhodie) und bezüglich eines körperfesten Koordinatensystems die Gangpolkurve (Rollkurve, Herpolhodie). Bei der Bewegung rollt die Gangpolkurve auf der Rastpolkurve ab. **Bild 13c** zeigt einen abrutschenden Stab. Im raumfesten Koordinatensystem lautet die Gleichung der Rastpolkurve (R) $x^2 + y^2 = l^2$ und im körperfesten ξ, η-System die der Gangpolkurve (G) $\xi^2 + \eta^2 = (l/2)^2$, d. h., die beiden Polbahnen sind Kreise.

Beschleunigungspol. Es ist der Punkt P, der momentan keine Beschleunigung hat. Dann gilt für andere Punkte A und B (**Bild 14**) $\boldsymbol{a}_A = \boldsymbol{a}_{AP,t} + \boldsymbol{a}_{AP,n}$ mit $a_{AP,t} = \alpha r_{PA}$ und $a_{AP,n} = \omega^2 r_{PA}$ sowie $a_{AP,t}/a_{AP,n} = \alpha/\omega^2 = \tan\beta$, ferner $\boldsymbol{a}_B = \boldsymbol{a}_{BP,t} + \boldsymbol{a}_{BP,n}$ mit $a_{BP,t} = \alpha r_{PB}$ und $a_{BP,n} = \omega^2 r_{PB}$ sowie $a_{BP,t}/a_{BP,n} = \alpha/\omega^2 = \tan\beta$. Der Beschleunigungspol ist also der Schnittpunkt zweier Radien, die unter dem Winkel β zu zwei gegebenen Beschleunigungsvektoren stehen.

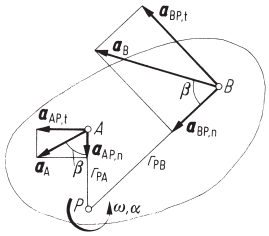


Bild 14. Beschleunigungspol

Relativbewegung. Bewegt sich ein Punkt P mit der Relativgeschwindigkeit $\boldsymbol{v}_r$ bzw. Relativbeschleunigung $\boldsymbol{a}_r$ auf gegebener Bahn relativ zu einem Körper, dessen räumliche Bewegung durch Translation des körperfesten Punkts O und die Rotation um diesen Punkt (s. räumliche Bewegung, **Bild 9**) festgelegt ist, so unterscheidet sich das Problem von dem der Körperbewegung dadurch, daß jetzt der Vektor $\boldsymbol{r}_1(t)$ nicht nur infolge Fahrzeugdrehung seine Richtung, sondern zusätzlich infolge Relativbewegung seine Richtung und Größe ändert. Entsprechend der Darstellung für die räumliche Körperbewegung gemäß den Gln. (27) bis (30) gilt hier (**Bild 15a**)

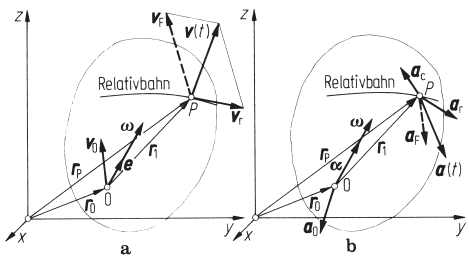


Bild 15a, b. Relativbewegung. **a** Geschwindigkeiten; **b** Beschleunigungen

$$\boldsymbol{r}_P(t) = \boldsymbol{r}_0(t) + \boldsymbol{r}_1(t), \tag{34}$$

$$\begin{aligned}\boldsymbol{v}(t) &= \dot{\boldsymbol{r}}_P(t) = \dot{\boldsymbol{r}}_0(t) + \dot{\boldsymbol{r}}_1(t)\\ &= \dot{\boldsymbol{r}}_0(t) + \omega(t)\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1 + d_r\boldsymbol{r}_1/\mathrm{d}t = \boldsymbol{v}_F + \boldsymbol{v}_r.\end{aligned} \tag{35}$$

Hierbei ist $d_r\boldsymbol{r}_1/\mathrm{d}t = \boldsymbol{v}_r$ die Relativgeschwindigkeit des Punkts gegenüber dem Fahrzeug und $\dot{\boldsymbol{r}}_0 + \omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1 = \boldsymbol{v}_F$ die Führungs- oder Fahrzeuggeschwindigkeit. Gleichung (35) enthält die Regel: Die Ableitung $\dot{\boldsymbol{r}}_1$ einen Vektors im körperfesten System nach der Zeit enthält den Anteil $\omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1$ von der Drehung des Systems und die sogenannte relative Ableitung im System selbst. Entsprechend ergibt sich für die Beschleunigung (**Bild 15b**)

$$\begin{aligned}\boldsymbol{a}(t) = \dot{\boldsymbol{v}}(t) &= \dot{\boldsymbol{v}}_F + \dot{\boldsymbol{v}}_r = \ddot{\boldsymbol{r}}_0 + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1) + \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\boldsymbol{v}_r\\ &= \ddot{\boldsymbol{r}}_0 + [(\dot{\omega}\boldsymbol{e} + \omega\dot{\boldsymbol{e}}) \times \boldsymbol{r}_1] + \omega\boldsymbol{e} \times \dot{\boldsymbol{r}}_1 + \dot{\boldsymbol{v}}_r.\end{aligned}$$

Mit $\dot{\boldsymbol{r}}_1$ aus Gl. (35) und $\dot{\boldsymbol{v}}_r = \omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{v}_r + d_r\boldsymbol{v}_r/\mathrm{d}t = \omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{v}_r + d_r^2\boldsymbol{r}_1/\mathrm{d}t^2 = \omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{v}_r + \boldsymbol{a}_r$ folgt

$$\begin{aligned}\boldsymbol{a}(t) = &\ddot{\boldsymbol{r}}_0 + [(\dot{\omega}\boldsymbol{e} + \omega\dot{\boldsymbol{e}}) \times \boldsymbol{r}_1] + \omega\boldsymbol{e} \times (\omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{r}_1)\\ &+ d_r^2\boldsymbol{r}_1/\mathrm{d}t^2 + 2\omega\boldsymbol{e} \times \boldsymbol{v}_r = \boldsymbol{a}_F + \boldsymbol{a}_r + \boldsymbol{a}_C.\end{aligned} \tag{36}$$

Die ersten drei Glieder dieser Gleichung stimmen mit denen der räumlichen Bewegung des starren Körpers gemäß Gl. (30) überein, stellen also die Führungs- oder Fahrzeugbeschleunigung $\boldsymbol{a}_F$ dar. Das vierte Glied ist die Relativbeschleunigung $\boldsymbol{a}_r$, und das letzte Glied ist die sogenannte Coriolisbeschleunigung $\boldsymbol{a}_C$, die sich infolge Relativbewegung zusätzlich ergibt. Sie wird zu null, wenn $\omega = 0$ ist (d. h., wenn das Fahrzeug eine reine Translation ausführt) oder $\boldsymbol{e}$ und $\boldsymbol{v}_r$ parallel zueinander sind (Relativgeschwindigkeit in Richtung der momentanen Drehachse) oder wenn $\boldsymbol{v}_r = 0$ ist. Sie hat die Größe $a_C = 2\omega v_r \sin\beta$, wobei β der Winkel zwischen ω und v_r ist,

und sie steht im Sinne einer Rechtsschraube senkrecht zu den Vektoren $\boldsymbol{e}$ und $\boldsymbol{v}_\mathrm{r}$. Bei der *ebenen Bewegung* (Bewegung eines Punkts auf einer ebenen Scheibe) stehen die Vektoren $\boldsymbol{e}$ und $\boldsymbol{v}_\mathrm{r}$ senkrecht zueinander, d.h., $\sin\beta = 1$ und somit $a_\mathrm{C} = 2\omega v_\mathrm{r}$. Im übrigen gelten auch hier

$$\boldsymbol{v} = \boldsymbol{v}_\mathrm{F} + \boldsymbol{v}_\mathrm{r} \quad \text{und} \quad \boldsymbol{a} = \boldsymbol{a}_\mathrm{F} + \boldsymbol{a}_\mathrm{r} + \boldsymbol{a}_\mathrm{C}, \tag{37}$$

wobei dann alle Vektoren in der Scheibenebene liegen.

Beispiel: Bewegung im rotierenden Rohr (**Bild 16**). In einem Rohr, das sich nach dem (beliebig) vorgegebenen $\varphi(t)$-Gesetz dreht, bewegt sich relativ ein Massenpunkt nach dem ebenfalls gegebenen Weg-Zeit-Gesetz $s_\mathrm{r}(t)$ nach außen. Für einen beliebigen Zeitpunkt t sind Absolutgeschwindigkeit und -beschleunigung des Massenpunkts zu ermitteln. – Aus $s_\mathrm{r}(t)$ erhält man für Relativgeschwindigkeit und -beschleunigung $v_\mathrm{r}(t) = \dot{s}_\mathrm{r}$ und $a_\mathrm{r}(t) = \ddot{s}_\mathrm{r}$, während die Führungsbewegung mit $v_\mathrm{F}(t) = s_\mathrm{r}(t)\omega(t)$ sowie $a_\mathrm{Ft}(t) = s_\mathrm{r}(t)\alpha(t)$, $a_\mathrm{Fn}(t) = s_\mathrm{r}(t)\omega^2(t)$ mit $\omega(t) = \dot{\varphi}$ und $\alpha(t) = \ddot{\varphi}$ beschrieben wird. Die Coriolisbeschleunigung wird dann $a_\mathrm{C} = 2\omega(t)v_\mathrm{r}(t)$ mit der Richtung senkrecht $\boldsymbol{v}_\mathrm{r}$. Absolutgeschwindigkeit und -beschleunigung werden gemäß Gl. (37) durch geometrische Zusammensetzung erhalten (**Bild 16**).

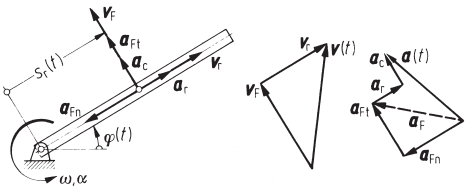


Bild 16. Bewegung im rotierenden Rohr

Beispiel: Umlaufgetriebe (**Bild 17**). Die mit der Winkelgeschwindigkeit ω_1 rotierende Kurbel führt das Planetenrad, das sich mit $\omega_{2,1}$ gegenüber der Kurbel dreht, auf dem feststehenden Sonnenrad. – Nach Gl. (37) wird $\boldsymbol{v}_\mathrm{P} = \boldsymbol{v}_\mathrm{F} + \boldsymbol{v}_\mathrm{r}$ mit der Größe $v_\mathrm{P} = \omega_1(l+r) + \omega_{2,1}r$ und entsprechend $v_{\mathrm{P}'} = \omega_1(l-r) - \omega_{2,1}r$. Da das Sonnenrad feststeht, ist $v_{\mathrm{P}'} = 0$, woraus

$$\omega_{2,1} = \omega_1(l-r)/r \quad \text{und} \quad v_\mathrm{P} = \omega_1(l+r) + \omega_1(l-r) = 2\omega_1 l$$

folgen. Die Bewegung des Planetenrads läßt sich deuten als eine Drehung mit $\omega_2 = \omega_1 + \omega_{2,1} = \omega_1 l/r$ um sein Momentanzentrum P' (Berührungspunkt von Planeten- mit Sonnenrad), woraus ebenfalls $v_\mathrm{P} = \omega_2 2r = 2\omega_1 l$ folgt. Hieraus ergibt sich allgemein, daß die Resultierende zweier Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und ω_2 um parallele Achsen im Abstand L so wie bei zwei Kräften (Hebelgesetz) gefunden wird, nämlich zu $\omega_\mathrm{res} = \omega_1 + \omega_2$ im Abstand $l_1 = L\omega_2/(\omega_1 + \omega_2)$ von der Achse von ω_1.

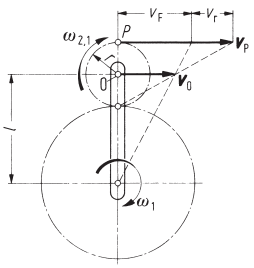


Bild 17. Umlaufgetriebe

Beispiel: Rotation zweier Scheiben um parallele Achsen (**Bild 18**). Ein um das feste Lager B rotierender Stab hat die Winkelgeschwindigkeit ω_1 und die Winkelbeschleunigung α_1. In seinem Punkt O ist eine Scheibe gelagert, die sich im selben Moment ihm gegenüber mit $\omega_{2,1} > \omega_1$ und $\alpha_{2,1}$ dreht. Gesucht sind die momentanen Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvektoren eines beliebigen Punkts P. – Für Punkt A ist nach Gl. (37)

$$\boldsymbol{v}_\mathrm{A} = \boldsymbol{v}_{\mathrm{A,F}} + \boldsymbol{v}_{\mathrm{A,r}} \quad \text{mit} \quad v_{\mathrm{A,r}} = \omega_{2,1} \cdot \overline{OA} \quad \text{und}$$
$$v_{\mathrm{A,F}} = \omega_1 \cdot \overline{BA} = \omega_1 \cdot \overline{BO} + \omega_1 \cdot \overline{OA} = v_0 + \omega_1 \cdot \overline{OA},$$

so daß

$$v_\mathrm{A} = v_{\mathrm{A,F}} - v_{\mathrm{A,r}} = v_0 - (\omega_{2,1} - \omega_1) \cdot \overline{OA}$$

wird. Mit $\omega_{2,1} - \omega_1 = \omega_2$ sowie $v_0/\omega_2 = l_2 = \overline{OM}$ wird

$$v_\mathrm{A} = \omega_2(\overline{OM} - \overline{OA}) = \omega_2 \overline{MA},$$

d.h. eine reine Drehgeschwindigkeit um das Momentanzentrum M (**Bild 18a**). Da $v_0 = r_0\omega_1$ und somit $l_2 = r_0\omega_1/(\omega_{2,1} - \omega_1)$ gilt, ist das eine Bestätigung des Satzes über die Zusammensetzung von Winkelgeschwindigkeiten für parallele Achsen, wobei im Fall gegenläufiger Drehungen für ω_res die Differenz der beiden Winkelgeschwindigkeiten anzusetzen ist und ihre Achse außerhalb der beiden gegebenen Achsen liegt. Sind beide Winkelgeschwindigkeiten entgegengesetzt gleich groß, wird $\omega_\mathrm{res} = 0$, die Scheibe führt eine reine Translation (hier mit $\boldsymbol{v}_0$) aus. Für den beliebigen Punkt P gilt nach Gl. (37) $\boldsymbol{v}_\mathrm{P} = \boldsymbol{v}_{\mathrm{P,F}} + \boldsymbol{v}_{\mathrm{P,r}}$, wobei gemäß Gl. (35)

$$\boldsymbol{v}_{\mathrm{P,F}} = \dot{\boldsymbol{r}}_0 + \omega_1 \times \boldsymbol{r}_1 = \boldsymbol{v}_0 + \omega_1 \times \boldsymbol{r}_1 \quad \text{bzw. auch}$$
$$\boldsymbol{v}_{\mathrm{P,F}} = \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{r}_0 + \boldsymbol{r}_1) = \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{r}_\mathrm{P} \quad \text{und} \quad \boldsymbol{v}_{\mathrm{P,r}} = \mathrm{d}_t\boldsymbol{r}_1/\mathrm{d}t = \omega_{2,1} \times \boldsymbol{r}_1$$

sind. Dieses Ergebnis ergibt sich auch aus der reinen Drehung um M zu $|\boldsymbol{v}_\mathrm{P}| = \omega_2 \cdot \overline{MP}$, wobei $\boldsymbol{v}_\mathrm{P} \perp \overline{MP}$ist (**Bild 18a**). Die Beschleunigung von Punkt P folgt aus Gln. (37) bzw. (36) $\boldsymbol{a}_\mathrm{P} = \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,F}} + \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,r}} + \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,C}}$. Dabei ist $\boldsymbol{a}_{\mathrm{P,F}} = \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,Fn}} + \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,Ft}}$ mit $a_{\mathrm{P,Fn}} = \omega_1^2 r_\mathrm{P}$ und $a_{\mathrm{P,Ft}} = \alpha_1 r_\mathrm{P}$, $\boldsymbol{a}_{\mathrm{P,r}} = \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,rn}} + \boldsymbol{a}_{\mathrm{P,rt}}$ mit $a_{\mathrm{P,rn}} = \omega_{2,1}^2 r_1$ und $a_{\mathrm{P,rt}} = \alpha_{2,1} r_1$ sowie $\boldsymbol{a}_{\mathrm{P,C}} = 2\omega_1 \times \boldsymbol{v}_{\mathrm{P,r}}$ mit dem Betrag $a_{\mathrm{P,C}} = 2\omega_1 v_{\mathrm{P,r}} = 2\omega_1\omega_{2,1}r_1$. Die geometrische Zusammensetzung liefert dann $\boldsymbol{a}_\mathrm{P}$ (**Bild 18b**).

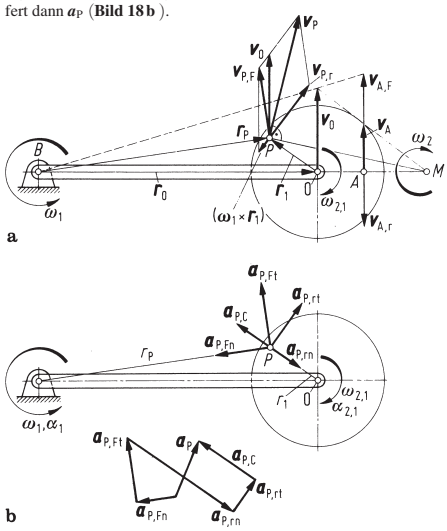


Bild 18a, b. Rotation zweier Scheiben. **a** Geschwindigkeiten; **b** Beschleunigungen

Beispiel: Drehung um zwei einander schneidende Achsen (**Bild 19**). Eine abgewinkelte Achse rotiert mit ω_1 und führt ein Kegelrad, das sich mit $\omega_{2,1}$ relativ zu dieser Achse dreht und auf einem festen Kegel abrollt. Nach Gl. (35) ist dann

$$\begin{aligned}\boldsymbol{v}_\mathrm{P} &= \boldsymbol{v}_\mathrm{F} + \boldsymbol{v}_\mathrm{r} = (\boldsymbol{v}_0 + \omega_1 \times \boldsymbol{r}_1) + \omega_{2,1} \times \boldsymbol{r}_1 \\ &= (\omega_1 \times \boldsymbol{r}_0 + \omega_1 \times \boldsymbol{r}_1) + \omega_{2,1} \times \boldsymbol{r}_1 \quad \text{mit dem Betrag} \\ v_\mathrm{P} &= \omega_1 r_0 \sin\beta + \omega_1 r_1 \sin(90° - \beta) + \omega_{2,1} r_1 \\ &= \omega_1 r_0 \sin\beta + \omega_1 r_1 \cos\beta + \omega_{2,1} r_1\end{aligned}$$

und entsprechend

$$v_{\mathrm{P}'} = \omega_1 r_0 \sin\beta - \omega_1 r_1 \cos\beta - \omega_{2,1} r_1.$$

Aus $v_{\mathrm{P}'} = 0$ folgt mit $\cot\gamma = r_0/r_1$ der Zusammenhang zwischen den Winkelgeschwindigkeiten (Zwanglauf)

$$\omega_{2,1} = \omega_1(\cot\gamma \sin\beta - \cos\beta) = \omega_1 \sin(\beta - \gamma)/\sin\gamma.$$

Das bedeutet, daß man die Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und $\omega_{2,1}$ zu einer Resultierenden ω_2 gemäß $\omega_2 = \omega_1 + \omega_{2,1}$ zusammensetzen darf (**Bild 19**), denn der Sinussatz für das Vektoreneck liefert das vorstehende Ergebnis. Die Bewegung des Kegelrads kann also als reine Drehung mit ω_2 um die Berührungslinie als Momentanachse be-

schrieben werden. Zwei Winkelgeschwindigkeiten ω_1 und ω_2 um zwei einander schneidende Achsen ergeben allgemein eine Resultierende $\omega_{res} = \omega_1 + \omega_2$.

Beispiel: Umlaufende Kurbelschleife (**Bild 20**). Die Kurbel ($r = 150\,\mathrm{mm}$) dreht sich mit $\omega_K = 4\,\mathrm{s}^{-1} = \mathrm{const}$. Für die Stellung $\varphi = 75°$ sind Winkelgeschwindigkeit ω_S und -beschleunigung α_S der Schleife zu ermitteln. – Der Kulissenstein P führt gegenüber der Schleife eine Relativbewegung aus. Seine Absolutbewegung ist durch die Kurbelbewegung gegeben: $v = \omega_K r = 0{,}60\,\mathrm{m/s}$, $a = a_n = \omega_K^2 r = 2{,}40\,\mathrm{m/s}^2$, da wegen $\omega_K = \mathrm{const}$, also $\alpha_K = 0$, $a_t = \alpha_K r = 0$ ist. Da die Relativbewegung geradlinig ist, haben Relativgeschwindigkeit $\boldsymbol{v}_r$ und -beschleunigung $\boldsymbol{a}_r$ die Richtung der Relativbahn, also die der Schleife. Gemäß Gl. (37) $\boldsymbol{v} = \boldsymbol{v}_F + \boldsymbol{v}_r$ folgt mit bekanntem Vektor $\boldsymbol{v}$ und den bekannten Richtungen von $\boldsymbol{v}_F$ ($\perp$ Schleife) und $\boldsymbol{v}_r$ ($/\!/$ Schleife) aus dem Geschwindigkeits-Eck (**Bild 20**) $v_r = 0{,}29\,\mathrm{m/s}$ und $v_F = 0{,}52\,\mathrm{m/s}$. Mit $l(\varphi = 75°) \approx 460\,\mathrm{mm}$ wird die Winkelgeschwindigkeit der Schleife $\omega_S = v_F/l = 1{,}13\,\mathrm{s}^{-1}$ und somit $a_{Fn} = l\omega_S^2 = 0{,}59\,\mathrm{m/s}^2$ (Richtung $\parallel$ Schleife). Die Coriolisbeschleunigung $a_C = 2\omega_S v_r = 0{,}66\,\mathrm{m/s}^2$ steht senkrecht auf der Schleife, so daß bei bekanntem Vektor $\boldsymbol{a}$ und den bekannten Richtungen von $\boldsymbol{a}_{Ft}$ ($\perp$ Schleife) und $\boldsymbol{a}_r$ ($\parallel$ Schleife) gemäß Gl. (37) $\boldsymbol{a} = \boldsymbol{a}_{Fn} + \boldsymbol{a}_{Ft} + \boldsymbol{a}_r + \boldsymbol{a}_C$ aus dem Beschleunigungs-Eck (**Bild 20**) $a_r = 1{,}45\,\mathrm{m/s}^2$ und $a_{Ft} = 0{,}50\,\mathrm{m/s}^2$ zu erhalten ist, woraus dann $\alpha_S = a_{Ft}/l = 1{,}09\,\mathrm{s}^{-2}$ folgt.

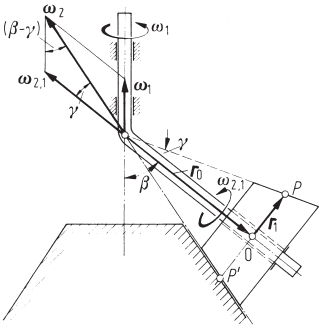


Bild 19. Kegelrad

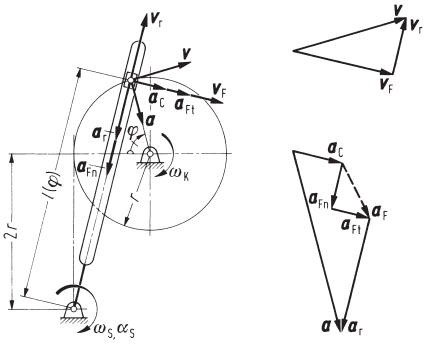


Bild 20. Umlaufende Kurbelschleife

3 Kinetik. Dynamics

Die Kinetik untersucht die Bewegung von Massenpunkten, Massenpunktsystemen, Körpern und Körpersystemen als Folge der auf sie wirkenden Kräfte und Momente unter Berücksichtigung der Gesetze der Kinematik.

3.1 Energetische Grundbegriffe – Arbeit, Leistung, Wirkungsgrad

Basic terms of energy, work, power, efficiency

Arbeit. Das Arbeitsdifferential ist definiert als Skalarprodukt aus Kraftvektor und Vektor des Wegelements (**Bild 1 a**). $\mathrm{d}W = \boldsymbol{F}\mathrm{d}\boldsymbol{r} = F\mathrm{d}s\cos\beta = F_t\mathrm{d}s$. Demnach verrichtet nur die Tangentialkomponente einer Kraft Arbeit. Die Gesamtarbeit ergibt sich mit $\mathrm{d}W = F_x\mathrm{d}x + F_y\mathrm{d}y + F_z\mathrm{d}z$ zu

$$W = \int_{s_1}^{s_2} \boldsymbol{F}(s)\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \int_{s_1}^{s_2} F_t(s)\mathrm{d}s = \int_{(P_1)}^{(P_2)} (F_x\mathrm{d}x + F_y\mathrm{d}y + F_z\mathrm{d}z). \quad (1)$$

Sie ist gleich dem Inhalt des Tangentialkraft-Weg-Diagramms (**Bild 1 b**).
Für $F = F_0 = \mathrm{const}$ folgt $W = F_0(s_2 - s_1)$.

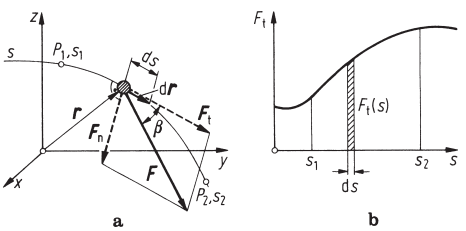


Bild 1. a Arbeit einer Kraft; **b** Tangentialkraft-Weg-Diagramm

Haben Kräfte ein Potential, d. h., ist

$$\boldsymbol{F} = -\,\mathrm{grad}\,U = -\frac{\partial U}{\partial x}\boldsymbol{e}_x - \frac{\partial U}{\partial y}\boldsymbol{e}_y - \frac{\partial U}{\partial z}\boldsymbol{e}_z,$$

so folgt

$$W = -\int_{(P_1)}^{(P_2)} \left(\frac{\partial U}{\partial x}\mathrm{d}x + \frac{\partial U}{\partial y}\mathrm{d}y + \frac{\partial U}{\partial z}\mathrm{d}z\right) = -\int_{(P_1)}^{(P_2)} \mathrm{d}U = U_1 - U_2. \quad (2)$$

Die Arbeit ist dann vom Integrationsweg unabhängig und gleich der Differenz der Potentiale zwischen Anfangspunkt P_1 und Endpunkt P_2. Kräfte mit Potential sind Schwerkräfte und Federkräfte (elastische Formänderungskräfte).

Spezielle Arbeiten (Bild 2 a–d)

a) *Schwerkraft.* Potential (potentielle Energie) $U = F_G z$,

$$\text{Arbeit} \quad W_G = U_1 - U_2 = F_G(z_1 - z_2). \quad (3)$$

b) *Federkraft.* Potential (potentielle Federenergie) $U = cs^2/2$, Federkraft $\boldsymbol{F}_c = -\,\mathrm{grad}\,U = -\frac{\partial U}{\partial s}\boldsymbol{e} = -cs\boldsymbol{e}$ bzw. $|\boldsymbol{F}_c| = F = cs$ (c Federrate),

$$\text{Arbeit} \quad W_c = \int_{s_1}^{s_2} cs\,\mathrm{d}s = c(s_2^2 - s_1^2)/2. \quad (4)$$

c) *Reibungskraft.* Kein Potential, da Reibungsarbeit in Form von Wärme verlorengeht.

$$\text{Arbeit} \quad W_r = \int_{s_1}^{s_2} \boldsymbol{F}_r(s)\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \int_{s_1}^{s_2} F_r(s)\cos 180°\mathrm{d}s = -\int_{s_1}^{s_2} F_r(s)\,\mathrm{d}s. \quad (5)$$

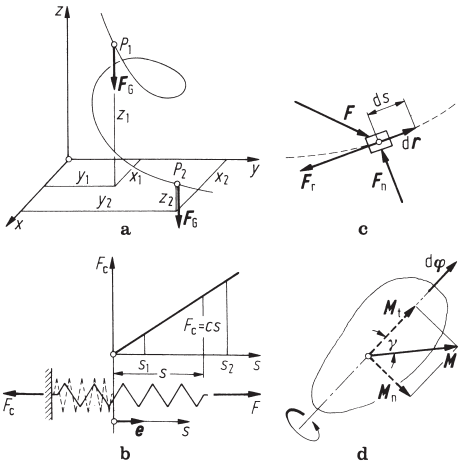


Bild 2a–d. Arbeiten. **a** Schwerkraft; **b** Federkraft; **c** Reibungskraft; **d** Drehmoment

Für $F_r = \text{const} = F_{r0}$ wird $W_r = -F_{r0}(s_2 - s_1)$.

d) *Drehmoment.*

$$\text{Arbeit} \quad W_M = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \boldsymbol{M}(\varphi)\,\mathrm{d}\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M(\varphi)\cos\gamma\,\mathrm{d}\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_t(\varphi)\,\mathrm{d}\varphi, \tag{6}$$

d. h., nur die zur Drehachse parallele Momentkomponente M_t verrichtet Arbeit. Für $M = \text{const} = M_0$ gilt

$$W_M = M_0\cos\gamma(\varphi_2 - \varphi_1) = M_{t0}(\varphi_2 - \varphi_1).$$

Gesamtarbeit. Wirken an einem Körper Kräfte und Momente, so gilt

$$\begin{aligned} W &= \int_{s_1}^{s_2} (\sum \boldsymbol{F}_i\,\mathrm{d}\boldsymbol{r}_i) + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\sum \boldsymbol{M}_i\,\mathrm{d}\varphi_i) \\ &= \int_{s_1}^{s_2} (\sum F_i\cos\beta_i\,\mathrm{d}s_i) + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\sum M_i\cos\gamma_i\,\mathrm{d}\varphi_i) \\ &= \int_{s_1}^{s_2} (\sum F_{ti}\,\mathrm{d}s_i) + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (\sum M_{ti}\,\mathrm{d}\varphi_i) \end{aligned} \tag{7}$$

bzw. für $F_i = \text{const} = F_{i0}$ und $M_i = \text{const} = M_{i0}$

Arbeit $W = \sum[F_{i0}(s_{i2} - s_{i1})] + \sum[M_{i0}(\varphi_{i2} - \varphi_{i1})]$.

Leistung ist Arbeit pro Zeiteinheit.

$$\begin{aligned} P(t) = \mathrm{d}W/\mathrm{d}t &= \sum \boldsymbol{F}_i\boldsymbol{v}_i + \sum \boldsymbol{M}_i\boldsymbol{\omega}_i = \sum F_{ti}v_i + \sum M_{ti}\omega_i \\ &= \sum(F_{xi}v_{xi} + F_{yi}v_{yi} + F_{zi}v_{zi}) \\ &+ \sum(M_{xi}\omega_{xi} + M_{yi}\omega_{yi} + M_{zi}\omega_{zi}). \end{aligned} \tag{8}$$

Also ist für *eine* Kraft $P = F_t v$ und für *ein* Moment $P = M\omega$. Integration über die Zeit ergibt die Arbeit

$$W = \int_{t_1}^{t_2} \mathrm{d}W = \int_{t_1}^{t_2} P(t)\,\mathrm{d}t = P_m(t_2 - t_1).$$

Mittlere Leistung:

$$P_m = \int_{t_1}^{t_2} P(t)\,\mathrm{d}t/(t_2 - t_1) = W/(t_2 - t_1). \tag{9}$$

Wirkungsgrad ist das Verhältnis von Nutzarbeit zu zugeführter Arbeit, wobei letztere aus Nutz- und Verlustarbeit besteht:

$$\eta_m = W_n/W_z = W_n/(W_n + W_v) \tag{10}$$

η_m mittlerer Wirkungsgrad (Arbeit ist mit der Zeit veränderlich). Augenblicklicher Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\mathrm{d}W_n}{\mathrm{d}W_z} = \frac{\mathrm{d}W_n}{\mathrm{d}t}\Big/\frac{\mathrm{d}W_z}{\mathrm{d}t} = P_n/P_z = P_n/(P_n + P_v). \tag{11}$$

Sind mehrere Teile am Prozeß beteiligt, so gilt

$$\eta = \eta_1\eta_2\eta_3\ldots$$

3.2 Kinetik des Massenpunkts und des translatorisch bewegten Körpers

Particle dynamics, straight line motion of rigid bodies

3.2.1 Dynamisches Grundgesetz von Newton (2. Newtonsches Axiom)

Newton's law of motion

Wirken auf einen freigemachten Massenpunkt (Massenelement, translatorisch bewegten Körper) eine Anzahl äußerer Kräfte, so ist die resultierende Kraft $\boldsymbol{F}_R$ gleich der zeitlichen Änderung des Impulsvektors $\boldsymbol{p} = m\boldsymbol{v}$ bzw., wenn die Masse m konstant ist, gleich dem Produkt aus Masse m und Beschleunigungsvektor $\boldsymbol{a}$ (**Bild 3a**):

$$\boldsymbol{F}_{Res}^{(a)} = \boldsymbol{F}_R^{(a)} = \sum \boldsymbol{F}_i = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(m\boldsymbol{v}), \tag{12}$$

$$\boldsymbol{F}_R^{(a)} = \sum \boldsymbol{F}_i = m\boldsymbol{a} = m\,\mathrm{d}\boldsymbol{v}/\mathrm{d}t. \tag{13}$$

Die Komponenten in natürlichen bzw. kartesischen Koordinaten (**Bild 3b, c**) sind

$$\left.\begin{aligned} F_{Rt}^{(a)} &= \sum F_{it} = ma_t, \quad F_{Rn}^{(a)} = \sum F_{in} = ma_n \quad \text{bzw.} \\ F_{Rx}^{(a)} &= \sum F_{ix} = ma_x, \quad F_{Ry}^{(a)} = \sum F_{iy} = ma_y, \\ F_{Rz}^{(a)} &= \sum F_{iz} = ma_z. \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

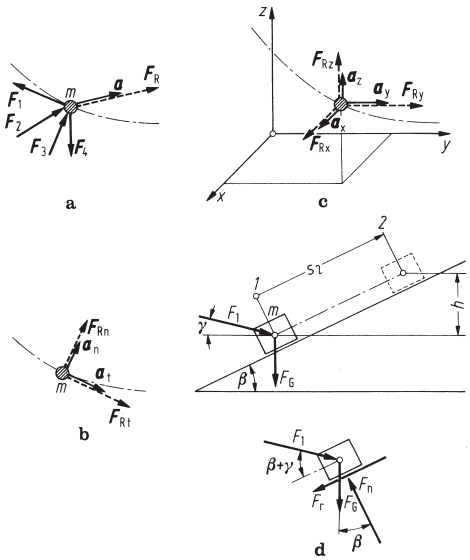


Bild 3a–d. Dynamisches Grundgesetz. **a** Vektoriell; **b** in natürlichen Koordinaten; **c** in kartesischen Koordinaten; **d** Massenpunkt auf schiefer Ebene

Bei der Lösung von Aufgaben mit dem Newtonschen Grundgesetz muß der Massenpunkt bzw. translatorisch bewegte Körper freigemacht werden, d. h., alle eingeprägten Kräfte und alle Reaktionskräfte sind als äußere Kräfte anzubringen.

Beispiel: Massenpunkt auf schiefer Ebene (**Bild 3 d**). Die Masse $m = 2{,}5$ kg wird aus der Ruhelage *1* von der Kraft $F_1 = 50$ N ($\gamma = 15°$) die schiefe Ebene ($\beta = 25°$) hinaufbewegt (Gleitreibungszahl $\mu = 0{,}3$). Zu bestimmen sind Beschleunigung, Zeit und Geschwindigkeit beim Erreichen der Lage *2* ($s_2 = 4$ m). – Da die Bewegung geradlinig ist, muß $a_n = 0$ sein. Nach Gl. (14) gilt $F_{Rn}^{(a)} = \sum F_{in} = 0$, also

$$F_n = m\,g\cos\beta + F_1\sin(\beta+\gamma) = 54{,}37\ \text{N}$$

sowie

$$ma_t = F_{Rt}^{(a)} = \sum F_{it} = F_1\cos(\beta+\gamma) - F_G\sin\beta - F_r,$$

woraus mit $F_r = \mu F_n = 16{,}31$ N dann $ma_t = 11{,}63$ N und $a_t = 4{,}65\ \text{m/s}^2$ folgen.

Mit den Gesetzen der gleichmäßig beschleunigten Bewegung aus der Ruhelage (s. **B 2.1.1**) ergeben sich

$$t_2 = \sqrt{2s_2/a_t} = 1{,}31\ \text{s} \quad \text{und} \quad v_2 = \sqrt{2a_t s_2} = 6{,}10\ \text{m/s}.$$

3.2.2 Arbeits- und Energiesatz. Energy equation

Aus Gl. (13) folgt nach Multiplikation mit d$\boldsymbol{r}$ und Integration der Arbeitssatz

$$W_{1,2} = \int_{(r_1)}^{(r_2)} \boldsymbol{F}_R\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \int_{(r_1)}^{(r_2)} m\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \int_{v_1}^{v_2} m\boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{v} = \frac{m}{2}v_2^2 - \frac{m}{2}v_1^2 = E_2 - E_1, \tag{15}$$

d. h., die Arbeit ist gleich der Differenz der kinetischen Energien. Haben alle am Vorgang beteiligten Kräfte ein Potential, verläuft der Vorgang also ohne Energieverluste, so gilt $W_{1,2} = U_1 - U_2$ (s. **B 3.1**), und aus Gl. (15) folgt der Energiesatz

$$U_1 + E_1 = U_2 + E_2 = \text{const}. \tag{16}$$

Beispiel: Massenpunkt auf schiefer Ebene (**Bild 3 d**). Für das Beispiel in **B 3.2.1** ist die Geschwindigkeit v_2 nach dem Arbeitssatz zu ermitteln. – Mit $v_1 = 0$, d. h. $E_1 = 0$, wird

$$mv_2^2/2 = W_{1,2} = F_1\cos(\beta+\gamma)s_2 - F_r s_2 - F_G h = 46{,}51\ \text{Nm}.$$

Somit ist

$$v_2 = \sqrt{2\cdot 46{,}51\ \text{Nm}/2{,}5\ \text{kg}} = 6{,}10\ \text{m/s}.$$

3.2.3 Impulssatz. Momentum equation

Aus Gl. (13) folgt nach Multiplikation mit dt und Integration für konstante Masse m

$$\boldsymbol{p}_{1,2} = \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{F}_R\,\mathrm{d}t = \int_{v_1}^{v_2} m\,\mathrm{d}\boldsymbol{v} = m\boldsymbol{v}_2 - m\boldsymbol{v}_1 = \boldsymbol{p}_2 - \boldsymbol{p}_1. \tag{17}$$

Das Zeitintegral der Kraft, der sog. Antrieb, ist also gleich der Differenz der Impulse.

3.2.4 Prinzip von d'Alembert und geführte Bewegungen
D'Alembert's principle

Aus dem Newtonschen Grundgesetz folgt für den Massenpunkt $\boldsymbol{F}_R - m\boldsymbol{a} = 0$, d. h., äußere Kräfte und Trägheitskraft (negative Massenbeschleunigung, d'Alembertsche Hilfskraft) bilden einen „Gleichgewichtszustand". Im Fall der geführten Bewegung setzt sich die Resultierende $\boldsymbol{F}_R$ aus den eingeprägten Kräften $\boldsymbol{F}_e$, den Zwangskräften $\boldsymbol{F}_z$ und den Reibungskräften $\boldsymbol{F}_r$ zusammen:

$$\boldsymbol{F}_e + \boldsymbol{F}_z + \boldsymbol{F}_r - m\boldsymbol{a} = 0. \tag{18}$$

Wird auf dieses „Gleichgewichtssystem" das Prinzip der virtuellen Arbeiten (s. **B 1.4.3**) angewendet, so folgt (**Bild 4**) $\delta W = (\boldsymbol{F}_e + \boldsymbol{F}_z + \boldsymbol{F}_r - m\boldsymbol{a})\delta\boldsymbol{r} = 0$. Hierbei ist $\delta\boldsymbol{r}$ eine mit der Führung geometrisch verträgliche Verrückung tangential zur Bahn. Da die Führungskräfte $\boldsymbol{F}_z$ normal zur Bahn stehen und somit keine Arbeit verrichten, gilt

$$\delta W = (\boldsymbol{F}_e + \boldsymbol{F}_r - m\boldsymbol{a})\delta\boldsymbol{r} = 0 \tag{19}$$

bzw. in kartesischen Koordinaten

$$\delta W = (F_{ex} + F_{rx} - ma_x)\delta x + (F_{ey} + F_{ry} - ma_y)\delta y + (F_{ez} + F_{rz} - ma_z)\delta z = 0 \tag{20}$$

bzw. in natürlichen Koordinaten

$$\delta W = (F_{et} - F_r - ma_t)\delta s = 0 \tag{21}$$

(entsprechend in Zylinderkoordinaten usw.; s. folgendes Beispiel). Die Gln. (19) bis (21) stellen das d'Alembertsche Prinzip in der Lagrangeschen Fassung dar. Das Prinzip eignet sich besonders für Aufgaben ohne Reibung, da es die Berechnung der Zwangskräfte erspart.

Beispiel: Massenpunkt auf Schraubenlinie (s. **B 2 Bild 7**). Die Masse m bewege sich reibungsfrei infolge ihrer Gewichtskraft eine zylindrische Schraubenlinie hinunter, die durch Zylinderkoordinaten

$$r_0(t) = r_0 = \text{const}, \quad \varphi(t) \quad \text{und} \quad z(t) = (h/2\pi)\varphi(t)$$

beschrieben ist (s. **B 2.1.3**). – Aus

$$\boldsymbol{r}(t) = r_0\boldsymbol{e}_r + 0\cdot\boldsymbol{e}_\varphi + z(t)\boldsymbol{e}_z \quad \text{folgt} \quad \delta\boldsymbol{r} = r_0\delta\varphi\,\boldsymbol{e}_\varphi + \delta z\boldsymbol{e}_z.$$

Mit $\boldsymbol{F}_e = \boldsymbol{F}_G = -mg\boldsymbol{e}_z$ sowie $\boldsymbol{a}(t) = -\dot{\varphi}^2 r_0\boldsymbol{e}_r + \ddot{\varphi}r_0\boldsymbol{e}_\varphi + \ddot{\varphi}(h/2\pi)\boldsymbol{e}_z$ gemäß **B 2.1.3** wird nach Gl. (19)

$$\delta W = (\boldsymbol{F}_e - m\boldsymbol{a})\delta\boldsymbol{r} = -mg\,\delta z - mr_0^2\ddot{\varphi}\,\delta\varphi - m\ddot{\varphi}(h/2\pi)\delta z = 0$$

und mit $\delta z = (h/2\pi)\delta\varphi$

$$m\,\delta\varphi[gh/2\pi + r_0^2\ddot{\varphi} + h^2/(2\pi)^2\cdot\ddot{\varphi}] = 0,$$

woraus $\ddot{\varphi} = -\dfrac{gh/(2\pi r_0^2)}{1 + h^2/(2\pi r_0)^2} = \text{const} = -A$ folgt. Die Integration ergibt $\dot{\varphi}(t) = -At + C_1$ und $\varphi(t) = -At^2/2 + C_1 t + C_2$, wobei die Integrationskonstanten aus Anfangsbedingungen zu ermitteln sind. Die Gln. in **B 2.1.3** liefern dann mit $\beta = \arctan[h/(2\pi r_0)]$ die Bewegungsgesetze des Massenpunkts:

$$s(t) = r_0(-At^2/2 + C_1 t + C_2)/\cos\beta, \quad v(t) = r_0(-At + C_1)/\cos\beta,$$
$$a_n(t) = r_0(-At + C_1)^2, \quad a_t(t) = -r_0 A/\cos\beta = \text{const},$$

also eine gleichmäßig beschleunigte (rückläufige) Bewegung.

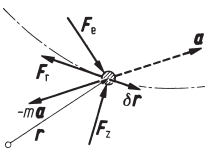


Bild 4. Zum Prinzip von d'Alembert

3.2.5 Impulsmomenten- (Flächen-) und Drehimpulssatz
Angular momentum equation

Nach vektorieller Multiplikation mit einem Radiusvektor $\boldsymbol{r}$ folgt aus Gl. (13) $\boldsymbol{r}\times\boldsymbol{F}_R = \boldsymbol{M}_R = \boldsymbol{r}\times m\boldsymbol{a}$. Wegen $\boldsymbol{v}\times m\boldsymbol{v} = 0$ gilt

$$\boldsymbol{M}_R = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\boldsymbol{r}\times m\boldsymbol{v}) = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{D}}{\mathrm{d}t} \tag{22}$$

Impulsmomentensatz: Die zeitliche Änderung des Impulsmoments $\boldsymbol{D} = \boldsymbol{r}\times m\boldsymbol{v}$ (auch Drehimpuls oder Drall genannt) ist gleich dem resultierenden Moment.
Nun ist $\boldsymbol{r}\times m\boldsymbol{v} = m(\boldsymbol{r}\times\mathrm{d}\boldsymbol{r}/\mathrm{d}t)$ und $\boldsymbol{r}\times\mathrm{d}\boldsymbol{r} = 2\mathrm{d}\boldsymbol{A}$ ein Vektor, dessen Betrag gleich ist dem doppelten Flächeninhalt der vom Vektor $\boldsymbol{r}$ überstrichenen Fläche (**Bild 5**). Damit nimmt Gl. (22) die Form an

$$\boldsymbol{M}_R = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(2m\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{A}}{\mathrm{d}t}\right) = 2m\frac{\mathrm{d}^2\boldsymbol{A}}{\mathrm{d}t^2} \tag{23}$$

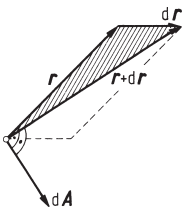


Bild 5. Impulsmomentensatz (Flächensatz)

Flächensatz: Das resultierende Moment ist gleich dem Produkt aus doppelter Masse und der Ableitung der Flächengeschwindigkeit $\mathrm{d}\boldsymbol{A}/\mathrm{d}t$. Ist $\boldsymbol{F}_\mathrm{R}$ eine Zentralkraft, d. h. stets in Richtung von $\boldsymbol{r}$ gerichtet, so wird $\boldsymbol{M}_\mathrm{R} = \boldsymbol{r} \times \boldsymbol{F}_\mathrm{R} = 0$ und damit nach Gl. (23) $\mathrm{d}\boldsymbol{A}/\mathrm{d}t = \text{const}$, d. h., die Flächengeschwindigkeit ist konstant, der Radiusvektor überstreicht in gleichen Zeiten gleiche Flächen (2. Keplersches Gesetz).
Aus Gl. (22) folgt

$$\int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{M}_\mathrm{R}\,\mathrm{d}t = \int_{t_1}^{t_2} \mathrm{d}(\boldsymbol{r} \times m\boldsymbol{v}) = \int_{t_1}^{t_2} \mathrm{d}\boldsymbol{D} = \boldsymbol{D}_2 - \boldsymbol{D}_1 \tag{24}$$

Drehimpulssatz: Das Zeitintegral über das Moment ist gleich der Differenz der Drehimpulse. Ist $\boldsymbol{M}_\mathrm{R} = 0$, so gilt $\boldsymbol{D}_1 = \boldsymbol{D}_2 = \text{const}$.

3.3 Kinetik des Massenpunktsystems
Dynamics of systems of particles

Ein Massenpunktsystem ist ein aufgrund innerer Kräfte (z. B. Massenanziehung, Federkräfte, Stabkräfte) zusammengehaltener Verband von n Massenpunkten (**Bild 6a**). Für die inneren Kräfte gilt das 3. Newtonsche Axiom von actio = reactio, d. h. $\boldsymbol{F}_\mathrm{ik}^{(i)} = \boldsymbol{F}_\mathrm{ki}^{(i)}$.

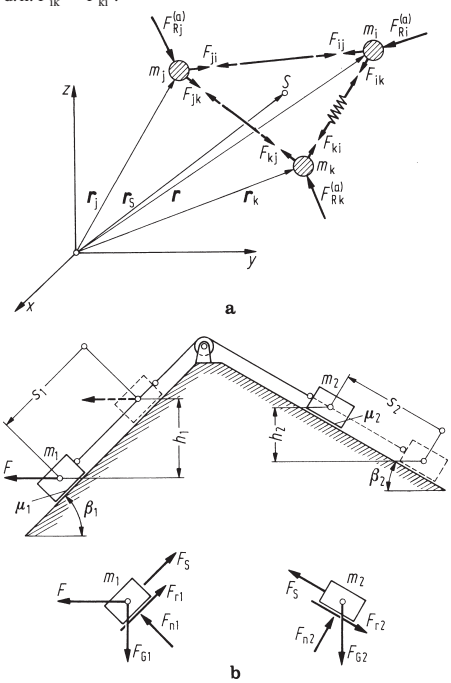


Bild 6a, b. Massenpunktsystem. **a** Allgemein; **b** zwei Massen

3.3.1 Schwerpunktsatz. Motion of the centroid

Das Newtonsche Grundgesetz für freigemachte Massenpunkte und die Summation über den gesamten Verband liefert

$$\sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{F}_\mathrm{Ri}^{(a)} + \sum_{i,k=1}^{n} \boldsymbol{F}_\mathrm{ik}^{(i)} = \sum_{i=1}^{n} m_\mathrm{i}\boldsymbol{a}_\mathrm{i}. \tag{25}$$

Da für die inneren Kräfte $\sum \boldsymbol{F}_\mathrm{ik}^{(i)} = 0$ und nach B 1 Gl. (25) $\ddot{\boldsymbol{r}}_\mathrm{S} m = \sum m_\mathrm{i}\ddot{\boldsymbol{r}}_\mathrm{i}$ ist, folgt

$$\sum_{i=1}^{n} \boldsymbol{F}_\mathrm{Ri}^{(a)} = m\boldsymbol{a}_\mathrm{S} \tag{26}$$

Schwerpunktsatz: Der Massenmittelpunkt (Schwerpunkt) eines Massenpunktsystems bewegt sich so, als ob die Gesamtmasse in ihm vereinigt wäre und alle äußeren Kräfte an ihm angreifen würden.

3.3.2 Arbeits- und Energiesatz. Energy equation

Aus Gl. (25) folgt nach Multiplikation mit $\mathrm{d}\boldsymbol{r}_\mathrm{i}$ (differentiell kleiner Verschiebungsvektor des i-ten Massenpunkts) und nach Integration zwischen zwei Zeitpunkten *1* und *2*

$$\sum \int_{(1)}^{(2)} \boldsymbol{F}_\mathrm{Ri}^{(a)}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r}_\mathrm{i} + \sum \int_{(1)}^{(2)} \boldsymbol{F}_\mathrm{ik}^{(i)}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r}_\mathrm{i} = \sum \int_{(1)}^{(2)} m_\mathrm{i}\boldsymbol{v}_\mathrm{i}\,\mathrm{d}\boldsymbol{v}_\mathrm{i} \quad \text{bzw.}$$
$$W_{1,2}^{(a)} + W_{1,2}^{(i)} = \sum (m_\mathrm{i}/2)(v_{i2}^2 - v_{i1}^2) \tag{27}$$

Arbeitssatz: Die Arbeit der äußeren und inneren Kräfte am Massenpunktsystem (wobei die der Zwangskräfte wieder null ist) ist gleich der Differenz der kinetischen Energien. Die inneren Kräfte verrichten bei starren Verbindungen der Massenpunkte keine Arbeit.
Haben alle beteiligten Kräfte ein Potential, so gilt der Energiesatz Gl. (16).

Beispiel: Punktmassen auf schiefen Ebenen (**Bild 6b**). Die beiden über ein nichtdehnbares Seil verbundenen Massen werden aus der Ruhelage von der Kraft F die schiefen Ebenen entlang gezogen. Gesucht sind ihre Geschwindigkeiten nach Zurücklegen einer Strecke s_1. – Nach dem Freimachen ergeben sich die Normaldruckkräfte (Zwangskräfte) zu $F_{n2} = F_{G2}\cos\beta_2$ und $F_{n1} = F_{G1}\cos\beta_1 - F\sin\beta_1$, wobei als Voraussetzung des Nichtabhebens $F \leqq F_{G1}\cot\beta_1$ sein muß. Damit sind die Reibungskräfte $F_{r2} = \mu_2 F_{n2}$ und $F_{r1} = \mu_1 F_{n1}$. Der Arbeitssatz Gl. (27) liefert

$$F\cos\beta_1 s_1 + F_{G1}h_1 - F_{r1}s_1 - F_S s_1 + F_S s_2 - F_{G2}h_2 - F_{r2}s_2 = m_1 v_1^2/2 + m_2 v_2^2/2,$$

und mit $s_2 = s_1$, $v_2 = v_1$ (nichtdehnbares Seil!) sowie mit $h_1 = s_1\sin\beta_1$ und $h_2 = s_2\sin\beta_2$ ist dann

$$v_1^2 = 2s_1[F\cos\beta_1 + F_{G1}\sin\beta_1 - \mu_1(F_{G1}\cos\beta_1 - F\sin\beta_1) - F_{G2}\sin\beta_2 - \mu_2 F_{G2}\cos\beta_2]/(m_1 + m_2).$$

3.3.3 Impulssatz. Momentum equation

Aus Gl. (25) folgt nach Multiplikation mit $\mathrm{d}t$ und Integration

$$\sum \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{F}_\mathrm{Ri}^{(a)}\,\mathrm{d}t + \sum \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{F}_\mathrm{ik}^{(i)}\,\mathrm{d}t = \sum \int_{t_1}^{t_2} m_\mathrm{i}\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}_\mathrm{i}}{\mathrm{d}t}\mathrm{d}t = \sum m_\mathrm{i}(\boldsymbol{v}_{i2} - \boldsymbol{v}_{i1}) = \boldsymbol{p}_2 - \boldsymbol{p}_1.$$

Da $\sum \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{F}_\mathrm{ik}^{(i)}\,\mathrm{d}t = 0$ und nach B 1 Gl. (25) $m\boldsymbol{v}_\mathrm{S} = \sum m_\mathrm{i}\boldsymbol{v}_\mathrm{i}$ ist, ergibt sich

$$\boldsymbol{p}_2 - \boldsymbol{p}_1 = \sum \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{F}_\mathrm{Ri}^{(a)}\,\mathrm{d}t = \sum m_\mathrm{i}(\boldsymbol{v}_{i2} - \boldsymbol{v}_{i1}) = m(\boldsymbol{v}_{S2} - \boldsymbol{v}_{S1}) \tag{28}$$

Impulssatz: Das Zeitintegral über die äußeren Kräfte des Systems ist gleich der Differenz aller Impulse bzw. gleich der Differenz der Schwerpunktimpulse. – Sind keine äußeren Kräfte vorhanden, so folgt aus Gl. (28)

$$\sum m_i \boldsymbol{v}_{i1} = \sum m_i \boldsymbol{v}_{i2} = \text{const} \quad \text{bzw.} \qquad m\boldsymbol{v}_{S1} = m\boldsymbol{v}_{S2} = \text{const}, \tag{29}$$

d. h., der Gesamtimpuls bleibt erhalten.

Beispiel: Massenpunktsystem und Impulssatz (**Bild 7**). Eine Feder (Federrate c), die um den Betrag s_1 vorgespannt war, schleudert die Massen m_1 und m_2 auseinander. Zu ermitteln sind deren Geschwindigkeiten. – Unter Vernachlässigung von Reibungskräften während des Entspannungsvorgangs der Feder wirken am System keine äußeren Kräfte in Bewegungsrichtung, so daß mit $v_{11} = 0$ und $v_{21} = 0$ aus Gl. (29) $m_1 v_{12} - m_2 v_{22} = 0$, also $m_1 v_{12} = m_2 v_{22}$, folgt. Hiermit liefert der Energiesatz, Gl. (16), $cs_1^2/2 = +m_1 v_{12}^2/2 + m_2 v_{22}^2/2$ dann

$$v_{12} = \sqrt{cs_1^2/(m_1 + m_1^2/m_2)} \quad \text{und} \quad v_{22} = \sqrt{cs_1^2/(m_2 + m_2^2/m_1)}.$$

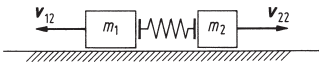


Bild 7. Zum Impuls- und Energiesatz

3.3.4 Prinzip von d'Alembert und geführte Bewegungen

D'Alembert's principle, constrained motion

Aus Gl. (25) folgt $\sum \boldsymbol{F}_{Ri}^{(a)} + (-\sum m_i \boldsymbol{a}_i) = -\sum \boldsymbol{F}_{ik}^{(i)}$. Wegen $\sum \boldsymbol{F}_{ik}^{(i)} = 0$ sind die verlorenen Kräfte, das ist die Gesamtheit der äußeren Kräfte zuzüglich der Trägheitskräfte (negative Massenbeschleunigungen), am Massenpunktsystem im Gleichgewicht:

$$\sum \boldsymbol{F}_{Ri}^{(a)} + (-\sum m_i \boldsymbol{a}_i) = 0. \tag{30}$$

Das Prinzip eignet sich in dieser Fassung besonders zur Berechnung der Schnittlasten dynamisch beanspruchter Systeme, wobei man die Schnittlasten als äußere Kräfte einführt. Im Fall geführter Bewegungen setzt sich die Resultierende der äußeren Kräfte an den einzelnen Massenpunkten aus den eingeprägten Kräften $\boldsymbol{F}_i^{(e)}$, den Führungs- oder Zwangskräften $\boldsymbol{F}_i^{(z)}$ und den Reibungskräften $\boldsymbol{F}_i^{(r)}$ zusammen. Für starre Systeme erhält man mit dem Gleichgewichtsprinzip der virtuellen Arbeiten (s. **B 1.4.3**), indem man jedem Massenpunkt eine mit den geometrischen Bindungen verträgliche Verrückung $\delta\boldsymbol{r}_i$ erteilt, dann aus Gl. (30)

$$\sum [\boldsymbol{F}_{Ri}^{(e)} + \boldsymbol{F}_{Ri}^{(z)} + \boldsymbol{F}_{Ri}^{(r)} + (-m_i \boldsymbol{a}_i)] \delta\boldsymbol{r}_i = 0.$$

Da die Zwangskräfte bei Verrückungen keine Arbeit verrichten, folgt das d'Alembertsche Prinzip in Lagrangescher Fassung:

$$\sum [\boldsymbol{F}_{Ri}^{(e)} + \boldsymbol{F}_{Ri}^{(r)} + (-m_i \boldsymbol{a}_i)] \delta\boldsymbol{r}_i = 0. \tag{31}$$

In kartesischen bzw. natürlichen Koordinaten lautet Gl. (31) entsprechend den Gln. (20) und (21) für den Massenpunkt. Dieses Prinzip ist besonders zur Berechnung des Beschleunigungszustands von geführten Bewegungen ohne Reibung geeignet, da es die Berechnung der Zwangskräfte erspart.

Beispiel: Physikalisches Pendel (**Bild 8**). – Für das aus zwei punktförmigen Massen m_1 und m_2 an „masselosen" Stangen (gegeben r_1, r_2, h und somit $\beta = \arcsin(h/r_2)$) bestehende Pendel wird die Schwingungsdifferentialgleichung aufgestellt. Bei fehlenden Reibungskräften nimmt das d'Alembertsche Prinzip in Lagrangescher Fassung in natürlichen Koordinaten analog Gl. (21) die Form

$$\delta W = \sum (F_{ti}^{(e)} - m_i a_{ti}) \delta s_i = 0$$

an; damit wird

$$\delta W = (-F_{G1} \sin\varphi - m_1 a_{t1}) \delta s_1 + (-F_{G2} \sin(\beta + \varphi) - m_2 a_{t2}) \delta s_2 = 0.$$

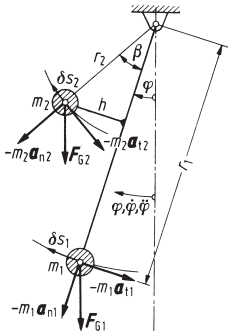


Bild 8. Physikalisches Pendel

Mit $\delta s_1 = r_1 \delta\varphi$, $\delta s_2 = r_2 \delta\varphi$ sowie $a_{t1} = r_1\ddot{\varphi}$, $a_{t2} = r_2\ddot{\varphi}$ erhält man $[m_1(gr_1 \sin\varphi + r_1^2\ddot{\varphi}) + m_2(gr_2 \sin(\beta + \varphi) + r_2^2\ddot{\varphi})]\delta\varphi = 0$, woraus die nichtlineare Differentialgleichung dieser Pendelschwingung folgt: $\ddot{\varphi}(m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2) + m_1 g r_1 \sin\varphi + m_2 g r_2 \sin(\varphi + \beta) = 0$. Für kleine Auslenkungen φ nimmt sie wegen $\sin\varphi \approx \varphi$ und $\sin(\varphi + \beta) \approx \varphi\cos\beta + \sin\beta$ die Form $\ddot{\varphi}(m_1 r_1^2 + m_2 r_2^2) + \varphi(m_1 g r_1 + m_2 g r_2 \cos\beta) = -m_2 g r_2 \sin\beta$ an, deren Lösung in **B 4** beschrieben wird.

3.3.5 Impulsmomenten- und Drehimpulssatz

Angular momentum equation

Aus dem Newtonschen Grundgesetz $\boldsymbol{F}_{Ri}^{(a)} + \boldsymbol{F}_{ik}^{(i)} = m_i \boldsymbol{a}_i$ folgt nach vektorieller Multiplikation mit einem Radiusvektor $\boldsymbol{r}_i$ und Summation über das gesamte Massenpunktsystem

$$\sum (\boldsymbol{r}_i \times \boldsymbol{F}_{Ri}^{(a)}) + \sum (\boldsymbol{r}_i \times \boldsymbol{F}_{ik}^{(i)}) = \sum (\boldsymbol{r}_i \times m_i \boldsymbol{a}_i).$$

Hieraus folgt analog der Ableitung von Gl. (22)

$$\boldsymbol{M}_R^{(a)} = \sum (\boldsymbol{r}_i \times \boldsymbol{F}_{Ri}^{(a)}) = \frac{d}{dt} \sum (\boldsymbol{r}_i \times m_i \boldsymbol{v}_i) = \frac{d\boldsymbol{D}}{dt} \tag{32}$$

Impulsmomenten- oder Drallsatz: Die zeitliche Änderung des Dralls (Drehimpulses) $\boldsymbol{D} = \sum (\boldsymbol{r}_i \times m_i \boldsymbol{v}_i)$ ist gleich dem resultierenden Moment der äußeren Kräfte am Massenpunktsystem.

Gleichung (32) gilt bezüglich eines raumfesten Punkts oder bezüglich des beliebig bewegten Schwerpunkts. Aus ihr folgt nach Integration über die Zeit der Drehimpulssatz analog Gl. (24).

3.3.6 Lagrangesche Gleichungen. Lagrange's equations

Sie liefern durch Differentiationsprozesse über die kinetische Energie die Bewegungsgleichungen des Systems. Ein System mit n Massenpunkten kann zwar $3n$ Freiheitsgrade haben, jedoch bestehen häufig zwischen einigen Koordinaten aufgrund mechanischer Bindungen Abhängigkeiten, wodurch die Zahl der Freiheitsgrade auf m (im Grenzfall bis auf $m = 1$) reduziert wird. Handelt es sich um holonome Systeme, bei denen die Beziehungen zwischen den Koordinaten in endlicher Form und nicht in Differentialform darstellbar sind, dann gelten die Lagrangeschen Gleichungen (2. Art):

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial E}{\partial q_k} = Q_k \quad (k = 1, 2, \ldots, m). \tag{33}$$

Hierbei ist E die gesamte kinetische Energie des Systems, q_k sind die generalisierten Koordinaten der m Freiheitsgrade, Q_k die generalisierten Kräfte. Ist q_k eine Länge, so ist das zugehörige Q_k eine Kraft; ist q_k ein Winkel, so ist das dazu gehörige Q_k ein Moment.

Die Lagrangesche Kraft Q_k erhält man aus

$$Q_k \delta q_k = \sum \boldsymbol{F}_i^{(a)} \delta\boldsymbol{s}_i \quad \text{bzw.} \quad Q_k = (\sum \boldsymbol{F}_i^{(a)} \delta\boldsymbol{s}_i)/\delta q_k, \tag{34}$$

wobei δs_i Verschiebungen des Systems infolge alleiniger Änderung (Variation) der Koordinate q_k sind ($\delta q_i = 0, i \neq k$).

Haben die beteiligten Kräfte ein Potential, so gilt $Q_k = -\dfrac{\partial U}{\partial q_k}$ und $\dfrac{\partial U}{\partial \dot{q}_k} = 0$. Damit folgt aus Gl. (33)

$$\begin{aligned} &\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial E}{\partial q_k} = -\frac{\partial U}{\partial q_k} \quad \text{bzw.} \\ &\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k}\right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} = 0, \end{aligned} \tag{35}$$

wobei $L = E - U = L(q_1 \ldots q_m;\ \dot{q}_1 \ldots \dot{q}_m)$ die Lagrangesche Funktion ist.

Beispiel: Schwinger mit einem Freiheitsgrad (**Bild 9**). Die Schwingung wird für kleine Auslenkungen φ, d. h. für $x = l_1\varphi$ und $y = l_2\varphi$, und unter Vernachlässigung der Stangen- und Federmassen untersucht. – Es gilt $E = m_1\dot{x}^2/2 + m_2\dot{y}^2/2 = m_1 l_1^2\dot{\varphi}^2/2 + m_2 l_2^2\dot{\varphi}^2/2$, also $\dfrac{\partial E}{\partial \varphi} = 0$ und $\dfrac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} = (m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2)\dot{\varphi}$, d. h. $\dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\dfrac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}}\right) = (m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2)\ddot{\varphi}$. Ferner ist $U = m_1 g(l_1 + l_2) + m_2 g l_2(1 - \cos\varphi) + c(l_2\varphi)^2/2$, d. h. $\dfrac{\partial U}{\partial \varphi} = m_2 g l_2 \sin\varphi + c l_2^2\varphi$. Mit $\sin\varphi \approx \varphi$ wird $\dfrac{\partial U}{\partial \varphi} = (m_2 g l_2 + c l_2^2)\varphi$. Aus Gl. (35) folgt dann mit $q_k = \varphi$

$$\ddot{\varphi}(m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2) + \varphi(m_2 g l_2 + c l_2^2) = 0 \quad \text{(Lösung s. B 4)}$$

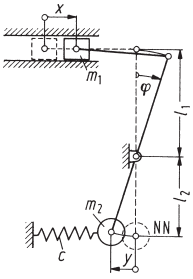


Bild 9. Schwinger

3.3.7 Prinzip von Hamilton. Hamilton's principle

Während die Lagrangeschen Gleichungen ein Differentialprinzip darstellen, handelt es sich hier um ein Integralprinzip (aus dem sich auch die Lagrangeschen Gleichungen herleiten lassen). Es lautet

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta W^{(e)} + \delta E)\,\mathrm{d}t = 0.$$

Haben die eingeprägten Kräfte ein Potential, ist also $\delta W^{(e)} = -\delta U$ ein totales Differential, so wird daraus

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta E - \delta U)\,\mathrm{d}t = \delta \int_{t_1}^{t_2} (E - U)\,\mathrm{d}t = \delta \int_{t_1}^{t_2} L\,\mathrm{d}t = 0,$$

d. h., die Variation des Zeitintegrals über die Lagrangesche Funktion wird null, das Zeitintegral nimmt einen Extremwert an.

3.3.8 Systeme mit veränderlicher Masse
Systems with variable mass

Grundgleichung des Raketenantriebs: Infolge des ausgestoßenen Massenstroms $\dot{\boldsymbol{\mu}}(t)$ mit der Relativgeschwindigkeit $\boldsymbol{v}_r(t)$ (Relativbewegung) ist die Raketenmasse $m(t)$ veränderlich. Aus dem dynamischen Grundgesetz, Gl. (12), folgt dann $\boldsymbol{F}_R^{(a)} = \dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}[m(t)\boldsymbol{v}(t)] = \dot{m}(t)\boldsymbol{v}(t) + m(t)\dot{\boldsymbol{v}}(t)$.

Nun ist $\dot{m}(t)\boldsymbol{v}(t) = -\dot{\boldsymbol{\mu}}(t)\boldsymbol{v}_r(t)$ (die Masse nimmt ab) und somit $\boldsymbol{F}_R^{(a)} = m(t)\boldsymbol{a}(t) - \dot{\boldsymbol{\mu}}(t)\boldsymbol{v}_r(t)$ bzw. $m(t)\boldsymbol{a}(t) = \boldsymbol{F}_R^{(a)} + \dot{\boldsymbol{\mu}}(t)\boldsymbol{v}_r(t)$. Wirken keine äußeren Kräfte ($\boldsymbol{F}_R^{(a)} = 0$), so gilt

$$m(t)\boldsymbol{a}(t) = \dot{\boldsymbol{\mu}}(t)\boldsymbol{v}_r(t) = \boldsymbol{F}_S(t), \tag{36}$$

d. h., $\boldsymbol{a}$ ist parallel zu $\boldsymbol{v}_r$, und $\boldsymbol{F}_S(t)$ ist der Schub der Rakete. Ist ferner $\dot{\boldsymbol{\mu}} = \dot{\boldsymbol{\mu}}_0 = \text{const}, v_r = v_{r0} = \text{const}$ und $\boldsymbol{v}_r$ parallel zu $\boldsymbol{v}$, so wird die Bahn eine Gerade. Dann gilt $m(t)a_t(t) = \dot{\boldsymbol{\mu}}_0 v_{r0} = F_{S0}$. Die verlorene Masse bis zur Zeit t ist $\mu(t) = \dot{\boldsymbol{\mu}}_0 t$ und somit $m(t) = m_0 - \dot{\boldsymbol{\mu}}_0 t$. Mit $a_t = \mathrm{d}v/\mathrm{d}t$ wird dann

$$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = \frac{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0 v_{r0}}{m_0 - \dot{\boldsymbol{\mu}}_0 t} = \frac{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0 v_{r0}}{m_0[1 - (\dot{\boldsymbol{\mu}}_0/m_0)t]}.$$

Die Integration mit den Anfangsbedingungen $v(t=0) = 0$ und $s(t=0) = 0$ liefert

$$v(t) = -v_{r0}\ln\left(1 - \frac{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0}{m_0}t\right) \quad \text{und}$$

$$s(t) = \frac{m_0 v_{r0}}{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0}\left[\left(1 - \frac{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0}{m_0}t\right)\ln\left(1 - \frac{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0}{m_0}t\right) + \frac{\dot{\boldsymbol{\mu}}_0}{m_0}t\right].$$

3.4 Kinetik starrer Körper
Dynamics of rigid bodies

Ein starrer Körper ist ein kontinuierliches Massenpunktsystem mit unendlich vielen starr miteinander verbundenen Massenelementen. Die kinematischen Grundlagen sind in **B 2.2** beschrieben. Ein starrer Körper kann eine Translation, eine Rotation oder eine allgemeine ebene bzw. räumliche Bewegung ausführen.

3.4.1 Rotation eines starren Körpers um eine feste Achse
Rigid body rotation about a fixed axis

Entsprechend Gl. (26) für das Massenpunktsystem gilt hier bei Integration über den ganzen Körper der Schwerpunktsatz

$$\boldsymbol{F}_R^{(a)} = \boldsymbol{F}_R^{(e)} + \boldsymbol{F}_R^{(z)} = \sum \boldsymbol{F}_i^{(a)} = m\boldsymbol{a}_S \tag{37}$$

bzw. in Komponenten (bei Drehung um die z-Achse, **Bild 10a**)

$$\left.\begin{aligned} F_{Rx}^{(e)} + F_{Rx}^{(z)} &= \sum F_{ix}^{(e)} + F_{Ax} + F_{Bx} = ma_{Sx}, \\ F_{Ry}^{(e)} + F_{Ry}^{(z)} &= \sum F_{iy}^{(e)} + F_{Ay} + F_{By} = ma_{Sy}, \\ F_{Rz}^{(e)} + F_{Rz}^{(z)} &= \sum F_{iz}^{(e)} + F_{Az} = 0 \end{aligned}\right\} \tag{38a–c}$$

mit $a_{Sx} = -\omega_z^2 x_S - \alpha_z y_S$ und $a_{Sy} = \alpha_z x_S - \omega_z^2 y_S$ [s. B 2, Gl. (25b)].

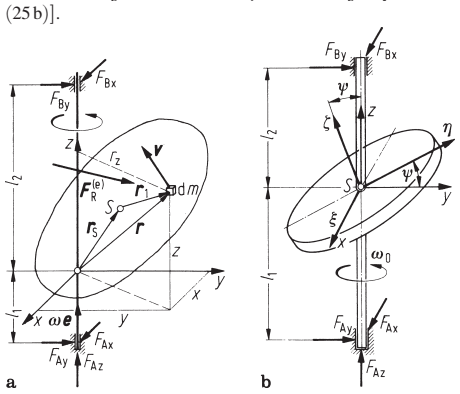


Bild 10a, b. Kinetische Lagerdrücke. **a** Allgemein; **b** Welle mit schiefsitzender Scheibe

Diese Gleichungen gelten sowohl für ein raumfestes als auch für ein mitdrehendes (körperfestes) System mit Nullpunkt auf der Drehachse. Ferner gilt analog dem Massenpunktsystem der Drallsatz

$$\boldsymbol{M}_{\mathrm{R}}^{(a)} = \boldsymbol{M}_{\mathrm{R}}^{(e)} + \boldsymbol{M}_{\mathrm{R}}^{(z)} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int (\boldsymbol{r}\times\boldsymbol{v})\mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{D}}{\mathrm{d}t}. \tag{39}$$

Gemäß B 2 Gl. (23) gilt in kartesischen Koordinaten (bei Drehung um die z-Achse, d. h. mit $\omega_{\mathrm{x}} = \omega_{\mathrm{y}} = 0$)

$$\begin{aligned} &\upsilon_{\mathrm{x}} = (\omega_{\mathrm{y}} z - \omega_{\mathrm{z}} y) = -\omega_{\mathrm{z}} y, \quad \upsilon_{\mathrm{y}} = (\omega_{\mathrm{z}} x - \omega_{\mathrm{x}} z) = \omega_{\mathrm{z}} x, \\ &\upsilon_{\mathrm{z}} = (\omega_{\mathrm{x}} y - \omega_{\mathrm{y}} x) = 0. \end{aligned} \tag{40}$$

Aus Gl. (39) wird hiermit

$$\begin{aligned} \boldsymbol{M}_{\mathrm{R}}^{(e)} + \boldsymbol{M}_{\mathrm{R}}^{(z)} &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int \begin{vmatrix} \boldsymbol{e}_{\mathrm{x}} & \boldsymbol{e}_{\mathrm{y}} & \boldsymbol{e}_{\mathrm{z}} \\ x & y & z \\ \upsilon_{\mathrm{x}} & \upsilon_{\mathrm{y}} & 0 \end{vmatrix} \mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left[\int -\omega_{\mathrm{z}} xz\,\mathrm{d}m\boldsymbol{e}_{\mathrm{x}} \right. \\ &\qquad \left. + \int -\omega_{\mathrm{z}} yz\,\mathrm{d}m\boldsymbol{e}_{\mathrm{y}} + \int \omega_{\mathrm{z}}(x^2+y^2)\,\mathrm{d}m\boldsymbol{e}_{\mathrm{z}}\right] \\ &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}[-\omega_{\mathrm{z}} J_{\mathrm{xz}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{x}} - \omega_{\mathrm{z}} J_{\mathrm{yz}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{y}} + \omega_{\mathrm{z}} J_{\mathrm{z}}\boldsymbol{e}_{\mathrm{z}}]; \end{aligned} \tag{41}$$

$J_{\mathrm{xz}} = \int xz\,\mathrm{d}m$, $J_{\mathrm{yz}} = \int yz\,\mathrm{d}m$ Deviations- oder Zentrifugalmomente, $J_{\mathrm{z}} = \int (x^2+y^2)\,\mathrm{d}m = \int r_{\mathrm{z}}^2\mathrm{d}m$ axiales Massenträgheitsmoment. In Komponenten

$$\left.\begin{aligned} M_{\mathrm{Rx}}^{(e)} + M_{\mathrm{Rx}}^{(z)} &= \sum M_{\mathrm{ix}}^{(e)} + F_{\mathrm{Ay}} l_1 - F_{\mathrm{By}} l_2 \\ &= -\mathrm{d}(\omega_{\mathrm{z}} J_{\mathrm{xz}})/\mathrm{d}t = -J_{\mathrm{xz}}\alpha_{\mathrm{z}} + \omega_{\mathrm{z}}^2 J_{\mathrm{yz}}, \\ M_{\mathrm{Ry}}^{(e)} + M_{\mathrm{Ry}}^{(z)} &= \sum M_{\mathrm{iy}}^{(e)} + F_{\mathrm{Bx}} l_2 - F_{\mathrm{Ax}} l_1 \\ &= -\mathrm{d}(\omega_{\mathrm{z}} J_{\mathrm{yz}})/\mathrm{d}t = -J_{\mathrm{yz}}\alpha_{\mathrm{z}} - \omega_{\mathrm{z}}^2 J_{\mathrm{xz}}, \\ M_{\mathrm{Rz}}^{(e)} &= \sum M_{\mathrm{iz}}^{(e)} = \mathrm{d}(\omega_{\mathrm{z}} J_{\mathrm{z}})/\mathrm{d}t = J_{\mathrm{z}}\alpha_{\mathrm{z}}. \end{aligned}\right\} \tag{42a–c}$$

Diese Gleichungen gelten sowohl für ein raumfestes als auch für ein mitdrehendes Koordinatensystem x, y, z mit Nullpunkt auf der Drehachse. Im ersten Fall sind J_{xz} und J_{yz} zeitlich veränderlich, im zweiten Fall konstant. Die Gln. (38 a–c) und (42 a, b) liefern die unbekannten fünf Auflagerreaktionen, wobei α_{z} und ω_{z} aus Gl. (42 c) folgen. Dabei ergeben die eingeprägten Kräfte $\boldsymbol{F}_{\mathrm{i}}^{(e)}$ und Momente $M_{\mathrm{ix}}^{(e)}$ und $M_{\mathrm{iy}}^{(e)}$ die rein statischen Auflagerreaktionen, während die kinetischen Auflagereaktionen sich mit $\boldsymbol{F}_{\mathrm{i}}^{(e)} = 0$, $M_{\mathrm{ix}}^{(e)} = M_{\mathrm{iy}}^{(e)} = 0$ aus

$$F_{\mathrm{Ax}}^{(k)} + F_{\mathrm{Bx}}^{(k)} = m a_{\mathrm{Sx}}, \quad F_{\mathrm{Ay}}^{(k)} + F_{\mathrm{By}}^{(k)} = m a_{\mathrm{Sy}}, \quad F_{\mathrm{Az}}^{(k)} = 0, \tag{43}$$

$$\begin{aligned} &F_{\mathrm{Ay}}^{(k)} l_1 - F_{\mathrm{By}}^{(k)} l_2 = -J_{\mathrm{xz}}\alpha_{\mathrm{z}} + \omega_{\mathrm{z}}^2 J_{\mathrm{yz}}, \\ &F_{\mathrm{Bx}}^{(k)} l_2 - F_{\mathrm{Ax}}^{(k)} l_1 = -J_{\mathrm{yz}}\alpha_{\mathrm{z}} - \omega_{\mathrm{z}}^2 J_{\mathrm{xz}} \end{aligned} \tag{44}$$

berechnen lassen. Nach diesen Gleichungen verschwinden sie, wenn $\boldsymbol{a}_{\mathrm{S}} = 0$ wird, also die Drehachse durch den Schwerpunkt geht und wenn sie eine Hauptträgheitsachse ist, d. h., die Zentrifugalmomente J_{xz} und J_{yz} null werden. Die Drehachse heißt dann freie Achse. Für sie gehen die Gln. (38 a–c) sowie (42 a, b) in die bekannten Gleichgewichtsbedingungen über, während das *dynamische Grundgesetz für die Drehbewegung* nach Gl. (42 c) lautet

$$M_{\mathrm{R}}^{(e)} = \sum M_{\mathrm{i}}^{(e)} = J\alpha \tag{45}$$

$J = \int r^2\mathrm{d}m$, wobei r der Abstand senkrecht zur Drehachse ist.

Arbeits- und Drehimpulssatz. Aus Gl. (45) folgen

$$\begin{aligned} W_{1,2} &= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_{\mathrm{R}}^{(e)}\,\mathrm{d}\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} J\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}\mathrm{d}\varphi \\ &= J\int_{\omega_1}^{\omega_2} \omega\,\mathrm{d}\omega = \frac{J}{2}(\omega_2^2 - \omega_1^2), \end{aligned} \tag{46}$$

$$\begin{aligned} D_2 - D_1 &= \int_{t_1}^{t_2} M_{\mathrm{R}}^{(e)}\,\mathrm{d}t = \int_{t_1}^{t_2} J\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t}\mathrm{d}t \\ &= J\int_{\omega_1}^{\omega_2} \mathrm{d}\omega = J(\omega_2 - \omega_1). \end{aligned} \tag{47}$$

Beispiel: Welle mit schiefsitzender Scheibe (**Bild 10 b**). Auf einer mit $\omega_{\mathrm{z}} = \mathrm{const} = \omega_0$ rotierenden Welle ist eine vollzylindrische Scheibe (Radius r, Dicke h, Masse m) unter dem Winkel ψ geneigt aufgekeilt. Zu ermitteln sind die Auflagerkräfte. – Als einzige eingeprägte Kraft erzeugt die zentrische Gewichtskraft $F_{\mathrm{G}} = m\,g$ keine Momente, so daß die Gln. (38 a–c) und (42 a, b) mit $a_{\mathrm{Sx}} = a_{\mathrm{Sy}} = 0$ und (wegen $\omega_{\mathrm{z}} = \mathrm{const}$) $\alpha_{\mathrm{z}} = 0$ $F_{\mathrm{Ax}} + F_{\mathrm{Bx}} = 0$, $F_{\mathrm{Ay}} + F_{\mathrm{By}} = 0$, $-F_{\mathrm{G}} + F_{\mathrm{Az}} = 0$, $F_{\mathrm{Ay}} l_1 - F_{\mathrm{By}} l_2 = \omega_0^2 J_{\mathrm{yz}}$, $F_{\mathrm{Bx}} l_2 - F_{\mathrm{Ax}} l_1 = -\omega_0^2 J_{\mathrm{xz}}$ ergeben. Mit den Richtungswinkeln der x-Achse gegenüber den Hauptachsen ξ, η, ζ (s. **B 3.4.2**) $\alpha_1 = 0$, $\beta_1 = 90°$, $\gamma_1 = 90°$, mit denen der y-Achse $\alpha_2 = 90°$, $\beta_2 = \psi$, $\gamma_2 = 90° + \psi$ und denen der z-Achse $\alpha_3 = 90°$, $\beta_3 = 90° - \psi$, $\gamma_3 = \psi$ erhält man gemäß Gl. (52)

$$\begin{aligned} J_{\mathrm{yz}} &= -J_1\cos\alpha_2\cos\alpha_3 - J_2\cos\beta_2\cos\beta_3 - J_3\cos\gamma_2\cos\gamma_3 \\ &= -J_2\cos\psi\sin\psi + J_3\sin\psi\cos\psi \end{aligned}$$

und entsprechend $J_{\mathrm{xz}} = 0$. Nach **Tab. 1** ist $J_2 = J_\eta = m(3r^2 + h^2)/12$, $J_3 = J_\zeta = mr^2/2$ und somit $J_{\mathrm{yz}} = [m(3r^2 - h^2)/24]\sin 2\psi$, so daß sich die Auflagerkräfte

$$\begin{aligned} &F_{\mathrm{Ax}} = F_{\mathrm{Bx}} = 0, \quad F_{\mathrm{Az}} = F_{\mathrm{G}}, \\ &F_{\mathrm{Ay}} = -F_{\mathrm{By}} = \{\omega_0^2 m(3r^2 - h^2)/[24(l_1 + l_2)]\}\sin 2\psi \end{aligned}$$

ergeben.

3.4.2 Allgemeines über Massenträgheitsmomente (Bild 11). Moment of inertia

Axiale Trägheitsmomente:

$$\left.\begin{aligned} J_{\mathrm{x}} &= \int (y^2+z^2)\mathrm{d}m &&= \int r_{\mathrm{x}}^2\mathrm{d}m, \\ J_{\mathrm{y}} &= \int (x^2+z^2)\mathrm{d}m &&= \int r_{\mathrm{y}}^2\mathrm{d}m, \\ J_{\mathrm{z}} &= \int (x^2+y^2)\mathrm{d}m &&= \int r_{\mathrm{z}}^2\mathrm{d}m. \end{aligned}\right\} \tag{48}$$

Polares Trägheitsmoment sowie Deviations- oder Zentrifugalmomente:

$$\begin{aligned} &J_{\mathrm{p}} = \int r^2\mathrm{d}m = \int (x^2+y^2+z^2)\,\mathrm{d}m = (J_{\mathrm{x}} + J_{\mathrm{y}} + J_{\mathrm{z}})/2; \\ &J_{\mathrm{xy}} = \int xy\,\mathrm{d}m, \quad J_{\mathrm{xz}} = \int xz\,\mathrm{d}m, \quad J_{\mathrm{yz}} = \int yz\,\mathrm{d}m. \end{aligned} \tag{49}$$

Die Trägheitsmomente lassen sich mit $J_{\mathrm{x}} = J_{\mathrm{xx}}$, $J_{\mathrm{y}} = J_{\mathrm{yy}}$ und $J_{\mathrm{z}} = J_{\mathrm{zz}}$ zum Trägheitstensor, einem symmetrischen Tensor 2. Stufe, zusammenfassen. In Matrixschreibweise gilt

$$\boldsymbol{J} = \begin{pmatrix} J_{\mathrm{xx}} & -J_{\mathrm{xy}} & -J_{\mathrm{xz}} \\ -J_{\mathrm{yx}} & J_{\mathrm{yy}} & -J_{\mathrm{yz}} \\ -J_{\mathrm{zx}} & -J_{\mathrm{zy}} & J_{\mathrm{zz}} \end{pmatrix}.$$

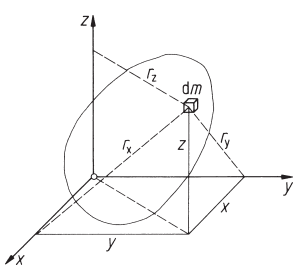
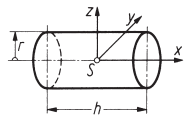


Bild 11. Massenträgheitsmomente

Tabelle 1. Massenträgheitsmomente homogener Körper

Kreiszylinder



$m = \varrho \pi r^2 h$

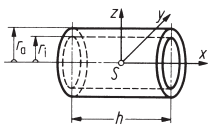
$J_x = \frac{mr^2}{2} \quad J_y = J_z = \frac{m(3r^2+h^2)}{12}$

Zylinderschale
Wanddicke $\delta \ll r$:

$m = \varrho 2\pi r h \delta$

$J_x = mr^2 \quad J_y = J_z = \frac{m(6r^2+h^2)}{12}$

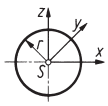
Hohlzylinder



$m = \varrho \pi (r_a^2 - r_i^2) h$

$J_x = \frac{m(r_a^2+r_i^2)}{2} \quad J_y = J_z = \frac{m(r_a^2+r_i^2+h^2/3)}{4}$

Kugel



$m = \varrho \frac{4}{3} \pi r^3$

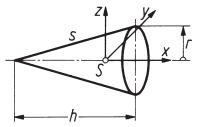
$J_x = J_y = J_z = \frac{2}{5} mr^2$

Kugelschale
Wanddicke $\delta \ll r$:

$m = \varrho 4\pi r^2 \delta$

$J_x = J_y = J_z = \frac{2}{3} mr^2$

Kreiskegel



$m = \varrho \pi r^2 h/3$

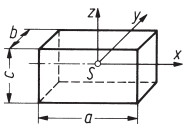
$J_x = \frac{3}{10} mr^2 \quad J_y = J_z = \frac{3m(4r^2+h^2)}{80}$

Kegelschale
Wanddicke $\delta \ll r$:

$m = \varrho \pi r s \delta$

$J_x = \frac{mr^2}{2}$

Quader

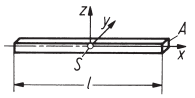


$m = \varrho abc$

$J_x = \frac{m(b^2+c^2)}{12} \quad J_y = \frac{m(a^2+c^2)}{12}$

$J_z = \frac{m(a^2+b^2)}{12}$

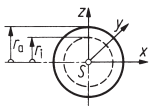
Dünner Stab



$m = \varrho A l$

$J_y = J_z = \frac{ml^2}{12}$

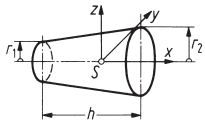
Hohlkugel



$m = \varrho \frac{4}{3} \pi (r_a^3 - r_i^3)$

$J_x = J_y = J_z = \frac{2}{5} m \frac{r_a^5 - r_i^5}{r_a^3 - r_i^3}$

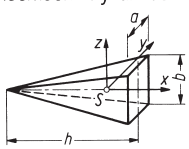
Kreiskegelstumpf



$m = \varrho \frac{1}{3} \pi h (r_2^2 + r_2 r_1 + r_1^2)$

$J_x = \frac{3}{10} m \frac{r_2^5 - r_1^5}{r_2^3 - r_1^3}$

Rechteck-Pyramide

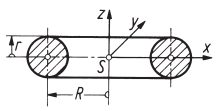


$m = \varrho abh/3$

$J_x = \frac{m(a^2+b^2)}{20} \quad J_y = \frac{m(b^2+\frac{3}{4}h^2)}{20}$

$J_z = \frac{m(a^2+\frac{3}{4}h^2)}{20}$

Kreistorus

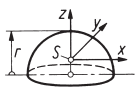


$m = \varrho 2\pi^2 r^2 R$

$J_x = J_y = \frac{m(4R^2+5r^2)}{8}$

$J_z = \frac{m(4R^2+3r^2)}{4}$

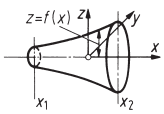
Halbkugel



$m = \varrho \frac{2}{3} \pi r^3$

$J_x = J_y = \frac{83}{320} mr^2 \quad J_z = \frac{2}{5} mr^2$

Beliebiger Rotationskörper



$m = \varrho \pi \int_{x_1}^{x_2} f^2(x) \mathrm{d}x$

$J_x = \frac{1}{2} \varrho \pi \int_{x_1}^{x_2} f^4(x) \mathrm{d}x$

Hauptachsen. Wird $J_{\xi\eta} = J_{\xi\zeta} = J_{\eta\zeta} = 0$, so liegen Hauptträgheitsachsen ξ, η, ζ vor. Die zugehörigen axialen Hauptträgheitsmomente J_1, J_2, J_3 verhalten sich so, daß eins das absolute Maximum und ein anderes das absolute Minimum aller Trägheitsmomente des Körpers ist. Hat ein Körper eine Symmetrieebene, so ist jede dazu senkrechte Achse eine Hauptachse. Allgemein erhält man die Hauptträgheitsmomente als Extremalwerte der Gl. (50) mit der Nebenbedingung $h = \cos^2\alpha + \cos^2\beta + \cos^2\gamma - 1 = 0$. Mit den Abkürzungen $\cos\alpha = \lambda$, $\cos\beta = \mu$, $\cos\gamma = \nu$ folgen mit $J = J_x\lambda^2 + J_y\mu^2 + J_z\nu^2 - 2J_{xy}\lambda\mu - 2J_{yz}\mu\nu - 2J_{xz}\lambda\nu$ und $f = J - ch$ aus $\delta f/\delta\lambda = 0$ usw. drei homogene lineare Gleichungen für λ, μ, ν, die nur dann eine nichttriviale Lösung haben, wenn ihre Koeffizientendeterminante null wird. Daraus erhält man die kubische Gleichung für c mit den Lösungen $c_1 = J_1$, $c_2 = J_2$ und $c_3 = J_3$.

Trägheitsellipsoid. Trägt man in Richtung der Achsen x, y, z die Größen $1/\sqrt{J_x}$, $1/\sqrt{J_y}$, $1/\sqrt{J_z}$ ab, so liegen die Endpunkte auf dem Trägheitsellipsoid mit den Hauptachsen $1/\sqrt{J_1}$ usw. und der Gleichung $J_1\xi^2 + J_2\eta^2 + J_3\zeta^2 = 1$. Liegt hierbei der Koordinatenanfangspunkt im Schwerpunkt, spricht man vom Zentralellipsoid; die zugehörigen Hauptachsen sind dann freie Achsen.

Trägheitsmomente bezüglich gedrehter Achsen. Für eine unter den Winkeln α, β, γ gegen x, y, z geneigte Achse $\bar{x}$ folgt mit $\boldsymbol{e}_{\bar{x}} = (\cos\alpha, \cos\beta, \cos\gamma)$ aus $J_{\bar{x}} = \boldsymbol{e}_{\bar{x}} \boldsymbol{J} \boldsymbol{e}_{\bar{x}}^T$ (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*) sowie mit $J_{xy} = J_{yx}$ usw.

$$J_{\bar{x}} = J_x \cos^2\alpha + J_y \cos^2\beta + J_z \cos^2\gamma - 2J_{xy}\cos\alpha\cos\beta - 2J_{yz}\cos\beta\cos\gamma - 2J_{xz}\cos\alpha\cos\gamma. \tag{50}$$

Sind dagegen α_1, β_1, γ_1 die Richtungswinkel der x-Achse gegenüber den Hauptachsen ξ, η, ζ, so gilt für das axiale Trägheitsmoment

$$J_x = J_1 \cos^2\alpha_1 + J_2 \cos^2\beta_1 + J_3 \cos^2\gamma_1; \tag{51}$$

J_y, J_z entsprechend mit den Richtungswinkeln $\alpha_2, \beta_2, \gamma_2$ bzw. $\alpha_3, \beta_3, \gamma_3$ der y- bzw. z-Achse gegenüber den Hauptachsen. Die zugehörigen Deviationsmomente sind (für J_{xz} und J_{yz} entsprechend)

$$J_{xy} = -J_1 \cos\alpha_1 \cos\alpha_2 - J_2 \cos\beta_1 \cos\beta_2 - J_3 \cos\gamma_1 \cos\gamma_2. \tag{52}$$

Satz von Steiner. Für parallele Achsen gilt

$$\begin{aligned} J_x &= J_{\bar{x}} + (y_S^2 + z_S^2)m, \quad J_y = J_{\bar{y}} + (z_S^2 + x_S^2)m, \\ J_z &= J_{\bar{z}} + (x_S^2 + y_S^2)m, \quad J_{xy} = J_{\bar{x}\bar{y}} + x_S y_S m, \\ J_{xz} &= J_{\bar{x}\bar{z}} + x_S z_S m, \qquad J_{yz} = J_{\bar{y}\bar{z}} + y_S z_S m; \end{aligned} \tag{53}$$

$\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ sind zu x, y, z parallele Achsen durch den Schwerpunkt.

Trägheitsradius. Wird die Gesamtmasse in Entfernung i von der Drehachse (bei gegebenem J und m) vereinigt, so gilt $J = i^2 m$ bzw. $i = \sqrt{J/m}$.

Reduzierte Masse. Denkt man sich die Masse m_{red} in beliebiger Entfernung d von der Drehachse angebracht (bei gegebenem J), so gilt $J = d^2 m_{red}$ bzw. $m_{red} = J/d^2$.

Berechnung der Massenträgheitsmomente. Für Einzelkörper mittels dreifacher Integrale

$$J_x = \int r_x^2 \mathrm{d}m = \int\int\int \varrho(y^2 + z^2)\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z.$$

Je nach Körperform verwendet man auch Zylinder- oder Kugelkoordinaten. Zum Beispiel wird für den vollen Kreiszylinder (s. **Tab. 1**)

$$\begin{aligned} J_x &= \int_{r=0}^{r_a} \int_{\varphi=0}^{2\pi} \int_{z=-h/2}^{+h/2} \varrho r^2 (r\,\mathrm{d}\varphi\,\mathrm{d}r\,\mathrm{d}z) \\ &= \varrho(r_a^4/4)2\pi h = m r_a^2/2. \end{aligned}$$

Für zusammengesetzte Körper gilt mit dem Satz von Steiner $J_x = \sum [J_{\bar{x}i} + (y_{Si}^2 + z_{Si}^2)m_i]$ usw. (s. **C 2.4.5** Flächenmomente 2. Ordnung).

3.4.3 Allgemeine ebene Bewegung starrer Körper.

General plane motion of a rigid body

Ebene Bewegung bedeutet $z = \text{const}$ bzw. $v_z = \omega_x = \omega_y = 0$ und $a_z = \alpha_x = \alpha_y = 0$. Wie beim Massenpunktsystem gelten *Schwerpunktsatz* und *Drallsatz* (Momentensatz)

$$\boldsymbol{F}_R^{(a)} = \sum \boldsymbol{F}_i^{(a)} = m\boldsymbol{a}_S, \tag{54}$$

$$\begin{aligned} \boldsymbol{M}_R^{(a)} &= \sum \boldsymbol{M}_i^{(a)} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \int (\boldsymbol{r} \times \boldsymbol{v})\mathrm{d}m \\ &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \int \begin{vmatrix} \boldsymbol{e}_x & \boldsymbol{e}_y & \boldsymbol{e}_z \\ x & y & z \\ \dot{x} & \dot{y} & 0 \end{vmatrix} \mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{D}}{\mathrm{d}t}. \end{aligned} \tag{55}$$

(Der Momentensatz gilt bezüglich eines raumfesten Punkts oder des beliebig bewegten Schwerpunkts.)

In kartesischen Koordinaten

$$\left.\begin{aligned} F_{Rx}^{(a)} &= \sum F_{ix}^{(a)} = ma_{Sx}, \quad F_{Ry}^{(a)} = \sum F_{iy}^{(a)} = ma_{Sy}, \\ F_{Rz}^{(a)} &= \sum F_{iz}^{(a)} = 0, \\ M_{Rx}^{(a)} &= -\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int z\dot{y}\,\mathrm{d}m = -\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}\int zy\,\mathrm{d}m = -\frac{\mathrm{d}^2 J_{yz}}{\mathrm{d}t^2}, \\ M_{Ry}^{(a)} &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int z\dot{x}\,\mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}\int zx\,\mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}^2 J_{xz}}{\mathrm{d}t^2}, \\ M_{Rz}^{(a)} &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int (x\dot{y} - \dot{x}y)\,\mathrm{d}m \end{aligned}\right\} \tag{56}$$

bzw. mit Gl. (40) und $\omega_z = \omega$

$$M_{Rz}^{(a)} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int \omega(x^2 + y^2)\,\mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int \omega r_z^2 \mathrm{d}m = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\omega J_z).$$

$M_{Rx}^{(a)}$ und $M_{Ry}^{(a)}$ sind die zur Erzwingung der ebenen Bewegung nötigen äußeren Momente, wenn z keine Hauptträgheitsachse ist. Ist z eine Hauptträgheitsachse ($J_{yz} = J_{xz} = 0$), so folgen $M_{Rx}^{(a)} = 0$, $M_{Ry}^{(a)} = 0$, $M_{Rz}^{(a)} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(\omega J_z)$ bzw. bezüglich des körperfesten Schwerpunkts mit $J_S = \text{const}$

$$M_{RS}^{(a)} = \sum M_{iS}^{(a)} = J_S \alpha. \tag{57}$$

Arbeitssatz:

$$\begin{aligned} W_{1,2} &= \int \boldsymbol{F}_R^{(a)}\mathrm{d}\boldsymbol{r} + \int \boldsymbol{M}_{RS}^{(a)}\mathrm{d}\varphi = \left(\frac{m}{2}v_{S2}^2 + \frac{J_S}{2}\omega_2^2\right) \\ &\quad - \left(\frac{m}{2}v_{S1}^2 + \frac{J_S}{2}\omega_1^2\right) = E_2 - E_1 \end{aligned} \tag{58}$$

Haben die äußeren Kräfte und Momente ein Potential, so gilt der *Energiesatz* $U_1 + E_1 = U_2 + E_2 = \text{const}$.

Impuls- und *Drehimpulssatz:*

$$\boldsymbol{p}_2 - \boldsymbol{p}_1 = \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{F}_R^{(a)}\,\mathrm{d}t = m(\boldsymbol{v}_{S2} - \boldsymbol{v}_{S1}) \tag{59}$$

$$\boldsymbol{D}_2 - \boldsymbol{D}_1 = \int_{t_1}^{t_2} \boldsymbol{M}_{RS}^{(a)}\,\mathrm{d}t = J_S(\omega_2 - \omega_1) \tag{60}$$

D'Alembertsches Prinzip. Die verlorenen Kräfte, d. h. die Summe aus eingeprägten Kräften und Trägheitskräften, halten sich am Gesamtkörper das Gleichgewicht. Mit dem Gleichgewichtsprinzip der virtuellen Verrückungen gilt dann in Lagrangescher Fassung

$$(\boldsymbol{F}_R^{(e)} - m\boldsymbol{a}_S)\,\delta\boldsymbol{r}_S + (\boldsymbol{M}_{RS}^{(e)} - J_S\boldsymbol{\alpha})\,\delta\varphi = 0. \tag{61}$$

Beispiel: Rollbewegung auf schiefer Ebene (**Bild 12**). Aus der Ruhelage soll ein zylindrischer Körper (r, m, J_S) von der Kraft F die schiefe Ebene (Neigungswinkel β) hinaufgerollt werden ohne zu gleiten. Zu ermitteln sind seine Schwerpunktbeschleunigung sowie Zeit und Geschwindigkeit bei Erreichen der Lage *2* nach Zurücklegen des Wegs s_2. – Da der Schwerpunkt eine geradlinige Bewegung ausführt, fällt sein Beschleunigungsvektor in die Bewegungsrichtung. Schwerpunktsatz, Gl. (54), und Momentensatz, Gl. (57), liefern (**Bild 12a**) $ma_S = F\cos\beta - F_G \sin\beta - F_r$ und $J_S\alpha = F_r r$, woraus mit $\alpha = a_S/r$ wegen des reinen Rollens

$$a_S = (F\cos\beta - F_G \sin\beta)/(m + J_S/r^2)$$

folgt. Mit den Gesetzen der gleichmäßig beschleunigten Bewegung aus der Ruhelage (s. **B 2.1.1**) ergeben sich $v_{S2} = \sqrt{2a_S s_2}$ und $t_2 = v_{S2}/a_S$. Der Arbeitssatz, Gl. (58),

$$(F\cos\beta - F_G \sin\beta)s_2 = mv_{S2}^2/2 + J_S\omega_2^2/2$$

liefert mit $\omega_2 = v_{S2}/r$ wiederum

$$v_{S2} = \sqrt{2(F\cos\beta - F_G \sin\beta)s_2/(m + J_S/r^2)}.$$

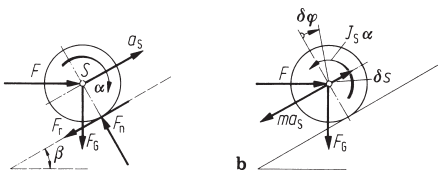


Bild 12a, b. Rollbewegung auf schiefer Ebene

Impulssatz und Drehimpulssatz, Gln. (59) und (60),

$$(F\cos\beta - F_G \sin\beta - F_r)t_2 = mv_{S2} \quad \text{und} \quad F_r r t_2 = J_S\omega_2$$

ergeben ebenfalls

$$t_2 = v_{S2}(m + J_S/r^2)/(F\cos\beta - F_G \sin\beta) = v_{S2}/a_S.$$

Das d'Alembertsche Prinzip in der Lagrangeschen Fassung nach Gl. (61) führt zu (**Bild 12b**)

$$(F\cos\beta - F_G\sin\beta - ma_S)\,\delta s + (0 - J_S\alpha)\,\delta\varphi = 0;$$

mit $\alpha = a_S/r$, $\delta\varphi = \delta s/r$ folgt

$$\delta s[F\cos\beta - F_G\sin\beta - ma_S - J_S a_S/r^2] = 0, \quad \text{also wieder}$$
$$a_S = (F\cos\beta - F_G\sin\beta)/(m + J_S/r^2).$$

Ebene Starrkörpersysteme. Die Bewegung läßt sich auf verschiedene Weise berechnen:
- Freimachen jedes Einzelkörpers und Ansatz von Schwerpunktsatz, Gl. (54), und Momentensatz, Gl. (57), wenn z Hauptträgheitsachse ist;
- Anwenden des d'Alembertschen Prinzips, Gl. (61), auf das aus n Körpern bestehende System

$$\sum(\boldsymbol{F}_{Ri}^{(e)} - m_i\boldsymbol{a}_{iS})\,\delta\boldsymbol{r}_{iS} + \sum(\boldsymbol{M}_{Ri}^{(e)} - J_{iS}\alpha_i)\,\delta\varphi_i = 0; \qquad (62)$$

- Anwenden der Lagrangeschen Bewegungsgleichungen Gln. (33)–(35).

Beispiel: Beschleunigungen eines Starrkörpersystems (**Bild 13**). Das System bewege sich in den angedeuteten Richtungen, wobei in der Führung von m_1 die Reibkraft F_{r1} wirkt und die Walze eine reine Rollbewegung ausführt. – Das d'Alembertsche Prinzip in der Lagrangeschen Fassung, Gl. (62), liefert

$$(F_{G1} - F_{r1} - m_1a_1)\,\delta z - J_2\alpha_2\delta\varphi - (F_{G3}\sin\beta + m_3a_{3S})\,\delta s$$
$$- J_{3S}\alpha_3\delta\psi = 0.$$

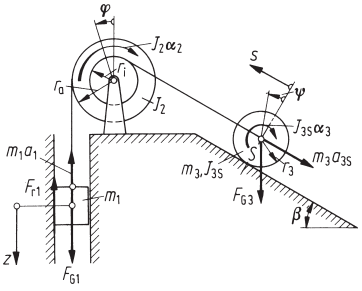


Bild 13. Starrkörpersystem

Mit

$$\delta z = r_a\delta\varphi, \quad \delta s = r_i\delta\varphi \quad \text{und} \quad \delta\psi = \delta s/r_3 = \delta\varphi r_i/r_3$$

bzw.

$$a_1 = \ddot{z} = r_a\ddot{\varphi} = r_a\alpha_2, \quad a_{3S} = \ddot{s} = r_i\ddot{\varphi} = r_i\alpha_2 \quad \text{und}$$
$$\alpha_3 = \ddot{\psi} = \ddot{s}/r_3 = \alpha_2 r_i/r_3$$

wird

$$\delta\varphi[(F_{G1} - F_{r1})r_a - m_1r_a^2\alpha_2 - J_2\alpha_2 - F_{G3}r_i\sin\beta$$
$$- m_3r_i^2\alpha_2 - J_{3S}(r_i/r_3)^2\alpha_2] = 0.$$

Die Winkelbeschleunigung der Seilscheibe ist also

$$\alpha_2 = [(F_{G1} - F_{r1})r_a - F_{G3}r_i\sin\beta]/[m_1r_a^2 + J_2 + m_3r_i^2$$
$$+ J_{3S}(r_i/r_3)^2],$$

womit auch $a_1 = r_a\alpha_2$, $a_{3S} = r_i\alpha_2$ und $\alpha_3 = \alpha_2 r_i/r_3$ bestimmt sind.

3.4.4 Allgemeine räumliche Bewegung
General motion in space

Bewegungsgleichungen sind mit dem Schwerpunktsatz und dem Drall- oder Momentensatz gegeben:

$$\boldsymbol{F}_R^{(a)} = \sum\boldsymbol{F}_i^{(a)} = m\boldsymbol{a}_S \qquad (63)$$

$$\boldsymbol{M}_R^{(a)} = \sum\boldsymbol{M}_i^{(a)} = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{D}}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int(\boldsymbol{r}\times\boldsymbol{v})\,\mathrm{d}m \qquad (64)$$

(Erläuterungen s. Gln. (26) und (32)).

Der Momentensatz gilt bezüglich eines raumfesten Punkts oder des beliebig bewegten Schwerpunkts. In kartesischen Koordinaten mit $\boldsymbol{v}$ gemäß B 2 Gl.(23) wird

$$\begin{aligned}\boldsymbol{M}_R^{(a)} &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int\begin{vmatrix}\boldsymbol{e}_x & \boldsymbol{e}_y & \boldsymbol{e}_z\\ x & y & z\\ v_x & v_y & v_z\end{vmatrix}\mathrm{d}m\\ &= \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}[(\omega_xJ_x - \omega_yJ_{xy} - \omega_zJ_{xz})\boldsymbol{e}_x\\ &\quad +(\omega_yJ_y - \omega_xJ_{xy} - \omega_zJ_{yz})\boldsymbol{e}_y\\ &\quad +(\omega_zJ_z - \omega_xJ_{xz} - \omega_yJ_{yz})\boldsymbol{e}_z].\end{aligned} \qquad (65)$$

Diese Gleichung bezieht sich auf ein raumfestes Koordinatensystem x, y, z (**Bild 14**), dessen Koordinatenanfangspunkt auch im Schwerpunkt liegen kann, d.h., die Größen J_x, J_{xy} usw. sind zeitabhängig, da sich die Lage des Körpers ändert.

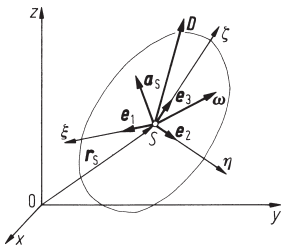


Bild 14. Allgemeine räumliche Bewegung

Wird nach Euler ein körperfestes, mitbewegtes Koordinatensystem ξ, η, ζ eingeführt (der Einfachheit halber in Richtung der Hauptträgheitsachsen des Körpers) und der Winkelgeschwindigkeitsvektor in diesem Koordinatensystem in seine Komponenten $\omega = \omega_1\boldsymbol{e}_1 + \omega_2\boldsymbol{e}_2 + \omega_3\boldsymbol{e}_3$ zerlegt, so nimmt Gl. (65) die Form

$$\boldsymbol{M}_R^{(a)} = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}[\omega_1J_1\boldsymbol{e}_1 + \omega_2J_2\boldsymbol{e}_2 + \omega_3J_3\boldsymbol{e}_3] \qquad (66)$$

an, wobei jetzt J_1, J_2, J_3 konstant und ω_1J_1 usw. die Komponenten des Drallvektors $\boldsymbol{D}$ im bewegten Koordinatensystem sind. Mit der Regel für die Ableitung eines Vektors im bewegten Koordinatensystem (s. B 2 Gl. (35)) wird $\mathrm{d}\boldsymbol{D}/\mathrm{d}t = d_r\boldsymbol{D}/\mathrm{d}t + \omega\times\boldsymbol{D}$, wobei $d_r\boldsymbol{D}/\mathrm{d}t$ die Ableitung des Vektors $\boldsymbol{D}$ relativ zum mitbewegten Koordinatensystem ist. Aus Gl. (66) folgt in Komponenten

$$\left.\begin{aligned}M_{R\xi}^{(a)} &= [\dot{\omega}_1J_1 + \omega_2\omega_3(J_3 - J_2)],\\ M_{R\eta}^{(a)} &= [\dot{\omega}_2J_2 + \omega_1\omega_3(J_1 - J_3)],\\ M_{R\zeta}^{(a)} &= [\dot{\omega}_3J_3 + \omega_1\omega_2(J_2 - J_1)].\end{aligned}\right\} \qquad (67)$$

Das sind die *Eulerschen Bewegungsgleichungen* eines Körpers im Raum bezüglich der Hauptachsen mit einem raumfesten Punkt oder dem beliebig bewegten Schwerpunkt als Ursprung. Aus den drei gekoppelten Differentialgleichungen ergeben sich jedoch nur die Winkelgeschwindigkeiten $\omega_1(t)$, $\omega_2(t)$, $\omega_3(t)$ bezüglich des mitbewegten Koordinatensystems, nicht aber die Lage des Körpers gegenüber den raumfesten Richtungen x, y, z. Hierzu ist die Einführung der Eulerschen Winkel φ, ψ, ϑ erforderlich [1]. Die Lage des Schwerpunkts eines im Raum frei bewegten Körpers ist aus dem Schwerpunktsatz, Gl. (63), wie für einen Massenpunkt (s. **B 3.2**) berechenbar.

$$\textit{Drehimpulssatz}: \int_{t_1}^{t_2}\boldsymbol{M}_R^{(a)}\,\mathrm{d}t = \int_{t_1}^{t_2}\mathrm{d}\boldsymbol{D} = \boldsymbol{D}_2 - \boldsymbol{D}_1$$

Für $\boldsymbol{M}_R^{(a)} = 0$ wird $\boldsymbol{D}_2 = \boldsymbol{D}_1$, d.h., ohne Einwirkung äußerer Momente behält der Drallvektor seine Richtung im Raum bei.

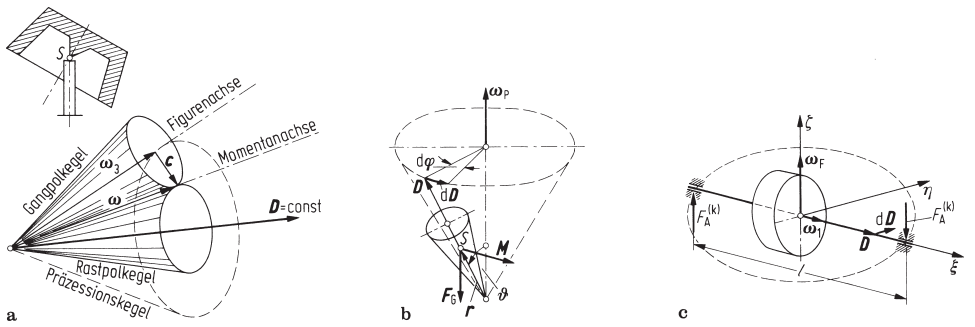


Bild 15a–c. Kreisel. **a** Kräftefreier; **b** schwerer; **c** geführter

Energiesatz: Haben die einwirkenden Kräfte ein Potential, so gilt

$$U_1 + E_1 = U_2 + E_2 = \text{const}.$$

Kinetische Energie $E = mv_S^2/2 + (J_1\omega_1^2 + J_2\omega_2^2 + J_3\omega_3^2)/2$

Kreiselbewegung (Bild 15). Hierunter versteht man die Drehung eines starren Körpers um einen festen Punkt. Es gelten die Eulerschen Bewegungsgleichungen, Gl. (67).

Kräftefreier Kreisel. Sind alle Momente der äußeren Kräfte null, d. h. Lagerung im Schwerpunkt (**Bild 15a**), und wirken sonst keine Kräfte und Momente, so ist die Bewegung kräftefrei; der Drallvektor behält seine Richtung und Größe im Raum bei. Dabei ergeben sich die möglichen Bewegungsformen des Kreisels aus

$$J_1\dot{\boldsymbol{\omega}}_1 = (J_2 - J_3)\omega_2\omega_3, \quad J_2\dot{\boldsymbol{\omega}}_2 = (J_3 - J_1)\omega_1\omega_3,$$
$$J_3\dot{\boldsymbol{\omega}}_3 = (J_1 - J_2)\omega_1\omega_2;$$

also entweder

$$\omega_1 = \text{const}, \quad \omega_2 = \omega_3 = 0 \quad \text{oder}$$
$$\omega_2 = \text{const}, \quad \omega_1 = \omega_3 = 0 \quad \text{oder}$$
$$\omega_3 = \text{const}, \quad \omega_1 = \omega_2 = 0,$$

d. h. jeweils Drehung um eine Hauptträgheitsachse (Bewegung stabil, falls Drehung um die Achse des größten oder kleinsten Trägheitsmoments).
Für den *symmetrischen Kreisel* folgen mit $J_1 = J_2$ die Gleichungen, s. [2, 3],

$$\omega_3 = \text{const}, \quad \ddot{\boldsymbol{\omega}}_1 + \lambda^2\omega_1 = 0 \quad \text{und} \quad \ddot{\boldsymbol{\omega}}_2 + \lambda^2\omega_2 = 0$$

mit den Lösungen

$$\omega_1 = c\sin(\lambda t - \alpha) \quad \text{und} \quad \omega_2 = c\cos(\lambda t - \alpha),$$

wobei $\lambda = (J_3/J_1 - 1)\omega_3$.
Mit $\omega_1^2 + \omega_2^2 = c^2 = \text{const}$ folgt, daß der Winkelgeschwindigkeitsvektor $\boldsymbol{\omega} = \omega_1\boldsymbol{e}_\xi + \omega_2\boldsymbol{e}_\eta + \omega_3\boldsymbol{e}_\zeta$ (die momentane Drehachse) einen Kreiskegel im körperfesten System, den Gangpolkegel, beschreibt, der auf dem Rastpolkegel, dessen Achse der feste Drallvektor ist, abrollt (**Bild 15a**). Die Figurenachse ζ beschreibt dabei den Präzessionskegel (reguläre Präzession).

Schwerer Kreisel. Hier sei speziell der schnell umlaufende symmetrische Kreisel unter Eigengewicht betrachtet (**Bild 15b**). Beim schnellen Kreisel ist $\boldsymbol{D} \approx \omega_3 J_3 \boldsymbol{e}_\zeta$, d. h., Drallvektor und Figurenachse fallen näherungsweise zusammen. Aus dem Drallsatz folgt $\mathrm{d}\boldsymbol{D} = \boldsymbol{M}_R^{(a)}\mathrm{d}t = (\boldsymbol{r} \times \boldsymbol{F}_G)\,\mathrm{d}t$, d. h., der Kreisel trachtet, seine Figurenachse parallel und gleichsinnig zu dem auf ihn wirkenden Moment einzustellen (Satz von Poinsot). Nach **Bild 15b** gilt $M = F_G r\sin\vartheta$, $\mathrm{d}D = D\sin\vartheta\cdot\mathrm{d}\varphi$. Aus $\mathrm{d}D = M\mathrm{d}t$ folgt $\omega_P = \mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}t = F_G r/D \approx F_G r/(J_3\omega_3)$. ω_P ist die Winkelgeschwindigkeit der Präzession des Kreisels. Wegen ω_P fällt der Drallvektor nicht genau in die Figurenachse, daher überlagert sich der Präzession noch die Nutation [2, 3].

Geführter Kreisel. Er ist ein umlaufender, in der Regel rotationssymmetrischer Körper, dem Führungskräfte eine Änderung des Drallvektors aufzwingen, wodurch das Moment der Kreiselwirkung und damit verbunden zum Teil erhebliche Auflagerkräfte entstehen (Kollergang, Schwenken von Radsätzen und Schiffswellen usw.). Für ein Fahrzeug in der Kurve liefert die Kreiselwirkung der Räder ein zusätzliches Kippmoment. Umgekehrt finden geführte Kreisel als Stabilisierungselemente für Schiffe, Einschienenbahnen usw. Verwendung. Beim horizontal schwimmend angeordneten Kreiselkompaß wird die Drallachse durch die Erddrehung in Nord-Süd-Richtung gezwungen.
Für den in (**Bild 15c**) dargestellten und mit ω_F geführten Rotationskörper gilt

$$\boldsymbol{M}^{(a)} = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{D}}{\mathrm{d}t} = \boldsymbol{\omega}_F \times \boldsymbol{D} = \begin{vmatrix} \boldsymbol{e}_\xi & \boldsymbol{e}_\eta & \boldsymbol{e}_\zeta \\ 0 & 0 & \omega_F \\ \omega_1 J_1 & 0 & \omega_F J_3 \end{vmatrix} = \omega_F\omega_1 J_1 \boldsymbol{e}_\eta$$

bzw. $M^{(a)} = F_A^{(k)} l = \omega_F\omega_1 J_1$, d. h. $F_A^{(k)} = \omega_F\omega_1 J_1/l$. Das Moment der Kreiselwirkung erzeugt in den Lagern die zu $F_A^{(k)}$ entgegengesetzten Auflagerdrücke.

3.5 Kinetik der Relativbewegung
Dynamics of relative motion

Bei einer geführten Relativbewegung gilt für die Beschleunigung nach B2 Gl. (36) und damit für das Newtonsche Grundgesetz

$$\boldsymbol{F}_R^{(a)} = m\boldsymbol{a}_F + m\boldsymbol{a}_r + m\boldsymbol{a}_C. \tag{68}$$

Für einen auf dem Fahrzeug befindlichen Beobachter ist nur die Relativbeschleunigung wahrnehmbar

$$m\boldsymbol{a}_r = \boldsymbol{F}_R^{(a)} - m\boldsymbol{a}_F - m\boldsymbol{a}_C = \boldsymbol{F}_R^{(a)} + \boldsymbol{F}_F + \boldsymbol{F}_C, \tag{69}$$

d. h., den äußeren Kräften sind die Führungskraft und die Corioliskraft hinzuzufügen.

Beispiel: Bewegung in rotierendem Rohr (**Bild 16**). In einem Rohr, das um eine vertikale Achse mit $\alpha_F(t)$ und $\omega_F(t)$ rotiert, wird mittels eines Fadens die Masse m mit der Relativbeschleunigung $a_r(t)$ und der Relativgeschwindigkeit $v_r(t)$ reibungsfrei nach innen gezogen. Für eine beliebige Lage $r(t)$ sind die Fadenkraft sowie die Normalkraft zwischen Masse und Rohr zu bestimmen. – Mit $\boldsymbol{a}_F = \boldsymbol{a}_{Fn} + \boldsymbol{a}_{Ft}$ ($a_{Fn} = r\omega_F^2$, $a_{Ft} = r\alpha_F$) und $a_C = 2\omega_F v_r$ erhält man an der freigemachten Masse nach Gl. (68)

$$F_S = m(a_r + a_{Fn}) = m(a_r + r\omega_F^2) \quad \text{und}$$
$$F_n = m(a_C - a_{Ft}) = m(2\omega_F v_r - r\alpha_F).$$

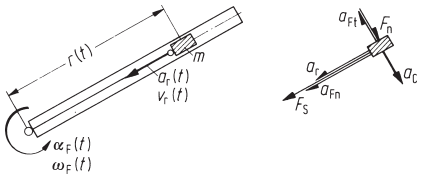


Bild 16. Relativbewegung

3.6 Stoß. Impact

Beim Stoß zweier Körper gegeneinander werden in kurzer Zeit relativ große Kräfte wirksam, denen gegenüber andere Kräfte wie Gewichtskraft und Reibung vernachlässigbar sind. Die Normale der Berührungsflächen heißt Stoßnormale. Geht sie durch die Schwerpunkte beider Körper, so nennt man den Stoß zentrisch, sonst exzentrisch. Liegen die Geschwindigkeiten in Richtung der Stoßnormalen, so ist es ein gerader, sonst ein schiefer Stoß. Über die während des Stoßes in der Berührungsfläche übertragene Kraft und die Stoßdauer liegen nur wenige Ergebnisse vor [4, 5]. Der Stoßvorgang wird unterteilt in die Kompressionsperiode *K*, während der die Stoßkraft zunimmt, bis beide Körper die gemeinsame Geschwindigkeit u erreicht haben, und in die Restitutionsperiode *R*, in der die Stoßkraft abnimmt und die Körper ihre unterschiedlichen Endgeschwindigkeiten c_1 und c_2 erreichen (**Bild 17**). Stoßimpulse oder Kraftstöße in der Kompressionsperiode und in der Restitutionsperiode ergeben sich zu:

$$p_K = \int_{t_1}^{t_2} F_K(t)\,dt, \quad p_R = \int_{t_2}^{t_3} F_R(t)\,dt \tag{70}$$

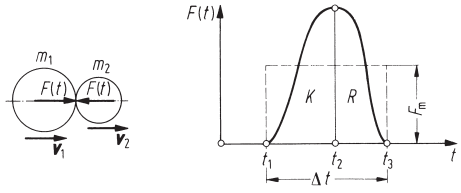


Bild 17. Kraftverlauf beim Stoß

p_K und p_R werden mittels der Newtonschen Stoßhypothese zueinander in Beziehung gesetzt:

$$p_R = k p_K, \tag{71}$$

wobei $k \leqq 1$ die Stoßziffer ist. Vollelastischer Stoß: $k = 1$, teilelastischer Stoß: $k < 1$, unelastischer oder plastischer Stoß: $k = 0$. Mittlere Stoßkraft $F_m = (p_K + p_R)/\Delta t$.

3.6.1 Gerader zentraler Stoß. Normal impact

Mit v_1 und v_2 als Geschwindigkeiten beider Körper vor dem Stoß (**Bild 17**), u und c_1 bzw. c_2 wie erläutert, folgt aus den Gln. (70) und (71)

$$u = (m_1 v_1 + m_2 v_2)/(m_1 + m_2),$$
$$c_1 = [m_1 v_1 + m_2 v_2 - k m_2 (v_1 - v_2)]/(m_1 + m_2),$$
$$c_2 = [m_1 v_1 + m_2 v_2 + k m_1 (v_1 - v_2)]/(m_1 + m_2),$$
$$k = p_R/p_K = (c_2 - c_1)/(v_1 - v_2).$$

Energieverlust beim Stoß

$$\Delta E = \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} (v_1 - v_2)^2 (1 - k^2).$$

Sonderfälle:

$m_1 = m_2, k = 1$: $u = (v_1 + v_2)/2$, $c_1 = v_2, c_2 = v_1$;
$m_1 = m_2, k = 0$: $u = c_1 = c_2 = (v_1 + v_2)/2$;
$m_2 \to \infty, v_2 = 0, k = 1$: $u = 0$, $c_1 = -v_1$, $c_2 = 0$;
$m_2 \to \infty, v_2 = 0, k = 0$: $u = 0$, $c_1 = 0$, $c_2 = 0$.

Ermittlung der Stoßziffer: Bei freiem Fall gegen unendlich große Masse m_2 gilt $k = (c_2 - c_1)/(v_1 - v_2) = \sqrt{h_2/h_1}$; h_1 Fallhöhe vor dem Stoß, h_2 Steighöhe nach dem Stoß. k abhängig von Auftreffgeschwindigkeit, bei $v \approx 2{,}8$ m/s für Elfenbein $k = 8/9$, Stahl $k = 5/9$, Glas $k = 15/16$, Holz $k = 1/2$.

Stoßkraft und Stoßdauer. Für den rein elastischen Stoß zweier Kugeln mit den Radien r_1 und r_2 hat Hertz [4] $\max F = k_1 v^{6/5}$ abgeleitet, wobei v die relative Geschwindigkeit und $k_1 = [1{,}25 \cdot m_1 m_2/(m_1 + m_2)]^{3/5} c_1^{2/5}$ ist, mit

$$c_1 = (16/3)/[\sqrt{1/r_1 + 1/r_2}(\vartheta_1 + \vartheta_2)]; \quad \vartheta = (2/G)(1 - \nu),$$

G Schubmodul, ν Querdehnzahl. Ferner für die Stoßdauer $T = k_2/\sqrt[5]{v}$ mit $k_2 = 2{,}943 \left(\frac{5}{4 c_1} \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}\right)^{2/5}$.

3.6.2 Schiefer zentraler Stoß. Oblique impact

Mit den Bezeichnungen nach **Bild 18a** gelten die Gleichungen

$$v_1 \sin\alpha = c_1 \sin\alpha', \quad v_2 \sin\beta = c_2 \sin\beta',$$
$$c_1 \cos\alpha' = v_1 \cos\alpha - [(v_1 \cos\alpha - v_2 \cos\beta)(1 + k)/(1 + m_1/m_2)],$$
$$c_2 \cos\beta' = v_2 \cos\beta - [(v_2 \cos\beta - v_1 \cos\alpha)(1 + k)/(1 + m_2/m_1)],$$

aus denen man α', β', c_1 und c_2 erhält.

Beispiel: Stoß einer Kugel gegen eine Wand (**Bild 18b**). – Mit $v_2 = c_2 = 0$ und $m_2 \to \infty$ folgt aus den vorstehenden Gleichungen

$$c_1 \cos\alpha' = -k v_1 \cos\alpha, \quad -\tan\alpha' = \tan\alpha'' = (\tan\alpha)/k \text{ sowie}$$
$$c_1 = -k v_1 \cos\alpha/\cos\alpha' = -v_1 \cos\alpha \sqrt{k^2 + \tan^2\alpha}.$$

Für $k = 1$ wird $\alpha' = \pi - \alpha$ bzw. $\alpha'' = \alpha$ und $c_1 = v_1$, d. h. Einfallswinkel gleich Ausfallswinkel (Reflexionsgesetz) bei gleichbleibender Geschwindigkeit.

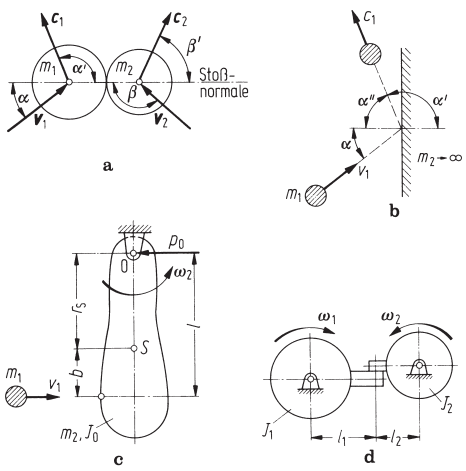


Bild 18a–d. Stoß. **a** Schiefer zentraler Stoß; **b** Reflexionsgesetz; **c** exzentrischer Stoß; **d** Drehstoß

3.6.3 Exzentrischer Stoß. Eccentric impact

Stößt eine Masse m_1 gegen einen pendelnd aufgehängten Körper (**Bild 18c**) mit dem Trägheitsmoment J_0 um den Drehpunkt 0, so gelten alle Formeln für den geraden zentralen Stoß, wenn dort m_2 durch die reduzierte Masse $m_{2\mathrm{red}} = J_0/l^2$ ersetzt wird. Ferner gelten die kinematischen Beziehungen $v_2 = \omega_2 l$ usw. Für den Kraftstoß auf den Aufhängepunkt gilt (wenn $\omega_2 = 0$)

$$p_0 = (1+k)m_1 v_1 (J_0 - m_2 l r_S)/(J_0 + m_1 l^2).$$

Dieser Impuls wird null für

$$l = l_r = J_0/(m_2 r_S) \quad \text{bzw.} \quad r_S = r_{Sr} = J_S/(m_2 b).$$

l_r oder r_{Sr} geben die Lage des Stoßmittelpunkts an, der beim Stoß kraftfrei bleibt bzw. um den sich (Momentanzentrum) ein freier angestoßener Körper dreht. l_r ist gleichzeitig die reduzierte Pendellänge bei Ersatz durch ein mathematisches Fadenpendel.

3.6.4 Drehstoß. Rotary impact

Für zwei rotierende zusammenstoßende Körper (**Bild 18d**) setzt man $m_1 = J_1/l_1^2$, $m_2 = J_2/l_2^2$, $v_1 = \omega_1 l_1$, $v_2 = \omega_2 l_2$ usw. und führt damit das Problem auf den geraden zentralen Stoß zurück. Dann gelten die Formeln in **B 3.6.1.**

4 Schwingungslehre
Mechanical vibrations

4.1 Systeme mit einem Freiheitsgrad
Systems with one degree of freedom (DOF)

Beispiele hierfür sind das Feder-Masse-System, das physikalische Pendel, ein durch Bindungen auf einen Freiheitsgrad reduziertes Starrkörpersystem (**Bild 1**). Zunächst werden nur lineare Systeme untersucht; bei ihnen sind die Differentialgleichungen selbst und die Koeffizienten linear. Voraussetzung dafür ist eine lineare Federkennlinie $F_c = cs$ (**Bild 2b**).

4.1.1 Freie ungedämpfte Schwingungen
Free undamped vibrations

Feder-Masse-System (**Bild 1a**). Aus dem dynamischen Grundgesetz folgt mit der Auslenkung $\bar{s}$ aus der Nullage und der Federrate c die Differentialgleichung

$$F_G - c\bar{s} = m\ddot{\bar{s}} \quad \text{bzw.} \quad \ddot{\bar{s}} + \omega_1^2 \bar{s} = g \quad \text{mit} \quad \omega_1^2 = c/m.$$

Sie ergibt sich auch aus dem Energiesatz $U + E = \text{const}$

$$\text{bzw. aus} \quad \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(U+E) = \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left[mg(h-\bar{s}) + \frac{c}{2}\bar{s}^2 + \frac{m}{2}\dot{\bar{s}}^2\right] = 0,$$

d. h. $-mg\dot{\bar{s}} + c\bar{s}\dot{\bar{s}} + m\dot{\bar{s}}\ddot{\bar{s}} = 0$, also

$$\ddot{\bar{s}} + (c/m)\bar{s} = g. \tag{1}$$

Die Lösung ist $\bar{s}(t) = C_1 \cos\omega_1 t + C_2 \sin\omega_1 t + mg/c$. Die partikuläre Lösung mg/c entspricht der statischen Auslenkung $\bar{s}_{st} = F_G/c$; die Schwingung findet also um die statische Ruhelage statt:

$$\begin{aligned} s(t) &= \bar{s}(t) - \bar{s}_{st}(t) = C_1 \cos\omega_1 t + C_2 \sin\omega_1 t \\ &= A \sin(\omega_1 t + \beta). \end{aligned} \tag{2}$$

Dabei ist die Amplitude der Schwingung $A = \sqrt{C_1^2 + C_2^2}$ und die Phasenverschiebung $\beta = \arctan(C_1/C_2)$. C_1 und C_2 bzw. A und β sind aus den Anfangsbedingungen zu bestimmen; z. B. $s(t=0) = s_1$ und $\dot{s}(t=0) = 0$ liefern $C_2 = 0$ und $C_1 = s_1$ bzw. $A = s_1$ und $\beta = \pi/2$.

Die Schwingung ist eine harmonische Bewegung mit der Eigen- bzw. Kreisfrequenz (Anzahl der Schwingungen in 2π Sekunden) $\omega_1 = \sqrt{c/m}$ (mit c = Federrate, m = Einzelmasse) bzw. der Hertzschen Frequenz $\nu_1 = \omega_1/2\pi$ und der Schwingungsdauer $T = 1/\nu_1 = 2\pi/\omega_1$ (**Bild 2c**).

Größtwerte: Geschwindigkeit $v = A\omega_1$, Beschleunigung $a = A\omega_1^2$, Federkraft $F_c = cA$.

Für die Eigenkreisfrequenz gilt mit der statischen Auslenkung $\bar{s}_{st} = F_G/c$, d. h. $c = mg/\bar{s}_{st}$, auch $\omega_1 = \sqrt{g/\bar{s}_{st}}$ (mit F_G = Gewichtskraft, g = Erdbeschleunigung).

Bestimmung der Federrate. Jedes elastische System stellt eine Feder dar. Die Federrate ist $c = F/f$, wenn f die Auslenkung der Masse infolge der Kraft F ist. Für die Federn nach **Bild 1e–g** ist $c = F/(Fl^3/3EI_y) = 3EI_y/l^3$, $c = 48EI_y/l^3$ und $c = 192EI_y/l^3$ (mit c = Federrate, l = Balkenlänge, I_y = Flächenmoment 2. Ordnung, E = Elastizitätsmodul).

Schaltungen von Federn. Parallelschaltung (**Bild 3a, b**):

$$c = c_1 + c_2 + c_3 + \ldots = \sum c_i, \tag{3}$$

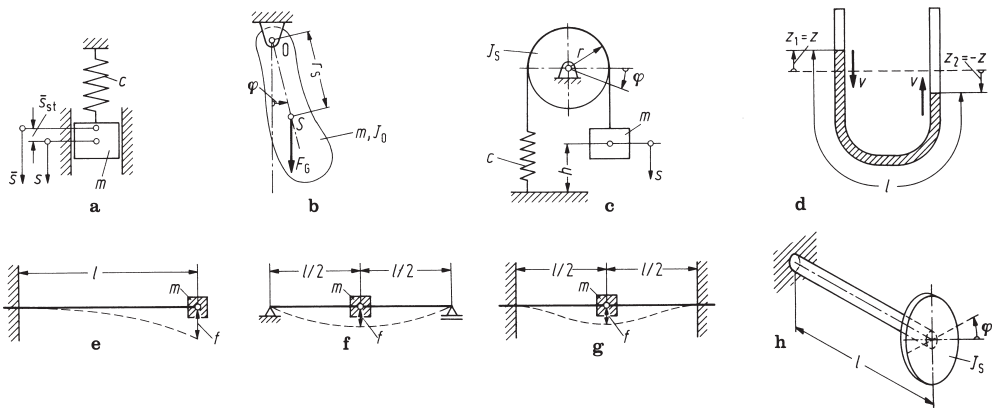


Bild 1a–h. Schwinger mit einem Freiheitsgrad. **a** Feder-Masse-System; **b** physikalisches Pendel; **c** Starrkörpersystem; **d** schwingende Wassersäule; **e** einseitig eingespannter, **f** gelenkig gelagerter und **g** beidseitig eingespannter Balken mit Einzelmasse; **h** Drehschwinger

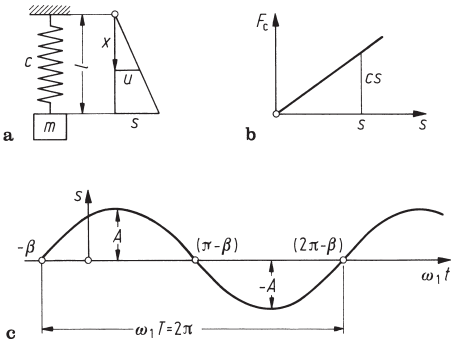


Bild 2a–c. Harmonische Schwingung. **a** Schwinger; **b** Federkennlinie; **c** Weg-Zeit-Funktion

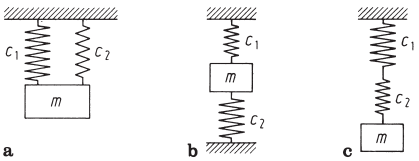


Bild 3a–c. Federn. **a**, **b** Parallelschaltung; **c** Reihenschaltung

Reihen- oder Hintereinanderschaltung (**Bild 3c**):

$$1/c = 1/c_1 + 1/c_2 + \ldots = \sum 1/c_i. \qquad (4)$$

Berücksichtigung der Federmasse. Unter der Annahme, daß die Verschiebungen denen bei statischer Auslenkung gleich sind, d. h. $u(x) = (s/l)x$ (**Bild 2a**), folgt mit $dm = (m_F/l)dx$ durch Gleichsetzen der kinetischen Energien

$$(1/2)\int \dot{u}^2 dm = (1/2)\dot{s}^2 \int_{x=0}^{l} (x^2/l^3) m_F dx$$
$$= (\dot{s}^2/2)(m_F/3) = \varkappa m_F \dot{s}^2/2$$

also $\varkappa = 1/3$; d. h., ein Drittel der Federmasse ist der schwingenden Masse m zuzuschlagen. Für die Federn nach **Bild 1e** und **f** ist $\varkappa = 33/140$ und $\varkappa = 17/35$.

Pendelschwingung. Für das physikalische Pendel (**Bild 1b**) liefert das dynamische Grundgesetz der Drehbewegung bezüglich des Nullpunkts

$$J_0\ddot{\varphi} = -F_G r_S \sin\varphi \quad \text{bzw.} \quad \ddot{\varphi} + (m g r_S/J_0)\sin\varphi = 0.$$

Für kleine Ausschläge ist $\sin\varphi \approx \varphi$, d. h. $\ddot{\varphi} + \omega_1^2\varphi = 0$ mit $\omega_1^2 = g/l_r$ und $l_r = J_0/(m r_S)$ (l_r reduzierte Pendellänge). Für das mathematische Fadenpendel mit der Masse m am Ende wird $r_S = l$, $J_0 = ml^2$ und $\omega_1^2 = g/l$.

Drehschwingung. Für die Scheibe gemäß **Bild 1h** liefert B 3 Gl. (45) $J_S\ddot{\varphi} = -M_t = -(GI_t/l)\varphi$ bzw. $\ddot{\varphi} + \omega_1^2\varphi = 0$ mit $\omega_1 = \sqrt{GI_t/(lJ_S)}$. Hierbei ist I_t das Torsionsflächenmoment des Torsionsstabs. Die Drehträgheit der Torsionsfeder wird mit einem Zuschlag von $J_F/3$ zu J_S der Scheibe berücksichtigt.

Starrkörpersysteme (z. B. **Bild 1c**).

$$E + U = m\dot{s}^2/2 + J_S\dot{\varphi}^2/2 + cs^2/2 + mg(h-s) = \text{const},$$
$$d(E+U)/dt = m\dot{s}\ddot{s} + J_S\dot{\varphi}\ddot{\varphi} + cs\dot{s} - mg\dot{s} = 0.$$

Hieraus ergibt sich mit $\varphi = s/r$, $\dot{\varphi} = \dot{s}/r$ und $\ddot{\varphi} = \ddot{s}/r$

$$\ddot{s} + \omega_1^2 s = mg/(m + J_S/r^2),$$

wobei $\omega_1^2 = c/(m + J_S/r^2)$ ist. Weitere Lösung wie beim Feder-Masse-System.

4.1.2 Freie gedämpfte Schwingungen
Free damped vibrations

Dämpfung durch konstante Reibungskraft (Coulombsche Reibkraft). Für das Feder-Masse-System gilt

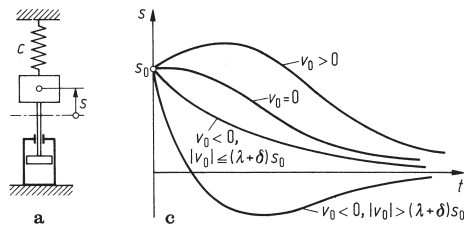
$$\ddot{s} + \omega_1^2 s = \mp F_r/m.$$

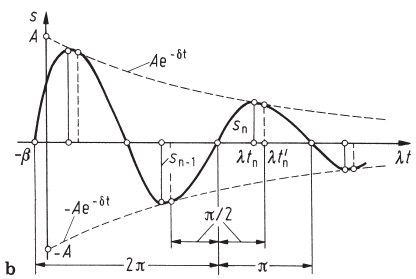
(Minus bei Hingang und Plus bei Rückgang.) Die Lösung für den ersten Rückgang mit den Anfangsbedingungen $s(t_0 = 0) = s_0$, $\dot{s}(t_0 = 0) = 0$ lautet $s(t) = (s_0 - F_r/c)\cos\omega_1 t + F_r/c$. Erste Umkehr für $\omega_1 t_1 = \pi$ an der Stelle $s_1 = -(s_0 - 2F_r/c)$, entsprechend folgen $s_2 = +(s_0 - 4F_r/c)$ und $|s_n| = s_0 - n \cdot 2F_r/c$. Die Schwingung bleibt erhalten, solange $c|s_n| \geqq F_r$ ist, d. h. für $n \leqq (cs_0 - F_r)/(2F_r)$. Die Schwingungsamplituden nehmen linear mit der Zeit ab, also $A_n - A_{n-1} = 2F_r/c = \text{const}$; die Amplituden bilden eine arithmetische Reihe.

Geschwindigkeitsproportionale Dämpfung. In Schwingungsdämpfern (Gas- oder Flüssigkeitsdämpfern) tritt eine Reibungskraft $F_r = k\upsilon = k\dot{s}$ auf. Für das Feder-Masse-System gilt (**Bild 4a**)

$$\ddot{s} + (k/m)\dot{s} + (c/m)s = 0 \quad \text{bzw.} \quad \ddot{s} + 2\delta\dot{s} + \omega_1^2 s = 0 \qquad (5)$$

k Dämpfungskonstante, $\delta = k/(2m)$ Abklingkonstante.
Lösung für *schwache Dämpfung,* also für $\lambda^2 = \omega_1^2 - \delta^2 > 0$: $s(t) = Ae^{-\delta t}\sin(\lambda t + \beta)$, d. h. eine Schwingung mit gemäß $e^{-\delta t}$ abklingender Amplitude und der Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems $\lambda = \sqrt{\omega_1^2 - \delta^2}$ (**Bild 4b**). Die Eigen-





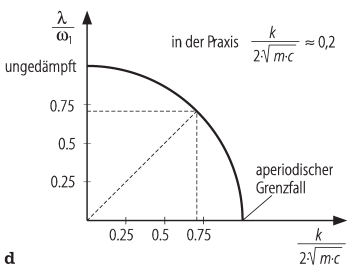


Bild 4a–d. Gedämpfte freie Schwingung. **a** Schwinger; **b** schwache und **c** starke Dämpfung; **d** Verhältnis Eigenkreisfrequenz gedämpft zu ungedämpft

kreisfrequenz wird mit zunehmender Dämpfung kleiner, die Schwingungsdauer $T = 2\pi/\lambda$ entsprechend größer.
Nullstellen von $s(t)$ bei $t = (n\pi - \beta)/\lambda$,
Extremwerte bei $t_n = [\arctan(\lambda/\delta) + n\pi - \beta]/\lambda$,
Berührungspunkte bei $t'_n = [(2n+1)\pi/2 - \beta]/\lambda$,

$$t'_n - t_n = \text{const} = [\arctan(\delta/\lambda)]/\lambda.$$

Verhältnis der Amplituden

$$|s_{n-1}|/|s_n| = \text{const} = e^{\delta\pi/\lambda} = e^{\delta T/2} = q.$$

Logarithmisches Dekrement $\vartheta = \ln q = \delta T/2$ liefert $\delta = 2\vartheta/T$ bzw. $k = 2m\,\delta$ aus Messung der Schwingungsdauer.
Bei *starker Dämpfung*, also $\lambda^2 = \delta^2 - \omega_1^2 \geqq 0$, stellt sich eine aperiodische Bewegung ein mit den Lösungen

$$s(t) = e^{-\delta t}(C_1 e^{\lambda t} + C_2 e^{-\lambda t}) \quad \text{für } \lambda^2 > 0 \quad \text{und}$$
$$s(t) = e^{-\delta t}(C_1 + C_2 t) \quad \text{für } \lambda^2 = 0.$$

Gemäß den jeweiligen Anfangsbedingungen (s_0, v_0) ergeben sich unterschiedliche Bewegungsabläufe (**Bild 4c**).

4.1.3 Ungedämpfte erzwungene Schwingungen
Forced undamped vibrations

Erzwungene Schwingungen haben ihre Ursache in kinematischer Fremderregung (z. B. Bewegung des Aufhängepunkts) oder dynamischer Fremderregung (Unwuchtkräfte an der Masse).
Bei kinematischer Erregung (z. B. nach **Bild 5a**) gilt

$$m\ddot{s} + c(s - r\sin\omega t) = 0, \quad \text{d. h.} \quad \ddot{s} + \omega_1^2 s = \omega_1^2 r \sin\omega t, \qquad (6)$$

bei dynamischer Erregung (z. B. nach **Bild 5b**)

$$\begin{aligned} &(m + 2m_1)\ddot{s} + cs = 2m_1 e\omega^2 \sin\omega t, \quad \text{d. h.} \\ &\ddot{s} + \omega_1^2 s = \omega^2 R \sin\omega t, \end{aligned} \qquad (7)$$

mit $\omega_1^2 = c/(m + 2m_1), R = 2m_1 e/(m + 2m_1)$. Die beiden Gleichungen unterscheiden sich nur durch den Faktor auf der rechten Seite.
Für beliebige periodische Erregungen $f(t)$ gilt

$$\ddot{s} + \omega_1^2 s = f(t), \qquad (8)$$

wobei $f(t)$ durch eine Fourierreihe (harmonische Entwicklung) darstellbar ist (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*):

$$f(t) = \sum (a_j \cos j\omega t + b_j \sin j\omega t), \quad \omega = 2\pi/T, \qquad (9)$$

mit den Fourierkoeffizienten $a_j = (2/T)\int_0^T f(t)\cos j\omega t\,\mathrm{d}t$, $b_j = (2/T)\int_0^T f(t)\sin j\omega t\,\mathrm{d}t$. Ist $s_j(t)$ eine Lösung der Differentialgleichung $\ddot{s}_j + \omega_1^2 s_j = a_j \cos j\omega t + b_j \sin j\omega t$, so ist die Gesamtlösung $s(t) = \sum s_j(t)$.
Die Untersuchung des Grundfalls $\ddot{s} + \omega_1^2 s = b\sin\omega t$ zeigt, daß sich die Lösung aus einem homogenen und einem partikulären Anteil zusammensetzt (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*),

$$s(t) = s_h(t) + s_p(t) = A\sin(\omega_1 t + \beta) + [b/(\omega_1^2 - \omega^2)]\sin\omega t.$$

Für die Anfangsbedingungen $s(t=0) = 0$ und $\dot{s}(t=0) = 0$ ergibt sich

$$s(t) = [b/(\omega_1^2 - \omega^2)][\sin\omega t - (\omega/\omega_1)\sin\omega_1 t],$$

d. h. die Überlagerung der harmonischen Eigenschwingung mit der harmonischen Erregerschwingung. Für $\omega \approx \omega_1$ stellt der Verlauf von $s(t)$ eine Schwebung (**Bild 5c**) dar. Diese Lösung versagt im Resonanzfall $\omega = \omega_1$. Sie lautet dann

$$s(t) = A\sin(\omega t + \beta) - (b/\omega)t\cos\omega t$$

bzw. für $s(t=0) = 0$ und $\dot{s}(t=0) = 0$

$$s(t) = (b/\omega^2)(\sin\omega t - \omega t\cos\omega t);$$

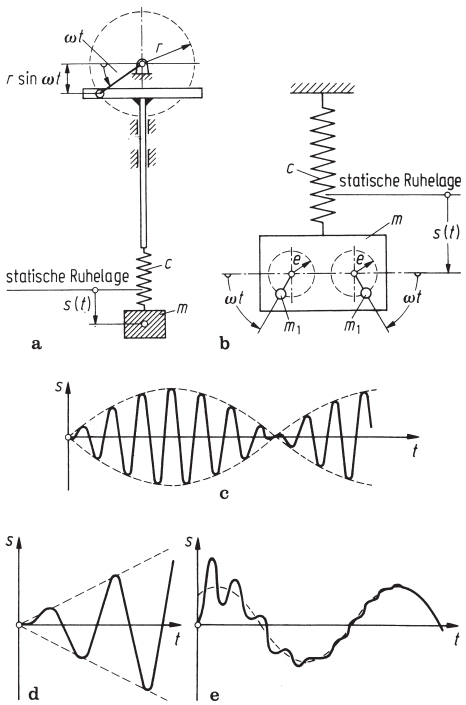


Bild 5a–e. Erzwungene Schwingung. **a** Kinematische und **b** dynamische Erregung; **c** Schwebung; **d** Resonanzverhalten; **e** Einschwingvorgang

d. h., die Ausschläge gehen im Resonanzfall mit der Zeit gegen unendlich (**Bild 5d**). Wirkt die Erregerfunktion gemäß Gl. (9), so tritt auch Resonanz ein für $\omega_1 = 2\omega,\ 3\omega \ldots$.

4.1.4 Gedämpfte erzwungene Schwingungen.
Forced damped vibrations

Bei geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung und harmonischer Erregung (s. **B 4.1.3**) gilt

$$\begin{aligned} &\ddot{s} + 2\delta\dot{s} + \omega_1^2 s = b\sin\omega t \quad \text{bzw.} \\ &s(t) = Ae^{-\delta t}\sin(\lambda t + \beta) + C\sin(\omega t - \psi). \end{aligned} \qquad (10)$$

Der erste Teil, die gedämpfte Eigenschwingung, klingt mit der Zeit ab (Einschwingvorgang). Danach hat die erzwungene Schwingung dieselbe Frequenz wie die Erregung (**Bild 5e**). Faktor C und Phasenverschiebung ψ im zweiten Teil (erregte Schwingung bzw. partikuläre Lösung) ergeben sich nach Einsetzen in die Differentialgleichung und Koeffizientenvergleich zu

$$\begin{aligned} &C = b/\sqrt{(\omega_1^2 - \omega^2)^2 + 4\delta^2\omega^2} \quad \text{und} \\ &\psi = \arctan[2\delta\omega/(\omega_1^2 - \omega^2)]. \end{aligned} \qquad (11)$$

Mit $b = \omega_1^2 r$ bei kinematischer und $b = \omega^2 R$ bei dynamischer Erregung ergeben sich die Vergrößerungsfaktoren (**Bild 6a, b**)

$$V_k = 1/\sqrt{(1 - \omega^2/\omega_1^2)^2 + (2\delta\omega/\omega_1^2)^2} \quad \text{und}$$
$$V_d = V_k(\omega/\omega_1)^2.$$

Aus $\mathrm{d}V_k/\mathrm{d}\omega = 0$ folgt für die Resonanzstellen ω^* bei kinematischer Erregung $\omega^*/\omega_1 = \sqrt{1 - 2\delta^2/\omega_1^2}$ bzw. bei dynamischer Erregung $\omega^*/\omega_1 = 1/\sqrt{1 - 2\delta^2/\omega_1^2}$. Die Resonanz-

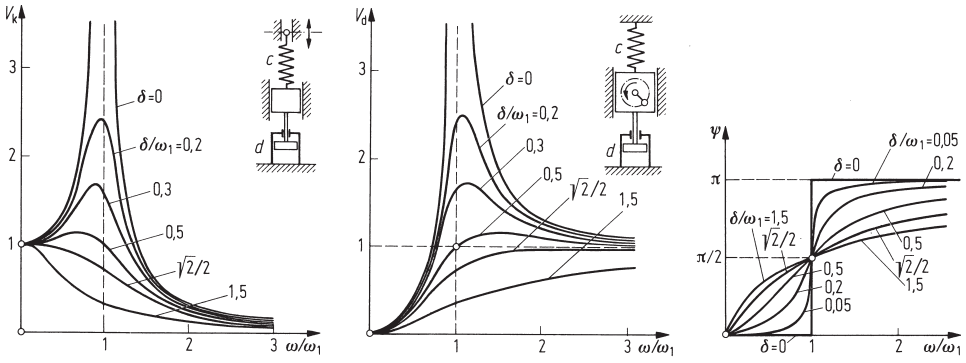


Bild 6a–c. Gedämpfte erzwungene Schwingung. **a** Vergrößerungsfaktor bei kinematischer und **b** dynamischer Erregung; **c** Phasenwinkel ψ

punkte liegen also bei kinematischer Erregung im unterkritischen, bei dynamischer Erregung im überkritischen Bereich (**Bild 6a, b**). Die Resonanzamplitude ist $C^* = (b/2\delta)/\sqrt{\omega_1^2 - \delta^2}$. Für den Phasenwinkel ψ nach Gl. (11) gilt für beide Erregungsarten **Bild 6c**. Für $\omega < \omega_1$ ist $\psi < \pi/2$, für $\omega > \omega_1$ ist $\psi > \pi/2$. Ohne Reibung ($\delta = 0$) sind für $\omega < \omega_1$ Erregung und Ausschlag in Phase, für $\omega > \omega_1$ sind sie entgegengesetzt gerichtet.

4.1.5 Kritische Drehzahl und Biegeschwingung der einfach besetzten Welle. Critical speed of shafts, whirling

Kritische Drehzahl und (Hertzsche) Biegeeigenfrequenz sind identisch (wenn die Kreiselwirkung bei nicht in der Mitte der Stützweite sitzender Scheibe (**Bild 7a**) und die Federungseigenschaft der Lager vernachlässigt wird [1, 2]). Für die Biegeeigenfrequenz gilt $\omega_1 = \sqrt{c/m_1}$ (bei Vernachlässigung der Wellenmasse) mit $c = 3EI_y l/(a^2 b^2)$ (s. **B 4.1.1** und **C 2 Tab. 5a**). Ist e die Exzentrizität der Scheibe und w_1 die elastische Verformung infolge der Fliehkräfte, so folgt aus dem Gleichgewicht zwischen elastischer Rückstell- und Fliehkraft

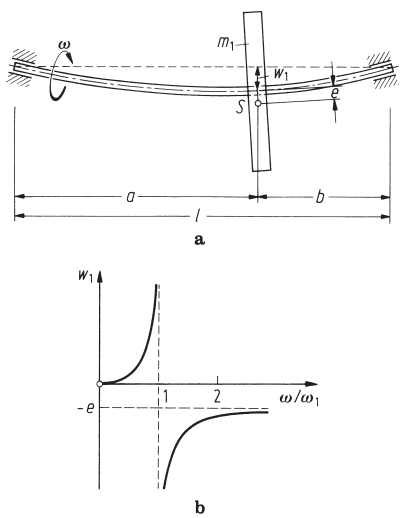


Bild 7a, b. Kritische Drehzahl. **a** Einfach besetzte Welle; **b** Resonanzbild

$$cw_1 = m_1\omega^2(e + w_1), \quad w_1 = e\frac{(\omega/\omega_1)^2}{1 - (\omega/\omega_1)^2}. \tag{12}$$

Für $\omega = \omega_1$ folgt $w_1 \to \infty$, also Resonanz (**Bild 7b**). Dagegen stellt sich für $\omega/\omega_1 \to \infty$ der Wert $w_1 = -e$ ein, d. h., die Welle zentriert sich oberhalb ω_1 selbst, der Schwerpunkt liegt für $\omega \to \infty$ genau auf der Verbindungslinie der Auflager. Für $e = 0$ folgt aus Gl. (12) $w_1(c - m_1\omega^2) = 0$, d. h. $w_1 \neq 0$ für $\omega = \sqrt{c/m_1} = \omega_1$, also kritische Drehzahl $n = \omega/(2\pi) = \omega_1/(2\pi) = \nu_1$.

Für andere Lagerungsarten ist ein entsprechendes c einzusetzen (s. **B 4.1.1**). Die Dämpfung ist in der Regel für umlaufende Wellen sehr gering und hat kaum Einfluß auf die kritische Drehzahl.

4.2 Systeme mit mehreren Freiheitsgraden (Koppelschwingungen). Multi-degree-of-freedom systems (coupled vibrations)

Auf **Bild 8a–e** sind ein Ein-Massensystem mit drei Freiheitsgraden in der Ebene und mehrere Zwei-Massensysteme mit zwei Freiheitsgraden dargestellt, die elastisch usw. verbunden bzw. gekoppelt sind. Ein System mit n Freiheitsgraden hat n Eigenfrequenzen. Die Herleitung der n gekoppelten Differentialgleichungen erfolgt bei mehreren Freiheitsgraden zweckmäßig mit Hilfe der Lagrangeschen Gleichungen (s. **B 3.3.6**).

4.2.1 Freie Schwingungen mit zwei und mehr Freiheitsgraden. Free vibrations with two and multi-DOFs

Für ein ungedämpftes System nach **Bild 8b** gilt

$$m_1\ddot{s}_1 = -c_1 s_1 + c_2(s_2 - s_1), \quad m_2\ddot{s}_2 = -c_2(s_2 - s_1) \quad \text{bzw.}$$
$$m_1\ddot{s}_1 + (c_1 + c_2)s_1 - c_2 s_2 = 0,\ m_2\ddot{s}_2 + c_2 s_2 - c_2 s_1 = 0; \tag{13}$$

s_1, s_2 Auslenkungen aus der statischen Ruhelage. Der Lösungsansatz (s. **B 4.1.1**)

$$s_1 = A\sin(\omega t + \beta) \quad \text{und} \quad s_2 = B\sin(\omega t + \beta) \tag{14}$$

liefert mit $c = c_1 + c_2$

$$A(m_1\omega^2 - c) + Bc_2 = 0 \quad \text{und}$$
$$Ac_2 + B(m_2\omega^2 - c_2) = 0. \tag{15a,b}$$

Dieses lineare homogene Gleichungssystem für A und B hat nur dann von null verschiedene Lösungen, wenn die Nennerdeterminante verschwindet (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*), d. h.

$$m_1 m_2\omega^4 - (m_1 c_2 + m_2 c)\omega^2 + (cc_2 - c_2^2) = 0$$

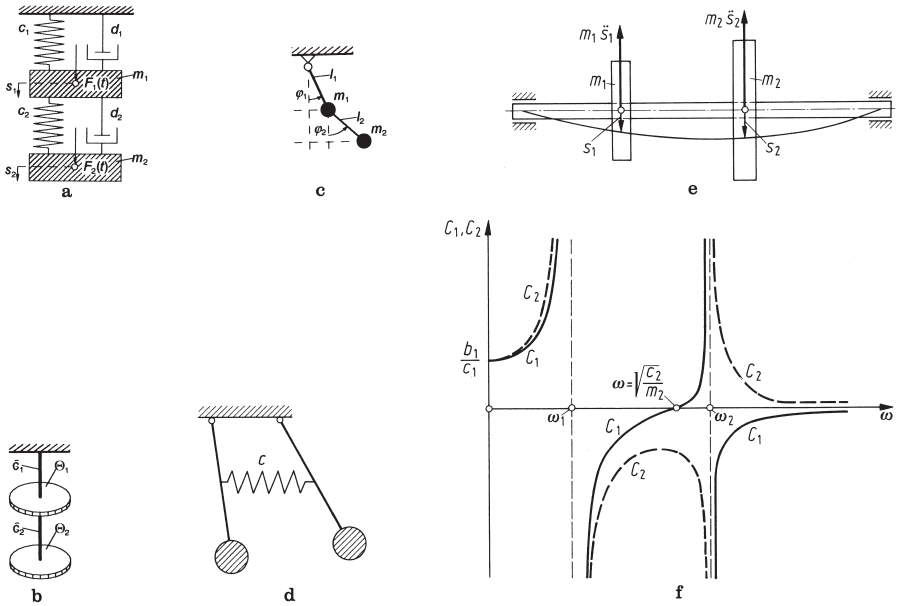


Bild 8a–f. Koppelschwingungen. **a** Grundsystem, **b** bis **e** analoge Systeme; **f** Resonanzkurven bei zwei Freiheitsgraden

wird. Die beiden Lösungen ω_1 und ω_2 dieser charakteristischen Gleichung sind die Eigenkreisfrequenzen des Systems. Da die Differentialgleichungen linear sind, gilt das Superpositionsgesetz, und die Gesamtlösung lautet

$$s_1 = A_1 \sin(\omega_1 t + \beta_1) + A_2 \sin(\omega_2 t + \beta_2),$$
$$s_2 = B_1 \sin(\omega_1 t + \beta_1) + B_2 \sin(\omega_2 t + \beta_2). \qquad (16\,\mathrm{a,b})$$

Nach Gl. (15a) gilt $A_1/B_1 = c_2(c - m_1\omega_1^2) = 1/\varkappa_1$ bzw. $A_2/B_2 = c_2/(c - m_1\omega_2^2) = 1/\varkappa_2$ und damit aus Gl. (16b)

$$s_2 = \varkappa_1 A_1 \sin(\omega_1 t + \beta_1) + \varkappa_2 A_2 \sin(\omega_2 t + \beta_2). \qquad (16\,\mathrm{c})$$

Die Gln. (16a und c) enthalten vier Konstanten $A_1, A_2, \beta_1, \beta_2$ zur Anpassung an die vier Anfangsbedingungen. Der Schwingungsvorgang ist nur dann periodisch, wenn ω_1 und ω_2 in einem rationalen Verhältnis zueinander stehen. Wenn $\omega_1 \approx \omega_2$ ist, treten Schwebungen auf.

Bei mehr als zwei Freiheitsgraden ist für jeden ein Ansatz gemäß Gl. (14) zu machen. Aus der gleich Null gesetzten Koeffizientendeterminante ergibt sich eine charakteristische Gleichung n-ten Grads, aus der die n Eigenkreisfrequenzen folgen.

Für die gedämpfte Schwingung lauten die Differentialgleichungen bei zwei Freiheitsgraden für das System nach **Bild 8b**

$$m_1\ddot{s}_1 + k_1\dot{s}_1 + (c_1 + c_2)s_1 - c_2 s_2 = 0,$$
$$m_2\ddot{s}_2 + k_2\dot{s}_2 + c_2 s_2 - c_2 s_1 = 0.$$

Mit dem Ansatz $s_1 = \bar{A}e^{\varkappa t}$ und $s_2 = \bar{B}e^{\varkappa t}$ ergibt sich wieder eine Gleichung vierten Grads mit paarweise konjugiert komplexen Wurzeln $\varkappa_1 = -\varrho_1 + \mathrm{i}\omega_1$ usw. und damit die endgültige Lösung

$$s_1(t) = e^{-\varrho_1 t}A_1 \sin(\omega_1 t + \beta_1) + e^{-\varrho_2 t}A_2 \sin(\omega_2 t + \beta_2),$$
$$s_2(t) = e^{-\varrho_1 t}B_1 \sin(\omega_1 t + \beta_1) + e^{-\varrho_2 t}B_2 \sin(\omega_2 t + \beta_2).$$

Zwischen A_1 und B_1 bzw. A_2 und B_2 besteht wieder ein linearer Zusammenhang analog zur ungedämpften Schwingung.

4.2.2 Erzwungene Schwingungen mit zwei und mehr Freiheitsgraden

Forced vibrations with two and multi-DOFs

Für ein *ungedämpftes System* nach **Bild 8b** mit kinematischer oder dynamischer Erregung $b_1 \sin\omega t$ der Masse m_1 gilt

$$m_1\ddot{s}_1 + (c_1 + c_2)s_1 - c_2 s_2 = b_1 \sin\omega t,$$
$$m_2\ddot{s}_2 + c_2 s_2 - c_2 s_1 = 0. \qquad (17)$$

Da der homogene Lösungsanteil infolge der stets vorhandenen schwachen Dämpfung während des Einschwingvorgangs abklingt, genügt die Betrachtung der partikulären Lösung. Hierfür folgen mit dem Ansatz

$$s_1 = C_1 \sin(\omega t - \psi_1), \quad s_2 = C_2 \sin(\omega t - \psi_2) \qquad (18)$$

durch Einsetzen in Gl. (17) und Koeffizientenvergleich $\psi_1 = 0, \psi_2 = 0$ sowie mit $c_1 + c_2 = c$

$$C_1(m_1\omega^2 - c) + C_2 c_2 = -b_1,$$
$$C_1 c_2 + C_2(m_2\omega^2 - c_2) = 0. \qquad (19)$$

Hieraus $C_1 = Z_1/N$ und $C_2 = Z_2/N$, wobei die Nennerdeterminante $N = m_1 m_2\omega^4 - (m_1 c_2 + m_2 c)\omega^2 + (cc_2 - c_2^2)$ mit der in der charakteristischen Gleichung in **B 4.2.1** übereinstimmt. Resonanz tritt auf, wenn $N = 0$ wird, d.h. für Eigenkreisfrequenzen ω_1 und ω_2 des freien Schwingers. Die Zählerdeterminanten sind $Z_1 = b_1(c_2 - m_2\omega^2)$, $Z_2 = b_1 c_2$. Für kinematische Erregung ($b_1 = \omega_1^2 r$) sind in **Bild 8f** die Amplituden C_1 und C_2 als Funktion von ω dargestellt. Für $\omega = \sqrt{c_2/m_2}$ wird $C_1 = 0$ und C_2 relativ klein, d.h., die Masse m_1 ist in Ruhe (Masse m_2 wirkt als Schwingungstilger). Bei n Massen treten Resonanzen bei den n Eigenfrequenzen auf. Dabei müssen die Ausschläge nicht immer gegen unendlich gehen, einige können auch endlich bleiben (Scheinresonanz [1]).

Für die *gedämpfte erzwungene Schwingung* nimmt z.B. die Gl. (17) die Form

$$m_1\ddot{s}_1 + k\dot{s}_1 + cs_1 - c_2 s_2 = b_1 \sin\omega t,$$
$$m_2\ddot{s}_2 + k_2\dot{s}_2 + c_2 s_2 - c_2 s_1 = 0 \qquad (20)$$

an ($c = c_1 + c_2$). Ohne den Einschwingvorgang, d. h. den homogenen Lösungsteil, und mit dem erzwungenen (partikulären) Teil der Lösung nach Gl. (18) folgen nach Einsetzen in Gl. (20) und Koeffizientenvergleich die Werte für die Amplituden C_1, C_2 und die Phasenwinkel ψ_1, ψ_2. Resonanz ist vorhanden, wenn $C_1 - C_2 = \text{Extr.}$, d. h. ω_1 und ω_2 folgen aus $\mathrm{d}(C_1 - C_2)/\mathrm{d}t = 0$.

Bei einem System von n Massen wird der Rechenaufwand sehr groß. Daher begnügt man sich bei schwacher Dämpfung mit der Ermittlung der Eigenfrequenzen für das ungedämpfte System.

4.2.3 Eigenfrequenzen ungedämpfter Systeme

Natural frequency of undamped systems

Biegeschwingungen und kritische Drehzahlen mehrfach besetzter Wellen. Hertzsche Frequenzen der Biegeeigenschwingungen und kritische Drehzahlen (ohne Kreiselwirkung) sind identisch. Mit $s_\mathrm{i} = w_\mathrm{i} \sin \omega t$ folgt unter Berücksichtigung der Trägheitskräfte $-m_\mathrm{i}\ddot{s}_\mathrm{i} = m_\mathrm{i}\omega^2 w_\mathrm{i} \sin \omega t$ für die Biegeschwingung (**Bild 8e**)

$$\begin{aligned} s_1 &= -\alpha_{11} m_1 \ddot{s}_1 - \alpha_{12} m_2 \ddot{s}_2, \\ s_2 &= -\alpha_{21} m_1 \ddot{s}_1 - \alpha_{22} m_2 \ddot{s}_2 \end{aligned} \tag{21}$$

bzw.

$$\begin{aligned} w_1 &= \alpha_{11} m_1 \omega^2 w_1 + \alpha_{12} m_2 \omega^2 w_2, \\ w_2 &= \alpha_{21} m_1 \omega^2 w_1 + \alpha_{22} m_2 \omega^2 w_2. \end{aligned} \tag{22}$$

Gleichung (22) entsteht auch für die umlaufende Welle mit den Zentrifugalkräften $m_\mathrm{i}\omega^2 w_\mathrm{i}$. Die α_ik sind Einflußzahlen; sie sind gleich der Durchbiegung w_i infolge einer Kraft $F_\mathrm{k} = 1$. Ihre Berechnung erfolgt zweckmäßig mit dem Prinzip der virtuellen Verrückungen für elastische Körper aus $\alpha_\mathrm{ik} = \int M_\mathrm{i} M_\mathrm{k} \mathrm{d}x / EI_\mathrm{y}$ oder nach dem Mohrschen Verfahren oder anderen Methoden (Tabellenwerte, Integration usw.; s. **C 2.4.8**). Es gilt $\alpha_\mathrm{ik} = \alpha_\mathrm{ki}$ (Satz von Maxwell). Aus Gl. (22) folgt

$$\begin{aligned} w_1(\alpha_{11} m_1 - 1/\omega^2) + w_2 \alpha_{12} m_2 &= 0, \\ w_1 \alpha_{21} m_1 + w_2(\alpha_{22} m_2 - 1/\omega^2) &= 0. \end{aligned} \tag{23}$$

Sie haben nur nichttriviale Lösungen, wenn die Determinante null wird, d. h. (mit $1/\omega^2 = \Omega$), wenn

$$\Omega^2 - (m_1\alpha_{11} + m_2\alpha_{22})\Omega + (\alpha_{11}\alpha_{22} - \alpha_{12}\alpha_{21}) m_1 m_2 = 0$$

ist. Hieraus folgen zwei Lösungen $\Omega_{1,2}$ bzw. $\omega_{1,2}$ für die Eigenkreisfrequenzen. Für das Verhältnis der Amplituden ergibt sich aus Gl. (23) $w_2/w_1 = (1/\omega^2 - \alpha_{11} m_1)/(\alpha_{12} m_2)$. Für die n-fach besetzte Welle erhält man analog n Eigenfrequenzen aus einer Gleichung n-ten Grades.

Näherungswerte mit dem Rayleighschen Quotienten. Aus $U_\mathrm{max} = E_\mathrm{max} = \omega^2 \bar{E}_\mathrm{max}$ folgt der Rayleighsche Quotient

$$R = \omega^2 = U_\mathrm{max} / \bar{E}_\mathrm{max}. \tag{24}$$

$$\begin{aligned} U_\mathrm{max} &= (1/2) \int M_\mathrm{b}^2(x)\, \mathrm{d}x / (EI_\mathrm{y}), \\ \bar{E}_\mathrm{max} &= (1/2) \int w^2(x)\, \mathrm{d}m + (1/2) \sum m_\mathrm{i} w_\mathrm{i}^2. \end{aligned}$$

$w(x)$ und $M_\mathrm{b}(x) = EI_\mathrm{y} w''(x)$ sind Biegelinie und Biegemomentenlinie bei Schwingung. Für die wirkliche Biegelinie (Eigenfunktion) wird R zum Minimum. Für eine die Randbedingungen befriedigende Vergleichsfunktion (z. B. Biegelinie und Biegemomentenlinie infolge Eigengewichts) ergeben sich gute Näherungen für R_1 bzw. ω_1 (erste Eigenkreisfrequenz). Der Näherungswert ist stets größer als der wirkliche Wert. Durch einen Ritzschen Ansatz mehrerer Funktionen $w(x) = \sum c_\mathrm{k} v_\mathrm{k}(x)$ folgen aus

$$\begin{aligned} I = U_\mathrm{max} - \omega^2 \bar{E}_\mathrm{max} = (1/2) \int & [EI_\mathrm{y} w''^2(x) \\ & - \omega^2 w^2(x) \varrho A] \mathrm{d}x - (1/2)\omega^2 \sum m_\mathrm{i} w_\mathrm{i}^2 = \text{Extr.}, \end{aligned}$$

d. h. $\partial I / \partial c_\mathrm{j} = 0$ ($j = 1, 2, \ldots, n$), n homogene lineare Gleichungen und durch Nullsetzen der Determinante eine Gleichung n-ten Grades für die n Eigenkreisfrequenzen als Näherung. Möglich ist auch, die Eigenfunktion für jeden höheren Eigenwert für sich zu schätzen, ihn aus Gl. (24) direkt zu ermitteln und gegebenenfalls schrittweise zu verbessern [1–3].

Drehschwingungen der mehrfach besetzten Welle. Verfügbar sind ähnliche Verfahren wie bei Biegeschwingungen (s. **O 2.7**).

4.2.4 Schwingungen der Kontinua

Vibration of continuous systems

Ein massebehaftetes Kontinuum hat unendlich viele Eigenkreisfrequenzen. Als Bewegungsgleichungen erhält man aus den dynamischen Grundgesetzen partielle Differentialgleichungen. Die Befriedigung der Randbedingungen liefert transzendente Eigenwertgleichungen. Für Näherungslösungen geht man vom Rayleighschen Quotienten und vom Ritzschen Verfahren (**B 4.2.3**) aus.

Biegeschwingungen von Stäben. Die Differentialgleichung lautet $\varrho A \dfrac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -p(x,t) - \dfrac{\partial^2}{\partial x^2}\left[EI_\mathrm{y} \dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right]$ bzw. für freie Schwingung und konstanten Querschnitt

$$\partial^2 w / \partial t^2 = -c^2 \partial^4 w / \partial x^4, \quad c^2 = EI_\mathrm{y} / (\varrho A). \tag{25}$$

Der Produktansatz von Bernoulli (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*)

$$w(x,\, t) = X(x) T(t)$$

eingesetzt in Gl. (25) liefert

$$X\ddot{T} = -c^2 X^{(4)} T \quad \text{bzw.} \quad \ddot{T}/T = -c^2 X^{(4)}/X = -\omega^2,$$

d. h. $\ddot{T} + \omega^2 T = 0$ und $X^{(4)} - (\omega^2/c^2) X = 0$. Mit $\lambda^4 = (\omega^2/c^2) l^4$ lautet die Lösung

$$\begin{aligned} w(x,\, t) = A \sin(\omega t + \beta) [& C_1 \cos(\lambda x/l) + C_2 \sin(\lambda x/l) \\ & + C_3 \cosh(\lambda x/l) + C_4 \sinh(\lambda x/l)]. \end{aligned} \tag{26}$$

Für den Stab nach **Bild 9a** lauten die Randbedingungen $X(0) = 0$, $X'(0) = 0$, $X''(l) = 0$, $X'''(l) = 0$. Damit folgt aus Gl. (26) die Eigenwertgleichung $\cosh\lambda \cos\lambda = -1$ mit den Eigenwerten $\lambda_1 = 1{,}875$; $\lambda_2 = 4{,}694$; $\lambda_3 = 7{,}855$ usw. Für die Stäbe nach **Bild 9b–d** ergeben sich die ersten drei Eigenwerte zu $\lambda_1 = \pi$; 3,927; 4,730; $\lambda_2 = 2\pi$; 7,069; 7,853; $\lambda_3 = 3\pi$; 10,210; 10,996.

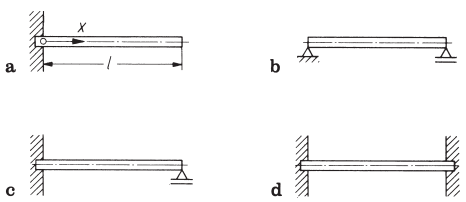
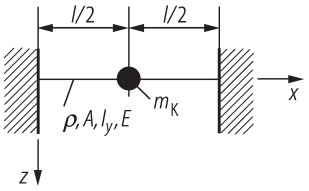


Bild 9 a–d. Biegeschwingung von Stäben. **a** Einseitig eingespannt; **b** gelenkig gelagert; **c** gelenkig gelagert und eingespannt; **d** beidseitig eingespannt

Für Stäbe mit zusätzlichen Einzelmassen ist die Lösung Gl. (26) für jeden Abschnitt anzusetzen. Nach Erfüllen der Übergangsbedingungen usw. erhält man die Frequenzgleichung. Da der Aufwand groß ist, wird die Näherung mit dem Rayleighschen Quotienten und dem Ritzschen Verfahren (s. **B 4.2.3** und folgendes Beispiel) verwendet.



$$\bar{E}_{\max} = \varrho A \int_0^{l/2} [f(x)]^2 \,\mathrm{d}x + \frac{1}{2} m_k \left[f\left(x = \frac{1}{2} l\right) \right]^2$$

Ansatz: $w(x) = \dfrac{F l^3}{48 E I_y} \left[3\left(\dfrac{x}{l}\right)^2 - 4\left(\dfrac{x}{l}\right)^3 \right]$ (s. **C 2.4.8, Tab. 5b**, Belastungsfall 6) $\Rightarrow f(x) = \left[3\left(\dfrac{x}{l}\right)^2 - 4\left(\dfrac{x}{l}\right)^3 \right]$ und Ausnutzen der Symmetrie $\omega_1 = \dfrac{U_{\max}}{\bar{E}_{\max}} = \sqrt{\dfrac{E I_y}{l^3} \cdot \dfrac{192}{\dfrac{13}{35} m_s + m_k}}$ mit $m_s =$ Masse des Stabes. Würde man die Masse m_s des Stabes konzentriert zusätzlich an der Stelle l/2 anbringen und den Stab selbst als Feder ausführen, ergibt sich wegen $\sqrt{\dfrac{c}{m}} = \sqrt{\dfrac{E I_y}{l^3} \cdot \dfrac{192}{(m_s + m_k)}}$.

Längsschwingungen von Stäben. Die Differentialgleichung lautet $\varrho A \dfrac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \dfrac{\partial}{\partial x}\left[EA \dfrac{\partial u}{\partial x} \right]$ bzw. für $A = \text{const}$

$$\partial^2 u / \partial t^2 = c^2 \partial^2 u / \partial x^2, \quad c^2 = (EA)/(\varrho A) = E/\varrho, \tag{27}$$

mit der Lösung

$$u(x,t) = A \sin(\omega t + \beta)[C_1 \cos(\omega x/c) + C_2 \sin(\omega x/c)]. \tag{28}$$

Nach Erfüllen der Randbedingungen ergeben sich folgende Eigenkreisfrequenzen:
Stab an einem Ende fest, am anderen frei:

$$\omega_k = (k - 1/2)\pi c/l \;\; (k = 1, 2, \ldots);$$

Stab an beiden Enden fest: $\omega_k = k\pi c/l \;\; (k = 1, 2, \ldots)$;
Stab an beiden Enden frei: $\omega_k = k\pi c/l \;\; (k = 1, 2, \ldots)$.

Bei zusätzlich mit Einzelmassen besetztem Stab gelten die für Biegeschwingungen gemachten Bemerkungen entsprechend. Der Rayleighsche Quotient ist

$$R = \omega^2 = U_{\max}/\bar{E}_{\max} \quad \text{mit}$$

$$U_{\max} = (1/2) \int EA f'^2(x)\,\mathrm{d}x, \quad \bar{E} = (1/2) \int \varrho A f^2(x)\,\mathrm{d}x,$$

wenn $f(x)$ eine die Randbedingungen erfüllende Vergleichsfunktion ist (s. auch **B 4.2.3**).

Torsionsschwingungen von Stäben. Hier gilt

$$J \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x}\left[G I_t \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right]$$

bzw. für $I_t = \text{const}$

$$\partial^2 \varphi / \partial t^2 = c^2 \partial^2 \varphi / \partial x^2, \quad c^2 = (G I_t)/(J/l). \tag{29}$$

Lösung und Eigenwerte wie bei Längsschwingungen. Bei zusätzlich mit Drehmassen besetzten Stäben gelten entsprechende Bemerkungen wie bei Biegeschwingungen. Der Rayleighsche Quotient ist $R = \omega^2 = U_{\max}/\bar{E}_{\max}$ mit

$$U_{\max} = (1/2) \int G I_t f'^2(x)\,\mathrm{d}x, \quad \bar{E} = (1/2) \int (J/l) f^2(x)\,\mathrm{d}x.$$

Schwingungen von Saiten (straff gespannte Seile)**.** Hier gilt

$$\partial^2 w / \partial t^2 = c^2 \partial^2 w / \partial x^2, \quad c^2 = S/\mu \tag{30}$$

(S Spannkraft, μ Masse pro Längeneinheit). Lösung von Gl. (30) s. Gl. (28). Eigenfrequenzen $\omega_k = k\pi c/l \;\; (k = 1, 2, \ldots)$, l Saitenlänge. Rayleighscher Quotient $R = \omega^2 = U_{\max}/\bar{E}_{\max}$ mit $U_{\max} = (1/2) S \int f'^2(x)\,\mathrm{d}x$, $\bar{E}_{\max} = (1/2)\mu \int f^2(x)\mathrm{d}x$. $f(x)$ ist eine die Randbedingungen befriedigende Vergleichsfunktion (s. auch **B 4.2.3**).

Schwingungen von Membranen. Für die *Rechteckmembran* gilt

$$S(\partial^2 w/\partial x^2 + \partial^2 w/\partial y^2) = \mu \, \partial^2 w/\partial t^2 \tag{31}$$

(S Spannkraft je Längeneinheit, μ Masse je Flächeneinheit) mit der Lösung

$$w(x, y, t) = A \sin(\omega t + \beta)[C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x] \cdot [D_1 \cos \varkappa y + D_2 \sin \varkappa y]. \tag{32}$$

Mit a und b als Seitenlängen gilt für Eigenwerte $\lambda_j = j\pi/a$, $\varkappa_k = k\pi/b$ $(j, k = 1, 2, \ldots)$. Eigenkreisfrequenzen:

$$\omega_{jk} = \pi \sqrt{(S/\mu)[j^2/a^2 + k^2/b^2]} \quad (j, k = 1, 2, \ldots).$$

Rayleighscher Quotient: $R = \omega^2 = U_{\max}/\bar{E}_{\max}$ mit

$$U_{\max} = (S/2) \iint \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 \right] \mathrm{d}x\,\mathrm{d}y,$$

$$\bar{E}_{\max} = (\mu/2) \iint f^2(x,y)\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y.$$

$f(x, y)$ ist eine die Randbedingungen erfüllende Vergleichsfunktion (s. auch **B 4.2.3**).
Für die *Kreismembran* gilt in Polarkoordinaten mit $c^2 = S/\mu$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \tag{33}$$

mit der Lösung

$$w(r, \varphi, t) = A \sin(\omega t + \beta)(C \cos n\varphi + D \sin n\varphi) \cdot J_n(\omega r/c) \quad (n = 0, 1, 2, \ldots). \tag{34}$$

$J_n(\omega r/c)$ sind Besselsche Funktionen erster Art [4]. (Für rotationssymmetrische Schwingungen ist $n = 0$.) Eigenwerte $\omega_{nj} = (c/a) x_{nj}$ (a Radius der Membran, x_{nj} Nullstellen der Besselschen Funktionen): $x_{01} = 2{,}405$; $x_{02} = 5{,}520$; $x_{11} = 3{,}832$; $x_{12} = 7{,}016$; $x_{21} = 5{,}135$ usw.
Rayleighscher Quotient: $R = \omega^2 = U_{\max}/\bar{E}_{\max}$.
Für rotationssymmetrische Schwingungen ist

$$U_{\max} = (S/2) \int \left(\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}r}\right)^2 2\pi r \,\mathrm{d}r \quad \text{und}$$

$$\bar{E}_{\max} = (\mu/2) \int f^2(r) 2\pi r \,\mathrm{d}r.$$

Biegeschwingungen von Platten. Die Differentialgleichung lautet mit der Plattensteifigkeit $N = Eh^3/[12(1 - \nu^2)]$ für die *Rechteckplatte*

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -\frac{N}{\varrho h} \Delta\Delta w = -\frac{N}{\varrho h} \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right). \tag{35}$$

Mit a und b als Seitenlängen gilt für die gelenkig gelagerte Platte

$$w(x, y, t) = A \sin(\omega t + \beta) \sin(j\pi x/a) \sin(k\pi y/b). \tag{36}$$

Eigenwerte: $\omega_{jk} = (j^2/a^2 + k^2/b^2)\pi^2 \sqrt{N/(\varrho h)}$ $(j, k = 1, 2, \ldots)$.
Rayleighscher Quotient: $R = \omega^2 = U_{\max}/\bar{E}_{\max}$ mit

$$U_{\max} = (N/2) \iint \left[\left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1 - \nu) \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x^2}\frac{\partial^2 f}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 f}{\partial x\,\partial y} \right)^2 \right) \right] \mathrm{d}x\,\mathrm{d}y \quad \text{und}$$

$$\bar{E}_{\max} = (\varrho h/2) \iint f^2(x,y)\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y.$$

$f(x, y)$ ist eine die Randbedingungen befriedigende Vergleichsfunktion (s. **B 4.2.3**).
Für die *Kreisplatte* ist bei rotationssymmetrischer Schwingung $w = w(r, t) = f(r) \sin(\omega t + \beta)$ und somit nach Gl. (35) $(\omega^2 \varrho h/N) f(r) = \lambda^4 f(r) = \Delta\Delta f(r)$, d. h. $\Delta\Delta f - \lambda^4 f = 0$ bzw.

$(\Delta+\lambda^2)(\Delta-\lambda^2)[f]=0$. Hieraus folgen die Differentialgleichungen

$$\Delta f+\lambda^2 f=0 \quad \text{und} \quad \Delta f-\lambda^2 f=0 \tag{37}$$

bzw. $\mathrm{d}^2f/\mathrm{d}r^2+(1/r)\,\mathrm{d}f/\mathrm{d}r+\lambda^2 f=0$

und $\mathrm{d}^2f/\mathrm{d}r^2+(1/r)\,\mathrm{d}f/\mathrm{d}r-\lambda^2 f=0.$

Superponierte Lösungen der Besselschen Differentialgln. (37) sind

$$f(r)=C_1J_0(\lambda r)+C_2N_0(\lambda r)+C_3I_0(\lambda r)+C_4K_0(\lambda r) \tag{38}$$

(N_0 Neumannsche Funktion, I_0 und K_0 modifizierte Besselsche Funktionen [8]).

Für die gelenkig gelagerte Platte mit Radius a folgt aus Gl. (38) die Eigenwertgleichung

$$J_0(\lambda a)\left[I_0(\lambda a)-\frac{I_1(\lambda a)}{\lambda a}\right]+I_0(\lambda a)\left[J_0(\lambda a)-\frac{J_1(\lambda a)}{\lambda a}\right]=0 \tag{39}$$

mit den Lösungen $\lambda_1 a=2{,}108$; $\lambda_2 a=5{,}42$; $\lambda_3 a=8{,}59$. Hieraus $\omega=\lambda^2\sqrt{N/(\varrho h)}$.

Für die eingespannte Kreisplatte folgt aus Gl. (38) die Eigenwertgleichung $J_0(\lambda a)I_1(\lambda a)+I_0(\lambda a)J_1(\lambda a)=0$ mit den Lösungen $\lambda_1 a=3{,}190$; $\lambda_2 a=6{,}306$; $\lambda_3 a=9{,}425$. Hieraus $\omega=\lambda^2\sqrt{N/(\varrho h)}$.

Rayleighscher Quotient $R=\omega^2=U_{\max}/\bar{E}_{\max}$. Für rotationssymmetrische Schwingung ist

$$U_{\max}=(N/2)\int\left[\left(\frac{\mathrm{d}^2f}{\mathrm{d}r^2}+\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}r}\right)^2 -2(1-\nu)\frac{1}{r}\frac{\mathrm{d}f}{\mathrm{d}r}\frac{\mathrm{d}^2f}{\mathrm{d}r^2}\right]2\pi r\,\mathrm{d}r \quad \text{und}$$

$$\bar{E}_{\max}=(\varrho h/2)\int f^2(r)2\pi r\,\mathrm{d}r.$$

4.3 Nichtlineare Schwingungen

Non-linear vibrations

Schwingungsprobleme dieser Art führen auf nichtlineare Differentialgleichungen. Nichtlineare Schwingungen entstehen z. B. durch nichtlineare Federkennlinien oder Rückstellkräfte (physikalisches Pendel mit großen Ausschlägen) oder durch nicht nur vom Ausschlag, sondern auch von der Zeit abhängige Rückstellkräfte (z. B. Pendel mit bewegtem Aufhängepunkt).

4.3.1 Schwinger mit nichtlinearer Federkennlinie oder Rückstellkraft

Systems with non-linear spring characteristics

Es gilt $m\ddot{s}=F(s)$ (**Bild 10a**), näherungsweise

$$F(s)=-cs(1+\varepsilon s^2)$$

($\varepsilon>0$ überlineare, $\varepsilon<0$ unterlineare Kennlinie).

Freie ungedämpfte Schwingungen. Die Differentialgleichung lautet

$$\ddot{s}+\omega_1^2 s(1+\varepsilon s^2)=0 \quad \text{bzw.} \quad \ddot{s}+\omega_1^2 s+\omega_1^2\varepsilon s^3=0. \tag{40}$$

Multiplikation mit $\dot{s}$ liefert $\dot{s}\,\ddot{s}+\omega_1^2\dot{s}s+\omega_1^2\varepsilon\dot{s}s^3=0$ und hieraus nach Integration mit den Anfangsbedingungen $s(t=0)=s_0$, $\dot{s}(t=0)=v_0$ und Trennen der Variablen

$$\dot{s}^2+\omega_1^2(s^2+\varepsilon s^4/2)=v_0^2+\omega_1^2(s_0^2+\varepsilon s_0^4/2)=C^2, \tag{41}$$

$$t(s)=\int_{s_0}^{s}\mathrm{d}s/\sqrt{C^2-\omega_1^2 s^2-\omega_1^2\varepsilon s^4/2}. \tag{42}$$

Das Integral ergibt nach Umformung [5, 6] ein elliptisches Integral 1. Gattung [7]. Schwingungsdauer und Frequenz werden abhängig vom Größtausschlag. Für kleine Ausschläge ergibt sich durch schrittweise Näherung [1] für die Frequenz $\omega=\sqrt{\omega_1^2(1+0{,}75\varepsilon A^2)}$; A Amplitude des Schwingungsausschlags.

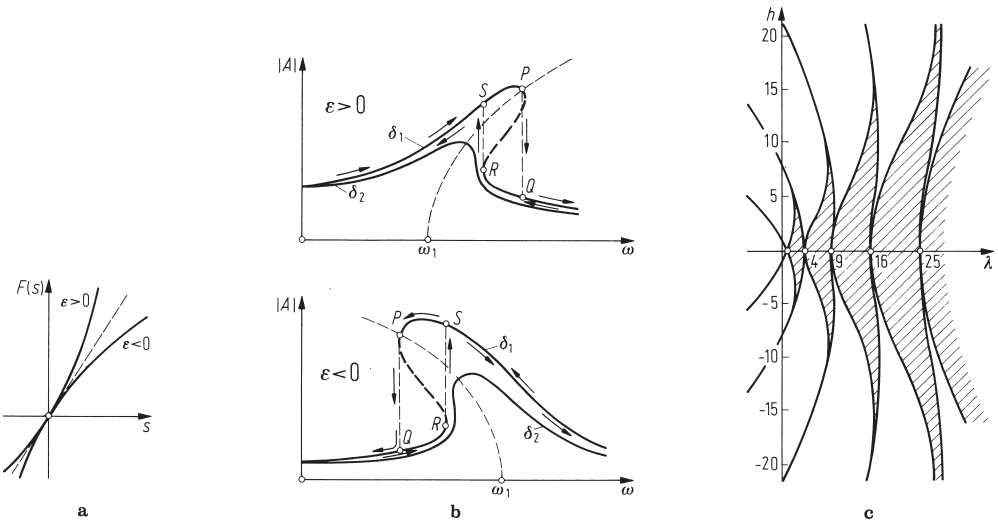
Das physikalische Pendel läßt sich mit der reduzierten Pendellänge $l=J_0/(mr_S)$ (s. **B 3.6.3**) auf ein mathematisches mit $\ddot{\varphi}+(g/l)\sin\varphi=0$ zurückführen. Die Lösung führt wieder auf ein elliptisches Integral 1. Gattung mit der Schwingungsdauer $T=\sqrt{l/g}F(\pi/2,\varkappa)$ für das hin- und herschwingende Pendel ($\varkappa^2=\omega_1^2 l/(4g)<1$). Für kleinere Ausschläge ergibt sich die Näherungslösung [1] $T=2\pi\sqrt{l/g}(1+A^2/16)$.

Erzwungene Schwingungen. Die Differentialgleichung lautet

$$\ddot{s}+2\delta\dot{s}+\omega_1^2(1+\varepsilon s^2)s=a_0\cos(\omega t+\beta) \tag{43}$$

für geschwindigkeitsproportionale Dämpfung und periodische Erregerkraft. Mit $s=A\cos\omega t$ folgt aus Gl. (43) nach Koeffizientenvergleich

$$[(\omega_1^2-\omega^2+0{,}75\omega_1^2\varepsilon A^2)^2+4\delta^2\omega^2]A^2=a_0^2. \tag{44}$$



a **b** **c**

Bild 10a–c. Nichtlineare Schwingungen. **a** Federkennlinien; **b** Resonanzdiagramme; **c** Struttsche Karte (schraffierte Lösungsgebiete sind stabil)

Bild 10 b zeigt Amplituden als Funktion der Erregerfrequenz ω (Resonanzkurven) für $\varepsilon > 0$ und $\varepsilon < 0$. In bestimmten Bereichen gibt es mehrdeutige Lösungen. Der mittlere gestrichelte Ast ist nicht stabil und wird nicht durchlaufen. Je nachdem, ob ω größer oder kleiner wird, tritt in den Punkten P, Q, R, S ein Sprung in der Amplitude (Kippung) ein [5].

4.3.2 Schwingungen mit periodischen Koeffizienten (rheolineare Schwingungen)

Vibration of systems with periodically varying parameters (Parametrically excited vibrations)

Hier ist die Rückstellkraft nicht nur vom Ausschlag abhängig, sondern auch von einem veränderlichen Koeffizienten $c = c(t)$ (z. B. Pendel mit bewegter Aufhängung, Lokomotivstangenschwingung [1]). Für die ungedämpfte Schwingung gilt $m\ddot{s} + [c - f(t)]s = 0$ bzw. $\ddot{s} + [\lambda + \gamma\Phi(t)]s = 0$. Diese Gleichung heißt Hillsche Differentialgleichung, wenn $\Phi(t)$ periodisch ist [8]. Eine Sonderform dieser Gleichung ist die Mathieusche Differentialgleichung [1, 5, 8]

$$\ddot{s} + (\lambda - 2h\cos 2t)s = 0. \tag{45}$$

(Sie gilt z. B. für Pendelschwingungen mit periodisch bewegtem Aufhängepunkt oder für Biegeschwingungen eines Stabs unter pulsierender Axiallast.) Lösungen mit Mathieuschen Funktionen usw. s. [8]. $s(t)$ zeigt als Funktion von λ und h Gebiete stabilen und instabilen Verhaltens, d. h., ob Ausschläge kleiner oder größer werden. Stabile und instabile Gebiete wurden von Strutt ermittelt und in der nach ihm benannten Struttschen Karte dargestellt (**Bild 10 c**).

---

5 Hydrostatik (Statik der Flüssigkeiten)

Hydrostatics

Flüssigkeiten und Gase unterscheiden sich im wesentlichen durch ihre geringe bzw. starke Kompressibilität. Sie haben viele gemeinsame Eigenschaften und werden einheitlich als Fluide bezeichnet. Sie sind leicht verschieblich und nehmen jede äußere Form ohne wesentlichen Widerstand an; meist können sie als homogenes Kontinuum angesehen werden.

Druck. $p = \mathrm{d}F/\mathrm{d}A$ ist in ruhenden Flüssigkeiten richtungsunabhängig, d. h. eine skalare Ortsfunktion, da aus dem Newtonschen Schubspannungsansatz

$$\tau_{xy} = \eta(\partial v_x/\partial y + \partial v_y/\partial x)$$

für $v_x = v_y = 0$ sich $\tau_{xy} = 0$ und entsprechend $\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$ ergibt. Damit folgt aus den Gleichgewichtsbedingungen $p_x = p_y = p_z = p(x, y, z)$. An den Begrenzungsflächen steht p wegen $\tau = 0$ senkrecht zur Fläche.

Dichte. $\varrho = \mathrm{d}m/\mathrm{d}V$. Flüssigkeiten sind geringfügig kompressibel; es gilt $\mathrm{d}V/V = \mathrm{d}p/E$ bzw. $\varrho = \varrho_0/(1 - \Delta p/E)$. Elastizitätsmodul E bei 0 °C: für Wasser $2{,}1 \cdot 10^5$ N/cm^2, für Benzol $1{,}2 \cdot 10^5$ N/cm^2, für Quecksilber $2{,}9 \cdot 10^6$ N/cm^2 (dagegen für Stahl $2{,}1 \cdot 10^7$ N/cm^2). Für die meisten Probleme können Flüssigkeiten als inkompressibel angesehen werden. Gase sind kompressibel, d. h., die Dichte ändert sich gemäß $\varrho = p/(RT)$ (s. **D 6.1.1**).

Kapillarität und Oberflächenspannung. Flüssigkeiten steigen oder sinken in Kapillaren als Folge der Molekularkräfte zwischen Flüssigkeit und Wand bzw. zwischen Flüssigkeit und Luft. Molekularkräfte erzeugen Oberflächenspannungen σ (z. B. bei 20 °C für Wasser gegen Luft 0,073 N/m, für Alkohol gegen Luft 0,025 N/m und für Quecksilber gegen Luft 0,47 N/m). Die kapillare Steighöhe beträgt $h = 4\sigma/(d\varrho g)$ (d Kapillarendurchmesser). Bei nicht benetzenden Flüssigkeiten (z. B. Quecksilber) sinkt der Spiegel in der Kapillare.

Druckverteilung in der Flüssigkeit. Wegen des Gleichgewichts für ein Element (**Bild 1 a**) gilt

$$p\,\mathrm{d}A + \varrho g\,\mathrm{d}A\,\mathrm{d}z - (p + \mathrm{d}p)\,\mathrm{d}A = 0, \quad \text{d. h.} \quad \mathrm{d}p/\mathrm{d}z = \varrho g$$

bzw. nach Integration

$$p = p(x, y, z) = \varrho g z + C.$$

Mit $p(z = 0) = p_0$ folgt

$$p = p(z) = p_0 + \varrho g z, \tag{1}$$

d. h., der Druck hängt linear von der Tiefe z ab und ist von x und y unabhängig. Für $\varrho g = 0$, d. h. ohne Berücksichtigung des Gewichts, folgt aus Gl. (1) $p(x, y, z) = p_0$, d. h., der Preßdruck p_0 pflanzt sich nach allen Orten hin gleich groß fort (Gesetz von Pascal).

Druck auf ebene Wände. Für einen Behälter mit Überdruck $p_{\ddot{u}}$ (**Bild 1 b**) berechnet man zunächst die Ersatzspiegelhöhe $h_{\ddot{u}} = p_{\ddot{u}}/(\varrho g)$. Von ihr werden die Koordinaten z und η gezählt ($z = \eta \sin\beta$). Die resultierende Druckkraft

$$F = \int \varrho g z\,\mathrm{d}A = \varrho g A z_S \tag{2}$$

greift im Druckmittelpunkt M an. Die Lage des Druckmittelpunkts ist gegeben durch

$$e_{\bar{y}} = I_{\bar{x}}/(A\eta_S), \quad e_{\bar{x}} = I_{\bar{x}\bar{y}}/(A\eta_S); \tag{3}$$

$I_{\bar{x}}$ axiales Flächenmoment 2. Ordnung, $I_{\bar{x}\bar{y}}$ zentrifugales oder gemischtes Flächenmoment 2. Ordnung, $\bar{x}$ und $\bar{y}$ Achsen

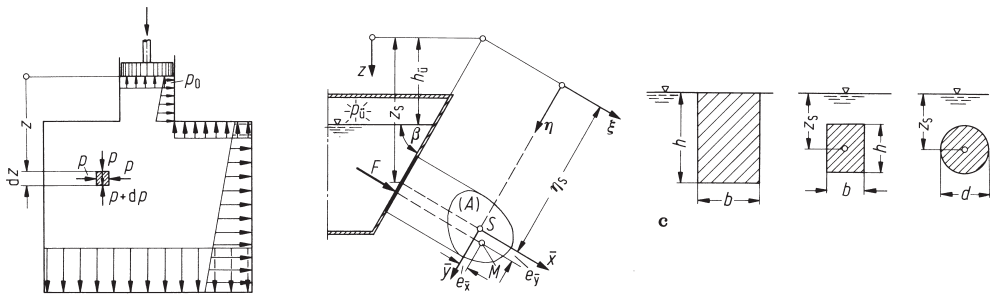


Bild 1 a–c. Hydrostatischer Druck. **a** Verteilung; **b** auf geneigte und **c** auf vertikale Wände

durch den Flächenschwerpunkt. Für symmetrische Flächen ist $I_{\bar{x}\bar{y}=0}$. Für Fälle nach **Bild 1 c** gilt mit $\beta = 90°$

- Wand:
  $I_{\bar{x}} = bh^3/12,\ F = \varrho g b h^2/2,\ e_{\bar{y}} = h/6;$
- Rechteckklappe:
  $I_{\bar{x}} = bh^3/12,\ F = \varrho g b h z_S,\ e_{\bar{y}} = h^2/(12 z_S);$
- Kreisklappe:
  $I_{\bar{x}} = \pi d^4/64,\ F = \varrho g z_S \pi d^2/4,\ e_{\bar{y}} = d^2/(16 z_S).$

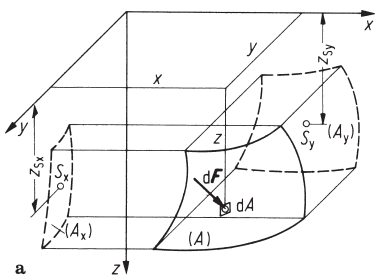
Beispiel: Behälter mit Ablaßklappe. Gegeben: $p_ü = 0{,}5$ bar; $H = 2\,m$, $\beta = 60°$. Zu berechnen ist die Größe und Lage der resultierenden Druckkraft auf eine kreisförmige Klappe vom Durchmesser $d = 500$ mm. – Mit

$$h_ü = p_ü/(\varrho g) = (0{,}5 \cdot 10^5\,\mathrm{N/m^2})/(1000\,\mathrm{kg/m^3} \cdot 9{,}81\,\mathrm{m/s^2}) = 5{,}097\,\mathrm{m}$$

wird $z_S = H + h_ü = 7{,}097$ m, nach Gl. (2) $F = \varrho g(\pi d^2/4) z_S = 13{,}67$ kN und gemäß Gl. (3) $e_y = (\pi d^4/64)/[(\pi d^2/4) z_S/\sin\beta] = 1{,}9$ mm.

Druck auf gekrümmte Wände (Bild 2 a). Die Kraftkomponenten sind

$$F_x = \varrho g \int z\,dA_x = \varrho g z_{Sx} A_x,\ F_y = \varrho g \int z\,dA_y = \varrho g z_{Sy} A_y,$$
$$F_z = \varrho g \int z\,dA_z = \varrho g \int dV = \varrho g V. \tag{4}$$



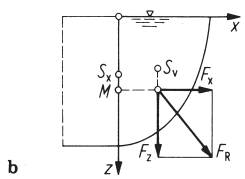
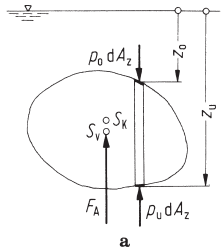


Bild 2a, b Druck auf gekrümmte Wände. **a** Allgemein; **b** Zylinder- und Kugelflächen

Hierbei sind A_x und A_y die Projektionsflächen der gekrümmten Fläche auf die y, z- bzw. x, z-Ebene. F_z ist die Gewichtskraft, die im Volumenschwerpunkt angreift. Die drei Kräfte gehen bei beliebigen Flächen nicht durch einen Punkt. Bei Kugel- oder Zylinderflächen genügt die Projektion auf die y, z-Ebene. F_x und F_z liegen dann in einer Ebene und haben die Resultierende $F_R = \sqrt{F_x^2 + F_z^2}$ (**Bild 2 b**). Gemäß Gl. (4) ist die horizontale Druckkraft auf eine gekrümmte Fläche in beliebiger Richtung so groß wie auf eine senkrecht zur Kraftrichtung stehende projizierte ebene Fläche. Der Angriffspunkt der Druckkräfte ergibt sich gemäß Gl. (3) zu e_x und e_y, wenn $\bar{x}$ und $\bar{y}$ die Achsen durch den Schwerpunkt der jeweiligen Projektionsfläche sind. Bei Kugel- und Kreiszylinderflächen geht die Resultierende F_R stets durch den Krümmungsmittelpunkt.

Auftrieb (Bild 3 a). Für einen ganz (oder teilweise) eingetauchten Körper wirkt auf ein oben liegendes Flächenelement die Kraft $d\boldsymbol{F} = p_o\,dA_x \boldsymbol{e}_x + p_o\,dA_y \boldsymbol{e}_y + p_o\,dA_z \boldsymbol{e}_z$. Da sich die Komponenten dF_x und dF_y am geschlossenen Körper das Gleichgewicht halten, d. h. $F_x = 0$ und $F_y = 0$ ist, bleibt nur eine Kraft in z-Richtung:

$$F_A = F_z = \int dF_z = \int (p_u - p_o)\,dA_z = \int \varrho g (z_u - z_o)\,dA_z = \varrho g V. \tag{5}$$



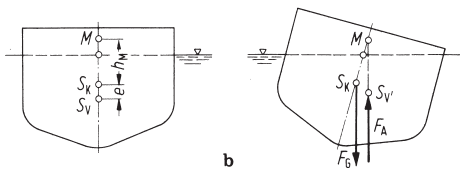


Bild 3. a Auftrieb; **b** Schwimmstabilität

Diese Auftriebskraft ist gleich dem Gewicht der verdrängten Flüssigkeit. Sie greift im Volumenschwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit an (und nicht im Körperschwerpunkt; bei homogenen Körpern fallen beide Schwerpunkte zusammen).

Stabilität schwimmender Körper (**Bild 3 b**). Ein eingetauchter Körper schwimmt, wenn $F_G = F_A$ ist. Er schwimmt stabil, wenn das Metazentrum M über dem Körperschwerpunkt S_K liegt, labil, wenn es darunter liegt, und indifferent, wenn beide zusammenfallen. Für die metazentrische Höhe gilt

$$h_M = (I_x/V) - e.$$

Hierbei ist I_x das Flächenmoment 2. Ordnung der Schwimmfläche (Wasserlinienquerschnitt) um die Längsachse, V das verdrängte Volumen und e der Abstand zwischen Körper- und Volumenschwerpunkt. Bei schwebenden Körpern (U-Boot) ist $I_x = 0$ und $h_M = -e$. Wird e negativ, d. h., liegt der Körperschwerpunkt unter dem Volumenschwerpunkt, so folgt $h_M > 0$, und der schwebende Körper schwimmt stabil.

B

6 Hydro- und Aerodynamik (Strömungslehre, Dynamik der Fluide)

Hydrodynamics and aerodynamics (dynamics of fluids)

Aufgabe der Strömungslehre ist die Untersuchung der Größen Geschwindigkeit, Druck und Dichte eines Fluids als Funktion der Ortskoordinaten x, y, z bzw. bei eindimensionalen Problemen (z. B. Rohrströmungen) als Funktion der Bogenlänge s. Bei vielen Strömungsvorgängen ist die Kompression auch bei gasförmigen Fluiden vernachlässigbar (z. B., wenn Körper von Luft normaler Temperatur und weniger als 0,5facher Schallgeschwindigkeit umströmt werden). Dann gelten auch dafür die Gesetze inkompressibler Medien (Strömungen mit Änderung des Volumens s. **D 7.2**).

Ideale und nichtideale Flüssigkeit. Eine ideale Flüssigkeit ist inkompressibel und reibungsfrei, d. h., es treten keine Schubspannungen auf ($\tau_{xy} = 0$). Der Druck an einem Element ist nach allen Richtungen gleich groß (s. **B 5**). Bei nichtidealer oder zäher Flüssigkeit treten vom Geschwindigkeitsgefälle abhängige Schubspannungen auf, und die Drücke p_x, p_y, p_z sind unterschiedlich. Hängen die Schubspannungen linear vom Geschwindigkeitsgefälle senkrecht zur Strömungsrichtung ab (**Bild 1**), gilt also $\tau = \eta(\mathrm{d}v/\mathrm{d}z)$, so liegt eine Newtonsche Flüssigkeit vor (z. B. Wasser, Luft und Öl). Hierbei ist η die absolute oder dynamische Zähigkeit. Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten mit nichtlinearem Fließgesetz sind z. B. Suspensionen, Pasten und thixotrope Flüssigkeiten.

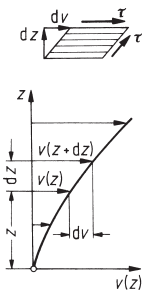


Bild 1

Bild 1. Schubspannung in einer Flüssigkeit

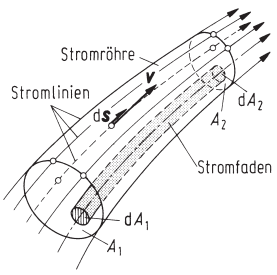


Bild 2

Bild 2. Stromröhre und Stromfaden

Stationäre und nichtstationäre Strömung. Bei stationärer Strömung hängen die Größen Geschwindigkeit v, Druck p und Dichte ϱ nur von den Ortskoordinaten ab, d. h., es ist $v = v(x, y, z)$ usw. Bei instationärer Strömung ändert sich die Strömung an einem Ort auch mit der Zeit, d. h., es ist $v = v(x, y, z, t)$ usw.

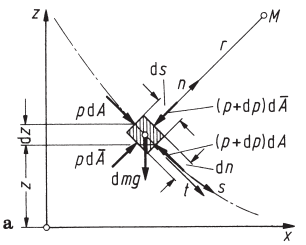
Stromlinie, Stromröhre, Stromfaden. Die Stromlinie ist die Linie, die in einem bestimmten Augenblick an jeder Stelle von den Geschwindigkeitsvektoren tangiert wird (**Bild 2**); es gilt $v_x : v_y : v_z = \mathrm{d}x : \mathrm{d}y : \mathrm{d}z$. Bei stationären Strömungen ist die Stromlinie eine ortsfeste Raumkurve; sie ist außerdem mit der Bahnkurve des einzelnen Teilchens identisch. Bei instationären Strömungen ändern die Stromlinien ihre Lage im Raum mit der Zeit; sie sind nicht mit den Bahnkurven der Teilchen identisch. Ein Bündel von Stromlinien, das von einer geschlossenen Kurve umschlungen wird, heißt Stromröhre (**Bild 2**). Teile der Stromröhre mit Querschnitt $\mathrm{d}A$, über die p und v als konstant anzusehen sind, bilden einen Stromfaden. Bei Rohrströmungen idealer Flüssigkeiten sind p und v über den Gesamtquerschnitt A näherungsweise konstant, d. h., der gesamte Rohrinhalt bildet einen Stromfaden.

6.1 Eindimensionale Strömungen idealer Flüssigkeiten

One-dimensional flow of ideal fluids

Eulersche Gleichung für den Stromfaden. Für ein Element $\mathrm{d}m$ längs der in **Bild 3 a** skizzierten Stromlinie lautet die Eulersche Bewegungsgleichung (in Tangentialrichtung)

$$a_t = \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial s}\frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = -g\frac{\partial z}{\partial s} - \frac{1}{\varrho}\frac{\partial p}{\partial s} \quad \text{bzw. mit } \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = v$$
$$\frac{\partial}{\partial s}\left(\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\varrho} + gz\right) + \frac{\partial v}{\partial t} = 0. \tag{1}$$



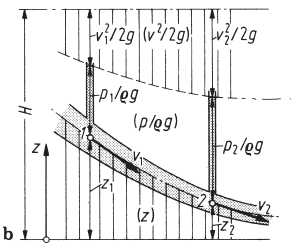


Bild 3 a, b. Stromfaden. **a** Element; **b** Bernoullische Höhen

Im Fall stationärer Strömung ist $\partial v/\partial t = 0$.
Für die Normalenrichtung gilt

$$a_n = \frac{v^2}{r} = -\frac{1}{\varrho}\frac{\partial p}{\partial n} - g\frac{\partial z}{\partial n} \quad \text{oder} \quad \frac{\partial p}{\partial n} = -\varrho\frac{v^2}{r} - \varrho g\frac{\partial z}{\partial n}$$

bzw. bei Vernachlässigung des Eigengewichts $\partial p/\partial n = -\varrho v^2/r$. Der Druck nimmt also von der konkaven zur konvexen Seite des Stromfadens zu.

Bernoullische Gleichung für den Stromfaden. Aus Gl. (1) längs des Stromfadens folgt für die instationäre Strömung

$$\varrho v^2/2 + p + \varrho gz + \varrho \int \frac{\partial v}{\partial t}\mathrm{d}s = \text{const} \tag{2a}$$

bzw.

$$\varrho v_1^2/2 + p_1 + \varrho gz_1 = \varrho v_2^2/2 + p_2 + \varrho gz_2 + \varrho \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial v}{\partial t}\mathrm{d}s. \tag{2b}$$

Für den stationären Fall ($\partial v/\partial t = 0$) gilt

$$\varrho v_1^2/2 + p_1 + \varrho gz_1 = \varrho v_2^2/2 + p_2 + \varrho gz_2 = \text{const}. \tag{3}$$

Danach bleibt die Gesamtenergie, bestehend aus kinetischer, Druck- und potentieller Energie, für die Masseneinheit längs des Stromfadens bzw. der Stromlinie erhalten. Aus Gl. (3) ergibt sich nach Division durch ϱg

$$\upsilon_1^2/(2g)+p_1/(\varrho g)+z_1 = \upsilon_2^2/(2g)+p_2/(\varrho g)+z_2 = \text{const} = H, \quad (4)$$

d. h., die gesamte Energiehöhe H, bestehend aus Geschwindigkeits-, Druck- und Ortshöhe, bleibt konstant (Bernoullische Gleichung; **Bild 3 b**).

Kontinuitätsgleichung. Für einen Stromfaden muß die durch jeden Querschnitt strömende Masse pro Zeiteinheit (Massenstrom) konstant sein:

$$\mathrm{d}\dot{m} = \varrho\upsilon\,\mathrm{d}A = \varrho_1\upsilon_1\,\mathrm{d}A_1 = \varrho_2\upsilon_2\,\mathrm{d}A_2 = \text{const}. \quad (5)$$

Bei inkompressiblen Medien ($\varrho = \text{const}$) muß der Volumenstrom konstant sein:

$$\mathrm{d}\dot{V} = \upsilon\,\mathrm{d}A = \upsilon_1\,\mathrm{d}A_1 = \upsilon_2\,\mathrm{d}A_2 = \text{const}. \quad (6)$$

Bei Stromröhren mit über dem Querschnitt A konstanter mittlerer Geschwindigkeit υ folgt aus Gln. (5) und (6)

$$\dot{m} = \varrho\upsilon A = \text{const} \quad \text{bzw.} \quad \dot{V} = \upsilon A = \text{const}.$$

6.1.1 Anwendungen der Bernoullischen Gleichung für den stationären Fall

Use of Bernoulli's equation for steady flow problems

Staudruck. Beim Auftreffen einer Strömung auf ein festes Hindernis entsteht der Staudruck (**Bild 4 a**). Die Bernoullische Gl. (3) hat ohne Höhenglied die Form

$$\varrho\upsilon_1^2/2 + p_1 = \varrho\upsilon_2^2/2 + p_2. \quad (7)$$

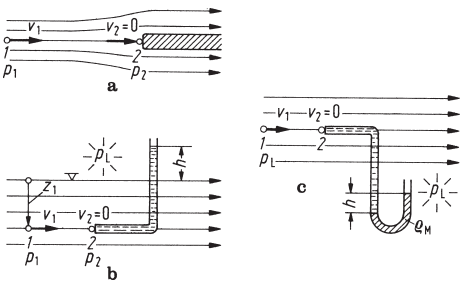


Bild 4 a–c. Staudruck. **a** Staupunkt; **b** Pitotrohr für Flüssigkeiten und **c** Gase

Hieraus folgt mit $\upsilon_2 = 0$ $p_2 = p_1 + \varrho\upsilon_1^2/2$. In einem Staupunkt setzt sich der Druck zusammen aus dem statischen Druck $p_{st} = p_1$ und dem (dynamischen) Staudruck $p_{dyn} = \varrho\upsilon_1^2/2$.

Beispiel: Staudruck bei Wind gegen eine Wand. – Bei der Windgeschwindigkeit $\upsilon = 100\,\mathrm{km/h} = 27{,}8\,\mathrm{m/s}$ ergibt sich mit $\varrho_{Luft} = 1{,}2\,\mathrm{kg/m^3}$ der Staudruck $p_{dyn} = \varrho\upsilon^2/2 = 464\,\mathrm{N/m^2}$.

Pitotrohr. Zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit in offenen Gerinnen eignet sich das Pitotrohr (**Bild 4 b**). Für Punkt *1* gilt gemäß B 5 Gl. (1) $p_1 = p_L + \varrho g z_1$. Für die Stromlinie *1–2* gilt $p_1 + \varrho\upsilon_1^2/2 = p_2$, also $p_2 = p_L + \varrho g z_1 + \varrho\upsilon_1^2/2$. Der hydrostatische Druck im Pitotrohr ist $p_2 = p_L + \varrho g(z_1 + h)$ und so ist $\varrho\upsilon_1^2/2 = \varrho g h$oder $\upsilon_1 = \sqrt{2gh}$. Die Steighöhe h ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit. Für die Messung der Luftgeschwindigkeit ist die Anordnung auf **Bild 4 c** geeignet. Ist ϱ_M die Dichte der Manometerflüssigkeit, so gilt für Punkt *2* $p_{dyn} = \varrho\upsilon_1^2/2 = \varrho_M gh$, also $\upsilon_1 = \sqrt{2(\varrho_M/\varrho)gh}$.

Venturirohr. Es dient zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit in Rohrleitungen (**Bild 5**). Die Bernoullische Gl. (7) zwischen den Stellen *1* und *2* lautet $\varrho\upsilon_1^2/2 + p_1 = \varrho\upsilon_2^2/2 + p_2$ und die Kontinuitätsgleichung $\upsilon_1 A_1 = \upsilon_2 A_2$. Hieraus ergibt sich

$$\Delta p = p_2 - p_1 = (\varrho\upsilon_1^2/2)[(A_1/A_2)^2 - 1]$$

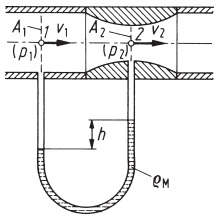


Bild 5. Venturirohr

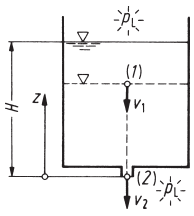


Bild 6. Instationärer Ausfluß

bzw. mit $\Delta p = (\varrho_M - \varrho)gh$

$$\upsilon_1 = \sqrt{2gh(\varrho_M/\varrho - 1)/[(A_1/A_2)^2 - 1]}.$$

In Wirklichkeit ist zwischen den Stellen *1* und *2* noch der Druckverlust infolge Reibung zu berücksichtigen (s. **B 6.2** ff.).

6.1.2 Anwendung der Bernoullischen Gleichung für den instationären Fall

Use of Bernoulli's equation for unsteady flow problems

Untersucht wird der Ausfluß aus einem Behälter bei abnehmender Spiegelhöhe unter Vernachlässigung der Reibung (**Bild 6**). Lösung: Aus den Gln. (2) und (6) folgt

$$\upsilon_1 = \sqrt{2g\left(z - \frac{1}{g}\int_{s_1}^{s_2}\frac{\partial\upsilon}{\partial t}\mathrm{d}s\right)\Big/[(A_1/A_2)^2 - 1]}.$$

Mit $\upsilon_1 = -\mathrm{d}z/\mathrm{d}t$, $A_1/A_2 = \alpha$ und Vernachlässigung des Integrals (klein im Vergleich zu z) folgt aus Gl. (2 b) $\upsilon_1 = -\mathrm{d}z/\mathrm{d}t = \sqrt{2gz/(\alpha^2 - 1)}$ und hieraus nach Integration $t = -\sqrt{2(\alpha^2 - 1)z/g} + C$. Für $z(t=0) = H$ wird $C = \sqrt{2(\alpha^2 - 1)H/g}$ und somit

$$t = (1 - \sqrt{z/H})\sqrt{2(\alpha^2 - 1)H/g} \quad \text{oder}$$

$$z = H\{1 - t\sqrt{g/[2H(\alpha^2 - 1)]}\}^2.$$

Hieraus folgen für $z = 0$ die Ausflußzeit

$$T = \sqrt{2(\alpha^2 - 1)H/g},$$

die Geschwindigkeit

$$\upsilon_1 = -\mathrm{d}z/\mathrm{d}t = \{1 - t\sqrt{g/[2H(\alpha^2 - 1)]}\}\sqrt{2gH/(\alpha^2 - 1)}$$

und die Ausflußgeschwindigkeit $\upsilon_2 = \upsilon_1 A_1/A_2$. Die Geschwindigkeiten nehmen linear mit der Zeit ab.

6.2 Eindimensionale Strömungen zäher Newtonscher Flüssigkeiten (Rohrhydraulik)

One-dimensional flow of viscous Newtonian fluids

Bei *laminarer Strömung* bewegen sich die Teilchen in parallelen Bahnen (Schichten), bei *turbulenter Strömung* überlagern sich der Hauptströmung zusätzliche Geschwindigkeitskomponenten in x-, y- und z-Richtung (Wirbelbewegung). Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung tritt ein, wenn die Reynoldssche Zahl $Re = \upsilon d/\nu$ den kritischen Wert erreicht (z. B. $Re_k = 2\,320$ für Rohre mit Kreisquerschnitt).

Bei *laminarer Strömung* gilt für die Schubspannung zwischen den Teilchen der Newtonsche Ansatz

$$\tau = \eta(\mathrm{d}\upsilon/\mathrm{d}z) \quad (8)$$

(**Bild 1**). Hierbei ist η die *dynamische Zähigkeit* oder *Viskosität*. Sie ist temperaturabhängig, bei Gasen auch druckabhängig (was jedoch vernachlässigbar ist, solange nicht größere Dichteänderungen auftreten).

Bei *turbulenter Strömung* gilt nach Prandtl und v. Kármán [1, 11, 12] angenähert der Schubspannungsansatz

$\tau = \eta\,\mathrm{d}v/\mathrm{d}z + \varrho l^2(\mathrm{d}v/\mathrm{d}z)^2$. *l* ist dabei die freie Weglänge eines Teilchens.
Infolge der Schubspannungen treten Druckverluste (Energieverluste) längs des Stromfadens auf.

Kinematische Zähigkeit. Sie ist $\nu = \eta/\varrho$. Für Wasser von 20 °C ist $\eta = 10^{-3}\,\mathrm{Ns/m^2}$ und $\nu = 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}$ (weitere Werte s. **Anh. D 10 Tab. 2** und **Anh. E 5 Bild 1** und **2**).

Bernoullische Gleichung mit Verlustglied. Findet zwischen zwei Punkten *1* und *2* keine Energiezufuhr oder -abfuhr statt (z. B. durch Pumpe oder Turbine), so lautet die Bernoullische Gleichung

$$\varrho v_1^2/2 + p_1 + \varrho g z_1 = \varrho v_2^2/2 + p_2 + \varrho g z_2 + \Delta p_\mathrm{V} + \varrho \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial v}{\partial t}\,\mathrm{d}s. \qquad (9)$$

Für den stationären Fall ist $\partial v/\partial t = 0$, und das letzte Glied entfällt. Hierbei ist Δp_V der Druckverlust zwischen den Stellen *1* und *2* infolge von Rohrreibung, Einbauwiderständen usw. Dividiert man Gl. (9) durch ϱg, so ergibt sich

$$v_1^2/(2g) + p_1/(\varrho g) + z_1 = v_2^2/(2g) + p_2/(\varrho g) + z_2 + h_\mathrm{V}. \qquad (10)$$

Darin bedeuten die einzelnen Glieder Energiehöhen und $h_\mathrm{V} = \Delta p_\mathrm{V}/(\varrho g)$ die Verlusthöhe.

Druckverlust und Verlusthöhe (Bild 16). Zwischen zwei Stellen *1* und *2* sei der Rohrdurchmesser *d* konstant. Dann gilt

$$\Delta p_\mathrm{V} = (\lambda l/d)\varrho v^2/2 + \sum \zeta \varrho v^2/2 \quad \text{bzw.}$$
$$h_\mathrm{V} = (\lambda l/d) v^2/(2g) + \sum \zeta v^2/(2g); \qquad (11\,\mathrm{a, b})$$

λ Rohrreibungszahl, ζ Widerstandsbeiwerte für Einbauten.
Für *kompressible Fluide*, die sich infolge Druckabnahme von *1* nach *2* ausdehnen, folgt aus der Kontinuitätsgleichung (5) sowie aus dem Ansatz $\mathrm{d}p = -(\lambda/d)\,\mathrm{d}x\,\varrho v^2/2$ für den isothermen Fall, $p_1/\varrho_1 = p/\varrho = \mathrm{const}$, $p_1^2 - p_2^2 = \lambda v_1^2 \varrho_1 p_1 l/d$, d. h. für den Druckverlust aufgrund von Rohrreibung

$$\Delta p_\mathrm{V} = p_1 - p_2 = p_1[1 - \sqrt{1 - \lambda v_1^2 \varrho_1 l/(p_1 d)}]. \qquad (12)$$

Bei geringen Druckverlusten ist die Expansion vernachlässigbar, und man kann Gl. (11 a) auch für kompressible Fluide verwenden. Der dabei auftretende Fehler ist $f \approx 0{,}5 \cdot \Delta p_\mathrm{V}/p_1$ [6, 13].

6.2.1 Stationäre laminare Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt

Steady laminar flow in pipes of circular cross-section

Gemäß **Bild 7 a** folgt aus $\sum F_\mathrm{ix} = 0 = (p_1 - p_2)\pi r^2 - \tau \cdot 2\pi r l$ mit $\tau = -\eta\,\mathrm{d}v/\mathrm{d}r$ und der Haftungsbedingung $v(r = d/2) = 0$ nach Integration $v(r) = \Delta p_\mathrm{V}(d^2/4 - r^2)/(4\eta l)$. Die Geschwindigkeitsverteilung ist also parabolisch (Gesetz von Stokes).Für die Schubspannungen ergibt sich $\tau(r) = -\eta\,\mathrm{d}v/\mathrm{d}r = \Delta p_\mathrm{V} r/(2l)$; sie nehmen also linear nach außen zu. Für den Volumenstrom gilt

$$\dot{V} = \int_{r=0}^{d/2} v(r) 2\pi r\,\mathrm{d}r = \Delta p_\mathrm{V} \pi d^4/(128\eta l)$$

(Formel von Hagen-Poiseuille) und damit für die mittlere Geschwindigkeit und den Druckverlust $v_\mathrm{m} = v = \dot{V}/A = \Delta p_\mathrm{V} d^2/(32\eta l)$ und $\Delta p_\mathrm{V} = v_\mathrm{m} 32\eta l/d^2$. Der Druckverlust und somit auch die Schubspannungen nehmen also linear mit der Geschwindigkeit zu. Mit der Reynoldsschen Zahl $Re = vd/\nu$ ergibt sich $\Delta p_\mathrm{V} = (64/Re)(l/d)(\varrho v^2/2)$ und $h_\mathrm{V} = (64/Re)(l/d)(v^2/2g)$. Demnach ist nach Gl. (11 a, b) die Rohrreibungszahl $\lambda = 64/Re$, d. h. bei laminarer Strömung unabhängig von der Rauhigkeit der Rohrwand.

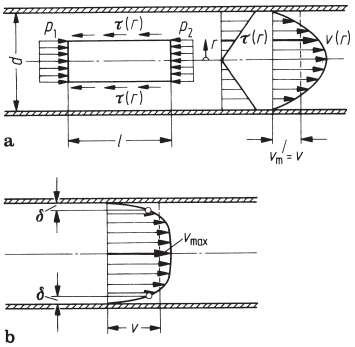


Bild 7 a, b. Rohrströmung. **a** Laminar; **b** turbulent

6.2.2 Stationäre turbulente Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt

Steady turbulent flow in pipes of circular cross-section

Bei $Re > 2\,320$ erfolgt Übergang in turbulente Strömung. Die Rohrreibungszahl λ hängt von der Rohrrauhigkeit *k* (Wanderhebungen in mm, s. **Tab. 1**) und von *Re* ab. Das Geschwindigkeitsprofil ist wesentlich flacher (**Bild 7 b**) als bei laminarer Strömung. Es besteht im Randbereich aus einer laminaren Grenzschicht der Dicke $\delta = 34{,}2d/(0{,}5Re)^{0{,}875}$ (nach Prandtl). Die Geschwindigkeitsverteilung hängt ebenfalls von *Re* und *k* ab; sie ist nach Nikuradse mittels $v(r) = v_{\max}(1 - 2r/d)^n$ darstellbar (z. B. $n = 1/7$ für $Re = 10^5$). Exponent *n* nimmt mit der Rohrrauhigkeit zu. Das Verhältnis $v/v_{\max} = 2/[(1+n)\cdot(2+n)]$ ist im Mittel etwa 0,84.

Ermittlung der Rohrreibungszahl

Hydraulisch glatte Rohre liegen vor, wenn die Grenzschichtdicke größer als die Wanderhebung ist, d. h. für $\delta/k \geqq 1$ bzw. $Re < 65d/k$.
Formel von Blasius (gültig für $2\,320 < Re < 10^5$):

$$\lambda = 0{,}3164/\sqrt[4]{Re}.$$

Formel von Nikuradse (gültig für $10^5 < Re < 10^8$):

$$\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221/Re^{0{,}237}.$$

Formel von Prandtl und v. Kármán (gültig für den gesamten turbulenten Bereich, aber wegen impliziter Form umständlich): $\lambda = 1/[2\lg(Re\sqrt{\lambda}/2{,}51)]^2$. An ihrer Stelle kann die Näherungsformel $\lambda = 0{,}309/[\lg(Re/7)]^2$ verwendet werden.

Hydraulisch rauhe Rohre liegen vor, wenn die Wanderhebungen größer als die Grenzschichtdicke sind, d. h. für $\delta/k < 1$ bzw. $Re > 1\,300\,d/k$. Die Rohrreibungszahl λ ist nur abhängig von der relativen Rauhigkeit d/k, und es gilt die Formel von Nikuradse

$$\lambda = 1/[2\lg(3{,}71d/k)]^2$$

für den oberhalb der Grenzkurve liegenden Bereich (**Bild 8**). Die Grenzkurve ist mittels $\lambda = [(200d/k)/Re]^2$ festgelegt.

Rohre im Übergangsgebiet liegen vor, wenn $65d/k < Re < 1300\,d/k$, d. h. in dem auf **Bild 8** unter der Grenzkurve liegenden Bereich. Die Rohrreibungszahl λ ist von *Re* und d/k abhängig. Als gute Näherung gilt

$$\lambda = 1\Big/\left[2\lg\left(\frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{0{,}27}{d/k}\right)\right]^2$$

(Formel von Colebrook). Sie bezieht sich auf Rohre mit technischer Rauhigkeit. Für Rohre mit aufgeklebten Sandkörnern

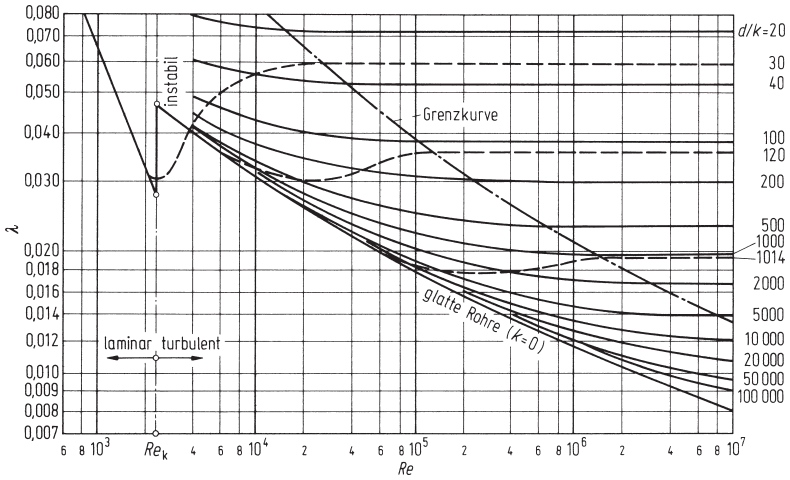


Bild 8. Rohrreibungszahl λ nach Colebrook und (gestrichelt) nach Nikuradse

Tabelle 1. Anhaltswerte für Wandrauhigkeiten [2]

Werkstoff und Rohrart	Zustand der Rohre	k in mm
neue gezogene u. gepreßte Rohre aus Cu, Ms, Bronze, Al, sonstigen Leichtmetallen, Glas, Kunststoff	technisch glatt	0,001 … 0,0015
neuer Gummidruckschlauch	technisch glatt	ca. 0,0016
Rohre aus Gußeisen	neu, handelsüblich	0,25 … 0,5
	angerostet	1,0 … 1,5
	verkrustet	1,5 … 5,0
neue nahtlose Stahlrohre, gewalzt oder gezogen	mit Walzhaut	0,02 … 0,06
	gebeizt	0,03 … 0,04
	bei engen Rohren	bis 0,1
neue längsgeschweißte Stahlrohre	mit Walzhaut	0,04 … 0,1
neue Stahlrohre mit Überzug	Metallspritzüberzug	0,08 … 0,09
	tauchverzinkt	0,07 … 0,1
	handelsüblich verzinkt	0,1 … 0,16
	bitumiert	ca. 0,05
	zementiert	ca. 0,18
	galvanisiert	ca. 0,008
gebrauchte Stahlrohre	gleichmäßige Rostnarben	ca. 0,15
	leichte Verkrustung	0,15 … 0,4
	mittlere Verkrustung	ca. 1,5
	starke Verkrustung	2,0 … 4,0
Asbest-Zementrohre	neu, handelsüblich	0,03 … 0,1
Betonrohre neu	handelsüblicher Glattstrich	0,3 … 0,8
	handelsüblich mittelglatt	1,0 … 2,0
	handelsüblich rauh	2,0 … 3,0
Betonrohre nach mehrjährigem Betrieb m. Wasser		0,2 … 0,3
Holzverkleidung rauh		1,0 … 2,5
roher Stein		8 … 15
Mittelwert für Rohrstrecken ohne Stöße		0,2
Mittelwert für Rohrstrecken mit Stößen		2,0

gleicher Körnung wurden von Nikuradse die in **Bild 8** gestrichelt eingetragenen Kurven gemessen.

Diagramm von Colebrook-Nikuradse. Die vorstehenden Formeln sind graphisch in **Bild 8** dargestellt, so daß λ als Funktion von Re und d/k abgelesen und bei Bedarf nachgerechnet bzw. verbessert werden kann (weitere Verfeinerungen s. [1, 3]). Ist λ bekannt, berechnet man den Druckverlust bzw. die Verlusthöhe nach Gl. (11) bzw. (12) und anschließend den zu untersuchenden Rohrleitungsabschnitt mit der Bernoullischen Gleichung mit Verlustglied gemäß Gl. (9) oder (10).

Beispiel: Durch ein Stahlrohr (gebraucht, $k = 0{,}15$ mm) vom Durchmesser $d = 150$ mm und der Länge $l = 1\,400$ m werden $\dot{V} = 400\,\mathrm{m^3/h}$ Preßluft gefördert. Druck und Dichte im Kessel: $p_1 = 6$ bar, $\varrho_1 = 6{,}75\,\mathrm{kg/m^3}$. Zu ermitteln ist der Druckverlust am Ende der Leitung. – Mit der Fördergeschwindigkeit

$$v = \dot{V}/A = \dot{V}/(\pi d^2/4) = 6{,}29\,\mathrm{m/s} \quad \text{und}$$

$$\nu = \eta/\varrho = (2 \cdot 10^{-5}\,\mathrm{Ns/m^2})/(6{,}75\,\mathrm{kg/m^3}) = 2{,}963 \cdot 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}$$

wird $Re = vd/\nu = 318\,427$. *Mit* $d/k = 150/0{,}15 = 1\,000$ *ergibt sich aus* **Bild 8** bzw. der Formel von Colebrook $\lambda = 0{,}0205$. Aus Gl. (12) folgt für den Druckverlust am Ende der Leitung

$$\Delta p_\mathrm{V} = p_1 \left[1 - \sqrt{1 - \lambda v^2 \varrho_1 l/(p_1 d)}\right] = 0{,}261\,\mathrm{bar}.$$

Bei Vernachlässigung der Expansion infolge der Druckabnahme ergibt Gl. (11a) $\Delta p_\mathrm{V} = (\lambda l/d)\varrho v^2/2 = 25\,550\,\mathrm{N/m^2} = 0{,}256$ bar, d. h. einen Fehler $f = (0{,}261 - 0{,}256)/0{,}261 = 1{,}92\%$, der auch mit der Abschätzformel $f = 0{,}5 \cdot \Delta p_\mathrm{V}/p_1 = 2{,}13\%$ gut übereinstimmt. Die Dichteänderung der Preßluft hat also kaum Einfluß.

6.2.3 Strömung in Leitungen mit nicht vollkreisförmigen Querschnitten

Flow in pipes of non-circular cross-section

Nach Einführen des hydraulischen Durchmessers $d_\mathrm{h} = 4A/U$ (A Querschnittsfläche, U benetzter Umfang) wird wie in **B 6.2.1** und **B 6.2.2** gerechnet. Allerdings ist bei laminarer Strömung $\lambda = \varphi \cdot 64/Re$ zu setzen [5]. Für Kreisring- und Rechteckquerschnitt gilt

Kreisring	$d_\mathrm{a}/d_\mathrm{i}$	1	5	10	20	50	100
	φ	1,50	1,45	1,40	1,35	1,28	1,25
Rechteck	h/b	0	0,1	0,3	0,5	0,8	1,0
	φ	1,50	1,34	1,10	0,97	0,90	0,88

B

6.2.4 Strömungsverluste durch spezielle Rohrleitungselemente und Einbauten

Loss factors for pipe fittings and bends

Zusätzlich zu den Wandreibungsverlusten der Rohrleitungselemente gilt für den Druckverlust bzw. die Verlusthöhe

$$\Delta p_V = \zeta \varrho v^2/2 \text{ bzw. } h_V = \zeta v^2/(2g).$$

Widerstandsbeiwerte ζ für Krümmer (Bild 9) [5]

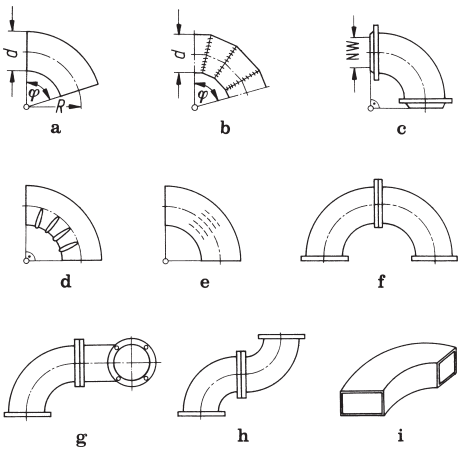


Bild 9a–i. Krümmer

a) Kreiskrümmer: $\varphi = 90°$

R/d		1	2	4	6	10
$\zeta_{90°}$	glatt	0,21	0,14	0,11	0,09	0,11
	rauh	0,51	0,30	0,23	0,18	0,20

$\varphi \neq 90°: \zeta = k\,\zeta_{90°}$

φ	30°	60°	120°	150°	180°
k	0,4	0,7	1,25	1,5	1,7

b) Segmentkrümmer:

φ	30°	45°	60°	90°
Anzahl der Nähte	2	3	3	3
ζ	0,10	0,15	0,20	0,25

c) Graugußkrümmer 90

NW	50	100	200	300	400	500
ζ	1,3	1,5	1,8	2,1	2,2	2,2

d) Faltrohrkrümmer: $\zeta = 0{,}4$

e) Krümmer mit Umlenkschaufeln: $\zeta = 0{,}15 \ldots 0{,}20$ [1]

f) Doppelkrümmer: $\zeta = 2\,\zeta_{90°}$

g) Raumkrümmer: $\zeta = 3\,\zeta_{90°}$

h) Etagenkrümmer: $\zeta = 4\,\zeta_{90°}$

i) Krümmer mit Rechteckquerschnitt: Für $h/b < 1$ ist $\zeta = \zeta_0 h/b$, für $h/b > 1$ ist $\zeta = \zeta_0 \sqrt{h/b}$. ζ_0 wie für Krümmer mit Kreisquerschnitt, wenn für d der Wert $d_h = 2bh/(b+h)$ eingesetzt wird.

Kniestücke [5] (δ Abknickwinkel):

mit Kreisquerschnitt

δ		22,5°	30°	45°	60°	90°
ζ	glatt	0,07	0,11	0,24	0,47	1,13
	rauh	0,11	0,17	0,32	0,68	1,27

mit Rechteckquerschnitt:

δ	30°	45°	60°	75°	90°
ζ	0,15	0,52	1,08	1,48	1,60

Rohrverzweigungen und -vereinigungen [6]

$\dot{V}$ Gesamtstrom, $\dot{V}_a$ ab- bzw. zufließender Strom, ζ_d Widerstand im Hauptrohr, ζ_a Widerstand im Abzweigrohr. Minuszeichen bedeutet Druckgewinn.

	Trennung				Vereinigung			
	Bild 10a		Bild 10b		Bild 10c		Bild 10d	
$\dot{V}_a/\dot{V}$	ζ_a	ζ_d	ζ_a	ζ_d	ζ_a	ζ_d	ζ_a	ζ_a
0	0,95	0,04	0,90	0,04	−1,2	0,04	−0,92	0,04
0,2	0,88	−0,08	0,68	−0,06	−0,4	0,17	−0,38	0,17
0,4	0,89	−0,05	0,50	−0,04	0,08	0,30	0,00	0,19
0,6	0,95	0,07	0,38	0,07	0,47	0,41	0,22	0,09
0,8	1,10	0,21	0,35	0,20	0,72	0,51	0,37	−0,17
1,0	1,28	0,35	0,48	0,33	0,91	0,60	0,37	−0,54

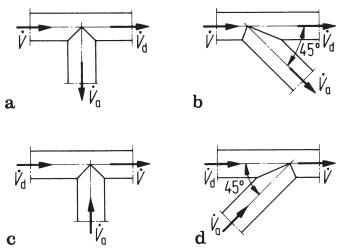


Bild 10a–d. Rohrverzweigungen und -vereinigungen

Dehnungsausgleicher (Bild 11) [5]

a) Wellrohrkompensator: $\zeta = 0{,}20$ pro Welle (kann bei Einbau eines Leitrohrs fast zu Null gemacht werden).

b) U-Bogen:

a/d	0	2	5	10
ζ	0,33	0,21	0,21	0,21

c) Lyrabogen: Glattrohrbogen $\zeta = 0{,}7$; Faltrohrbogen $\zeta = 1{,}4$.

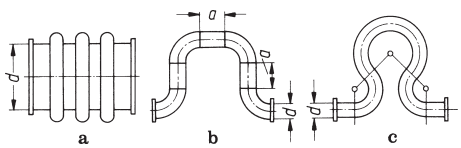


Bild 11a–c. Dehnungsausgleicher

Rohreinläufe (Bild 12a–e)

a) scharfkantig $\zeta = 0{,}5$; gebrochen $\zeta = 0{,}25$.

b) und c) scharfkantig $\zeta = 3{,}0$; gebrochen $\zeta = 0{,}6 \ldots 1{,}0$.

d) je nach Wandrauhigkeit $\zeta = 0{,}01 \ldots 0{,}05$.

e)

$(d/d_e)^2$	1	1,25	2	5	10
ζ	0,5	1,17	5,45	54	245

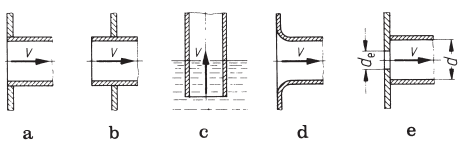


Bild 12a–e. Rohreinläufe

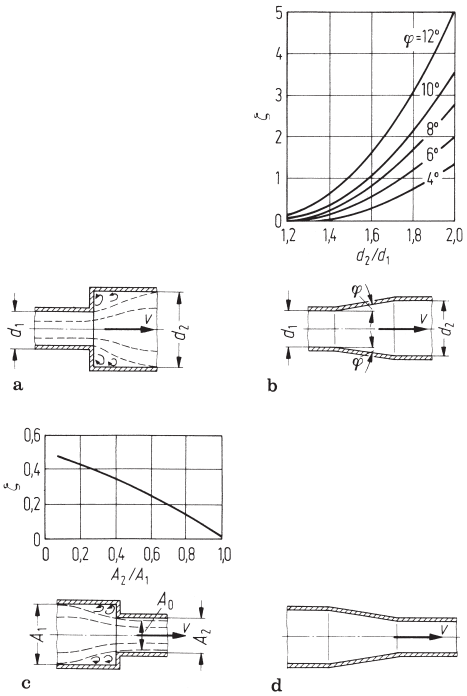


Bild 13 a–d. Querschnittsänderungen

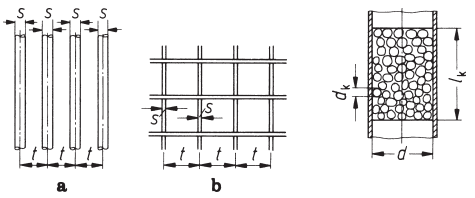


Bild 14. a Rundstabgitter; **b** Sieb **Bild 15.** Festkörperschüttung

Rundstabgitter, Siebe und Saugkörbe [5]

Rundstabgitter gemäß **Bild 14 a** : $\zeta = \dfrac{0{,}8\,s/t}{(1-s/t)^2}$

Siebe gemäß **Bild 14 b**:

s	2	2	2,5	3,1	mm
t	20	25	25	25	mm
ζ	0,34	0,27	0,32	0,39	

Saugkörbe: für handelsübliche Saugkörbe mit Fußventil am Anfang einer Rohrleitung $\zeta = 4 \ldots 5$.

Festkörperschüttungen [5]. Für die Durchströmung der Schüttung gemäß **Bild 15** gilt $\zeta = \lambda_F l_k/d_k$. Bis zu $Re_k = \upsilon d_k/\upsilon = 10$ (υ mittlere Geschwindigkeit im leeren Rohr) liegt laminare Strömung vor, und es ist $\lambda_F = 2000/Re_k$. Für $Re_k > 10$ (turbulente Strömung) hängt λ_F nur noch von d/d_k ab:

d/d_k	25	17	8	3,5
λ_F	50	40	30	15

Querschnittsänderung von A_1 auf A_2 (Bild 13)

a) Unstetige Erweiterung. Der Verlustbeiwert läßt sich aus der Bernoullischen Gleichung und dem Impulssatz (s. **B 6.4**) herleiten: $\zeta = (A_2/A_1 - 1)^2$.

b) Stetige Erweiterung (Diffusor). Der Verlustbeiwert für durchschnittlich rauhe Rohre kann dem Diagramm **Bild 13 b** entnommen werden [5].

c) Unstetige Verengung. Aus der Bernoullischen Gleichung und dem Impulssatz folgt $\zeta = (A_2/A_0 - 1)^2$. Da der eingeschnürte Querschnitt A_0 unbekannt ist, entnimmt man ζ dem Diagramm **Bild 13 c** für das Verhältnis A_2/A_1 bei scharfkantigem Anschluß [5].

d) Stetige Verengung (Konfusor, Düse). Die Energieverluste aus Reibung sind gering. Im Mittel $\zeta = 0{,}05$.

Absperr- und Regelorgane

Schieber, offen, ohne Leitrohr: $\zeta = 0{,}2 \ldots 0{,}3$; mit Leitrohr: $\zeta \approx 0{,}1$. Schieber bei verschiedenen Öffnungsverhältnissen s. [5].

Ventile: Die Widerstandsbeiwerte schwanken je nach Ventilbauart zwischen $\zeta = 0{,}6$ (Freiflußventil) und $\zeta = 4{,}8$ (DIN-Ventil). Die Angaben in der Literatur sind unterschiedlich [1, 2, 4–6]. Bei teilweise geöffneten Ventilen sind die Widerstandsbeiwerte größer.

Rückschlagklappen, Drosselklappen, Hähne: Der Widerstandsbeiwert von Rückschlagklappen beträgt nach [5] $\zeta = 0{,}8$ bei NW 200 und $\zeta = 1{,}4$ bei NW 50. Bei Drosselklappen treten Werte von $\zeta = 0{,}5$ in fast voll geöffnetem Zustand ($\varphi = 10°$) und von $\zeta = 4{,}0$ bei $\varphi = 30°$ auf. Bei Hähnen ist $\zeta = 0{,}3$ ($\varphi = 10°$) und $\zeta = 5{,}5$ ($\varphi = 30°$) [5].

Drosselgeräte dienen zur Messung von Geschwindigkeit und Volumenstrom und sind als Normblende, Normdüse und Normventuridüse genormt (DIN 1952). Widerstandsziffern s. [2].

Beispiel: Rohrleitung mit speziellen Widerständen (**Bild 16**). Durch eine Rohrleitung sollen $\dot{V} = 8$ l/s Wasser gefördert werden. Zu ermitteln ist der erforderliche Druck p_0 im Druckbehälter. Gegeben: $h_1 = 7$ m, $h_2 = 5$ m, $l_1 = 35$ m, $l_2 = 25$ m, $l_3 = 13$ m, $l_4 = 25$ m, $d_1 = d_6 = 80$ mm, $d_2 = 60$ mm, Wandrauhigkeit $k = 0{,}04$ mm (neues, längsgeschweißtes Stahlrohr). Widerstandsbeiwerte: Rohreinlauf $\zeta_1 = 0{,}5$; Konfusor $\zeta_2 = 0{,}05$; Kniestücke ($\delta = 22{,}5°$) $\zeta_3 = \zeta_4 = 0{,}11$; Diffusor $\zeta_5 = 0{,}3$. Kinematische Zähigkeit bei 20°C: $\nu = 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}$. Luftdruck: $p_L = 1$ bar.– Aus der Kontinuitätsgleichung (6) folgt für die Strömungsgeschwindigkeiten $\upsilon_1 = \upsilon_6 = \dot{V}/A_1 = \dot{V}/(\pi d_1^2/4) = 1{,}59$ m/s und $\upsilon_2 = \dot{V}/A_2 = \dot{V}/(\pi d_2^2/4) = 2{,}83$ m/s. Mit den Reynoldsschen Zahlen $Re_1 = \upsilon_1 d_1/\nu = 127\,200$, $Re_2 = \upsilon_2 d_2/\nu = 169\,800$ und den relativen Rauhigkeiten $d_1/k = 2000$, $d_2/k = 1500$ folgen aus der Formel bzw. dem Diagramm von Colebrook (**Bild 8**) die Rohrreibungszahlen $\lambda_1 = 0{,}0197$ und $\lambda_2 = 0{,}0200$. Hiermit ergeben sich nach Gl. (11 b) die Verlusthöhen

$$h_{V1} = \zeta_1 \upsilon_1^2/(2\,g) = 0{,}06\,\mathrm{m};$$

$$h_{V2} = h_{V1} + (\lambda_1 l_1/d_1)\upsilon_1^2/(2\,g) + \zeta_2 \upsilon_2^2/(2\,g) = (0{,}06 + 1{,}11 + 0{,}02)\,\mathrm{m} = 1{,}19\,\mathrm{m};$$

$$h_{V3} = h_{V2} + (\lambda_2 l_2/d_2)\upsilon_2^2/(2\,g) + \zeta_3 \upsilon_2^2/(2\,g) = (1{,}19 + 3{,}40 + 0{,}04)\,\mathrm{m} = 4{,}63\,\mathrm{m};$$

$$h_{V4} = h_{V3} + (\lambda_2 l_3/d_2)\upsilon_2^2/(2\,g) + \zeta_4 \upsilon_2^2/(2\,g) = (4{,}63 + 1{,}77 + 0{,}04)\,\mathrm{m} = 6{,}44\,\mathrm{m};$$

$$h_{V5} = h_{V4} + (\lambda_2 l_4/d_2)\upsilon_2^2/(2\,g) = (6{,}44 + 3{,}40)\,\mathrm{m} = 9{,}84\,\mathrm{m};$$

$$h_{V6} = h_{V5} + \zeta_5 \upsilon_6^2/(2\,g) = (9{,}84 + 0{,}04)\,\mathrm{m} = 9{,}88\,\mathrm{m}.$$

Die Bernoullische Gl. (10) zwischen den Punkten *0* und *6* ergibt dann mit $\upsilon_0 \approx 0$ (wegen $A_0 \gg A_6$)

$$p_0/(\varrho\,g) + h_1 = \upsilon_6^2/(2\,g) + p_L/(\varrho\,g) + h_2 + h_{V6}, \text{ also}$$

$$p_0 = p_L + \varrho\upsilon_6^2/2 + \varrho\,g(h_2 + h_{V6} - h_1)$$

$$= p_L + 1\,264\,\mathrm{N/m^2} + 77\,303\,\mathrm{N/m^2} = 1{,}786\ \mathrm{bar}.$$

Mit den Geschwindigkeitshöhen

$$\upsilon_1^2/(2\,g) = \upsilon_6^2/(2\,g) = 0{,}13\,\mathrm{m},\ \upsilon_2^2/(2\,g) = 0{,}41\,\mathrm{m}$$

und den Druckhöhen $p_0/(\varrho\,g) = 18{,}21$ m, $p_L/(\varrho\,g) = 10{,}19$ m lassen sich dann die Bernoullischen Höhen zeichnen (**Bild 16**).

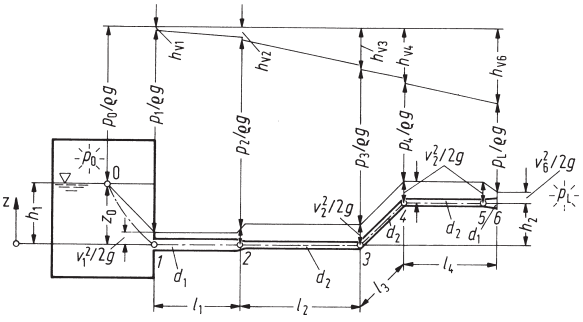


Bild 16. Rohrleitung

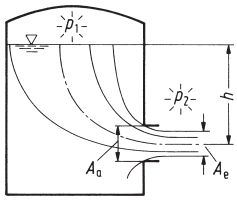


Bild 17. Ausfluß der Behälter

6.2.5 Stationärer Ausfluß aus Behältern

Steady flow from vessels

Aus der Bernoullischen Gl. (10) zwischen den Punkten *1* und *2* (**Bild 17**) folgt mit Gl. (11b) für die Ausflußgeschwindigkeit $v = \sqrt{[2gh + 2(p_1 - p_2)/\varrho]/(1+\zeta)}$. Bei Behältern ist die Schreibweise

$$v = \varphi\sqrt{2gh + 2(p_1 - p_2)/\varrho} \tag{13}$$

üblich, wobei $\varphi = \sqrt{1/(1+\zeta)}$die Geschwindigkeitsziffer ist. Für den Volumenstrom $\dot{V}$ ist noch die Strahleinschnürung zu berücksichtigen. Mit der Kontraktionszahl $\alpha = A_e/A_a$ ergibt sich

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \alpha\varphi A_a\sqrt{2gh + 2(p_1 - p_2)/\varrho} \\ &= \mu A_a\sqrt{2gh + 2(p_1 - p_2)/\varrho}.\end{aligned} \tag{14}$$

$\mu = \alpha\varphi$ ist die Ausflußzahl. Für φ, α und μ gelten folgende Werte (**Bild 18**): a) scharfkantige Mündung:

$\varphi = 0{,}97$; $\alpha = 0{,}61 \ldots 0{,}64$; $\mu = 0{,}59 \ldots 0{,}62$;

b) abgerundete Mündung:

$\varphi = 0{,}97 \ldots 0{,}99$; $\alpha = 1$; $\mu = 0{,}97 \ldots 0{,}99$;

c) zylindrisches Ansatzrohr: $l/d = 2 \ldots 3$:

$\varphi = 0{,}82$; $\alpha = 1$; $\mu = 0{,}82$;

d) konisches Ansatzrohr: $\varphi = 0{,}95 \ldots 0{,}97$;

$(d_2/d_1)^2$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
α	0,83	0,84	0,87	0,90	0,94	1,0

Die Gln. (13) und (14) gelten für kleine Ausflußquerschnitte, bei denen v über den Querschnitt konstant ist. Bei großen Öffnungen ist für einen Stromfaden in der Tiefe z (ohne Überdruck) $v = \sqrt{2gz}$, der Volumenstrom ist $\dot{V} = \mu\int_{z_1}^{z_2} b(z)\sqrt{2gz}\,\mathrm{d}z$, z. B. für eine Rechtecköffnung $\dot{V} = 2\mu b\sqrt{2g}(z_2^{3/2} - z_1^{3/2})/3$. Die Ausflußziffer liegt bei $\mu = 0{,}60$ für scharfkantige und bei $\mu = 0{,}75$ für abgerundete Öffnungen.

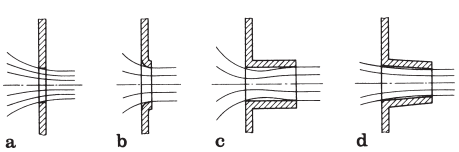


Bild 18a–d. Mündungsformen

6.2.6 Stationäre Strömung durch offene Gerinne

Steady flow in open channels

Bei stationärer Strömung sind Spiegel- und Sohlengefälle parallel. Aus der Bernoullischen Gl. (10) folgt

$$\begin{aligned}z_1 - z_2 = h_V \quad \text{bzw.} \quad &(z_1 - z_2)/l = \sin\alpha \\ &= (\lambda/d_h)v^2/(2g).\end{aligned} \tag{15}$$

Ist hierbei d_h der hydraulische Durchmesser gemäß **B 6.2.3**, so gelten die Formeln der Rohrströmung gemäß **B 6.2.1**, **B 6.2.2**, **B 6.2.3**, **B 6.2.4** v ist die mittlere Geschwindigkeit, d. h., es gilt $\dot{V} = vA$ bzw. $v = \dot{V}/A$. Sind $\dot{V}$ bzw. v bekannt, so folgt aus Gl. (15) das erforderliche Gefälle bzw. bei bekanntem Gefälle die Strömungsgeschwindigkeit v (Anhaltswerte für k s. **Tab. 1**).

6.2.7 Instationäre Strömung zäher Newtonscher Flüssigkeiten.

Non-steady flow of viscous Newtonian fluids

Die für diesen Fall gültigen Gleichungen sind mit der Bernoullischen Gleichung in Form von Gl. (9) unter Beachtung von Gl. (11a) und der Kontinuitätsgleichung in Form von Gl. (5) oder (6) gegeben.

6.2.8 Freier Strahl. Free jet

Strömt ein Strahl mit konstantem Geschwindigkeitsprofil aus einer Öffnung in ein umgebendes, ruhendes Fluid gleicher Art aus (**Bild 19**), so werden an den Rändern Teilchen der Umgebung aufgrund der Reibung mitgerissen. Mit der Strahllänge nimmt also der Volumenstrom zu und die Geschwindigkeit ab. Dabei tritt eine Strahlausbreitung ein. Der Druck im Inneren des Strahls ist gleich dem Umgebungsdruck, d. h., der Impuls ist in jedem Strahlquerschnitt konstant:

$$I = \int_{-\infty}^{+\infty} \varrho v^2\,\mathrm{d}A = \text{const}.$$

Der kegelförmige Strahlkern, in dem $v = \text{const}$ ist, löst sich längs des Wegs x_0 auf. Danach sind die Geschwindigkeitsprofile zueinander affin. Ergebnisse für den runden Strahl [1]: Kernlänge $x_0 = d/m$ mit $m = 0{,}1$ für laminaren und $m = 0{,}3$

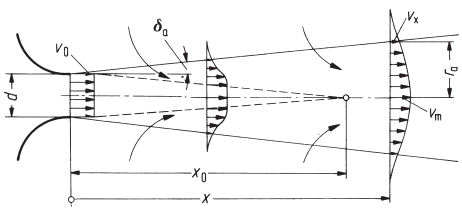


Bild 19. Freier Strahl

für vollständig turbulenten Strahl $(0{,}1 < m < 0{,}3)$. Mittengeschwindigkeit $v_m = v_0 x_0/x$. Energieabnahme $E = 0{,}667 E_0 x_0/x$ (E_0 kinetische Energie am Austritt). Strahlausbreitung

$$r_a = m\sqrt{0{,}5 \ln 2} \cdot x = 0{,}5887 mx,$$

wobei am Ausbreitungsrand $v_x = 0{,}5 v_m$ ist. Strahlausbreitungswinkel

$$\delta_a = \arctan[0{,}707 m \sqrt{\ln(v_m/v_x)}],$$

d. h., für $v_x/v_m = 0{,}5$ und $m = 0{,}3$ ergibt sich $\delta_a = 10°$. Der Volumenstrom ist $\dot{V} = 2m\dot{V}_0 x/d$ [1, 3].

6.3 Eindimensionale Strömung Nicht-Newtonscher Flüssigkeiten

One-dimensional flow of non-Newtonian fluids

Bei Nicht-Newtonschen Flüssigkeiten ist *kein* linearer Zusammenhang zwischen der Schubspannung τ und der Schergeschwindigkeit dv/dz gemäß Gl. (8) gegeben [9]. Für diese rheologischen Stoffe unterscheidet man folgende Fließgesetze (**Bild 20**):

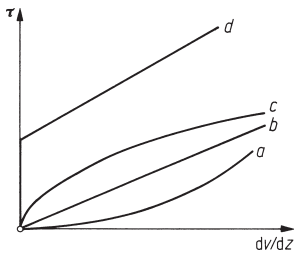


Bild 20. Fließkurven. *a* Dilatante, *b* Newtonsche und *c* strukturviskose Flüssigkeit, *d* Bingham-Medium

Dilatante Flüssigkeiten. Die Zähigkeit nimmt mit steigender Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ zu (z. B. Anstrichfarben, Glasurmassen). $\dot{\gamma} = dv/dz = k\tau^m$, $m < 1$ (Formel von Ostwald-de Waele [7]). k ist der Fluiditätsfaktor und m der Fließbeiwert. Dilatante Flüssigkeiten lassen sich auch mit der Formel von Prandtl-Eyring erfassen: $\dot{\gamma} = dv/dz = c \sinh(\tau/a)$, wobei c und a stoffabhängige Konstanten sind.

Strukturviskose Flüssigkeiten. Die Zähigkeit nimmt mit wachsender Schergeschwindigkeit ab (z. B. Silikone, Spinnlösungen, Staufferfett). Es gelten die vorstehenden Gesetze, aber mit $m > 1$ sowie entsprechenden Konstanten c und a.

Bingham-Medium. Das Material beginnt erst bei Überschreiten der Fließgrenze τ_F zu fließen. Unterhalb von τ_F verhält es sich wie ein elastischer Körper, darüber wie eine Newtonsche Flüssigkeit (z. B. Zahnpasta, Abwasserschlamm, körnige Suspensionen). $\dot{\gamma} = dv/dz = k(\tau - \tau_F)$ (Gesetz von Bingham).

Elastoviskose Stoffe (Maxwell-Medium). Sie haben sowohl die Eigenschaften zäher Flüssigkeiten als auch elastischer Körper (z. B. Teig, Polyethylen-Harze). Die Schubspannung ist zeitabhängig, also auch dann noch vorhanden, wenn $\dot{\gamma}$ bereits Null ist. $\dot{\gamma} = dv/dz = (\tau/\eta) + (1/G)(d\tau/dt)$ (Gesetz von Maxwell).

Thixotrope und rheopexe Flüssigkeiten. Auch hier sind die Schubspannungen zeitabhängig, außerdem verändert sich das Fließverhalten mit der mechanischen Beanspruchung. Bei thixotropen Flüssigkeiten steigt das Fließvermögen mit der Dauer (z. B. beim Rühren oder Streichen), bei rheopexen Flüssigkeiten verringert es sich mit der Größe der mechanischen Beanspruchung (z. B. Gipsbrei). Fließgesetze sind bisher nicht bekannt.

Berechnung von Rohrströmungen

Für *dilatante und strukturviskose Flüssigkeiten* läßt sich der Druckabfall gemäß Gl. (11 a) nach Metzner [7] wie für Newtonsche Flüssigkeiten mit der verallgemeinerten Reynoldsschen Zahl berechnen:

$$Re^* = v^{(2m-1)/m} d^{1/m} \varrho/\eta^*;$$
$$\eta^* = 8^{(1-m)/m}(1/k^m)[(3+m)/4]^{1/m}.$$

Im laminaren Bereich $(Re^* < 2\,300)$ gilt $\lambda = 64/Re^*$, im turbulenten Bereich $(Re^* > 3\,000)$

$$\lambda = 0{,}0056 + 0{,}5/(Re^*)^{0{,}32}.$$

Für *Bingham-Medien* ergibt sich der Druckabfall aus Gl. (11 a) mit der Rohrreibungszahl [7]

$$\lambda = \frac{64}{Re} + \frac{32}{3}\frac{He}{Re^2} - \frac{4096}{3}\frac{1}{\lambda^3}\left(\frac{He}{Re^2}\right)^4,$$

wobei der Einfluß der Fließgrenze in der Hedströmzahl He zum Ausdruck kommt: $He = \tau_F \varrho d^2/\eta^2 = \tau_F d^2/(\varrho v^2)$.

6.4 Kraftwirkungen strömender inkompressibler Flüssigkeiten

Forces due to the flow of incompressible fluids

6.4.1 Impulssatz. Equation of momentum

Aus dem Newtonschen Grundgesetz folgt für das Massenelement $dm = \varrho A\, ds$ der Stromröhre aus **Bild 21 a**

$$d\boldsymbol{F} = \frac{d}{dt}(dm\boldsymbol{v}) = \frac{d(dm)}{dt}\boldsymbol{v} + dm\frac{d\boldsymbol{v}}{dt}.$$

Für inkompressible Flüssigkeiten ist $d(dm)/dt = 0$, und mit $v = v(s, t)$ gilt für die instationäre Strömung

$$d\boldsymbol{F} = dm\left(\frac{\partial \boldsymbol{v}}{\partial t} + \frac{\partial \boldsymbol{v}}{\partial s}\frac{ds}{dt}\right)$$

bzw. für die stationäre Strömung mit $\partial \boldsymbol{v}/\partial t = 0$

$$d\boldsymbol{F} = dm\frac{\partial \boldsymbol{v}}{\partial s}v = \varrho A v\, d\boldsymbol{v} = \varrho \dot{V} d\boldsymbol{v}.$$

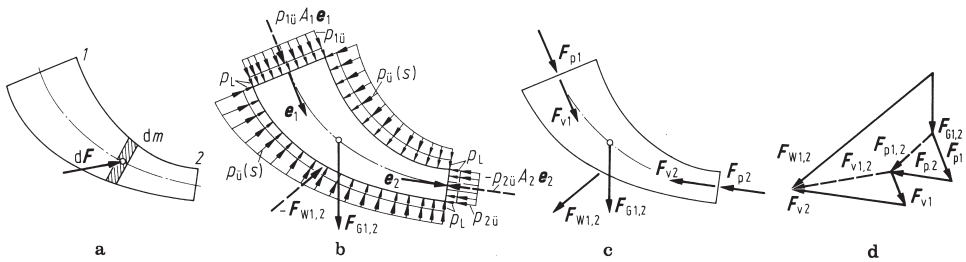


Bild 21 a–d. Kraftwirkung einer strömenden Flüssigkeit

Für den gesamten Kontrollraum zwischen *1* und *2* folgt nach Integration

$$\boldsymbol{F}_{1,2} = \varrho\dot{V}(\boldsymbol{v}_2 - \boldsymbol{v}_1). \tag{16}$$

Hierbei ist $\boldsymbol{F}_{1,2}$ die auf die im Kontrollraum eingeschlossene Flüssigkeit wirksame Kraft. Sie setzt sich zusammen aus den Anteilen gemäß **Bild 21 b**, wobei die Resultierende des Luftdrucks Null ist. Mit $-\boldsymbol{F}_{W1,2}$ als Resultierender des Überdrucks $p_{ü}(s)$ gilt $\boldsymbol{F}_{1,2} = -\boldsymbol{F}_{W1,2} + \boldsymbol{F}_{G1,2} + p_{1ü}A_1\boldsymbol{e}_1 - p_{2ü}A_2\boldsymbol{e}_2$. Daraus folgt für die von der Flüssigkeit auf die „Wand" ausgeübte Kraft mit Gl. (16)

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{W1,2} &= \boldsymbol{F}_{G1,2} + (p_{1ü}A_1\boldsymbol{e}_1 - p_{2ü}A_2\boldsymbol{e}_2) + (\varrho\dot{V}v_1\boldsymbol{e}_1 - \varrho\dot{V}v_2\boldsymbol{e}_2)\\ &= \boldsymbol{F}_{G1,2} + (\boldsymbol{F}_{p1} + \boldsymbol{F}_{p2}) + (\boldsymbol{F}_{v1} + \boldsymbol{F}_{v2})\\ &= \boldsymbol{F}_{G1,2} + \boldsymbol{F}_{p1,2} + \boldsymbol{F}_{v1,2}.\end{aligned} \tag{17}$$

Die Wandkraft setzt sich aus Gewichtsanteil $\boldsymbol{F}_{G1,2}$, Druckanteil $\boldsymbol{F}_{p1,2}$ und Geschwindigkeitsanteil $\boldsymbol{F}_{v1,2}$ zusammen (**Bild 21 c** und **d**).

6.4.2 Anwendungen (Bild 22). Applications

a) *Strahlstoßkraft gegen Wände.* Unter Vernachlässigung des Eigengewichts und unter Beachtung, daß im Innern des Strahls der Druck überall gleich dem Luftdruck ist (also $p_{ü} = 0$, s. **B 6.2.8**), folgt aus Gl. (17) für die x-Richtung und den Kontrollraum *1-2-3*

$$F_{Wx} = (\varrho\dot{V}v_1\boldsymbol{e}_1 - \varrho\dot{V}_2v_2\boldsymbol{e}_2 - \varrho\dot{V}_3v_3\boldsymbol{e}_3)\boldsymbol{e}_x = \varrho\dot{V}v_1\cos\beta.$$

Für die y-Richtung folgt aus Gl. (17)

$$F_{Wy} = 0 = (\varrho\dot{V}v_1\boldsymbol{e}_1 - \varrho\dot{V}_2v_2\boldsymbol{e}_2 - \varrho\dot{V}_3v_3\boldsymbol{e}_3)\boldsymbol{e}_y,$$

d. h. $\dot{V}v_1\sin\beta - \dot{V}_2v_2 + \dot{V}_3v_3 = 0$. Mit $v_1 = v_2 = v_3$ aus der Bernoullischen Gleichung und $\dot{V} = \dot{V}_2 + \dot{V}_3$ aus der Kontinuitätsgleichung ergibt sich

$$\dot{V}_2/\dot{V}_3 = (1 + \sin\beta)/(1 - \sin\beta).$$

Für $\beta = 0$ (Stoß gegen senkrechte Wand) gilt

$$F_{Wx} = \varrho\dot{V}v_1 = \varrho A_1v_1^2 \quad \text{und} \quad \dot{V}_2/\dot{V}_3 = 1.$$

Bewegt sich die senkrechte Wand mit der Geschwindigkeit u in x-Richtung, so wird

$$F_{Wx} = \varrho\dot{V}(v_1 - u) = \varrho A_1v_1(v_1 - u).$$

Für die gewölbte Platte läßt sich entsprechend $F_{Wx} = \varrho\dot{V}v_1(1 + \cos\beta)$ ableiten. Bewegt sich die gewölbte Platte mit der Geschwindigkeit u (Freistrahlturbine), so gilt $F_{Wx} = \varrho\dot{V}(v_1 - u)(1 + \cos\beta)$.

b) *Kraft auf Rohrkrümmer.* Aus Gl. (17) folgt bei Vernachlässigung des Eigengewichts und mit $A_1 = A_2 = A$ bzw. $v_1 = v_2 = v$ bzw. $p_{1ü} = p_{2ü} = p_{ü}$

$$\boldsymbol{F}_{W1,2} = (p_{ü}A + \varrho\dot{V}v)\boldsymbol{e}_1 - (p_{ü}A + \varrho\dot{V}v)\boldsymbol{e}_2 \quad \text{und}$$
$$|\boldsymbol{F}_{W1,2}| = F_{W1,2} = F_x = 2(p_{ü}A + \varrho\dot{V}v)\cos(\beta/2).$$

Als Reaktionskräfte wirken Zugkräfte in den Flanschverschraubungen.

c) *Kraft auf Düse.* Mit $p_{2ü} = 0$ sowie $v_2 = v_1A_1/A_2 = v_1\alpha$ und $p_{1ü} = \varrho(v_2^2 - v_1^2)/2$ folgt aus Gl. (17)

$$\boldsymbol{F}_{W1,2} = (\varrho/2)v_1^2A_1(\alpha - 1)^2\boldsymbol{e}_x.$$

Als Reaktionskräfte wirken Zugkräfte in der Flanschverschraubung.

d) *Kraft bei plötzlicher Rohrerweiterung.* Nach Carnot wird die Wandkraft dadurch festgelegt, daß der Druck p über den Querschnitt *1* konstant gleich p_1 (wie im engeren Querschnitt) gesetzt wird: $\boldsymbol{F}_W = -p_1(A_2 - A_1)\boldsymbol{e}_x$. Dann gilt für den Kontrollbereich *1-2* entsprechend Gl. (17)

$$\begin{aligned}\boldsymbol{F}_{W1,2} &= -p_1(A_2 - A_1)\boldsymbol{e}_x\\ &= (p_1A_1 + \varrho v_1^2A_1 - p_2A_2 - \varrho v_2^2A_2)\,\boldsymbol{e}_x.\end{aligned}$$

Mit $v_1 = v_2A_2/A_1 = v_2\alpha$ folgt hieraus $p_1 = -\varrho v_2^2\alpha + p_2 + \varrho v_2^2$. Aus Gl. (9) ergibt sich für den stationären Fall mit $z_1 = z_2$ und $\Delta p_V = \zeta\varrho v^2/2$ für den Verlustbeiwert $\zeta = (\alpha - 1)^2$ (Borda-Carnotsche Gleichung).

e) *Raketenschubkraft.* Mit den Relativgeschwindigkeiten $v_{r1} = 0$ und $v_{r2} = v_r$ folgt aus Gl. (17) für die Schubkraft $\boldsymbol{F}_W = \varrho\dot{V}(0 - \boldsymbol{v}_{r2}) = -\varrho\dot{V}v_r\boldsymbol{e}_x = -\varrho A_2v_r^2\boldsymbol{e}_x$.

f) *Propellerschubkraft.* Bei Drehung eines Propellers oder einer Schraube wird das Fluid angesaugt und beschleunigt. Die Stromröhre wird so gewählt, daß $v_1A_1 = v_3A_3 = v_5A_5$ wird. v_1 ist die Fahrzeuggeschwindigkeit und damit die Zuströmgeschwindigkeit des Fluids. Aus dem Impulssatz (17) ergibt sich die Schubkraft

$$F_S = \varrho\dot{V}(v_5 - v_1) = \varrho A_3v_3(v_5 - v_1).$$

Aus der Bernoullischen Gleichung für die Bereiche *1-2* und *4-5* folgt mit $p_1 = p_5$ (Freistrahl) der Druckunterschied $p_4 - p_2 = \varrho(v_5^2 - v_1^2)/2$ und damit $F_S = \varrho A_3(v_5^2 - v_1^2)/2$. Gleichsetzen der Ausdrücke für F_S führt zu $v_3 = (v_1 + v_5)/2$ und da-

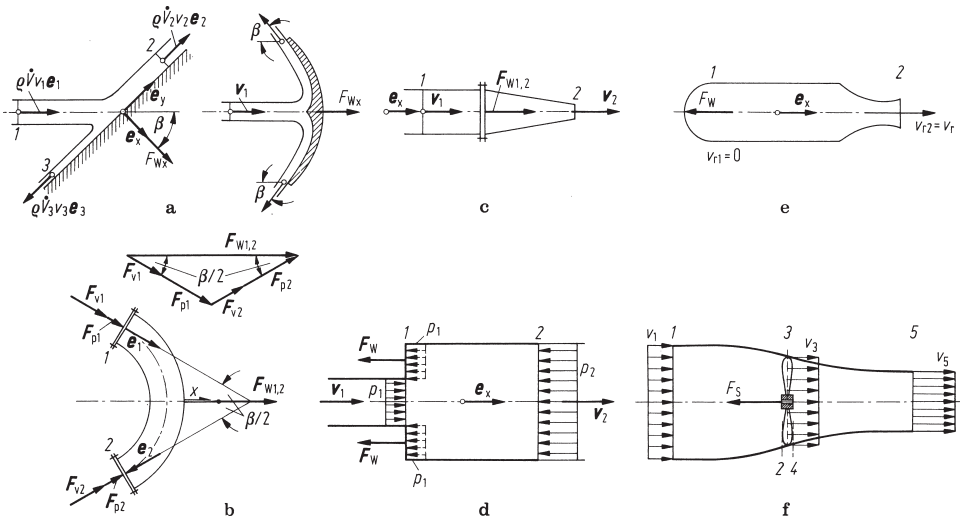


Bild 22 a–f. Anwendungen zur Kraftwirkung

mit zu $F_S = c_S \varrho v_1^2 A_3/2$, wobei $c_S = (v_5/v_1)^2 - 1$ der Schubbelastungsgrad ist. Ist die zugeführte Leistung $P_z = F_S v_3$ und die Nutzleistung $P_n = F_S v_1$, so ist der theoretische Wirkungsgrad des Propellers $\eta = P_n/P_z = v_1/v_3$. Ferner gilt mit $k = 2P_z/(\varrho v_1^3 A_3)$ die Gleichung $k = 4(1-\eta)/\eta^3$ sowie $\eta = 2/(1+\sqrt{1+c_S})$. Hieraus ergeben sich bei gegebenem P_z und v_1 die Größen k, η, F_S usw.

6.5 Mehrdimensionale Strömung idealer Flüssigkeiten. Multidimensional flow of ideal fluids

6.5.1 Allgemeine Grundgleichungen. Fundamentals

Eulersche Bewegungsgleichungen. Sie folgen aus dem Newtonschen Grundgesetz in x-Richtung (analog für y- und z-Richtung) mit der auf das Element bezogenen Massenkraft $\boldsymbol{F} = (X; Y; Z)$ zu

$$\frac{\mathrm{d}v_x}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = X - \frac{1}{\varrho}\frac{\partial p}{\partial x}. \tag{18}$$

Die Geschwindigkeitsänderung $\partial v_x/\partial t$ mit der Zeit an einem festen Ort heißt lokal, diejenige $(v_x \partial v_x/\partial x + v_y \partial v_x/\partial y + v_z \partial v_x/\partial z)$ zu einer bestimmten Zeit bei Ortsänderung konvektiv. Vektoriell gilt

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial \boldsymbol{v}}{\partial t} + (\boldsymbol{v}\nabla)\boldsymbol{v} = \frac{\boldsymbol{F}-1}{\varrho}\,\mathrm{grad}\, p, \tag{19}$$

wobei mit dem Nablaoperator ∇ und $\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v} = \nabla \times \boldsymbol{v}$ (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*) $(\boldsymbol{v}\nabla)\boldsymbol{v} = \mathrm{grad}\, v^2/2 - \boldsymbol{v} \times \mathrm{rot}\,\boldsymbol{v}$ ist. Dabei ist $(1/2)\,\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v} = \boldsymbol{w}$ die Winkelgeschwindigkeit, mit der einzelne Flüssigkeitsteilchen rotieren (wirbeln). Ist eine Strömung rotorfrei, d. h. $\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v} = 0$, so liegt eine Potentialströmung vor. Linien, die von $\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v}$ tangiert werden, heißen Wirbellinien, mehrere dieser Linien bilden die Wirbelröhre.

Zirkulation einer Strömung. Sie ist das Linienintegral über das Skalarprodukt $\boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r}$ längs einer geschlossenen Kurve:

$$\Gamma = \oint_{(C)} \boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \oint_{(C)} (v_x \mathrm{d}x + v_y \mathrm{d}y + v_z \mathrm{d}z).$$

Diese Gleichung läßt sich mit dem Satz von Stokes auch

$$\Gamma = \oint_{(C)} \boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \iint_{(A)} \mathrm{rot}\,\boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{a} \tag{20}$$

schreiben, wobei A eine über C aufgespannte Fläche ist. Bei Potentialströmungen ist $\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v} = 0$, d. h. $\Gamma = 0$.

Helmholtzsche Wirbelsätze. Wird Gl. (20) auf Wirbelröhren umschließende Kurven angewendet, so folgt

$$\Gamma_1 = \oint_{(C_1)} \boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \Gamma_2 = \oint_{(C_2)} \boldsymbol{v}\,\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \mathrm{const}.$$

1. Helmholtzscher Satz: Die Zirkulation hat für jede eine Wirbelröhre umschließende Kurve denselben Wert, d. h., Wirbelröhren können im Innern eines Flüssigkeitsbereichs weder beginnen noch enden (sie bilden also entweder geschlossene Röhren – sogenannte Ringwirbel – oder gehen bis ans Ende des Flüssigkeitsbereichs).
Für $\boldsymbol{F} = -\,\mathrm{grad}\, U$ und barotrope Flüssigkeit $\varrho = \varrho(p)$ folgt aus den Gln. (19) und (20)

$$\frac{\mathrm{d}\Gamma}{\mathrm{d}t} = \oint \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t}\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \iint \mathrm{rot}\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t}\mathrm{d}\boldsymbol{a} = 0.$$

2. Helmholtzscher Satz: Die Zirkulation hat einen zeitlich unveränderlichen Wert, wenn die Massenkräfte ein Potential haben und das Fluid barotrop ist (d. h., z. B. Potentialströmungen bleiben stets Potentialströmungen; s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).

Kontinuitätsgleichung. Die in ein Element $\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z$ einströmende Masse muß gleich der lokalen Dichteänderung zuzüglich der ausströmenden Masse sein:

$$\frac{\partial \varrho}{\partial t} + \frac{\partial(\varrho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\varrho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\varrho v_z)}{\partial z} = 0$$

bzw. in vektorieller Form

$$\frac{\partial \varrho}{\partial t} + \nabla(\varrho \boldsymbol{v}) = \frac{\partial \varrho}{\partial t} + \mathrm{div}(\varrho \boldsymbol{v}) = 0.$$

Für inkompressible Flüssigkeiten ($\varrho = \mathrm{const}$) folgt

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = \mathrm{div}\,\boldsymbol{v} = 0. \tag{21}$$

Die Gln. (19) und (21) bilden vier gekoppelte partielle Differentialgleichungen zur Berechnung der vier Unbekannten v_x, v_y, v_z und p einer Strömung. Lösungen lassen sich im allgemeinen nur für Potentialströmungen angeben, d. h., wenn $\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v} = 0$ ist.

6.5.2 Potentialströmungen. Potential flows

Die Eulerschen Gleichungen lassen sich integrieren, wenn der Vektor $\boldsymbol{v}$ ein Geschwindigkeitspotential $\Phi(x, y, z)$ hat, d. h., wenn

$$\boldsymbol{v} = \mathrm{grad}\,\Phi = \frac{\partial \Phi}{\partial x}\boldsymbol{e}_x + \frac{\partial \Phi}{\partial y}\boldsymbol{e}_y + \frac{\partial \Phi}{\partial z}\boldsymbol{e}_z$$

ist und $\boldsymbol{F}$ ebenfalls ein Potential hat, also

$$\boldsymbol{F} = -\,\mathrm{grad}\, U = -\frac{\partial U}{\partial x}\boldsymbol{e}_x - \frac{\partial U}{\partial y}\boldsymbol{e}_y - \frac{\partial U}{\partial z}\boldsymbol{e}_z$$

ist. Somit folgt für die Potentialströmung $\mathrm{rot}\,\boldsymbol{v} = \mathrm{rot}\,\mathrm{grad}\,\Phi = \nabla \times \nabla\Phi = 0$ und aus Gl. (19) nach Integration

$$\mathrm{grad}\left[\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\varrho} + U\right] = 0 \quad \text{und}$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{v^2}{2} + \frac{p}{\varrho} + U = C(t)$$

bzw. für die stationäre Strömung

$$v^2/2 + p/\varrho + U = C = \mathrm{const}. \tag{22}$$

Das ist die verallgemeinerte Bernoullische Gleichung für die Potentialströmung, die für das gesamte Strömungsfeld dieselbe Konstante C hat.
Aus der Kontinuitätsgleichung (21) folgt

$$\mathrm{div}\,\boldsymbol{v} = \mathrm{div}\,\mathrm{grad}\,\Phi = \nabla\nabla\Phi = \Delta\Phi = \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0 \tag{23}$$

(Laplacesche Potentialgleichung). Die Gln. (22) und (23) dienen zur Berechnung von p und v. Letztere hat unendlich viele Lösungen; daher werden bekannte Lösungen untersucht und als Strömungen interpretiert. Zum Beispiel ist $\Phi(x, y, z) = C/r = C/\sqrt{x^2+y^2+z^2}$ eine Lösung. Hieraus erhält man $v_x = \partial\Phi/\partial x = -Cx/\sqrt{r^3}$, $v_y = \partial\Phi/\partial y = -Cy/\sqrt{r^3}$ und $v_z = \partial\Phi/\partial z = -Cz/\sqrt{r^3}$ sowie $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} = C/r$.
Es handelt sich um eine radial zum Mittelpunkt gerichtete Strömung, also eine Senke (bzw. Quelle, wenn man C durch $-C$ ersetzt).

Ebene Potentialströmung. Hier bilden alle analytischen (komplexen) Funktionen Lösungen, denn

$$w = f(z) = f(x + \mathrm{i}y) = \Phi(x, y) + \mathrm{i}\Psi(x, y) \tag{24}$$

genügen als analytische Funktionen den Cauchy-Riemannschen Differentialgleichungen

$$\partial\Phi/\partial x = \partial\Psi/\partial y \quad \text{und} \quad \partial\Phi/\partial y = -\,\partial\Psi/\partial x \tag{25}$$

und somit auch den Potentialgleichungen

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = 0 \quad \text{und} \quad \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} = 0. \tag{26}$$

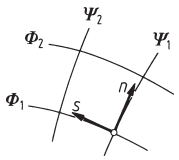


Bild 23. Potential- und Stromlinien

$\Phi(x,y) = \text{const}$ sind die Potentiallinien, auf denen der Geschwindigkeitsvektor senkrecht steht, und $\Psi(x,y) = \text{const}$ die Stromlinien, die vom Geschwindigkeitsvektor tangiert werden, d. h., beide Kurvenscharen stehen senkrecht zueinander. Aus den Gln. (24) und (25) folgt

$$f'(z) = \frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}z} = \frac{\partial \Phi}{\partial x} + \mathrm{i}\frac{\partial \Psi}{\partial x} = v_x - \mathrm{i}\,v_y = \bar{\boldsymbol{v}} \quad \text{d. h.} \tag{27a}$$

$$\boldsymbol{v} \quad = \overline{f'(z)} = \partial\Phi/\partial x - \mathrm{i}\,\partial\Psi/\partial x = v_x + \mathrm{i}\,v_y. \tag{27b}$$

Der Querstrich oben bedeutet den konjugiert komplexen Wert. $w = f(z)$ wird komplexes Geschwindigkeitspotential genannt. Wenn s und n Koordinaten tangential und senkrecht zur Potentiallinie Φ sind (**Bild 23**), ist der Volumenstrom

$$\dot{V} = \int_{(1)}^{(2)} v_n \mathrm{d}s = \int_{(1)}^{(2)} \frac{\partial \Phi}{\partial n}\mathrm{d}s = \int_{(1)}^{(2)} \frac{\partial \Psi}{\partial s}\mathrm{d}s = \Psi_2 - \Psi_1;$$

er ist also gleich der Differenz der Stromlinienwerte. Die Geschwindigkeit ist umgekehrt proportional dem Abstand der Stromlinien. Einige Beispiele für komplexe Geschwindigkeitspontentiale zeigt **Bild 24**:

a) *Parallelströmung.* Aus dem Geschwindigkeitspontential $w = v_0 z = v_0 x + \mathrm{i}\,v_0 y = \Phi + \mathrm{i}\Psi$ folgen die Potentiallinien zu $\Phi = v_0 x = \text{const}$, d. h. $x = \text{const}$; die Potentiallinien sind also Geraden parallel zur y-Achse. Die Stromlinien sind wegen $\Psi = v_0 y = \text{const}$, d. h. $y = \text{const}$, Geraden parallel zur x-Achse. Ferner gilt $v_x = \partial\Phi/\partial x = v_0$ und $v_y = \partial\Phi/\partial y = 0$.

b) *Wirbellinienströmung* (Potentialwirbel). C sei reell. $w = \mathrm{i}C\log z = -C\arctan(y/x) + \mathrm{i}(C/2)\ln(x^2+y^2) = \Phi + \mathrm{i}\Psi$ bzw. $\Phi = -C\arctan(y/x) = \text{const}$ ergibt $y = cx$; die Potentiallinien sind also Geraden. $\Psi = (1/2)C\ln(x^2+y^2) = \text{const}$ liefert $x^2 + y^2 = c$; die Stromlinien sind also Kreise.

$$f'(z) = \frac{\mathrm{i}C}{z} = \frac{\mathrm{i}C}{x+\mathrm{i}y} = \frac{\mathrm{i}C(x-\mathrm{i}y)}{x^2+y^2} = C\frac{y}{x^2+y^2} + \mathrm{i}C\frac{x}{x^2+y^2}$$
$$= \frac{Cy}{r^2} + \mathrm{i}\frac{Cx}{r^2} = v_x - \mathrm{i}\,v_y,$$

d. h., v_x ist im ersten Quadranten positiv und v_y negativ. Die Strömung läuft also im Uhrzeigersinn um.

$$v = |\boldsymbol{v}| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{C^2(x^2+y^2)/r^4} = C/r.$$

Trotz des vorhandenen Potentials existiert eine Zirkulation

$$\Gamma = \oint \boldsymbol{v}\mathrm{d}\boldsymbol{r} = \oint v\,\mathrm{d}s\cos\beta = -(C/r)2\pi r = -2\pi C.$$

c) *Dipolströmung*

$$w = \frac{\mu}{z} = \frac{\mu x}{x^2+y^2} + \mathrm{i}\frac{-\mu y}{x^2+y^2} = \Phi + \mathrm{i}\Psi.$$

$\Phi = \mu x/(x^2+y^2) = \text{const}$ ergibt $x^2 + y^2 = cx$ bzw. $(x - c/2)^2 + y^2 = (c/2)^2$; die Potentiallinien sind also Kreise mit Mittelpunkt auf der x-Achse. $\Psi = -\mu y/(x^2+y^2) = \text{const}$ ergibt $x^2 + y^2 = cy$ bzw. $x^2 + (y - c/2)^2 = (c/2)^2$; die Stromlinien sind also Kreise mit Mittelpunkt auf der y-Achse. Alle Kreise gehen durch den Nullpunkt. Der Betrag der Geschwindigkeit $v = |w'(z)| = \mu/z^2 = \mu/(x^2+y^2) = \mu/r^2$ nimmt nach außen mit $1/r^2$ ab.

d) *Parallelanströmung eines Kreiszylinders.* Bei Überlagerung der Parallel- und Dipolströmung ergibt sich für den Zylinder mit Radius $aw = f(z) = v_0(z + a^2/z)$. Für $z \to \pm\infty$ ergibt sich die Parallelströmung. Weiter gilt

$$\Phi + \mathrm{i}\Psi = \left(v_0 x + \frac{v_0 a^2 x}{x^2+y^2}\right) + \mathrm{i}\left(v_0 y - \frac{v_0 a^2 y}{x^2+y^2}\right).$$

Für $\Psi = 0$ wird $v_0 y[1 - a^2/(x^2+y^2)] = 0$, d. h., $y = 0$ (x-Achse) und $x^2 + y^2 = a^2$ (Berandung des Zylinders) bilden eine Stromlinie. Die Geschwindigkeit der Strömung folgt aus $f'(z) = v_0(1 - a^2/z^2) = v_x - \mathrm{i}\,v_y$ zu

$$v = |f'(z)| = |v_0(1 - a^2/z^2)|.$$

Für $z = \pm a$ wird $v = 0$ (Staupunkte) und für $z = \pm\mathrm{i}a$ wird $v = 2v_0$ (Scheitelpunkte); die Geschwindigkeit ist also zur Vertikalachse symmetrisch. Dann folgt aus Gl. (22) auch eine zur Vertikalachse symmetrische Druckverteilung, d. h., die auf den Körper bei Umströmung durch eine ideale Flüssigkeit in Strömungsrichtung wirkende Kraft ist gleich Null (d'Alembertsches hydrodynamisches Paradoxon). Strömungskräfte entstehen nur durch die Reibung der Flüssigkeiten.

e) *Unsymmetrische Umströmung eines Kreiszylinders.* Überlagert man der Umströmung gemäß d) den Potentialwirbel gemäß b), so erhält man

$$w = f(z) = v_0(z + a^2/z) + \mathrm{i}C\log z,$$
$$\Psi = v_0 y\left(1 - \frac{a^2}{x^2+y^2}\right) + \frac{C}{2}\ln(x^2+y^2),$$
$$\Phi = v_0 x\left(1 + \frac{a^2}{x^2+y^2}\right) - C\arctan(y/x).$$

Die Stromfunkion ist symmetrisch zur y-Achse, nicht aber zur x-Achse, d. h., durch Integration des Drucks längs des

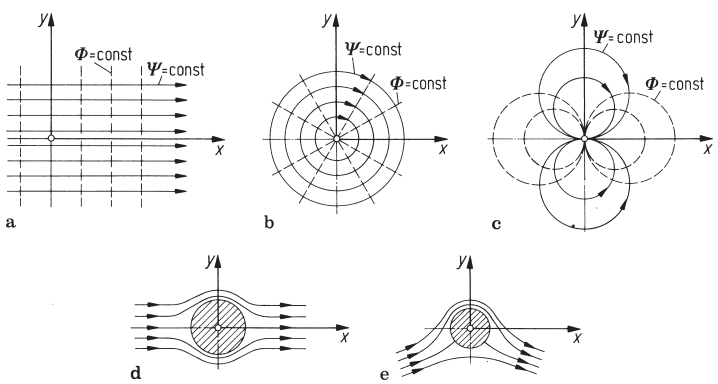


Bild 24 a–e. Potentialströmungen

Umrisses ergibt sich eine Kraft in y-Richtung. Diese „Auftriebskraft“ läßt sich berechnen zu

$$F_A = \varrho v_0 \Gamma = \varrho v_0 2\pi C$$

(Satz von Kutta-Joukowski); sie ist nur abhängig von der Anströmgeschwindigkeit und der Zirkulation, nicht aber von der Kontur des Zylinders.

Konforme Abbildung des Kreises. Mit der Methode der konformen Abbildung kann man den Kreis auf beliebige andere, einfach zusammenhängende Konturen abbilden und umgekehrt und damit, da die beliebige Strömung um den Kreis bekannt ist, die Strömung um diese Konturen ermitteln [3].

6.6 Mehrdimensionale Strömung zäher Flüssigkeiten

Multidimensional flow of viscous fluids

6.6.1 Bewegungsgleichungen von Navier-Stokes

Navier Stokes' equations

Bei räumlicher Strömung Newtonscher Flüssigkeiten gelten für die infolge Reibung auftretenden Zusatzspannungen als Verallgemeinerung des Newtonschen Schubspannungsansatzes die Gleichungen (mit der zusätzlichen Zähigkeitskonstante η^* [3])

$$\begin{aligned} &\sigma_x = 2\eta \frac{\partial v_x}{\partial x} + \eta^* \operatorname{div} \boldsymbol{v}, \quad \sigma_y = 2\eta \frac{\partial v_y}{\partial y} + \eta^* \operatorname{div} \boldsymbol{v}, \\ &\sigma_z = 2\eta \frac{\partial v_z}{\partial z} + \eta^* \operatorname{div} \boldsymbol{v}, \end{aligned} \tag{28a}$$

$$\begin{aligned} &\tau_{xy} = \eta \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right), \quad \tau_{xz} = \eta \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right), \\ &\tau_{yz} = \eta \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right). \end{aligned} \tag{28b}$$

Das Newtonsche Grundgesetz für ein Flüssigkeitselement lautet für die x-Richtung

$$\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}v_x}{\mathrm{d}t} &= \frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{\partial v_x}{\partial x} v_x + \frac{\partial v_x}{\partial y} v_y + \frac{\partial v_x}{\partial z} v_z \\ &= X - \frac{1}{\varrho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\varrho} \left(\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right). \end{aligned} \tag{29}$$

Aus den Gln. (28) und (29) folgen für inkompressible Flüssigkeiten ($\operatorname{div} \boldsymbol{v} = 0$) die Bewegungsgleichungen von Navier-Stokes (für die y- und z-Richtung gelten analoge Gleichungen):

$$\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}v_x}{\mathrm{d}t} &= X - \frac{1}{\varrho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{\varrho} \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right) \\ &= X - \frac{1}{\varrho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{\varrho} \Delta v_x \end{aligned} \tag{30}$$

bzw. in vektorieller Form

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{v}}{\mathrm{d}t} = \frac{\partial \boldsymbol{v}}{\partial t} + (\boldsymbol{v} \nabla) \boldsymbol{v} = \frac{\boldsymbol{F} - 1}{\varrho} \operatorname{grad} p + \frac{\eta}{\varrho} \Delta v. \tag{31}$$

Dabei ist p der mittlere Druck, denn aus $\operatorname{div} \boldsymbol{v} = 0$ folgt $\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 0$, d. h., die Summe der Zusatzspannungen σ_x, σ_y, σ_z zum mittleren Druck p ist Null. Die Gln. (28) bis (31) gelten für laminare Strömung; für den turbulenten Fall ist als weiteres Glied die Turbulenzkraft einzuführen [3]. Lösungen der Navier-Stokesschen Gleichungen liegen nur für wenige Spezialfälle (s. **B 6.6.2**) für kleine Reynoldssche Zahlen vor. Bei großen Reynoldsschen Zahlen, also kleinen Zähigkeiten, werden viele Probleme mit der „Grenzschichttheorie“ gelöst, deren Ursprung auf Prandtl zurückgeht. Dabei wird die stets am Körper der Haftbedingung unterworfene, strömende zähe Flüssigkeit nur in einer dünnen Grenzschicht als reibungsbehaftet, sonst aber als ideal angesehen.

6.6.2 Einige Lösungen für kleine Reynoldssche Zahlen (laminare Strömung)

Some solutions at low Reynold's number (laminar flow)

Bild 25a–c [10]

a) *Couette-Strömung.* Um einen ruhenden Kern dreht sich ein äußerer Zylinder gleichförmig, angetrieben durch ein äußeres Drehmoment M. Die Navier-Stokessche Gl. (31) nimmt in hier zweckmäßigen Polarkoordinaten in r- und φ-Richtung (mit $v_r = 0$, $v_\varphi = v(r)$, $p = p(r)$ aus Symmetriegründen und $\boldsymbol{F} = 0$) die Form $-\frac{v^2}{r} = -\frac{1}{\varrho} \frac{\partial p}{\partial r}$ und $\frac{\eta}{\varrho} \left(\frac{\mathrm{d}^2 v}{\mathrm{d}r^2} + \frac{1}{r} \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}r} - \frac{v}{r^2} \right) = \frac{\eta}{\varrho} \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r} \left[\frac{1}{r} \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r} (rv) \right] = 0$ an.

Hieraus ergibt sich nach Integration $v = C_1 r/2 + C_2/r$. Die Konstanten C_1 und C_2 erhält man aus $v(r_i) = 0$ und $v(r_a) = \omega r_a$ zu $C_2 = -C_1 r_i^2/2$ und $C_1 = 2\omega r_a^2/(r_a^2 - r_i^2)$; damit ist $v = \frac{\omega r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(r - \frac{r_i^2}{r} \right)$.

Für die Schubspannungen gilt Gl. (28) analog in Polarkoordinaten:

$$\begin{aligned} &\tau = \eta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} \right) = \eta \left(\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}r} - \frac{v}{r} \right) = \frac{2\eta\omega r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \frac{r_i^2}{r^2}, \\ &\tau(r = r_a) = 2\eta\omega r_i^2/(r_a^2 - r_i^2). \end{aligned}$$

Für das am Zylinder erforderliche äußere Moment $M = \tau \cdot 2\pi r_a l r_a$ folgt $M = 4\pi\eta\omega l r_a^2 r_i^2/(r_a^2 - r_i^2)$. Durch Messung von M läßt sich hieraus die Viskosität η bestimmen (Couette-Viskosimeter).

b) *Schmiermittelreibung.* Bewegt sich eine schwach gekrümmte (oder ebene) Platte bei kleinem Zwischenraum parallel zu einer anderen, so entsteht ein Strömungsdruck, der eine Berührung der beiden Flächen und deren Reibung aufeinander verhindert.

Mit $v_y \approx 0$, $\partial v_y/\partial y \approx 0$, $v_x = v$ folgt aus der Kontinuitätsgleichung (21) $\partial v/\partial x = -\partial v_y/\partial y = 0$, d. h. $\partial^2 v/\partial x^2 = 0$. Wegen $\partial v_x/\partial t = 0$ ergibt sich aus Gln. (29) und (30) $\partial p/\partial x = \eta \partial^2 v/\partial y^2$ mit der Lösung $v(y) = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y^2}{2} + C_1 y + C_2$. Mit C_1 und C_2 aus der Bedingung, daß die Flüssigkeit an den Platten haftet, ergibt sich

$$v(y) = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{y}{2} (y - h) + v_0 \left(1 - \frac{y}{h} \right).$$

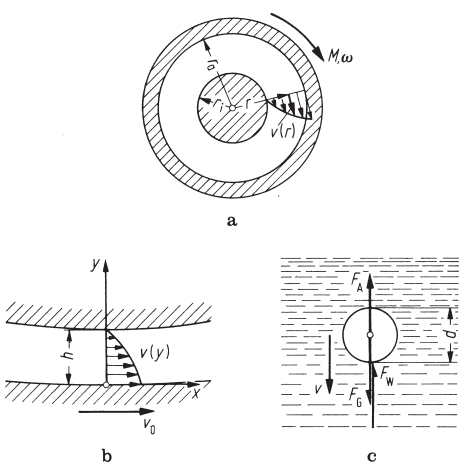


Bild 25a–c. Strömungen zäher Flüssigkeiten

Aus $\dot{V} = \int v\,dy = \text{const}$ folgt $\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta}{h^3} v_0 (h - h_0)$ mit $\partial p/\partial x = 0$ für $h = h_0$. Für die Schubspannung bei $y = 0$ gilt $\tau = \eta v_0 (3h_0 - 4h)/h^2$.

c) *Stokessche Widerstandsformel für die Kugel.* Bei kleiner Reynoldsscher Zahl ($Re \leq 1$), d. h. schleichender Strömung, werde eine Kugel umströmt. Die Widerstandskraft ergibt sich nach Stokes zu

$$F_W = 3\pi\eta\, d v_0. \tag{32}$$

Diese Formel wurde von Oseen unter Berücksichtigung der Beschleunigungsanteile verbessert zu

$$F_W = 3\pi\eta\, d v_0 [1 + (3/8) Re].$$

Beispiel: Viskositätsbestimmung. – Fällt eine Kugel mit $v = \text{const}$ durch eine zähe Flüssigkeit, so gilt $F_G - F_W - F_A = 0$, d. h. $\varrho_K g \pi d^3/6 - 3\pi\eta\, dv - \varrho_F g \pi d^3/6 = 0$ und hieraus

$$\eta = g d^2 (\varrho_K - \varrho_F)/(18 v).$$

6.6.3 Grenzschichttheorie. Boundary layer theory

Umströmt ein Stoff kleiner Zähigkeit (Luft, Wasser) einen Körper, so bildet sich aufgrund des Haftens des Fluids an der Körperoberfläche eine Grenzschicht von der Dicke $\delta(x)$, in der ein starkes Geschwindigkeitsgefälle und somit große Schubspannungen vorhanden sind. Außerhalb dieser Schicht ist das Geschwindigkeitsgefälle klein, somit sind bei kleinem η die Schubspannungen vernachlässigbar, d. h. die Flüssigkeit als ideal anzusehen. In der Regel ist der Anfangsbereich der Grenzschicht laminar und geht dann im Umschlagpunkt in turbulente Strömung mit erhöhten Schubspannungen über. Näherungsweise liegt der Umschlagpunkt an der Stelle des Druckminimums der Außenströmung [8]. Aus der Navier-Stokesschen Gl. (31) folgt für den ebenen Fall, bei stationärer Strömung und ohne Massenkräfte mit der Kontinuitätsgleichung (21) und den Vereinfachungen $v_y \ll v_x$; $\partial v_y/\partial x \ll \partial v_y/\partial y$; $\partial v_x/\partial x \ll \partial v_x/\partial y$; $\partial p/\partial y \approx 0$

$$\varrho v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} = -\frac{dp}{dx} + \eta \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}. \tag{33}$$

Bei einem schwach gekrümmten Profil (**Bild 26**) folgt für die Wand $y = 0$ mit $v_x = 0$ (Haftung) aus Gl. (33)

$$\frac{dp}{dx} = \eta \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \right)_{y=0}. \tag{34}$$

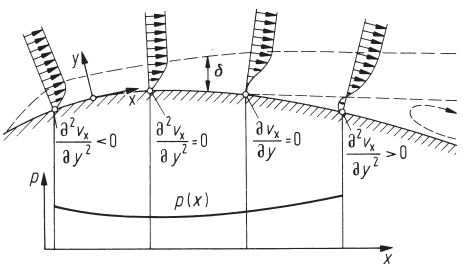


Bild 26. Grenzschicht

Ist $dp/dx < 0$ (Anfangsbereich **Bild 26**), so folgt aus Gl. (34) $\partial^2 v_x/\partial y^2 < 0$; das Geschwindigkeitsprofil ist also konvex. Für $dp/dx = 0$ wird $\partial^2 v_x/\partial y^2 = 0$; das Geschwindigkeitsprofil hat also keine Krümmung. Für $dp/dx > 0$ wird $\partial^2 v_x/\partial y^2 > 0$; das Profil ist also konkav gekrümmt, und es wird eine Stelle erreicht, wo $\partial v_x/\partial y = 0$ ist. Anschließend wird v_x negativ, d. h., es setzt eine rückläufige Strömung ein, die in Einzelwirbel übergeht. Wegen der Wirbel entsteht hinter dem Körper ein Unterdruck, der zusammen mit den Schubspannungen längs der Grenzschicht den Gesamtströmungswiderstand des Körpers ergibt [3, 8, 10].

6.6.4 Strömungswiderstand von Körpern
Drag of solid bodies

Der aus den Schubspannungen längs der Grenzschicht entstehende Widerstand wird Reibungswiderstand, der infolge des durch Strömungsablösung und Wirbelbildung hinter dem Körper verursachten Unterdrucks entstehende Widerstand wird Druckwiderstand genannt. Beide zusammen ergeben den Gesamtwiderstand. Während der Reibungswiderstand mit Hilfe der Grenzschichttheorie weitgehend berechenbar ist, muß der theoretisch schwierig erfaßbare Druckwiderstand im wesentlichen experimentell bestimmt werden. Je nach Körperform überwiegt der Reibungs- oder der Druckwiderstand. Für die Körper auf **Bild 27** beträgt deren Verhältnis a) 100 : 0, b) 90 : 10, c) 10 : 90 bzw. d) 0 : 100 in Prozent.

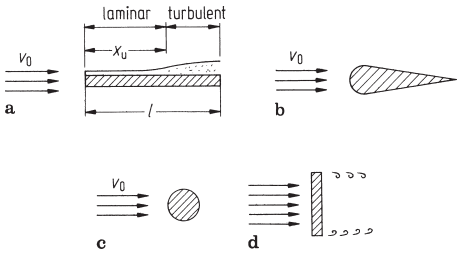


Bild 27 a–d. Strömungswiderstände

Reibungswiderstand. Bei sehr schlanken und stromlinienförmigen Körpern umhüllt die Grenzschicht den ganzen Körper, d. h., es gibt keine Wirbel und keinen Druckwiderstand, sondern nur einen Reibungswiderstand.

$$F_r = c_r (\varrho v_0^2/2) A_0$$

(A_0 Oberfläche des umströmten Körpers). Für den Reibungsbeiwert c_r gelten ähnliche Abhängigkeiten wie bei durchströmten Rohren. Zugrunde gelegt werden die Ergebnisse für die umströmte dünne Platte der Länge l (**Bild 27 a**): Der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung tritt bei $Re_k = 5 \cdot 10^5$ ein. Hierbei ist $Re = v_0 l/\nu$. Der Umschlagpunkt von laminarer in turbulente Strömung auf der Platte liegt also bei $x_u = \nu Re_k/v_0$. Die Dicke der laminaren Grenzschicht beträgt $\delta = 5 \cdot \sqrt{\nu x/v_0}$, die der turbulenten Grenzschicht $\delta = 0{,}37 \sqrt[5]{\nu x^4/v_0}$. Reibungsbeiwerte $c_r = 1{,}327/\sqrt{Re}$ für laminare Strömung, $c_r = 0{,}074/\sqrt[5]{Re}$ für turbulente Strömung glatte Platte, $c_r = 0{,}418/[2 + \lg(l/k)]^{2{,}53}$ für turbulente Strömung-rauhe Platte ($k = 0{,}001$ mm für polierte Oberfläche, $k = 0{,}05$ mm für gegossene Oberfläche). Für $k \leqq 100\, l/Re$ ist die Platte als hydraulisch glatt anzusehen Diagramm s. [3].

Druckwiderstand (Formwiderstand). Er ergibt sich durch Integration über die Druckkomponenten in Strömungsrichtung vor und hinter dem Körper. Man faßt ihn zusammen zu

$$F_d = c_d (\varrho v_0^2/2) A_p$$

(A_p Projektionsfläche des Körpers, auch Schattenfläche genannt). c_d ist durch Messung der Druckverteilung bestimmbar. In der Regel führen die Messungen jedoch sofort zum Gesamtwiderstand.

Gesamtwiderstand. Er setzt sich aus Reibungs- und Druckwiderstand zusammen:

$$F_W = c_w (\varrho v_0^2/2) A_p. \tag{35}$$

Für Körper mit rascher Strahlablösung (praktisch reiner Druckwiderstand) hängt c_w nur von der Körperform, für alle

Tabelle 2. Widerstandszahlen c_w angeströmter Körper

Kugel $10^3 < Re < 2 \cdot 10^5$: $c_W = 0{,}47$ $Re = 4 \cdot 10^5$: 0,09 $Re = 10^6$: 0,13	**Rotationsellipsoid** $\frac{a}{b} = \frac{1}{0{,}75}$ $Re < 5 \cdot 10^5$: $c_W = 0{,}6$ $Re > 5 \cdot 10^5$: $c_W = 0{,}21$ $\frac{a}{b} = \frac{1}{1{,}80}$ $Re > 10^5$: $c_W = 0{,}05 \ldots 0{,}1$	**Kreiszylinder** $Re < 9 \cdot 10^4$: $l/d = 1$: $c_W = 0{,}63$ 2 0,68 5 0,74 10 0,82 40 0,98 ∞ 1,20 $Re > 5 \cdot 10^5$: ∞: 0,35	**Profilstab** $Re > 10^5$: $t/d = 2$: $c_W = 0{,}2$ 3 0,1 5 0,06 10 0,083 20 0,094
Halbkugel ohne Boden: $c_W = 0{,}34$ mit Boden: 0,40	**Halbkugel** ohne Boden: $c_W = 1{,}33$ mit Boden: 1,17	**Kegel** (ohne Boden) $\alpha = 30°$: $c_W = 0{,}34$ 60° 0,51	**Kegel** (schlank) $c_W = 0{,}58$
Kreiszylinder $l/d = 1$: $c_W = 0{,}91$ 2 0,85 4 0,87 7 0,99	**Prisma** $l/a = 2{,}5$: $c_W = 0{,}81$	**Prisma** $\alpha = 90°$: $l/a = 5$: $c_W = 1{,}56$ ∞ 2,03 $\alpha = 45°$ 5 0,92 ∞ 1,54	**I-Profil-Stab** $c_W = 2{,}04$ $c_W = 0{,}86$
Kreisplatte $c_W = 1{,}11$	**Kreisringplatte** $\frac{d}{D} = 0{,}5$: $c_W = 1{,}22$	**2 Kreisplatten hintereinander** $\frac{l}{d} = 1$: $c_W = 0{,}93$ 1,5 0,78 2 1,04 3 1,52	**Rechteckplatte** $\frac{a}{b} = 1$: $c_W = 1{,}10$ 2 1,15 4 1,19 10 1,29 18 1,40 ∞ 2,01

anderen Körper von der Reynoldsschen Zahl ab. Für einige Körper können die Widerstandszahlen c_w **Tab. 2** entnommen werden.

Winddruck auf Bauwerke. Die maßgebenden Windgeschwindigkeiten sowie Beiwerte c_w sind DIN 1055 Blatt 4 zu entnehmen.

Luftwiderstand von Kraftfahrzeugen. Der Widerstand wird aus Gl. (35) berechnet, wobei die Widerstandszahlen c_w Tabellen zu entnehmen sind (s. **Q 1.2.1**).

Schwebegeschwindigkeit von Teilchen. Wird ein fallendes Teilchen von unten nach oben mit Luft der Geschwindigkeit v angeblasen, so tritt Schweben ein (**Bild 28**), wenn $F_G = F_A + F_W$, d.h. $\varrho_K V g = \varrho V g + c_w(\varrho_F v^2/2)A_p$ und hieraus $v = \sqrt{4d(\varrho_K - \varrho_F)g/(3c_w\varrho_F)}$ ist.

Reibungswiderstand an rotierenden Scheiben. Bewegt sich eine rotierende dünne Scheibe mit der Winkelgeschwindigkeit ω in einer Flüssigkeit, so bildet sich eine Grenzschicht aus, deren Teilchen an der Oberfläche der Scheibe haften. Die an beiden Seiten auftretenden Reibungskräfte erzeugen ein der Bewegung entgegengesetzt wirkendes Drehmoment (**Bild 29**):

$$M = 2\int r\,dF_r = 2\int rc_F\frac{\varrho v^2}{2}dA = \int_0^{d/2} rc_F\varrho\omega^2 r^2 2\pi r\,dr$$

$$= \frac{4\pi c_F}{5}\left(\frac{\varrho\omega^2}{2}\right)\left(\frac{d}{2}\right)^5 = c_M\frac{\varrho\omega^2}{2}\left(\frac{d}{2}\right)^5.$$

Für den Drehmomentenbeiwert c_M gilt in Abhängigkeit von der Reynoldsschen Zahl $Re = \omega d^2/(4\nu)$ nach [1] bei:
ausgedehnten ruhenden Flüssigkeiten

für $Re < 5 \cdot 10^5$ (laminare Strömung) $c_M = 5{,}2/\sqrt{Re}$,
für $Re > 5 \cdot 10^5$ (turbulente Strömung) $c_M = 0{,}168/\sqrt[5]{Re}$,

Flüssigkeiten in Gehäusen (hier ist s der Abstand zwischen Scheibe und Gehäusewand)

für $Re < 3 \cdot 10^4$ $\quad c_M = 2\pi d/(sRe)$,
für $3 \cdot 10^4 < Re < 6 \cdot 10^5$ $\quad c_M = 3{,}78/\sqrt{Re}$,
für $Re > 6 \cdot 10^5$ $\quad c_M = 0{,}0714/\sqrt[5]{Re}$.

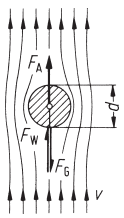


Bild 28. Schwebezustand

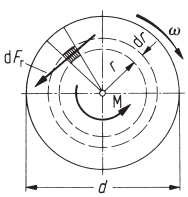


Bild 29. Radscheibenreibung

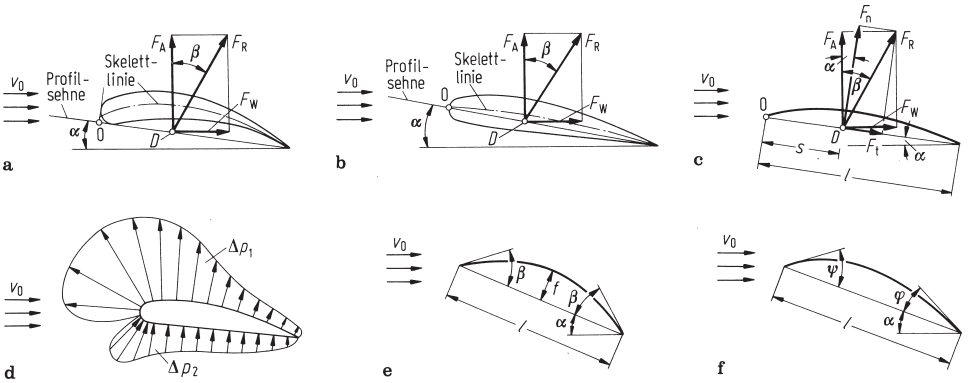


Bild 30 a–f. Tragflügel. **a** Gewölbtes Profil; **b** Tropfenprofil; **c** Kraftzerlegung; **d** Druckverteilung; **e** und **f** dünnwandige Profile

6.6.5 Tragflügel und Schaufeln. Aerofoils and blades

Ein unter dem Anstellwinkel α mit v_0 angeströmter Tragflügel erfährt eine Auftriebskraft F_A senkrecht zur Anströmrichtung und eine Widerstandskraft F_W parallel zur Strömungsrichtung (**Bild 30 a, b**):

$$F_A = c_a(\varrho v_0^2/2)A, \quad F_W = c_w(\varrho v_0^2/2)A. \tag{36 a, b}$$

Hierbei ist c_a der Auftriebsbeiwert und A die senkrecht auf die Sehne l projizierte Flügelfläche.

Angestrebt wird eine möglichst günstige Gleitzahl $\varepsilon = c_w/c_a$. Aus der Resultierenden $F_R = \sqrt{F_A^2 + F_W^2}$ sowie $\beta = \arctan(F_W/F_A)$ folgen die Kräfte normal und tangential zur Sehne (**Bild 30 c**):

$$F_n = F_R\cos(\beta - \alpha), \quad F_t = F_R\sin(\beta - \alpha).$$

Die Lage des Angriffspunkts der Resultierenden auf der Sehne (Druckpunkt D) wird durch die Entfernung s vom Anfangspunkt der Sehne bzw. durch den Momentenbeiwert c_m festgelegt: $F_n s = F_n' l = c_m(\varrho v_0^2/2)Al$ (F_n' ist eine gedachte, an der Hinterkante wirksame Kraft). Mit $F_n \approx F_A = c_a(\varrho v_0^2/2)A$ ergibt sich $s = (c_m/c_a)l$.

Auftrieb. Allein maßgebend für den Auftrieb ist nach dem Satz von Kutta-Joukowski (s. **B 6.5.2**) die Zirkulation Γ:

$$F_A = \varrho v_0 \Gamma = \varrho v_0 2\pi C = c_a(\varrho v_0^2/2)A. \tag{37}$$

Die Konstante C wird so bestimmt, daß die Strömung an der Hinterkante glatt abfließt (Kuttasche Abflußbedingung; die Hinterkante wird nicht umströmt). Infolge der Zirkulation wird die Strömung auf der Oberseite (Saugseite) schneller und auf der Unterseite (Druckseite) langsamer, d. h., entsprechend der Bernoullischen Gleichung $\varrho v^2/2 + p = \text{const}$ wird der Druck oben kleiner und unten größer. Unterdruck Δp_1 und Überdruck Δp_2 sind in **Bild 30 d** längs des Profilumfangs aufgetragen. Der Auftrieb läßt sich über die Zirkulation nach Gl. (37) oder durch Integration über den Druck Δp mit demselben Ergebnis ermitteln. Die Berechnung über die Zirkulation kann für einen unendlich langen Tragflügel auf zweierlei Art geschehen: entweder durch konforme Abbildung des Profils auf einen Kreis, da für ihn die Potentialströmung mit Zirkulation bekannt ist (s. **B 6.5.2**), oder nach der Singularitätenmethode (Näherungsverfahren), wobei das umströmte Profil durch eine Reihe von Wirbeln, Quellen, Senken und Dipolen angenähert wird [3].

Mit diesen Methoden ergibt sich für ein Kreisbogenprofil der Wölbung f (**Bild 30 e**) der Auftriebsbeiwert $c_a = 2\pi\sin(\alpha + \beta/2) \approx 2\pi(\alpha + 2f/l)$ und für ein beliebig gekrümmtes Profil mit den Endwinkeln ψ und φ (**Bild 30 f**) $c_a = 2\pi\sin(\alpha + \psi/8 + 3\varphi/8)$. Das Ergebnis für das Kreisbogenprofil kann als gute Näherung für alle Profile verwendet werden, wenn der Anstellwinkel nicht zu groß ist. Der Auftrieb wächst also linear mit dem Anstellwinkel und der relativen Wölbung f/l. Für $\alpha_0 = -2f/l$ wird der Auftrieb Null.

Bei Tragflügeln endlicher Länge erzwingt der Druckunterschied zwischen Unter- und Oberseite eine Strömung zu den Flügelenden hin, da dort der Druckunterschied Null sein muß (**Bild 31**), d. h., es liegt eine räumliche Strömung vor, die nicht mehr mit den Methoden der ebenen Potentialtheorie erfaßbar ist. Dabei nimmt der Auftrieb (und damit die Zirkulation) von der Mitte zu den Enden hin stetig auf Null ab und zwar angenähert ellipsenförmig. Am Flügelende entsteht dabei dauernd eine Zirkulation, die in Form freier Wirbel abschwimmt und aufgrund ihres Energieverbrauchs den „induzierten Widerstand" hervorruft.

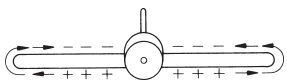


Bild 31. Querströmung am Tragflügel

Widerstandskraft. Der Gesamtwiderstand nach Gl. (36 b) setzt sich aus dem Reibungs- und Druckwiderstand (s. **B 6.6.4**) sowie dem induzierten Widerstand infolge Wirbelbildung an den Flügelenden zusammen: $F_W = F_{Wo} + F_{Wi}$, $c_w = c_{wo} + c_{wi}$. Für den Beiwert des induzierten Widerstands gilt bei elliptischer Auftriebsverteilung nach Prandtl

$$c_{wi} = \lambda c_a^2/\pi, \tag{38}$$

wobei $\lambda = A/b^2$ das sogenannte Seitenverhältnis und b die Spannweite des Flügels ist. Der induzierte Widerstand nimmt also quadratisch mit dem Auftrieb bzw. linear mit dem Seitenverhältnis zu. Der Profilwiderstandsbeiwert c_{wo} ist unabhängig von λ und ändert sich nur geringfügig mit c_a bzw. α.

Polardiagramm. Die errechneten oder gemessenen Werte c_a, c_w und c_m werden im Polardiagramm aufgetragen, in **Bild 32 a** z. B. für das Göttinger Profil 593 mit $\lambda = 1 : 5$. Hierbei bilden die Koeffizienten c_w und c_m die Abszisse und der Koeffizient c_a die Ordinate. Die zu den einzelnen Werten gehörenden Anstellwinkel α sind ebenfalls eingetragen. Strichpunktiert ist die Parabel des induzierten Widerstands nach Gl. (38) dargestellt. Die Gerade g zu einem Punkt der c_w-Kurve hat die Steigung $\tan\gamma = c_w/c_a = \varepsilon$. Der Winkel γ kann als Gleitwinkel eines antriebslosen Flugzeugs (**Bild 32 b**) gedeutet werden. **Bild 32 c** zeigt für dasselbe Profil die Werte c_a und c_w als Funktion des Anstellwinkels α. Bis etwa 13° nimmt der Auftrieb linear mit dem Anstellwinkel zu, er er-

reicht bei 15° seinen Höhepunkt und nimmt dann wieder ab. Die Ursache für diese Abnahme ist im Abreißen der Strömung auf der Oberseite des Profils zu finden, das einer Verkleinerung des Anstellwinkels gleichzusetzen ist. Der Widerstandskoeffizient c_w ist für den Anstellwinkel $\alpha = -4°$ minimal; er nimmt nach beiden Seiten quadratisch zu.

Allgemeine Ergebnisse. Vergleicht man geometrisch ähnliche Profile, so gelten für c_a, c_w und α

$$c_{a2} = c_{a1} = c_a, \quad c_{w2} = c_{w1} + (c_a^2/\pi)(A_2/b_2^2 - A_1/b_1^2),$$
$$\alpha_2 = \alpha_1 + (c_a/\pi)(A_2/b_2^2 - A_1/b_1^2). \tag{39}$$

Der Auftrieb, aber auch der Profilwiderstand, nehmen bei gleichem Skelett mit wachsender Profildicke zu. Bei gleicher Dicke wird der Auftrieb mit zunehmender Wölbung größer. Unterhalb $Re = vl/\nu = 60000 \ldots 80000$ (unterkritischer Bereich) sind Profile wesentlich ungünstiger als Schaufeln. Der Auftrieb nimmt bis maximal $c_a = 0{,}3 \ldots 0{,}4$ ab, je nach Dicke der Profile, während der Widerstand stark zunimmt. Im überkritischen Bereich wird der Auftrieb mit *Re* bei mäßig gewölbten Profilen größer, bei stark gewölbten Profilen kleiner. Klappen am hinteren Ende und Vorflügel vergrößern den Auftrieb erheblich, ebenso Absaugen der Luft oder Ausblasen von Gasstrahlen am Flügelende. Bei großen *Re*-Zahlen ist der laminare Reibungswiderstand wesentlich kleiner als der turbulente. Bei geeigneter Formgebung wird der Umschlagpunkt möglichst weit ans Ende des Profils verlegt (Laminarflügel), z. B. indem die dickste Stelle des Profils nach hinten verschoben und die Grenzschicht abgesaugt wird. Hierdurch läßt sich der c_w-Wert um 50% und mehr vermindern.

6.6.6 Schaufeln und Profile im Gitterverband
Blade rows (cascades)

Im Gitterverband (**Bild 33 a–c**) spielen die Reibungsverluste eine entscheidende Rolle. Bei zu enger Schaufelteilung wird die Flächenreibung zu groß, und bei zu weiter Teilung treten Ablösungsverluste auf. In beiden Fällen wird der Wirkungsgrad verschlechtert. Die günstigste Schaufelteilung wird nach den Ergebnissen von Zweifel [1] ermittelt. Nachfolgend werden Gitter ohne Reibungsverluste betrachtet:

a) *ruhendes Gitter mit unendlicher Schaufelzahl.* Aus der Kontinuitätsgleichung folgt $v_m = v_1 \cos\alpha_1 = v_2 \cos\alpha_2 = \text{const}$, und aus dem Impulssatz und der Bernoullischen Gleichung folgen

$$F_y = bt\varrho v_m (v_{1u} - v_{2u}), \quad F_x = bt\varrho (v_{1u}^2 - v_{2u}^2)/2 \tag{40}$$

(b Gittertiefe senkrecht zur Zeichenebene). Ferner gilt

$$\tan\alpha_\infty = F_x/F_y = \left(\frac{v_{1u} + v_{2u}}{2}\right) \Big/ v_m, \quad F_A = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \tag{41}$$

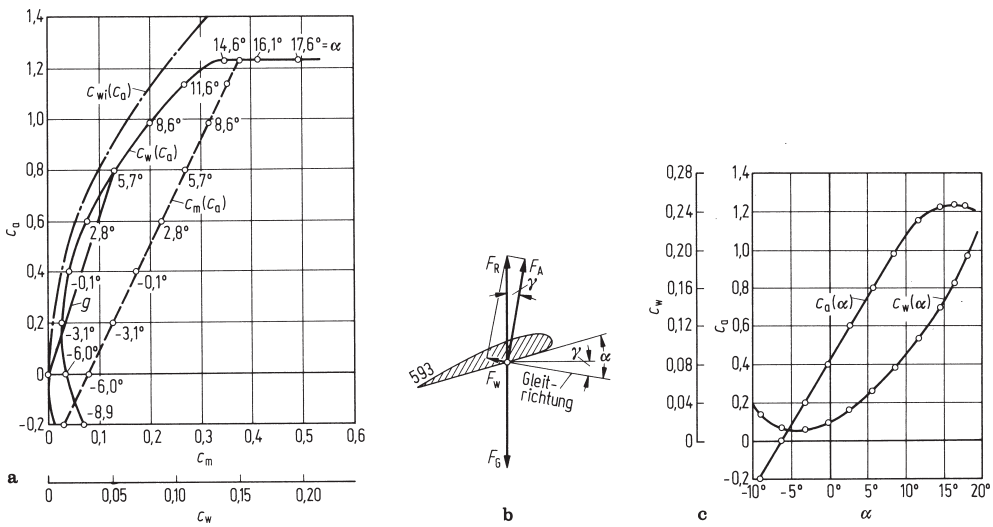


Bild 32 a–c. Tragflügel-Theorie. **a** Polardiagramm; **b** Gleitwinkel; **c** Auftriebs- und Widerstandsbeiwert

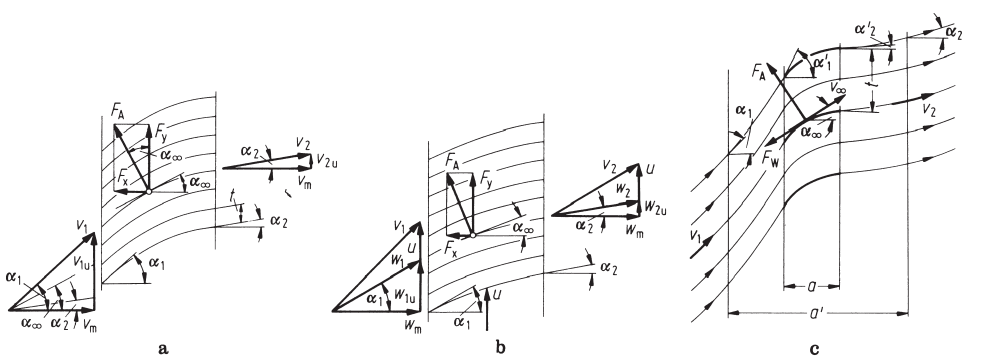


Bild 33 a–c. Schaufelgitter

b) *bewegtes Gitter mit unendlicher Schaufelzahl.* Bewegt sich das Gitter mit der Geschwindigkeit u, so gelten die Gln. (40) und (41), wenn man dort die Absolutgeschwindigkeiten v durch die Relativgeschwindigkeiten w ersetzt. Die Kraft F_y erbringt die Leistung

$$P = F_y u = bt\varrho w_m u(w_{1u} - w_{2u}).$$

c) *Gitter mit endlicher Schaufelzahl.* Die Ablenkung von α_1 nach α_2 ist nur möglich, wenn die Schaufelenden aufgewinkelt oder so ausgebildet werden, daß $\alpha_1 < \alpha_1'$ und $\alpha_2 > \alpha_2'$. Die Gln. (40) und (41) gelten für die ausgeglichene Strömung, d.h. für die Ersatzgitterbreite a'. Die auf eine Schaufel wirkende Kraft F_A steht auf α_∞ senkrecht und kann nach der Profiltheorie aus

$$F_A = c_a(\varrho v_\infty^2/2)bl \quad \text{und} \quad v_\infty = \sqrt{v_m^2 + [(v_{1u} + v_{2u})/2]^2}$$

berechnet werden. Entsprechend gilt für die Widerstandskraft $F_W = c_w(\varrho v_\infty^2/2)bl$. Für das bewegte Gitter, welches Arbeit aufnimmt (Turbine) oder Arbeit abgibt (Pumpe), gilt mit $\Delta p = (p_2 + \varrho v_2^2/2) - (p_1 + \varrho v_1^2/2)$ $c_a = 2t\Delta p/(uw_\infty \varrho l)$. Für die optimale Schaufelteilung sind die Untersuchungen von Zweifel [1] maßgebend: Mit $F_A = \psi_A(\varrho w_2^2/2)l$ und $\psi_A = (2\sin^2\alpha_2/\sin\alpha_\infty)(\cot\alpha_2 - \cot\alpha_1)t/l$ ergibt sich die günstigste Schaufelteilung und ein optimaler Wirkungsgrad für $0{,}9 < \psi_A < 1{,}0$. Für F_y gilt entsprechend $F_y = \psi_T(\varrho w_2^2/2)a$ mit $\psi_T = 2\sin^2\alpha_2(\cot\alpha_2 - \cot\alpha_1)t/a$. Für optimale Schaufelteilung gilt $0{,}9 < \psi_T < 1{,}0$.

7 Ähnlichkeitsmechanik
Similarity mechanics

7.1 Allgemeines. General

Die Ähnlichkeitsmechanik hat die Aufgabe, Gesetze aufzustellen, nach denen am (in der Regel verkleinerten) Modell gewonnene Versuchsergebnisse auf die wirkliche Ausführung (Hauptausführung) übertragen werden können. Modellversuche sind erforderlich, wenn eine exakte mathematisch-physikalische Lösung eines technischen Problems nicht möglich ist, oder wenn es gilt, theoretische Grundlagen und Arbeitshypothesen in Versuchen zu bestätigen. Die Modellgesetze der Ähnlichkeitsmechanik bilden somit die Grundlage für das umfangreiche Versuchswesen in der Statik, Festigkeitslehre, Schwingungslehre, Strömungslehre, dem Schiffs- und Schiffsmaschinenbau, Flugzeugbau, Wasser- und Wasserturbinenbau, für wärmetechnische Probleme usw.

Physikalische Ähnlichkeit [1]. Voraussetzung ist die geometrisch ähnliche, d.h. winkeltreue (formtreue) Ausführung des Modells (Winkel haben keine Einheit, daher ist ihr Übertragungsmaßstab stets gleich 1). Vollkommene mechanische Ähnlichkeit liegt vor, wenn alle am physikalischen Prozeß beteiligten Größen wie Wege, Zeiten, Kräfte, Spannungen, Geschwindigkeiten, Drücke, Arbeiten usw. entsprechend den physikalischen Gesetzen ähnlich übertragen werden. Dies ist jedoch im allgemeinen nicht möglich, da zur Übertragung nur die SI-Basiseinheiten m, kg, s und K bzw. deren Maßstabsfaktoren zur Verfügung stehen, ergänzt durch Stoffparameter wie Dichte ϱ, Elastizitätsmodul E usw. Daraus folgt, daß nur eine beschränkte Anzahl physikalischer Grundgleichungen ähnlich übertragbar ist, d.h., nur unvollkommene Ähnlichkeit ist in der Regel realisierbar.

Maßstabsfaktoren. Für die Grundgrößen Länge l, Zeit t, Kraft F und Temperatur T besteht zwischen der wirklichen Ausführung (H) und dem Modell (M) geometrische, zeitliche, dynamische oder thermische Ähnlichkeit, wenn

$$l_M/l_H = l_V, \quad t_M/t_H = t_V, \quad F_M/F_H = F_V \quad \text{oder}$$
$$T_M/T_H = T_V$$

für alle Punkte des Systems eingehalten wird (l_V, t_V, F_V und T_V sind Verhältniszahlen, die sog. Maßstabsfaktoren).

Einheiten. Hat eine physikalische Größe $B = F^{n_1} l^{n_2} t^{n_3} T^{n_4}$ die Einheit $\mathrm{N}^{n_1}\mathrm{m}^{n_2}\mathrm{s}^{n_3}\mathrm{K}^{n_4}$, so folgt der Übertragungsmaßstab $B_V = B_M/B_H$ direkt aus der Einheit zu $B_V = F_V^{n_1} l_V^{n_2} t_V^{n_3} T_V^{n_4}$. Zum Beispiel ergibt sich das Übertragungsgesetz für die mechanische Arbeit W direkt aus der Einheit Nm zu $W_M/W_H = F_V l_V$ anstelle der umständlicheren Form $W_M/W_H = (F_M l_M)/(F_H l_H) = F_V l_V$.

Kennzahlen. Die an einem Vorgang maßgeblich beteiligten, mit Einheiten behafteten Einflußgrößen lassen sich in Form von Potenzprodukten zu Kennzahlen zusammenfassen, die keine Einheit haben (z.B. Froudesche Kennzahl, Reynoldssche Kennzahl). Dadurch wird die Zahl der Veränderlichen reduziert, und jede maßgebliche, einen Vorgang bestimmende Gleichung bzw. Differentialgleichung läßt sich in eine Funktion der einheitenlosen Kennzahlen umformen. Dabei gilt nach [1]: Das Verhältnis zweier Größen beliebiger Art läßt sich ersetzen durch das Verhältnis beliebiger anderer Größen, sofern die neuen Größen auf dieselben Einheiten führen wie die ersten.

Erweiterte Ähnlichkeit. Häufig läßt sich strenge Ähnlichkeit wegen der großen Zahl der Einflußgrößen nicht erzielen. Man beschränkt sich dann (auch aus Ersparnisgründen) auf die Ähnlichkeit der bei einem Vorgang dominierenden Größen und verfügt über die restlichen frei.

7.2 Ähnlichkeitsgesetze (Modellgesetze)
Similarity laws

7.2.1 Statische Ähnlichkeit. Static similarity

Maßstabsfaktor für Gewichtskräfte. Für Gewichtskräfte $F_M = \varrho_M V_M g_M$ am Modell und $F_H = \varrho_H V_H g_H$ an der Hauptausführung (V Volumen, g Erdbeschleunigung) folgt das Übertragungsgesetz

$$F_M/F_H = \varrho_M V_M g_M/(\varrho_H V_H g_H), \quad \text{d.h.} \quad F_{V1} = (\varrho_M/\varrho_H) l_V^3 \tag{1}$$

(da auf der Erde $g_M = g_H$ ist). Bei freier Wahl von ϱ_M, ϱ_H und l_V legt diese Gleichung also den Kräftemaßstab fest.

Beispiel: Von der wirklichen Ausführung einer Stahlkonstruktion ($\varrho_H = 7850\,\mathrm{kg/m^3}$) soll ein Modell aus Aluminium ($\varrho_M = 2700\,\mathrm{kg/m^3}$) im Maßstab $l_V = l_M/l_H = 1:10$ hergestellt werden, welches die Eigengewichtskräfte mechanisch ähnlich wiedergibt. In welchem Verhältnis stehen dann die Eigengewichtskräfte bzw. müssen sonstige eingeprägte Kräfte stehen? In welchem Verhältnis werden die Spannungen und (Hookeschen) Formänderungen übertragen ($E_H = 210\,\mathrm{kN/mm^2}$, $E_M = 70\,\mathrm{kN/mm^2}$)? – Nach Gl. (1) wird $F_{V1} = (2{,}70/7{,}85)/10^3 = 1/2907 = F_M/F_H$, d.h., die Kräfte am Modell sind 2907mal kleiner. Für die Spannungen folgt $\sigma_M/\sigma_H = F_V/l_V^2 = 100/2907 = 1/29 = \sigma_V$. Für die Formänderungen ergibt sich aus $\Delta l = l\sigma/E$ das Verhältnis

$$\Delta l_M/\Delta l_H = \Delta l_V = l_V \sigma_V E_H/E_M = (1/10)(1/29)210/70 = 1/96{,}7.$$

Maßstabsfaktor für gleiche Dehnungen (für sog. elastische Kräfte). Sollen die elastischen (Hookeschen) Dehnungen am Modell und an der Hauptausführung gleich sein, folgt für die Kräfte aus der Bedingung

$$\begin{aligned} &\varepsilon_M = F_M/(E_M A_M) = \varepsilon_H = F_H/(E_H A_H) \\ &F_M/F_H = E_M A_M/(E_H A_H),\ \text{d.h. } F_{V_2} = (E_M/E_H) l_V^2. \end{aligned} \tag{2}$$

Hookesches Modellgesetz: Zwei Körper sind bezüglich der elastischen Dehnungen mechanisch ähnlich, wenn die Hookeschen Kennzahlen *Ho* übereinstimmen:

$$Ho = F_M/(E_M l_M^2) = F_H/(E_H l_H^2). \tag{3}$$

Beispiel: Von einem Knickstab aus Stahl wird ein maßstabgetreues Modell im Verhältnis $l_V = 1:8$ aus Aluminium hergestellt ($E_H = 210\,\text{kN/mm}^2$, $E_M = 70\,\text{kN/mm}^2$) und am Modell eine Knickkraft von 1,2 kN gemessen. Wie groß ist die Knickkraft F_K der wirklichen Ausführung, und in welchem Verhältnis stehen die Spannungen sowie Deformationen zueinander? – $F_V = (70/210)/64 = 1/192$; $F_K = 192 \cdot 1{,}2\,\text{kN} = 230{,}4\,\text{kN}$; $\sigma_V = \sigma_M/\sigma_H = F_V/l_V^2 = 1/3{,}0$; $\Delta l_M/\Delta l_H = l_V \sigma_V E_H/E_M = 1/8{,}0$.

Gleichzeitige Berücksichtigung von Gewichts- und elastischen Kräften. Sollen gleichzeitig Gewichtskräfte und elastische Dehnungen mechanisch ähnlich übertragen werden, so müssen die Kräftemaßstäbe nach Gl. (1) und Gl. (2) gleich sein. Aus $F_{V1} = F_{V2}$ folgt

$$\begin{aligned} &(\varrho_M/\varrho_H) l_V^3 = (E_M/E_H) l_V^2,\quad \text{d.h.} \\ &l_V = (E_M/E_H)(\varrho_H/\varrho_M). \end{aligned} \tag{4}$$

Der Längenmaßstab ist nicht mehr frei wählbar; er hängt nur noch von den Stoffparametern ab.

Beispiel: Für das erste Beispiel in B 7.2.1 wird für mechanische Ähnlichkeit von Gewichtskräften und Dehnungen der Maßstabsfaktor gesucht. – $l_V = (70/210)(7\,850/2\,700) = 1:1{,}03$, d.h., eine gleichzeitige Berücksichtigung von Gewichtskräften und Dehnungen ist nur an der wirklichen Ausführung möglich. Deshalb beschränkt man sich auf die erweiterte Ähnlichkeit, indem für den Maßstab 1 : 10 die Ähnlichkeit der elastischen Kräfte erfüllt wird. Dann ergibt sich nach Gl. (2) $F_V = (70/210)/100 = 1/300 = F_M/F_H$, während die Gewichtskräfte wie im ersten Beispiel im Verhältnis 1/2 907 übertragen werden. Die Differenz der Gewichtskräfte $[(1/300)–(1/2\,907)] \cdot F_{GH}$ läßt sich als äußere Zusatzlast am Modell anbringen.

7.2.2 Dynamische Ähnlichkeit. Dynamic similarity

Ähnlichkeitsgesetz von Newton-Bertrand. Beschleunigte Bewegungsvorgänge genügen dem Newtonschen Grundgesetz $\boldsymbol{F} = m\boldsymbol{a}$. Daraus folgt für den Kräftemaßstab bei mechanischer Ähnlichkeit der Trägheitskräfte an Modell und Hauptausführung mit $a_V = l_V/t_V^2$

$$\begin{aligned} &F_M/F_H = \varrho_M V_M a_M/(\varrho_H V_H a_H),\quad \text{d.h.} \\ &F_{V3} = (\varrho_M/\varrho_H)(l_V^4/t_V^2). \end{aligned} \tag{5}$$

Bei alleiniger Wirkung der Trägheitskräfte sowie freier Wahl von $\varrho_M, \varrho_H, l_V$ und t_V legt Gl. (5) den Kräftemaßstab fest. Daraus folgt

$$F_M/[\varrho_M (l_M/t_M)^2 l_M^2] = F_H/[\varrho_H (l_H/t_H)^2 l_H^2]$$

und mit $l_M/t_M = \upsilon_M$ und $l_H/t_H = \upsilon_H$

$$Ne = F_M/(\varrho_M \upsilon_M^2 l_M^2) = F_H/(\varrho_H \upsilon_H^2 l_H^2). \tag{6}$$

Newtonsches Ähnlichkeitsgesetz: Zwei Vorgänge sind bezüglich der Trägheitskräfte ähnlich, wenn die Newtonschen Kennzahlen *Ne* übereinstimmen.

Beispiel: Für einen auf horizontaler Bahn bewegten Wagen aus Stahl ($\varrho_H = 7\,850\,\text{kg/m}^3$, $V_H = 1\,\text{m}^3$, $F_H = 10\,\text{kN}$) soll ein Modell aus Holz ($\varrho_M = 600\,\text{kg/m}^3$) im Maßstab 1 : 20 hergestellt werden. Welche Kräfte müssen am Modell angreifen, wenn der Zeitmaßstab $t_V = t_M/t_H = 1:100$ sein soll? In welchem Verhältnis werden Geschwindigkeiten und Beschleunigungen übersetzt? – $F_{V3} = (600/7\,850)(100^2/20^4) = 1/209{,}3$; $F_M = F_H F_{V_3} = 47{,}8\,\text{N}$; $\upsilon_M/\upsilon_H = l_V/t_V = 100/20 = 5$; $a_M/a_H = l_V/t_V^2 = 100^2/20 = 500$.

Ähnlichkeitsgesetz von Cauchy. Sind bei einem Bewegungsvorgang Trägheitskräfte und elastische Kräfte maßgeblich beteiligt, so folgt aus $F_{V3} = F_{V2}$ nach den Gln. (5) und (2)

$$t_V = l_V \sqrt{(E_H/E_M)(\varrho_M/\varrho_H)}; \tag{7}$$

d.h., nur der Längenmaßstab (oder der Zeitmaßstab) ist noch frei wählbar. Mit $t_V = t_M/t_H$ und $l_V = l_M/l_H$ folgt daraus $\upsilon_M/\upsilon_H = \sqrt{(E_M/E_H)(\varrho_H/\varrho_M)}$ bzw.

$$Ca = \upsilon_M/\sqrt{E_M/\varrho_M} = \upsilon_H/\sqrt{E_H/\varrho_H}. \tag{8}$$

Cauchys Ähnlichkeitsgesetz: Zwei Vorgänge, die überwiegend unter Einfluß von Trägheits- und elastischen Kräften stehen, sind mechanisch ähnlich, wenn ihre Cauchyschen Kennzahlen *Ca* übereinstimmen.

Ähnlichkeitsgesetz von Froude. Sind bei einem Bewegungsvorgang Trägheitskräfte und Gewichtskräfte überwiegend beteiligt, so folgt aus $F_{V1} = F_{V3}$ nach den Gln. (1) und (5)

$$t_V = \sqrt{l_V}; \tag{9}$$

d.h., nur der Längenmaßstab (oder der Zeitmaßstab) ist noch frei wählbar. Daraus folgt $t_M^2/t_H^2 = l_M/l_H$ bzw. $l_M^2/(l_M t_M^2) = l_H^2/(l_H t_H^2)$ und somit

$$Fr = \upsilon_M^2/(l_M g_M) = \upsilon_H^2/(l_H g_H). \tag{10}$$

Froudesches Modellgesetz: Zwei Vorgänge sind hinsichtlich der Trägheitskräfte und der Gewichtskräfte mechanisch ähnlich, wenn die Froudeschen Kennzahlen *Fr* übereinstimmen.

Beispiel: Von einem physikalischen Pendel aus Stahl ($\varrho_H = 7\,850\,\text{kg/m}^3$) soll ein Modell aus Holz ($\varrho_M = 600\,\text{kg/m}^3$) im Maßstab 1 : 4 hergestellt werden. Wie groß ist der Übertragungsmaßstab t_V, wie verhalten sich Kräfte, Spannungen, Frequenzen, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen zueinander? – $t_V = \sqrt{1/4} = 1/2$; $F_V = F_M/F_H = (600/7\,850)/64 = 1/837$; $\sigma_M/\sigma_H = F_V/l_V^2 = 1/52$; $\omega_M/\omega_H = t_H/t_M = 1/t_V = 2{,}0$; $\upsilon_M/\upsilon_H = l_V/t_V = 2/4 = 1/2$; $a_M/a_H = l_V/t_V^2 = 4/4 = 1{,}0$.

Ähnlichkeitsgesetz von Reynolds. Sind bei einem Bewegungsvorgang Trägheitskräfte und Reibungskräfte Newtonscher Flüssigkeiten überwiegend beteiligt, so folgt für letztere mit $F = \eta(\mathrm{d}\upsilon/\mathrm{d}z)A$ nach B 6.2 Gl. (8) der Kräftemaßstab

$$\frac{F_M}{F_H} = \frac{\eta_M}{\eta_H} \cdot \frac{\mathrm{d}\upsilon_M/\mathrm{d}z_M}{\mathrm{d}\upsilon_H/\mathrm{d}z_H} \cdot \frac{A_M}{A_H},\quad \text{d.h. } F_{V4} = \frac{\eta_M}{\eta_H} \cdot \frac{l_V^2}{t_V} \tag{11}$$

und damit aus $F_{V4} = F_{V3}$ nach den Gln. (11) und (5)

$$t_V = (\varrho_M/\varrho_H)(\eta_H/\eta_M) l_V^2 = (\nu_H/\nu_M) l_V^2; \tag{12}$$

η absolute, $\upsilon = \eta/\varrho$ kinematische Zähigkeit. Nur der Längenmaßstab ist noch frei wählbar und im Rahmen der zur Verfügung stehenden Medien der Stoffparameter ν_M. Aus Gl. (12) folgt $t_M/t_H = (\nu_H/\nu_M) l_M^2/l_H^2$, d.h.

$$Re = \upsilon_M l_M/\nu_M = \upsilon_H l_H/\nu_H. \tag{13}$$

Reynoldssches Ähnlichkeitsgesetz: Zwei Strömungen zäher Newtonscher Flüssigkeiten sind unter überwiegendem Einfluß der Trägheits- und Reibungskräfte mechanisch ähnlich, wenn die Reynoldsschen Zahlen *Re* übereinstimmen.

Beispiel: Der Strömungswiderstand eines Einbauteils in einer Ölleitung soll im Modellversuch im Maßstab 1 : 10 mittels Messung des Druckabfalls bestimmt werden, wobei Wasser als Modellmedium vorgesehen ist. Wie verhalten sich die Strömungsgeschwindigkeiten und die Kräfte bzw. der Druckabfall ($\upsilon_M = 10^{-6}\,\text{m}^2/\text{s}$; $\upsilon_H = 1{,}1 \cdot 10^{-4}\,\text{m}^2/\text{s}$; $\eta_M = 10^{-3}\,\text{Ns/m}^2$; $\eta_H = 10^{-1}\,\text{Ns/m}^2$)? – $l_V = l_M/l_H = 1/10$; $\upsilon_V = \upsilon_M/\upsilon_H = (\nu_M/\nu_H)/l_V = (10^{-6}/1{,}1 \cdot 10^{-4})/(1/10) = 1/11$; $F_V = F_M/F_H = (\eta_M/\eta_H) l_V^2/t_V = (\eta_M/\eta_H)\upsilon_V l_V = (10^{-3}/10^{-1})(1/11)(1/10) = 1/11\,000$; $\Delta p_M/\Delta p_H = (F_M/F_H)/l_V^2 = 100/11000 = 1/110$.

Ähnlichkeitsgesetz von Weber Sind an einem Vorgang neben den Trägheitskräften die Oberflächenspannungen σ, d. h. die Oberflächenkräfte $F_\sigma = \sigma l$, überwiegend beteiligt (wobei σ als Materialkonstante aufzufassen ist), so folgt als Übertragungsmaßstab für die Oberflächenkräfte

$$F_{\sigma M}/F_{\sigma H} = \sigma_M l_M/(\sigma_H l_H), \text{ d. h. } F_{V5} = (\sigma_M/\sigma_H) l_V \quad (14)$$

und damit aus $F_{V5} = F_{V3}$ gemäß den Gln. (14) und (5)

$$\begin{aligned}&(\varrho_M/\sigma_M) l_M^3/t_M^2 = (\varrho_H/\sigma_H) l_H^3/t_H^2 \text{ bzw.}\\ &We = \varrho_M v_M^2 l_M/\sigma_M = \varrho_H v_H^2 l_H/\sigma_H.\end{aligned} \quad (15)$$

Webersches Ähnlichkeitsgesetz: Vorgänge unter überwiegendem Einfluß von Trägheits- und Oberflächenkräften sind mechanisch ähnlich, wenn die Weberschen Kennzahlen *We* übereinstimmen.

Weitere Ähnlichkeitsgesetze für Strömungsprobleme. Eulersche Kennzahl: Bei Strömungsproblemen, bei denen die Reibung vernachlässigt werden kann, d. h. bei denen Druck- und Trägheitskräfte überwiegen (z. B. bei der Messung des Staudrucks Δp), liegt mechanische Ähnlichkeit vor, wenn die Eulerschen Kennzahlen *Eu* gleich sind:

$$Eu = \Delta p_M/(\varrho_M v_M^2) = \Delta p_H/(\varrho_H v_H^2). \quad (16)$$

Machsche Kennzahl: Bei gasförmigen Fluiden, deren Strömungsgeschwindigkeit nahe der Schallgeschwindigkeit c liegt, herrscht mechanische Ähnlichkeit, wenn die Machschen Kennzahlen *Ma* gleich sind:

$$Ma = v_M/c_M = v_H/c_H. \quad (17)$$

7.2.3 Thermische Ähnlichkeit. Thermal similarity

Ähnlichkeitsgesetz von Fourier. Für den instationären Wärmeleitungsvorgang gilt die Fouriersche Differentialgleichung

$$\frac{\partial T}{\partial t} = b\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right); \quad (18)$$

$b = \lambda/(c\varrho)$ Temperaturleitfähigkeit, λ Wärmeleitfähigkeit, c spezifische Wärmekapazität, ϱ Dichte. Nach der Regel über die Einheiten folgt

$$T_V/t_V = (b_M/b_H)(T_V/l_V^2) \text{ bzw. } t_V = (b_H/b_M) l_V^2 \quad (19)$$

und hieraus

$$Fo = t_M b_M/l_M^2 = t_H b_H/l_H^2. \quad (20)$$

Fouriersches Ähnlichkeitsgesetz: Zwei Wärmeleitungsvorgänge sind ähnlich, wenn die Fourierschen Kennzahlen *Fo* übereinstimmen (s. **D 10.4**).

Beispiel: Für ein Modell im Maßstab 1:10 folgt bei gleichem Material $(b_M = b_H) : t_M = (l_M/l_H)^2 t_H = (1/100) t_H$, d. h., die Temperaturverteilung im Modell ist bei 1/100 der Zeit in der Hauptausführung erreicht.

Ähnlichkeitsgesetz von Péclet. Sollen zwei Strömungsvorgänge hinsichtlich der Wärmeleitung thermisch übereinstimmen, so müssen die Pécletschen Kennzahlen *Pe* gleich sein:

$$Pe = v_M l_M/b_M = v_H l_H/b_H. \quad (21)$$

Ähnlichkeitsgesetz von Prandtl. Sollen zwei Strömungsvorgänge hinsichtlich der Wärmeleitung und Wärmekonvektion übereinstimmen, so müssen die Reynoldsschen und die Pécletschen Kennzahlen übereinstimmen. Daraus ergibt sich eine Gleichheit der Prandtlschen Kennzahlen *Pr*:

$$Pr = Pe/Re = v_M/b_M = v_H/b_H. \quad (22)$$

Ähnlichkeitsgesetz von Nußelt. Für den Wärmeübergang zwischen zwei Stoffen besteht Ähnlichkeit, wenn die Nußeltschen Kennzahlen *Nu* übereinstimmen:

$$Nu = \alpha_M l_M/\lambda_M = \alpha_H l_H/\lambda_H; \quad (23)$$

α Wärmeübergangskoeffizient, λ Wärmeleitfähigkeit.

7.2.4 Analyse der Einheiten (Dimensionsanalyse) und Π-Theorem. Dimensional analysis and Π-theorem

Sind die mit Einheiten behafteten Einflußgrößen eines Vorgangs bekannt, so lassen sich aus ihnen Potenzprodukte in Form einheitenloser Kennzahlen bilden. Die zur Darstellung eines Problems erforderlichen Kennzahlen bilden einen vollständigen Satz. Jede physikalisch richtige Größengleichung läßt sich als Funktion der Kennzahlen eines vollständigen Satzes darstellen (Π-Theorem von Buckingham).

Zum Beispiel kann man die Bernoullische Gleichung für die reibungsfreie Strömung $\varrho v^2/2 + p + \varrho g z = \text{const}$ bzw. $1/2 + p/(\varrho v^2) + g z/v^2 = \text{const}$ auch schreiben als $1/2 + Eu + 1/Fr = \text{const}$, d. h., die Eulersche und die Froudesche Kennzahl bilden für die reibungsfreie und temperaturunabhängige Strömung einen vollständigen Satz. Die fünf Einflußgrößen ϱ, v, p, g, z lassen sich also durch zwei einheitenlose Kennzahlen ersetzen, die zur vollständigen Beschreibung des Problems ausreichen.

Eine Methode zur Ermittlung des vollständigen Satzes von Kennzahlen eines Problems – auch in Fällen, wo die physikalischen Grundgleichungen nicht bekannt sind – ist die Analyse der Einheiten unter Zugrundelegung des Buckingham-Theorems [2]. Es besagt: Gilt für n einheitenbehaftete Einflußgrößen x_i die Beziehung $f(x_1, x_2, \ldots, x_n) = 0$, so läßt sie sich stets in der Form $f^*(\Pi_1, \Pi_2, \ldots, \Pi_m) = 0$ schreiben, wobei Π_j die m einheitenlosen Kennzahlen sind und $m = n - q$ ist. Hierbei ist q die Anzahl der beteiligten Basiseinheiten. Für m, kg, s wird $q = 3$ bei mechanischen, und für m, kg, s, K gilt $q = 4$ bei thermischen Problemen. Mit einem Produktansatz

$$\Pi = x_1^a x_2^b x_3^c x_4^d \ldots \quad (24)$$

und nach Einsetzen der Einheiten für x_i muß die Summe der Exponenten der Basiseinheiten m, kg, s und K jeweils null werden, da wegen der linken Seite auch die rechte einheitenlos sein muß. Zum Beispiel sind an der vorstehend zitierten reibungsfreien Strömung die Größen ϱ, v, z, g, p beteiligt. Dann gilt

$$\Pi = (\text{kg/m}^3)^a (\text{m/s})^b (\text{m})^c (\text{m/s}^2)^d (\text{kg/m s}^2)^e. \quad (25)$$

Für die Exponenten von kg, m, s folgt dann

$$\begin{aligned}&a + e = 0, \quad -3a + b + c + d - e = 0,\\ &\qquad -b - 2d - 2e = 0.\end{aligned} \quad (26)$$

Zwei Exponenten können frei gewählt werden. Zum Beispiel sollen p und g Leitgrößen, d und e frei wählbar sein. Dann folgt aus Gl. (26) $a = -e$, $b = -2d - 2e$ und $c = d$ und somit

$$\Pi = \varrho^a v^b z^c g^d p^e = \varrho^{-e} v^{-2d-2e} z^d g^d p^e = (zg/v^2)^d (p/\varrho v^2)^e$$

bzw. mit $d = 1d$ und $e = 1$

$$\Pi = (1/Fr) Eu, \quad \text{d. h. } \Pi_1 = Fr, \quad \Pi_2 = Eu. \quad (27)$$

Also ist das Problem der reibungsfreien Strömung mit $m = n - q = 5 - 3 = 2$ Kennzahlen beschreibbar, nämlich mit der Froudeschen und der Eulerschen Kennzahl. Ein funktionaler Zusammenhang in Form der Bernoullischen Gleichung läßt sich mit diesem Verfahren natürlich nicht herleiten (weitere Ausführungen s. [1–5]).

8 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu B 1 Statik starrer Körper

[1] *Föppl, A.:* Vorlesungen über technische Mechanik, Bd. I, 13. Aufl., Bd. II, 9. Aufl. München, Berlin: R. Oldenbourg 1943 und 1942. – [2] *Schlink, W.:* Technische Statik, 3. Aufl. Berlin: Springer 1946. – [3] *Drescher, H.:* Die Mechanik der Reibung zwischen festen Körpern. VDI-Z. 101 (1959) 697–707. – [4] *Krause, H.; Poll, G.:* Mechanik der Festkörperreibung, Düsseldorf: VDI 1980. – [5] *Kragelski, Dobyčin, Kombalov:* Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß. München: Hanser 1983.

zu B 3 Kinetik

[1] *Sommerfeld, A.:* Mechanik, Bd. I, 3. Aufl. Leipzig: Akad. Verlagsges. Geest u. Portig 1947. – [2] *Klein, I.; Sommerfeld, A.:* Theorie des Kreisels (4 Bde.). Leipzig: Teubner 1897–1910. – [3] *Grammel, R.:* Der Kreisel (2 Bde.), 2. Aufl. Berlin: Springer 1950. – [4] *Hertz, H.:* Über die Berührung fester elastischer Körper. J. f. reine u. angew. Math. 92 (1881). – [5] *Berger, F.:* Das Gesetz des Kraftverlaufs beim Stoß. Braunschweig: Vieweg 1924.

zu B 4 Schwingungslehre

[1] *Söchting, F.:* Berechnung mechanischer Schwingungen. Wien: Springer 1951. – [2] *Biezeno, Grammel:* Technische Dynamik, Bd. II, 2. Aufl. Berlin: Springer 1953. – [3] *Collatz, L.:*Eigenwertaufgaben. Leipzig: Akad. Verlagsges. Geest u. Portig 1963. – [4] *Hayashi, K.:* Tafeln für die Differenzenrechnung sowie für die Hyperbel-, Besselschen, elliptischen und anderen Funktionen. Berlin: Springer 1933. – [5] *Magnus, K.:* Schwingungen, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1969. – [6] *Klotter, K.:* Technische Schwingungslehre, Bd. 1, Teil B, 3. Aufl. Berlin: Springer 1980. – [7] *Jahnke, Emde, Lösch:* Tafeln höherer Funktionen. Stuttgart 1966. – [8] *Rothe, Szabó:* Höhere Mathematik, Teil VI, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1958.

zu B 6 Hydro- und Aerodynamik

[1] *Eck, B.:* Technische Strömungslehre, 7. Aufl. Berlin: Springer 1966. – [2] *Kalide, W.:* Einführung in die technische Strömungslehre, 5. Aufl. München: Hanser 1980. – [3] *Trukkenbrodt, E.:* Strömungsmechanik. Berlin: Springer 1968. – [4] *Jogwich, A.:* Strömungslehre. Essen: Girardet 1974. – [5] *Bohl, W.:* Technische Strömungslehre. 10. Aufl. Würzburg: Vogel 1994. – [6] *Herning, F.:* Stoffströme in Rohrleitungen, 4. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1966. – [7] *Ullrich, H.:* Mechanische Verfahrenstechnik. Berlin: Springer 1967. – [8] *Schlichting, H.:* Grenzschicht-Theorie, 5. Aufl. Karlsruhe: Braun 1965. – [9] *Brauer, H.:* Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen, Aarau und Frankfurt am Main: Sauerländer 1971. – [10] *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1972. – [11] *Sigloch, H.:* Technische Fluidmechanik. Hannover: Schrödel 1980. – [12] *Prandtl, Oswatitsch, Wieghardt:* Führer durch die Strömungslehre, 8. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1984. – [13] *Korschelt; Lackmann, J.:* Strömungsmechanik, 1. Aufl. Leipzig: Fachbuchverlag Leipzig 1995.

zu B 7 Ähnlichkeitsmechanik

[1] *Weber, M.:* Das allgemeine Ähnlichkeitsprinzip in der Physik und sein Zusammenhang mit der Dimensionslehre und der Modellwissenschaft. Jahrb. Schiffbautech. Ges. 1930, S. 274–388. – [2] *Katanek, S.; Gröger, R.; Bode, C.:* Ähnlichkeitstheorie. Leipzig: VEB Deutscher Verlag f. Grundstoffindustrie 1967. – [3] *Feucht, W.:* Einführung in die Modelltechnik. Handbuch der Spannungs- und Dehnungsmessung (Fink, Rohrbach). Düsseldorf: VDI-Verlag 1958. – [4] *Zierep, J.:* Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre. Karlsruhe: Braun 1972. – [5] *Görtler, H.:* Dimensionsanalyse. Berlin: Springer 1975.

C | Festigkeitslehre
Strength of materials

J. Lackmann (Kap. C 1–C 9) und **H. Mertens** (Kap. C 10), Berlin

Kapitel C 1–C 9 basieren auf den Ausführungen von G. Rumpel und H.D. Sondershausen (bis 18. Auflage)

Allgemeine Literatur zu C 1 bis C 10
Bücher: *Gross, D.; Hauger, W.; Schnell, W.:* Technische Mechanik, Band 1 u. 2, Heidelberger Taschenbücher Band 215 u. 216. Berlin: Springer 1986. – *Gummert, P.; Reckling, K.A.:* Mechanik. Braunschweig: Vieweg 1986. – *Holzmann, G.; Mayer, H.; Schumpich, G.:* Technische Mechanik, Teil I u. III, 6. Aufl. Stuttgart: Teubner 1986. – *Issler, L.; Ruoß, H.; Häfele, P.:* Festigkeitslehre – Grundlagen, 2. Auflg. Berlin: Springer 1997. – *Leipholz, H.:* Festigkeitslehre für den Konstrukteur. Berlin: Springer 1969. – *Marguerre, K.:* Technische Mechanik, Teil I u. II. Berlin: Springer 1967. – *Neuber, H.:* Technische Mechanik, Teil II. Berlin: Springer 1971. – *Roark, Young:* Formulas for Stress and Strain, 5th ed. Singapore: McGraw-Hill 1986. – *Szabó, I.:* Einführung in die Technische Mechanik, 8. Aufl. Berlin: Springer 1975. – *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1977, Nachdruck 1985. – *Szabó, I.:* Repertorium und Übungsbuch der Technischen Mechanik, 3. Aufl. Berlin: Springer 1972, Nachdruck 1985. – *Wellinger, K.; Dietmann, H.:* Festigkeitsberechnung. Grundlagen und technische Anwendung, 3. Aufl. Stuttgart: Kröner 1976. – *Ziegler, F.:* Technische Mechanik der festen und flüssigen Körper. Wien: Springer 1985. – *Zurmühl, R.:* Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker. Berlin: Springer 1957, 5. Aufl. 1965, Nachdruck 1984.

1 Allgemeine Grundlagen
General fundamentals

Die Festigkeitslehre soll Spannungen und Verformungen in einem Bauteil ermitteln und nachweisen, daß sie mit ausreichender Sicherheit gegen Versagen des Bauteils aufgenommen werden. Ein Versagen kann in unzulässig großen Verformungen oder Dehnungen, im Auftreten eines Bruchs oder im Instabilwerden (z. B. Knicken oder Beulen) des Bauteils bestehen. Die hierfür maßgebenden Werkstoffkennwerte sind abhängig vom Spannungszustand (ein-, zwei- oder dreiachsig), von den Spannungsarten (Zug-, Druck-, Schubspannungen), vom Belastungszustand (statisch oder dynamisch), von der Betriebstemperatur sowie von der Größe und der Oberflächenbeschaffenheit des Bauteils.

1.1 Spannungen und Verformungen
Stresses and strains

1.1.1 Spannungen. Stresses

Den äußeren Kräften und Momenten an einem Körper (sowie den Trägheitskräften bzw. den negativen Massenbeschleunigungen bei beschleunigter Bewegung) halten im Innern eines Körpers entsprechende Reaktionskräfte das Gleichgewicht. Bei homogen angenommener Massenverteilung des Körpers treten die inneren Reaktionskräfte flächenhaft verteilt auf.
Durch jeden Punkt eines Körpers lassen sich unter unendlich vielen Richtungen elementare ebene Schnittflächen dA legen, deren Richtung durch den Normalenvektor $\boldsymbol{n}$ gekennzeichnet wird (**Bild 1 a**). Der Spannungsvektor $\boldsymbol{s} = \mathrm{d}\boldsymbol{F}/\mathrm{d}A$ läßt sich in eine Normalspannung $\sigma = \mathrm{d}F_\mathrm{n}/\mathrm{d}A$ und in eine Tangential- oder Schubspannung $\tau = \mathrm{d}F_\mathrm{t}/\mathrm{d}A$ zerlegen. In kartesischen Koordinaten (**Bild 1 b**) ergeben sich eine Normalspannung $\sigma_\mathrm{z} = \mathrm{d}F_\mathrm{n}/\mathrm{d}A$ und zwei Schubspannungen $\tau_\mathrm{zx} = \mathrm{d}F_\mathrm{tx}/\mathrm{d}A$ bzw. $\tau_\mathrm{zy} = \mathrm{d}F_\mathrm{ty}/\mathrm{d}A$. Die Beschreibung des vollständigen Spannungszustands in einem Punkt erfordert drei Ebenen bzw. ein quaderförmiges Element (**Bild 1 c**) mit drei Spannungsvektoren bzw. dem Spannungstensor

$$\begin{aligned} \boldsymbol{s}_\mathrm{x} &= \sigma_\mathrm{x}\boldsymbol{e}_\mathrm{x} + \tau_\mathrm{xy}\boldsymbol{e}_\mathrm{y} + \tau_\mathrm{xz}\boldsymbol{e}_\mathrm{z}, \\ \boldsymbol{s}_\mathrm{y} &= \tau_\mathrm{yx}\boldsymbol{e}_\mathrm{x} + \sigma_\mathrm{y}\boldsymbol{e}_\mathrm{y} + \tau_\mathrm{yz}\boldsymbol{e}_\mathrm{z}, \\ \boldsymbol{s}_\mathrm{z} &= \tau_\mathrm{zx}\boldsymbol{e}_\mathrm{x} + \tau_\mathrm{zy}\boldsymbol{e}_\mathrm{y} + \sigma_\mathrm{z}\boldsymbol{e}_\mathrm{z}; \end{aligned} \qquad \boldsymbol{S} = \begin{pmatrix} \sigma_\mathrm{x} & \tau_\mathrm{xy} & \tau_\mathrm{xz} \\ \tau_\mathrm{yx} & \sigma_\mathrm{y} & \tau_\mathrm{yz} \\ \tau_\mathrm{zx} & \tau_\mathrm{zy} & \sigma_\mathrm{z} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

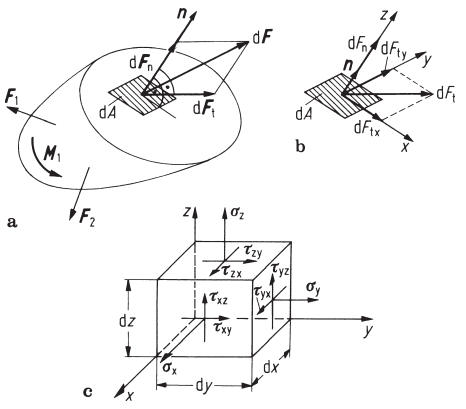


Bild 1 a–c. Spannungen. **a, b** Definition; **c** Tensor

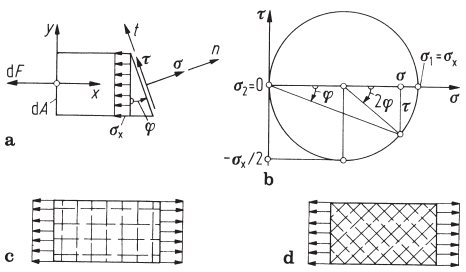


Bild 2 a–d. Einachsiger Spannungszustand. **a** Spannungen am Element; **b** Mohrscher Spannungskreis; **c, d** Trajektorien der Hauptnormal- und Hauptschubspannungen

Aus den Momentengleichgewichtsbedingungen um die Koordinatenachsen für das Element nach **Bild 1 c** folgt $\tau_\mathrm{xy} = \tau_\mathrm{yx}$, $\tau_\mathrm{xz} = \tau_\mathrm{zx}$, $\tau_\mathrm{yz} = \tau_\mathrm{zy}$ (Satz von der Gleichheit der zugeordneten Schubspannungen), d. h., zur vollständigen Beschreibung des Spannungszustands in einem Punkt sind drei Normalspannungen und drei Schubspannungen erforderlich.

Der einachsige Spannungszustand. Er liegt vor, wenn am quaderförmigen Element (**Bild 2 a**) eine Normalspannung

angreift, z. B. $\sigma_x = \mathrm{d}F/\mathrm{d}A$, $\sigma_y = \sigma_z = 0$, $\tau_{xy} = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$. Für ein unter dem Winkel φ liegendes Flächenelement folgen die zugehörigen Spannungen σ und τ aus den Gleichgewichtsbedingungen in n- und t-Richtung zu $\sigma = (\sigma_x/2)\cdot(1+\cos 2\varphi)$ und $\tau = -(\sigma_x/2)\sin 2\varphi$. Hieraus folgt $(\sigma - \sigma_x/2)^2 + \tau^2 = (\sigma_x/2)^2$, die Gleichung des Mohrschen Spannungskreises (**Bild 2b**). Für $2\varphi = 90°$ bzw. $\varphi = 45°$ ergibt sich die größte Schubspannung zu $\tau = -\sigma_x/2$, die zugehörige Normalspannung ebenfalls zu $\sigma = \sigma_x/2$. Die größte und kleinste Normalspannung (hier $\sigma_1 = \sigma_x$ und $\sigma_2 = 0$) und die größte Schubspannung (hier $\tau_1 = -\sigma_x/2$) werden Hauptnormal- und Hauptschubspannung genannt. Linien, die überall von den Hauptnormal- bzw. Hauptschubspannungen tangiert werden, heißen Hauptnormalspannungs- bzw. Hauptschubspannungstrajektorien (**Bild 2c, d**).

Der zweiachsige (ebene) Spannungszustand. Treten lediglich in einer Ebene (z. B. der x, y-Ebene) Spannungen auf, so liegt ein ebener Spannungszustand vor (**Bild 3a**). Für die in der unter dem Winkel φ geneigten Schnittfläche liegenden Spannungen σ und τ folgen aus den Gleichgewichtsbedingungen in n- und t-Richtung mit $\tau_{xy} = \tau_{yx}$

$$\left.\begin{aligned}\sigma &= \sigma_x\cos^2\varphi + \sigma_y\sin^2\varphi + 2\tau_{xy}\sin\varphi\cos\varphi\\ &= \tfrac{1}{2}(\sigma_x+\sigma_y) + \tfrac{1}{2}(\sigma_x-\sigma_y)\cos 2\varphi + \tau_{xy}\sin 2\varphi,\\ \tau &= (\sigma_y-\sigma_x)\sin\varphi\cos\varphi + \tau_{xy}(\cos^2\varphi - \sin^2\varphi)\\ &= -\tfrac{1}{2}(\sigma_x-\sigma_y)\sin 2\varphi + \tau_{xy}\cos 2\varphi.\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Hieraus folgt nach Quadrieren und Addieren die Gleichung des Mohrschen Spannungskreises (**Bild 3b**) mit dem Radius r:

$$\left.\begin{aligned}&\left(\sigma - \frac{\sigma_x+\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2 = \left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2,\\ &r = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x-\sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

Der Kreismittelpunkt liegt an der Stelle $(\sigma_x+\sigma_y)/2$.

Die Hauptnormalspannungen ergeben sich mit $\tau = 0$ aus Gl. (2) unter den Winkeln φ_{01} und $\varphi_{02} = \varphi_{01} + 90°$, die aus

$$\tan 2\varphi_0 = 2\tau_{xy}/(\sigma_x - \sigma_y) \quad (4)$$

folgen, zu

$$\sigma_{1,2} = (\sigma_x+\sigma_y)/2 \pm \sqrt{[(\sigma_x-\sigma_y)/2]^2 + \tau_{xy}^2}. \quad (5)$$

Die größten Schubspannungen folgen gemäß Gl. (2) aus $\mathrm{d}\tau/\mathrm{d}\varphi = 0$ unter den Winkeln φ_{11} und $\varphi_{12} = \varphi_{11} + 90°$, die sich aus

$$\tan 2\varphi_1 = (\sigma_y - \sigma_x)/(2\tau_{xy}) \quad (6)$$

ergeben, wobei $\varphi_{11} = \varphi_{01} + 45°$ und $\varphi_{12} = \varphi_{02} + 45°$ ist (**Bild 3c**). Die Größe dieser Hauptschubspannungen entspricht dem Radius des Mohrschen Spannungskreises, d. h.

$$\tau_{1,2} = \mp\sqrt{[(\sigma_x-\sigma_y)/2]^2 + \tau_{xy}^2}. \quad (7)$$

Die zugehörigen Normalspannungen sind für beide Winkel gleich groß, nämlich $\sigma_M = (\sigma_x+\sigma_y)/2$.

Die Richtung der Hauptnormalspannungstrajektorien folgt aus Gl. (4)

$$\tan 2\varphi_0 = \frac{2\tan\varphi_0}{1-\tan^2\varphi_0} = \frac{2y'}{1-y'^2} = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x-\sigma_y} \quad \text{zu}$$

$$y'_{1,2} = \frac{\sigma_y-\sigma_x}{2\tau_{xy}} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_y-\sigma_x}{2\tau_{xy}}\right)^2 + 1},$$

die Richtung der dazu um 45° gedrehten Hauptschubspannungstrajektorien aus Gl. (6)

$$\tan 2\varphi_1 = \frac{2\tan\varphi_1}{1-\tan^2\varphi_1} = \frac{2y'}{1-y'^2} = \frac{\sigma_y-\sigma_x}{2\tau_{xy}} \quad \text{zu}$$

$$y'_{3,4} = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x-\sigma_y} \pm \sqrt{\left(\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x-\sigma_y}\right)^2 + 1}.$$

Der dreiachsige (räumliche) Spannungszustand. Treten in drei senkrecht zueinander liegenden Ebenen Spannungen auf, so besteht ein räumlicher Spannungszustand (**Bild 1c**). Er wird von den sechs Spannungskomponenten $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{xz} = \tau_{zx}$ und $\tau_{yz} = \tau_{zy}$ bestimmt. Für eine beliebige Tetraederschnittfläche, deren Stellung mit dem Normalenvektor

$$\boldsymbol{n} = \cos\alpha\,\boldsymbol{e}_x + \cos\beta\,\boldsymbol{e}_y + \cos\gamma\,\boldsymbol{e}_z = n_x\boldsymbol{e}_x + n_y\boldsymbol{e}_y + n_z\boldsymbol{e}_z$$

festgelegt ist (**Bild 4**), ergibt sich der Spannungsvektor $\boldsymbol{s} = s_x\boldsymbol{e}_x + s_y\boldsymbol{e}_y + s_z\boldsymbol{e}_z$ bzw. seine Komponenten aus den Gleichgewichtsbedingungen in x-, y-, z-Richtung zu

$$\left.\begin{aligned}s_x &= n_x\sigma_x + n_y\tau_{yx} + n_z\tau_{zx},\\ s_y &= n_x\tau_{xy} + n_y\sigma_y + n_z\tau_{zy}, \quad s = \sqrt{s_x^2+s_y^2+s_z^2}.\\ s_z &= n_x\tau_{xz} + n_y\tau_{yz} + n_z\sigma_z;\end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Die zur Tetraederschnittfläche senkrecht stehende Normalspannung ist

$$\sigma = \boldsymbol{sn} = s_x n_x + s_y n_y + s_z n_z = n_x^2\sigma_x + n_y^2\sigma_y + n_z^2\sigma_z + 2(n_x n_y\tau_{xy} + n_x n_z\tau_{xz} + n_y n_z\tau_{yz}).$$

Für die resultierende Schubspannung (**Bild 4**) gilt $\tau = \sqrt{s^2 - \sigma^2}$.

Die Hauptnormalspannungen treten in den drei zueinander senkrecht stehenden Flächen auf, in denen τ zu Null wird. Der Spannungstensor hat dann die Form

$$\boldsymbol{S} = \begin{pmatrix}\sigma_1 & 0 & 0\\ 0 & \sigma_2 & 0\\ 0 & 0 & \sigma_3\end{pmatrix},$$

und für die Spannungsvektoren gilt $\boldsymbol{s}_i = \boldsymbol{n}_i\sigma_i$ $(i = 1, 2, 3)$, d. h.

$$s_{ix} = n_{ix}\sigma_i, \quad s_{iy} = n_{iy}\sigma_i, \quad s_{iz} = n_{iz}\sigma_i. \quad (9)$$

Die Gln. (8) und (9) gleichgesetzt ergibt

$$\begin{aligned}(\sigma_x-\sigma_i)n_{ix} + \tau_{yx}n_{iy} + \tau_{zx}n_{iz} &= 0,\\ \tau_{xy}n_{ix} + (\sigma_y-\sigma_i)n_{iy} + \tau_{zy}n_{iz} &= 0,\\ \tau_{xz}n_{ix} + \tau_{yz}n_{iy} + (\sigma_z-\sigma_i)n_{iz} &= 0.\end{aligned} \quad (10)$$

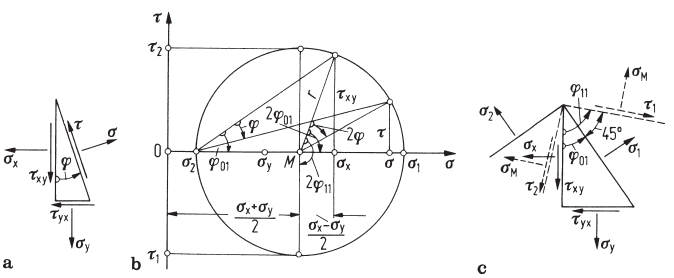


Bild 3a–c. Ebener Spannungszustand. **a** Spannungen am Element; **b** Mohrscher Spannungskreis; **c** Hauptspannungen

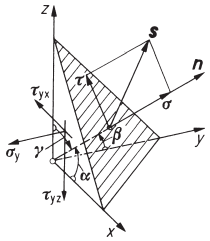


Bild 4. Räumlicher Spannungszustand

Dieses lineare homogene Gleichungssystem für die Komponenten n_{ix}, n_{iy} und n_{iz} der Hauptnormalenvektoren hat nur dann eine nichttriviale Lösung, wenn die Koeffizientendeterminante null wird. Daraus folgt eine kubische Gleichung für σ_i der Form

$$\sigma_i^3 - J_1\sigma_i^2 + J_2\sigma_i - J_3 = 0 \tag{11}$$

mit

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z,$$
$$J_2 = \sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{yz}^2,$$
$$J_3 = \sigma_x\sigma_y\sigma_z - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx}.$$

J_1, J_2, J_3 sind Invariante des Spannungstensors, da sie für alle Bezugssysteme denselben Wert annehmen, d.h., für die Hauptrichtungen gilt $J_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$, $J_2 = \sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3$, $J_3 = \sigma_1\sigma_2\sigma_3$. Sind aus Gl. (11) die σ_i $(i = 1, 2, 3)$ ermittelt, so folgen aus Gl. (10) nach Einsetzen der σ_i $(i = 1, 2, 3)$ jeweils drei lineare Gleichungen für die Komponenten n_{ix}, n_{iy}, n_{iz} einer Hauptnormalenrichtung. Da jeweils zwei der drei Gleichungen linear voneinander abhängig sind, muß die stets gültige Beziehung $n_{ix}^2 + n_{iy}^2 + n_{iz}^2 = 1$ mitbenutzt werden.

Sind hieraus die Hauptnormalenvektoren $\boldsymbol{n}_i$ $(i = 1, 2, 3)$ bestimmt, so sind Größe und Richtung der Hauptnormalspannungen bekannt. Für das Spannungshauptachsensystem ξ, η, ζ (Richtungen $i = 1, 2, 3$; **Bild 5a**) ergibt sich mit $\sigma_3 = 0$ ein ebener Spannungszustand mit den Hauptspannungen σ_1 und σ_2 und der Gleichung für den Mohrschen Spannungskreis analog Gl. (3)

$$\left(\sigma - \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}\right) + \tau^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}\right)^2.$$

Entsprechende Kreise ergeben sich für $\sigma_2 = 0$ bzw. $\sigma_1 = 0$ (**Bild 5b**).

Die Komponenten σ und τ des Spannungsvektors $\boldsymbol{s}$ für ein durch $\boldsymbol{n} = (\cos\alpha; \cos\beta; \cos\gamma)$ gegebenes beliebiges Flächenelement (**Bild 5a**) folgen aus den Mohrschen Kreisen (**Bild 5b**), indem von σ_1 der Winkel α und von σ_3 der Winkel γ abgetragen wird und durch die Schnittpunkte A und B auf dem Hauptkreis zu den Nebenkreisen konzentrische Kreise eingezeichnet werden. Der Schnittpunkt C liefert die zugehörige Größe von σ und τ [1–5].

Die Spannungen für beliebige Normalenwinkel liegen stets in dem in **Bild 5b** schraffierten Bereich. Die größte Hauptschubspannung beträgt $\tau_2 = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$. Sie liegt in der ξ, ζ-Ebene in einem Flächenelement, dessen Normale unter 45° zur ξ- und ζ-Achse steht (**Bild 5c**). Entsprechend sind $\tau_1 = (\sigma_2 - \sigma_3)/2$ und $\tau_3 = (\sigma_1 - \sigma_2)/2$. Die Ebenen der Hauptschubspannungen stehen nicht aufeinander senkrecht, sondern bilden die Seitenflächen eines regulären Dodekaeders [4].

Für die Beurteilung komplizierter räumlicher Spannungszustände sind die *Oktaeder*schub- und -normalspannung von großer Bedeutung. Sie gehören zu den acht Schnittebenen, deren Normalen mit den drei Hauptachsen gleiche Winkel bilden und ein reguläres Oktaeder darstellen (**Bild 6**). Ihre Größe ist [4]

$$\sigma_0 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3 = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3,$$
$$\tau_0 = (1/3)\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2},$$
$$= \tfrac{1}{3}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}.$$

1.1.2 Verformungen. Strains

Jeder Körper erfährt unter Einwirkung äußerer Kräfte und Momente Verformungen. Der Eckpunkt P eines quaderförmigen Elements mit den Kantenlängen dx, dy, dz (auf **Bild 7** ist nur die x, y-Ebene dargestellt) erfährt eine Verschiebung $\boldsymbol{f} = u\boldsymbol{e}_x + v\boldsymbol{e}_y + w\boldsymbol{e}_z$ mit den Komponenten u, v, w. Gleichzeitig wird das Element gedehnt, d.h., die Kantenlängen vergrößern (oder verkleinern) sich auf dx', dy', dz', und es wird zu einem Parallelepiped verformt, wobei die Gleitwinkel γ_1, γ_2 usw. auftreten. Bei kleinen Verformungen (**Bild 7**) gilt für *Dehnungen* ε und *Gleitungen* γ

$$\varepsilon_x = \frac{\mathrm{d}x' - \mathrm{d}x}{\mathrm{d}x} = \frac{\dfrac{\partial u}{\partial x}\mathrm{d}x}{\mathrm{d}x} = \frac{\partial u}{\partial x},\ \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y},\ \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \tag{12}$$

$$\gamma_{xy} = \gamma_1 + \gamma_2 = \frac{\dfrac{\partial v}{\partial x}\mathrm{d}x}{\mathrm{d}x + \dfrac{\partial u}{\partial x}\mathrm{d}x} + \frac{\dfrac{\partial u}{\partial y}\mathrm{d}y}{\mathrm{d}y + \dfrac{\partial v}{\partial y}\mathrm{d}y} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y},$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z},\ \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \tag{13}$$

Mit

$$\varepsilon_{xy} = \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)\Big/2,\ \varepsilon_{xz} = \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\Big/2,$$
$$\varepsilon_{yz} = \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)\Big/2$$

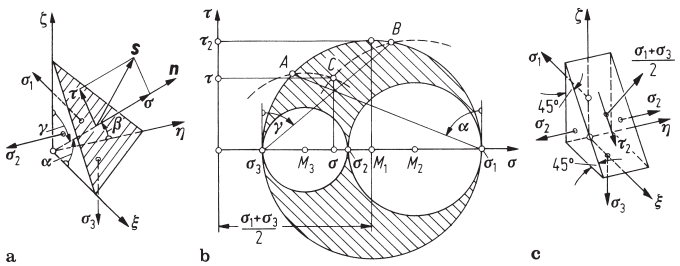


Bild 5a–c. Räumlicher Spannungszustand. **a** Spannungshauptachsen; **b** Mohrsche Spannungskreise; **c** Hauptschubspannung

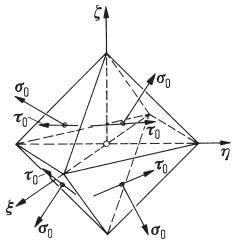


Bild 6. Oktaederspannungen

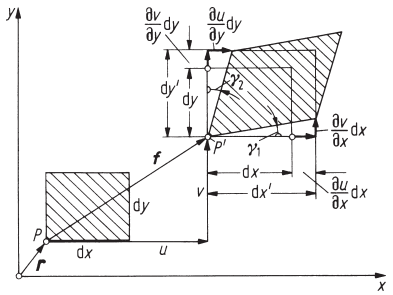


Bild 7. Verzerrungszustand

läßt sich der Verzerrungszustand mit dem Verzerrungstensor

$$\boldsymbol{V} = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_y & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_z \end{pmatrix}$$

beschreiben, für den ähnliche Eigenschaften und Berechnungsmethoden gelten wie für den Spannungstensor, Gl. (8). Für die Hauptdehnungen ε_1, ε_2, ε_3 ergibt sich aus

$$\begin{aligned} &(\varepsilon_x - \varepsilon_i)\, n_{ix} + \varepsilon_{xy}\, n_{iy} + \varepsilon_{xz}\, n_{iz} = 0, \\ &\varepsilon_{xy}\, n_{ix} + (\varepsilon_y - \varepsilon_i) n_{iy} + \varepsilon_{yz}\, n_{iz} = 0, \\ &\varepsilon_{xz}\, n_{ix} + \varepsilon_{yz}\, n_{iy} + (\varepsilon_z - \varepsilon_i)\, n_{iz} = 0 \end{aligned} \tag{14}$$

durch Nullsetzen der Koeffizientendeterminante die charakteristische Gleichung 3. Grades

$$\varepsilon_i^3 - J_4 \varepsilon_i^2 + J_5 \varepsilon_i - J_6 = 0, \tag{15}$$

wobei $J_4 = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$, $J_5 = \varepsilon_x\varepsilon_y + \varepsilon_y\varepsilon_z + \varepsilon_z\varepsilon_x - \varepsilon_{xy}^2 - \varepsilon_{yz}^2 - \varepsilon_{zx}^2$ und $J_6 = \varepsilon_x\varepsilon_y\varepsilon_z - \varepsilon_x\varepsilon_{yz}^2 - \varepsilon_y\varepsilon_{zx}^2 - \varepsilon_z\varepsilon_{xy}^2 + 2\varepsilon_{xy}\varepsilon_{yz}\varepsilon_{zx}$ wieder Invarianten sind. Hat man die ε_i aus Gl. (15) berechnet, so erhält man aus Gl. (14) (von denen wieder zwei linear abhängig sind) mit $n_{ix}^2 + n_{iy}^2 + n_{iz}^2 = 1$ die Komponenten n_{ix}, n_{iy}, n_{iz} $(i = 1, 2, 3)$ der drei Hauptdehnungsrichtungen, d. h. der Richtungen, für die es nur Dehnungen, aber keine Gleitungen gibt, und für die der Verformungstensor die Form

$$\boldsymbol{V} = \begin{pmatrix} \varepsilon_1 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_2 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 \end{pmatrix}$$

annimmt. Die Invarianten lauten

$$J_4 = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3, \quad J_5 = \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_1\varepsilon_3, \quad J_6 = \varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3.$$

Für den räumlichen und ebenen Fall lassen sich wie bei den Spannungen (Mohrsche) Verzerrungskreise für die Dehnungen und Gleitungen als Funktion der Winkel α, β, γ entwickeln. Für homogenes isotropes Material, das im folgenden stets vorausgesetzt wird, fallen Hauptspannungs- und Hauptdehnungsrichtungen zusammen, d. h., Spannungs- und Verformungstensor sind koaxial.

Unter *Volumendehnung* versteht man

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\mathrm{d}V' - \mathrm{d}V}{\mathrm{d}V} = \frac{\mathrm{d}x'\mathrm{d}y'\mathrm{d}z'}{\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z} - 1 \\ &= \frac{(1+\varepsilon_x)\,\mathrm{d}x(1+\varepsilon_y)\,\mathrm{d}y(1+\varepsilon_z)\,\mathrm{d}z}{\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z} - 1 \\ &= \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z + \varepsilon_x\varepsilon_y + \varepsilon_x\varepsilon_z + \varepsilon_y\varepsilon_z + \varepsilon_x\varepsilon_y\varepsilon_z \end{aligned}$$

bzw. bei Vernachlässigung der kleinen Größen höherer Ordnung

$$\varepsilon = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z. \tag{16}$$

1.1.3 Formänderungsarbeit. Strain energy

An einem Volumenelement $\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y\,\mathrm{d}z$ mit den Dehnungen $\varepsilon_x = \dfrac{\partial u}{\partial x}$ usw. verrichtet z. B. die Spannung σ_x die Arbeit

$$\mathrm{d}W = \int \sigma_x \mathrm{d}y\,\mathrm{d}z\,\mathrm{d}\left(\frac{\partial u}{\partial x}\mathrm{d}x\right) = \int_0^{\varepsilon_x} \sigma_x \mathrm{d}\varepsilon_x \mathrm{d}V.$$

Als Folge aller Normal- und Schubspannungen entsteht also nach Integration über den ganzen Körper die Formänderungsarbeit

$$\begin{aligned} W = \int_{(V)} \Bigg[&\int_0^{\varepsilon_x} \sigma_x \mathrm{d}\varepsilon_x + \int_0^{\varepsilon_y} \sigma_y \mathrm{d}\varepsilon_y + \int_0^{\varepsilon_z} \sigma_z \mathrm{d}\varepsilon_z + \int_0^{\gamma_{xy}} \tau_{xy} \mathrm{d}\gamma_{xy} \\ &+ \int_0^{\gamma_{xz}} \tau_{xz} \mathrm{d}\gamma_{xz} + \int_0^{\gamma_{yz}} \tau_{yz} \mathrm{d}\gamma_{yz} \Bigg] \mathrm{d}V. \end{aligned} \tag{17}$$

Für die Hauptachsen *1, 2, 3* ist

$$W = \int_{(V)} \left[\int_0^{\varepsilon_1} \sigma_1 \mathrm{d}\varepsilon_1 + \int_0^{\varepsilon_2} \sigma_2 \mathrm{d}\varepsilon_2 + \int_0^{\varepsilon_3} \sigma_3 \mathrm{d}\varepsilon_3 \right] \mathrm{d}V. \tag{18}$$

Im Fall Hookeschen Materials, d. h. bei Proportionalität zwischen Spannungen σ bzw. τ und Dehnungen ε bzw. Gleitungen γ, gilt

$$\begin{aligned} W = (1/2) \int_{(V)} &(\sigma_x\varepsilon_x + \sigma_y\varepsilon_y + \sigma_z\varepsilon_z \\ &+ \tau_{xy}\gamma_{xy} + \tau_{xz}\gamma_{xz} + \tau_{yz}\gamma_{yz})\,\mathrm{d}V \end{aligned} \tag{19}$$

bzw.

$$W = (1/2) \int_{(V)} (\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2 + \sigma_3\varepsilon_3)\,\mathrm{d}V. \tag{20}$$

1.2 Festigkeitsverhalten der Werkstoffe
Strength of materials

Erläuterungen zu den Werkstoffkenngrößen wie Proportionalitätsgrenze, Streck- oder Fließgrenze und Bruchgrenze, die der Spannungs-Dehnungs-Linie eines Werkstoffs entnehmbar sind, s. **E 2.2.**

Hookesches Gesetz. Für die Normalspannungen gilt im Proportionalitätsbereich der Spannungs-Dehnungs-Linie für einen einaxial gezogenen Stab (**Bild 8 a**) das Gesetz

$$\sigma = E\varepsilon. \tag{21}$$

Hierbei ist $\sigma = F/A_0$ die Spannung, $\varepsilon = \Delta l/l_0$ die Dehnung (Δl Verlängerung des Stabs) und E der Elastizitätsmodul. Bei Verlängerung erfährt der Stab eine Verringerung des Durchmessers um $\Delta d = d - d_0$. Dann ist $\varepsilon_q = \Delta d/d_0$ die Querdehnung. Zwischen der Längs- und Querdehnung besteht die Be-

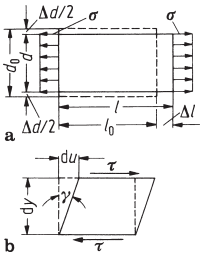


Bild 8a, b. Hookesches Gesetz. **a** für Dehnung; **b** für Gleitung

ziehung $\varepsilon_q = -\nu\varepsilon$, wobei ν die Querdehnungs- bzw. Poissonzahl nach (DIN 1304) ist ($\nu_{Stahl} = 0{,}30$). In der neueren Literatur wird der Reziprokwert $m = 1/\nu$ als Poissonsche Zahl bezeichnet.

Für die Schubspannungen lautet das äquivalente Hookesche Gesetz (**Bild 8b**)

$$\tau = G\gamma, \tag{22}$$

wobei $\gamma = \mathrm{d}u/\mathrm{d}y$ die Gleitung und G der Gleit-(Schub-)modul ist. Es besteht die Beziehung $G = E/[2(1+\nu)]$. Werte für E, G und ν (s. **Anh. E 3**), erweiterte Hookesche Gesetze für beliebige Spannungszustände s. **C 3.**

Sicherheit und zulässige Spannung bei ruhender Beanspruchung. Versagt eine Konstruktion aufgrund unzulässig großer Verformungen (bei Werkstoffen mit Streckgrenze), Bruch (bei sprödem Material) oder Instabilwerden (infolge Knickung, Kippung, Beulung) und tritt das Versagen bei einer Spannung $\sigma = K$ (K Werkstoffkennwert) ein, so ergibt sich die vorhandene Sicherheit bzw. die zulässige Spannung aus

$$S = \frac{K}{\sigma_{vorh}}, \quad \sigma_{zul} = \frac{K}{S}. \tag{23}$$

Gleichmäßige Spannungsverteilung. Sind die Spannungen gleichmäßig über den Querschnitt verteilt (**Bild 9a**), so ist bei zähen Werkstoffen $K = R_e$ und bei spröden $K = R_m$ bzw. σ_{dB} zu setzen. Als Sicherheit gegen Verformen wird $S_F = 1{,}2 \ldots 2{,}0$ gegen Bruch $S_B = 2{,}0 \ldots 4{,}0$ und gegen Instabilität $S_K = 1{,}5 \ldots 4{,}0$ angenommen.

Ungleichmäßige Spannungsverteilung. Bei *spröden Werkstoffen* und ungleichmäßig über den Querschnitt verteilten Spannungen (**Bild 9b**) ist im Fall von Biegung in Gl. (23) $K = \sigma_{bB}$ (Biegebruchfestigkeit) zu setzen ($\sigma_{bB} \approx 1{,}6 \ldots 2{,}0 R_m$). Im Fall der Torsionsbeanspruchung gilt $\tau_{zul} = K/S$ mit $K = 1{,}0 \ldots 1{,}1 R_m$. Bei zusammengesetzten Beanspruchungen ist K aus den Formeln für Vergleichsspannungen (s. **C 1.3**) zu ermitteln.

Bei *zähen Werkstoffen* kann im Fall von Biegung in Gl. (23) $K = R_e$ gesetzt werden; man sieht also in erster Näherung die Verformungen bereits als unzulässig an, wenn die Faser mit der größten Spannung zu fließen beginnt. Da jedoch alle anderen Fasern noch im elastischen Bereich liegen, wird die Außenfaser aufgrund der Stützwirkung der Innenfasern am ausgeprägten Fließen gehindert, d.h., es treten noch keine unzulässig großen Verformungen auf. Man läßt daher zur besseren Ausnutzung des Querschnitts eine weitere Ausbreitung der Fließspannungen über den Querschnitt zu, bis die Randfaser eine bleibende Dehnung von 0,2% erreicht hat (**Bild 9c**; Formdehngrenzenverfahren [6–10]).

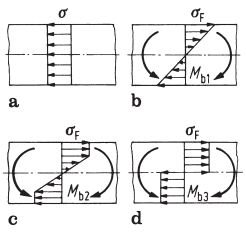


Bild 9a–d. Spannungsverteilung. **a** gleichmäßig; **b** ungleichmäßig; **c** teilplastisch; **d** vollplastisch

Erst bei Ausdehnung der Fließspannungen über den gesamten Querschnitt setzen wirklich unzulässig große Verformungen ein (**Bild 9d**). Zum Beispiel beträgt das gerade noch elastisch aufnehmbare Biegemoment nach **Bild 9b** bei Rechteckquerschnitt $M_{b1} = \sigma_F bh^2/6$, während das Tragmoment im vollplastischen Zustand nach **Bild 9b** $M_{b3} = \sigma_F bh^2/4$ ist, d.h. $M_{b3} = 1{,}5 \cdot M_{b1}$. In Wirklichkeit ist das übertragbare Moment bis zum Bruch infolge des Verfestigungsbereichs noch größer – allerdings bei unzulässig großen Verformungen. Das Verhältnis von $n_{vpl} = M_{b3}/M_{b1}$ wird vollplastische Stützziffer genannt und ist Grundlage des Traglastverfahrens im Stahlbau.

Nach dem *Formdehngrenzenverfahren* kann man in Gl. (23) den Wert $K = K^*_{0,2}$ setzen. Dabei ist der Formdehngrenzwert $K = K^*_{0,2}$ eine fiktive Ersatzspannung nach der Elastizitätstheorie, die (z.B. im Fall von Biegung) dasselbe Tragmoment liefert wie die wirklichen Spannungen bei einer bleibenden Dehnung der Randfaser von 0,2%. Hierbei wird das Ebenbleiben der Querschnitte auch im plastischen Bereich vorausgesetzt. Für den Rechteckquerschnitt folgt z.B. bei einer idealelastisch-plastischen Spannungs-Dehnungs-Linie nach **Bild 10a** mit $\sigma_F = 210\,\mathrm{N/mm^2}$, d.h. $\varepsilon_{el} = 210/210\,000 = 0{,}1\%$, bei $\varepsilon_{pl} = 0{,}2\%$ eine Gesamtdehnung $\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon_{pl} = 0{,}3\%$. Damit liegt die Dehnung der Fasern unterhalb der Höhe $h/6$ im elastischen, darüber im plastischen Bereich (**Bild 10b**), womit sich die Spannungsverteilung nach **Bild 10c** ergibt. Das Tragmoment ist

$$M^*_{b,el} = K^*_{0,2} bh^2/6; \quad M_{b,pl} = M_{b2} = \sigma_F \frac{bh}{3}\frac{2}{3}h + \sigma_F \frac{bh}{12}\frac{2}{9}h$$
$$= \sigma_F \frac{13}{9}\frac{bh^2}{6} = 1{,}44 \cdot \sigma_F \frac{bh^2}{6}.$$

Aus $M_{b,pl} = M^*_{b,el}$ folgt $K^*_{0,2} = 1{,}44 \cdot \sigma_F$. Die Formdehngrenzspannung $K^*_{0,2}$ ist von der Höhe der Fließgrenze und von der Form der Spannungs-Dehnungs-Linie abhängig. Das Dehngrenzenverhältnis $\delta_{0,2} = K^*_{0,2}/\sigma_F$ bzw. $\delta_{0,2} = K^*_{0,2}/R_{p0,2}$, auch Stützziffer $n_{0,2}$ [5] genannt, ist dagegen weitgehend von der Größe der Streck- bzw. Fließgrenze unabhängig und nur noch von der Form der Spannungs-Dehnungs-Linie abhängig. In **Tab. 1** sind die Stützziffern $\delta_{0,2}$ für verschiedene Querschnitte und für zwei typische Spannungs-Dehnungs-Linien angegeben (nach [9]). Für den Festigkeitswert K in Gl. (23) gilt dann $K = K^*_{0,2} = \delta_{0,2}\sigma_F = \delta_{0,2} R_{p0,2}$.

Sicherheit und zulässige Spannung bei dynamischer Beanspruchung s. **E 1.6.5.**

1.3 Festigkeitshypothesen und Vergleichsspannungen

Failure criteria, equivalent stresses

Bei mehrachsigen Spannungszuständen ist die Zurückführung auf eine einachsige Vergleichsspannung σ_v erforderlich, da Werkstoffkennwerte für mehrachsige Zustände i.allg. nicht vorliegen. Die folgenden Festigkeitshypothesen berücksichtigen die Art der Ursache des Versagens infolge unterschiedlichen Werkstoffverhaltens.

1.3.1 Normalspannungshypothese

Maximum principal stress criterion

Sie ist anzuwenden, wenn mit einem Trennbruch senkrecht zur Hauptzugspannung zu rechnen ist, d.h. bei spröden Werkstoffen (z.B. Grauguß, aber auch bei Schweißnähten), oder

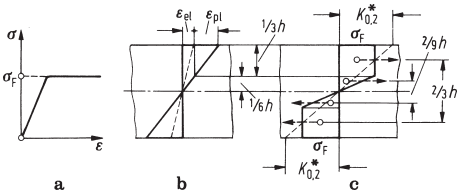


Bild 10a–c. Formdehngrenze. **a** Idealisiertes Spannungs-Dehnungs-Diagramm; **b** Dehnungen; **c** Spannungen

Tabelle 1. Dehngrenzenverhältnisse $\delta_{0,2}$

Konstruktionsteil	Querschnittsform	$\delta_{0,2}$ σ_F=300 N/mm²	$\delta_{0,2}$ $R_{p\,0,2}$=500 N/mm²
gerade Stäbe bei Biegung		1,40	1,30
		1,55	1,40
		1,75	1,55
	I	1,15	1,10
zylindrische Hohlstäbe bei Verdrehung	r_i/r_a		
	0	1,30	1,20
	0,4	1,25	1,17
	0,8	1,10	1,07
rotierende Scheibe mit Bohrung	r_i/r_a		
	0,2	2,00	1,70
	0,4	1,46	1,60
	0,6	1,26	1,35
	0,8	1,10	1,15
Hohlzylinder unter Innendruck	r_a/r_i		
	1,5	1,45	1,35
	2,0	1,80	1,55
	2,5	1,95	1,65
	3,0	2,05	1,75
gelochter Flachstab unter Zug/Druck	b/d		
	1,0	2,05	1,80
	2,0	2,25	2,00
	4,0	2,55	2,20
	9,0	2,70	2,35

wenn der Spannungszustand die Verformungsmöglichkeit des Werkstoffs einschränkt (z. B. bei dreiachsigem Zug oder stoßartiger Beanspruchung). Für den dreiachsigen (räumlichen) Spannungszustand gilt $\sigma_v = \sigma_1$ (Bestimmung von σ_1 nach **C 1.1.1**) und für den zweiachsigen (ebenen) Spannungszustand (s. **C 1.1.1**)

$$\sigma_v = \sigma_1 = 0{,}5[\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}].$$

1.3.2 Schubspannungshypothese

Maximum shear stress (Tresca) criterion

Führt Gleitbruch zum Versagen (z. B. bei statischer Zug- und Druckbeanspruchung verformbarer Werkstoffe und bei Druckbeanspruchung spröder Werkstoffe), so können nach Mohr dafür die Hauptschubspannungen als maßgebend angesehen werden. Die Vergleichsspannung σ_v ist dann für den dreiachsigen (räumlichen) Spannungszustand

$$\sigma_v = 2\tau_{max} = \sigma_3 - \sigma_1$$

(wobei $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$, s. **Bild 5b**; Bestimmung von σ_1 und σ_3 nach **C 1.1.1**).
Für den zweiachsigen (ebenen) Spannungszustand gilt

$$\sigma_v = 2\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}.$$

1.3.3 Gestaltänderungsenergiehypothese

Maximum shear strain energy criterion

Die GE-Hypothese, auch v. Mises-Hypothese genannt, vergleicht die zur Gestaltänderung (nicht Volumenänderung!) aufgrund von Gleitungen zu Beginn des Fließens erforderlichen Arbeiten beim mehrachsigen und einachsigen Spannungszustand und liefert daraus die Vergleichsspannung σ_v. Sie gilt für verformbare Werkstoffe, die bei Auftreten plastischer Deformation versagen, aber auch bei schwingender Beanspruchung mit Versagen durch Dauerbruch. Für den dreiachsigen (räumlichen) Spannungszustand gilt

$$\sigma_v = (1/\sqrt{2})\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$
$$= \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_x\sigma_z) + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

(Bestimmung von $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ gemäß **C 1.1.1**) und für den zweiachsigen (ebenen) Spannungszustand

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau^2}.$$

Erwähnt sei, daß die Hypothese auch durch Gleichsetzen der Oktaederschubspannungen (s. **C 1.1.1**) herleitbar ist.

1.3.4 Erweiterte Schubspannungshypothese

Mohr's criterion

Sie geht nach Mohr von verschiedenen gemessenen Grenzspannungszuständen aus. Die Einhüllende der zugehörigen Mohrschen Spannungskreise ist dann die Grenzfestigkeitskurve $\tau = f(\sigma)$ und stellt eine umfassende Werkstoffcharakteristik dar. Da meist nicht genügend Werkstoffkennwerte (besonders für räumliche Spannungszustände) vorliegen, ersetzt man die Einhüllende durch drei Geraden (**Bild 11**).

1.3.5 Anstrengungsverhältnis nach Bach

Bach's correction factor

Da σ und τ häufig verschiedenen Belastungsfällen (s. **E 1.1**) unterliegen, wird τ auf den Belastungsfall von σ umgerechnet. Dazu wird τ durch $\alpha_0\tau$ ersetzt. Das Anstrengungsverhältnis ist $\alpha_0 = \sigma_{Grenz}/(\varphi\tau_{Grenz})$. Der Faktor φ ergibt sich für die jeweilige Festigkeitshypothese, wenn $\sigma = 0$ gesetzt wird, d. h. aus

$\sigma_v = \tau$	zu $\varphi = 1$	für die Normalspannungshypothese,
$\sigma_v = 2\tau$	zu $\varphi = 2$	für die Schubspannungshypothese,
$\sigma_v = \sqrt{3}\tau$	zu $\varphi = 1,73$	für die GE-Hypothese

Für den wichtigen Beanspruchungsfall der gleichzeitigen Biegung und Torsion eines Stabs folgt für das Anstrengungsverhältnis aus den Grenzspannungen des Werkstoffs Stahl angenähert

bei Biegung wechselnd, Torsion ruhend	$\alpha_0 \approx 0{,}7$,
bei Biegung wechselnd, Torsion wechselnd	$\alpha_0 = 1{,}0$,
bei Biegung ruhend, Torsion wechselnd	$\alpha_0 \approx 1{,}5$,

während die Vergleichsspannungen die Form

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_v &= 0{,}5[\sigma_b + \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0\tau_t)^2}] && \text{(Normalspannungs-hypothese),}\\
\sigma_v &= \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0\tau_t)^2} && \text{(Schubspannungs-hypothese),}\\
\sigma_v &= \sqrt{\sigma_b^2 + 3(\alpha_0\tau_t)^2} && \text{(GE-Hypothese)}
\end{aligned}\right\} \quad (24)$$

annehmen.

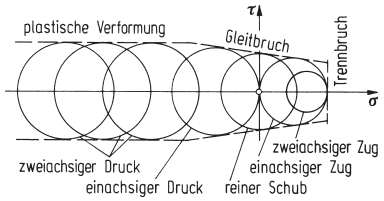


Bild 11. Grenzfestigkeit nach Mohr

C

2 Beanspruchung stabförmiger Bauteile. Stresses in bars and beams

2.1 Zug- und Druckbeanspruchung
Tension and compression

2.1.1 Stäbe mit konstantem Querschnitt und konstanter Längskraft. Uniform bars under constant axial load

Im Bereich konstanter Längs- oder Normalkraft $F_N = F$ gilt für Spannung, Dehnung und Verschiebung (**Bild 1a**) $\sigma = F_N/A$; $\varepsilon = du/dx = \Delta l/l = \sigma/E$; $u(x) = (\sigma/E)x$ $u(l) = \Delta l = \varepsilon l = (\sigma/E)l$. Das Hookesche Gesetz wird hier und im folgenden immer als gültig vorausgesetzt. Nach **C 1.1.3** ist die Formänderungsarbeit

$$W = (1/2)\int \sigma\varepsilon\,dV = \sigma^2 Al/(2E) = F_N^2 l/(2EA).$$

Diese Gleichungen gelten für Zug- und Druckkräfte. Bei Druckkräften ist der Nachweis gegen Knicken zusätzlich erforderlich (s. **C 7**).

2.1.2 Stäbe mit veränderlicher Längskraft
Bars with variable axial loads

Veränderliche Längskraft F_N tritt z. B. infolge Eigengewicht (Dichte ϱ) auf (**Bild 1a**). Für Querschnitt $A = \text{const}$ folgt

$$F_N(x) = \varrho g V = \varrho g A(l-x), \quad \sigma(x) = \varrho g(l-x),$$
$$u(x) = \int du = \int \varepsilon(x)dx = \int \left(\frac{1}{E}\right)\varrho g(l-x)dx$$
$$= \left(\frac{\varrho g}{E}\right)(lx - x^2/2) + C;$$

$C = 0$ aus $u(x=0)$, d. h. $\Delta l = u(l) = \varrho g l^2/(2E)$;
Formänderungsarbeit

$$W = \frac{1}{2}\int \sigma\varepsilon\,dV = \frac{1}{2}\int_{x=0}^{l} \frac{\sigma^2}{E} A\,dx = \frac{F_G^2 l}{6EA}.$$

2.1.3 Stäbe mit veränderlichem Querschnitt
Bars of variable cross section

Die Längskraft $F_N = F$ sei konstant (**Bild 1b**).

$$\sigma(x) = F/A(x), \quad u(x) = \int \varepsilon(x)dx = \int \frac{F}{EA(x)}dx;$$
$$W = \frac{1}{2}\int \sigma\varepsilon\,dV = \frac{1}{2}\int_{x=0}^{l} \frac{F^2}{EA(x)}dx.$$

2.1.4 Stäbe mit Kerben. Bars with notches

Hier gelten zunächst die prinzipiellen Ausführungen über Gestaltfestigkeit und Kerbwirkung (s. **E 1.5**). Nennspannung $\sigma_n = F/A_n$, max. Spannung $\sigma_{max} = \alpha_k\sigma_n$ (Werte α_k s. VDI 2226, **Bilder 7** bis **12**). Bei dynamischer Belastung ist die wirksame Spannung $\sigma_{max,wirks.} = \beta_k\sigma_n$. (Werte β_k oder Berechnung mit bezogenem Spannungsgefälle s. **E 1.5.2.**)

2.1.5 Stäbe unter Temperatureinfluß
Bars with variation of temperature

Das Hookesche Gesetz nimmt die Form $\varepsilon(x) = \sigma(x)/E + \alpha_t\Delta t$ an. Hieraus $u(x) = \int \varepsilon(x)dx$ bzw. für $\sigma = \text{const}$: $u(l) = \Delta l = (\sigma/E + \alpha_t\Delta t)l$; α_t Temperaturausdehnungskoeffizient: (Stahl $1{,}2\cdot10^{-5}$, Gußeisen $1{,}05\cdot10^{-5}$, Aluminium $2{,}4\cdot10^{-5}$, Kupfer $1{,}65\cdot10^{-5}\,K^{-1}$). Wird die Längsausdehnung behindert (z. B. bei Einspannung zwischen starren Wänden, Festhalten durch den Unterbau einer unendlich langen Eisenbahnschiene), so ergibt sich aus $u(l) = 0$ die zugehörige Spannung. Ist $A = \text{const}$ und damit auch $\sigma = \text{const}$ längs des Stabs, so folgt aus $\Delta l = 0$ die Wärmespannung $\sigma = -E\alpha_t\Delta t$. Zum Beispiel wird die Fließgrenze für St 37 mit $\sigma_F = 240\,N/mm^2$, $E = 2{,}1\cdot10^5\,N/mm^2$ und $\alpha_t = 1{,}2\cdot10^{-5}\,K^{-1}$ erreicht bei $\Delta t = \sigma_F/(E\alpha_t) = 95{,}2\,K$.

2.2 Abscherbeanspruchung
Transverse shear stresses

Scherbeanspruchung entsteht aufgrund zweier gleich großer, wenig gegeneinander versetzter Kräfte in Bolzen, Stiften, Schrauben, Nieten, Schweißnähten usw. (**Bild 2a–d**). Dabei sind im Fall von Preßpassungen bei Niet-, Stift- und sonstigen Verbindungen die im Niet, Stift usw. auftretenden Biegemomente vernachlässigbar klein, da das umgebende Material die Krümmung der Verbindungselemente verhindert. Es stellt sich ein schwer berechenbarer räumlicher Spannungszustand ein. Bei Bolzen oder Schrauben, die mit Spiel eingebaut werden, ist ein zusätzlicher Nachweis auf Biegung erforderlich. Der Nachweis auf Abscheren erfolgt unter Annahme einer gleichmäßigen Verteilung der Schubspannungen (die bei Erreichen des vollplastischen Zustands bei zähen Werkstoffen auch vorhanden ist; **Bild 2e**):

$$\tau_a = F/(nmA)$$

$n = 1, 2, 3\ldots$ ein-, zwei- oder mehrschnittige Verbindung, $m = 1, 2, 3\ldots$ Anzahl der Niete, Schrauben usw. Die zulässige Scherspannung ist im Maschinenbau für zähe Werkstoffe $\tau_{a,zul} = \sigma_S/\sqrt{3}S$ mit $S \approx 1{,}5$ bei statischer, $S \approx 2{,}0$ bei schwellender und wechselnder Beanspruchung.

2.3 Flächenpressung und Lochleibung
Contact stresses and bearing pressure

Zwei gegeneinander gedrückte und einander flächenhaft berührende Teile stehen unter Flächenpressung (punktförmige Berührung s. **C 4**).

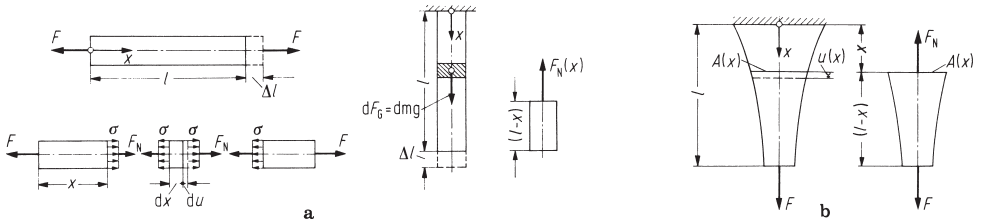


Bild 1a, b. Stab mit **a** konstantem Querschnitt; **b** veränderlichem Querschnitt

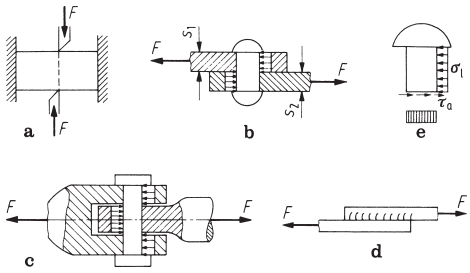


Bild 2a–e. Abscherbeanspruchungen

2.3.1 Ebene Flächen. Plane surfaces

Die Verteilung der Pressung hängt von der Steifigkeit der einander berührenden Körper ab. Näherungsweise wird mit dem Mittelwert (**Bild 3a**)

$$\sigma_p = F_n/A \quad \text{bzw.} \quad \sigma_p = F_n/A_{proj}$$

gerechnet. A_{proj} ist die auf die Senkrechte zur Kraftrichtung projizierte Fläche. So gilt für den Keil nach **Bild 3a**

$$\sigma_{p1} = F_1/A_1 = F_1/(A/\sin\alpha)$$

und wegen $F_1/F_n = \sin\beta/\sin(\alpha+\beta)$ somit

$$\sigma_{p1} = F_n \sin\alpha \sin\beta/[A\sin(\alpha+\beta)] = F_n/[A(\cot\alpha+\cot\beta)]$$
$$= F_n/(A_{1proj}+A_{2proj}) = F_n/A_{proj};$$

entsprechend gilt auch $\sigma_{p2} = F_2/A_2 = F_n/A_{proj}$.
Die zulässige Flächenpressung ist stark vom Belastungsfall (statisch, schwellend, wechselnd) abhängig. Maßgebend ist die Festigkeit des schwächeren Teils. Anhaltswerte für $\sigma_{p,zul}$: für zähe Werkstoffe $\sigma_{p,zul} \approx \sigma_{dF}/1{,}2$ bei ruhender und $\sigma_{p,zul} \approx \sigma_{dF}/2{,}0$ bei schwellender Beanspruchung, für spröde Werkstoffe $\sigma_{p,zul} \approx \sigma_{dB}/2{,}0$ bei ruhender und $\sigma_{p,zul} \approx \sigma_{dB}/3{,}0$ bei schwellender Beanspruchung. Im übrigen ist $\sigma_{p,zul}$ von Betriebsbedingungen wie Gleitgeschwindigkeit und Temperatur abhängig (s. **G 1.5.2**).

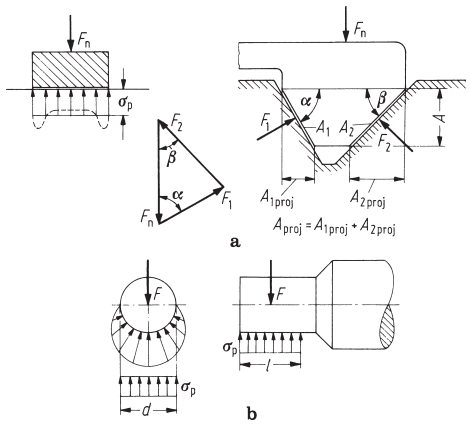


Bild 3a, b. Flächenpressung. **a** Ebene Flächen; **b** Wellenzapfen

2.3.2 Gewölbte Flächen. Curved surfaces

Wellenzapfen. Die über den Umfang veränderliche Pressung wird rechnerisch ersetzt durch die mittlere Pressung auf die Projektionsfläche (**Bild 3b**):

$$\sigma_p = F/A_{proj} = F/(dl)$$

$\sigma_{p,zul}$ je nach Betriebsbedingungen (z. B. 2 bis 30 N/mm^2 für große Diesel- bzw. kleine Otto-Motoren, vgl. **G 5**).
Bolzen, Stifte, Niete, Schrauben. Flächenpressung wird bei Nieten und Schrauben auch als Lochleibung bezeichnet. Es gilt (**Bild 2b, c, e**), wiederum bezogen auf die Projektionsfläche,

$$\sigma_p = \sigma_l = F/A = F/(ds)$$

F auf die Übertragungsfläche A entfallender Kraftanteil, s Dicke des Materials. Im Maschinenbau $\sigma_{p,zul}$ wie bei ebenen Flächen.

2.4 Biegebeanspruchung. Bending

2.4.1 Schnittlasten: Normalkraft, Querkraft, Biegemoment. Axial force, shear force, bending moment

Stabförmige Körper, wie Balken oder Träger mit gerader, gekrümmter oder abgewinkelter Achse, die von Auflagerreaktionen im Gleichgewicht gehalten werden (s. **B 1.6**), tragen die äußere Belastungen (Einzelkräfte, Streckenlasten, Einzelmomente) durch innere Normal- und Schubspannungen zu den Auflagern hin ab (in **Bild 4a, b** für den ebenen Fall). Die Resultierenden dieser Spannungen ergeben in der Ebene die drei Schnittlasten M_b, F_Q, F_N, d. h. ein Biegemoment, dessen Momentenvektor in $\bar{y}$-Richtung gerichtet ist, eine Querkraft senkrecht und eine Normal- oder Längskraft tangential zur Balkenachse. Querkräfte und Biegemomente sind positiv,

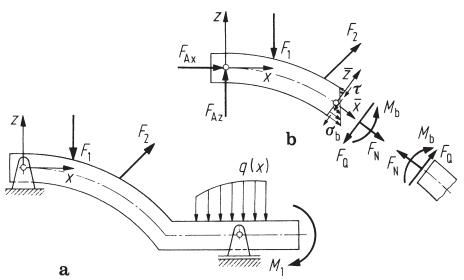


Bild 4a, b. Schnittlasten

wenn am linken Schnittufer ihre Vektoren entgegengesetzt zu den positiven Koordinatenrichtungen $\bar{y}$ und $\bar{z}$ gerichtet sind; Normalkraft (und Torsionsmoment), wenn ihre Vektoren in positiver Koordinatenrichtung $\bar{x}$ gerichtet sind. Nach dem Newtonsches Axiom von „actio = reactio“ sind die positiven Schnittlasten am rechten Schnittufer entgegengesetzt zu denen am linken Schnittufer anzusetzen (**Bild 4b**).
In der Ebene werden die drei Schnittlasten aus den drei Gleichgewichtsbedingungen am freigemachten Teilträger berechnet:

$$\sum F_{i\bar{x}} = 0, \quad \sum F_{i\bar{z}} = 0, \quad \sum M_i = 0. \tag{1}$$

In der Regel wird hierbei $\sum M_i = 0$ bezüglich der Schnittstelle gebildet, damit die Unbekannten F_Q und F_N nicht in diese Gleichung eingehen. Im Raum stehen sechs Gleichgewichtsbedingungen für sechs Schnittlasten zur Verfügung (s. **C 2.4.4**). Voraussetzung für die einfache Berechnung ist die statische Bestimmtheit der Systeme (s. **B 1.7**).

2.4.2 Schnittlasten am geraden Träger in der Ebene
Forces and moments in straight beams

Zunächst werden am Gesamtträger (**Bild 5a**) aus den drei Gleichgewichtsbedingungen die Auflagerreaktionen F_{Ax}, F_{Az} und F_B bestimmt und anschließend aus den Gln. (1) die Schnittlasten berechnet (Standardfälle s. **Tab. 1**).

Träger mit Einzellasten (Bild 5a–e). Zur Berechnung der Schnittlasten ist eine Einteilung des Trägers in Abschnitte erforderlich, da an den Kraftangriffspunkten Querkräfte, Längskräfte und Biegemomente Unstetigkeiten aufweisen. Schnitte in jedem Abschnitt liefern die entsprechenden Schnittlasten; z. B. gilt für Abschnitt *III* gemäß **Bild 5b**

$$\begin{aligned}
&\sum F_{ix} = 0, \quad F_N(x) = -F_{Ax} - F_{1x};\\
&\sum F_{iz} = 0, \quad F_Q(x) = F_{Az} - F_{1z} - F_{2z};\\
&\sum M_i = 0, \quad M_b(x) = F_{Az}(x - a_1) - F_{1z}x - F_{2z}(x - a_2).
\end{aligned}$$

Die Normal- und Querkräfte sind abschnittsweise konstant, die Biegemomente lineare Funktionen von x, d. h. Geraden. Die graphische Darstellung der Schnittlasten ergibt die Normalkraft-, die Querkraft- und die Biegemomentenlinie (**Bild 5c–e**). Aus der ersten Ableitung von $M_b(x)$ folgt

$$\mathrm{d}M_b/\mathrm{d}x = M_b'(x) = F_{Az} - F_{1z} - F_{2z} = F_Q. \tag{2}$$

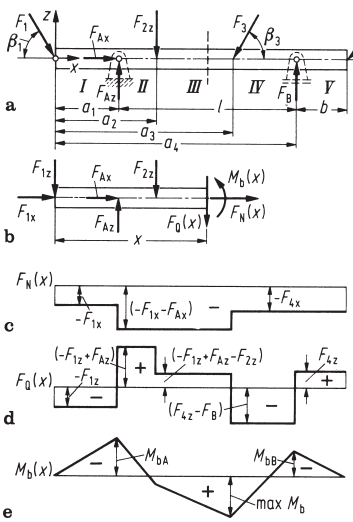


Bild 5a–e. Träger mit Einzelkräften, Schnittlasten

Dieses Ergebnis gilt allgemein, d. h., die erste Ableitung des Biegemoments ist gleich der Querkraft. Da eine Funktion dort, wo ihre erste Ableitung null wird, Extrema hat, liegen die Extremwerte der Biegemomente an den Nullstellen der Querkraftlinie. Da bei Belastung durch Einzellasten die Biegemomentenlinie aus Geradenstücken besteht, genügt es, die Werte $M_b(x = a_1)$, $M_b(x = a_2)$ usw. zu berechnen und sie durch Geraden miteinander zu verbinden.

Beispiel: Für die Kettenradwelle (**Bild 6a**) ist die Querkraft- und Momentenlinie zu ermitteln. – Aus $\sum M_{iB} = 0$ folgt zunächst $F_{Az} = 17250\,\mathrm{N}$ und aus $\sum M_{iA} = 0$ die Auflagerkraft $F_B = 27750\,\mathrm{N}$. Ein Schnitt im Bereich *II* (**Bild 6b**) liefert aus $\sum F_{iz} = 0 = F_{Az} - F_1 - F_Q$ die Querkraft $F_Q = -12750\,\mathrm{N}$. Durch entsprechende Schnitte folgt im Bereich *I* der Wert $F_Q = 17250\,N$ und im Bereich *III* der Wert $F_Q = -27750\,\mathrm{N}$. Querkraftlinie $F_Q(x)$ („Treppenkurve“) s. **Bild 6c**. Biegemomente an den Stellen *1* und *2* erhält man durch Schnitt in diesen Stellen aus $\sum M_{i1} = 0 = -F_{Az} \cdot 0{,}5\,\mathrm{m} + M_{b1}$ zu $M_{b1} = 8625\,\mathrm{Nm}$ und aus $\sum M_{i2} = 0 = -F_{Az} \cdot 0{,}85\,\mathrm{m} + F_1 \cdot 0{,}35\,\mathrm{m} + M_{b2}$ zu $M_{b2} = 4162{,}5\,\mathrm{Nm}$. Die geradlinigen Verbindungen dieser Werte untereinander und mit den Nullstellen an den Auflagern ergeben die Biegemomentenlinie $M_b(x)$ (**Bild 6d**).

Träger mit Einzelmomenten. Für einen Träger, der mit einem Einzelmoment M (s. **Tab. 1**, Fall Nr. 9) belastet ist, hat die Biegemomentenlinie wegen $M_b'(x) = F_Q(x) = \mathrm{const}$ überall denselben Anstieg. Sie springt aber am Angriffspunkt des Moments M um dessen Betrag.

Träger mit Streckenlasten (Bild 7). Wie beim Träger mit Einzellasten ist – abgesehen vom Einfeldträger mit durchgehender Streckenlast – die Einteilung in Abschnitte erforder-

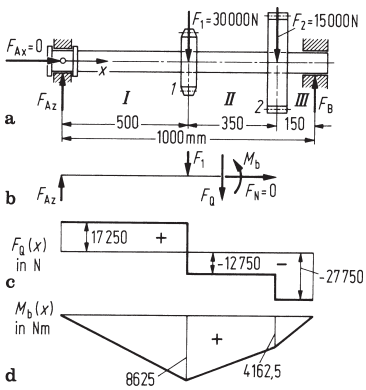


Bild 6a–d. Kettenradwelle, Schnittlasten

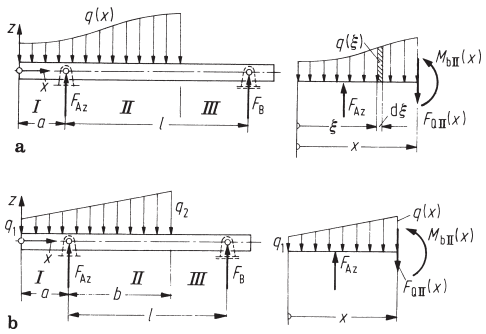
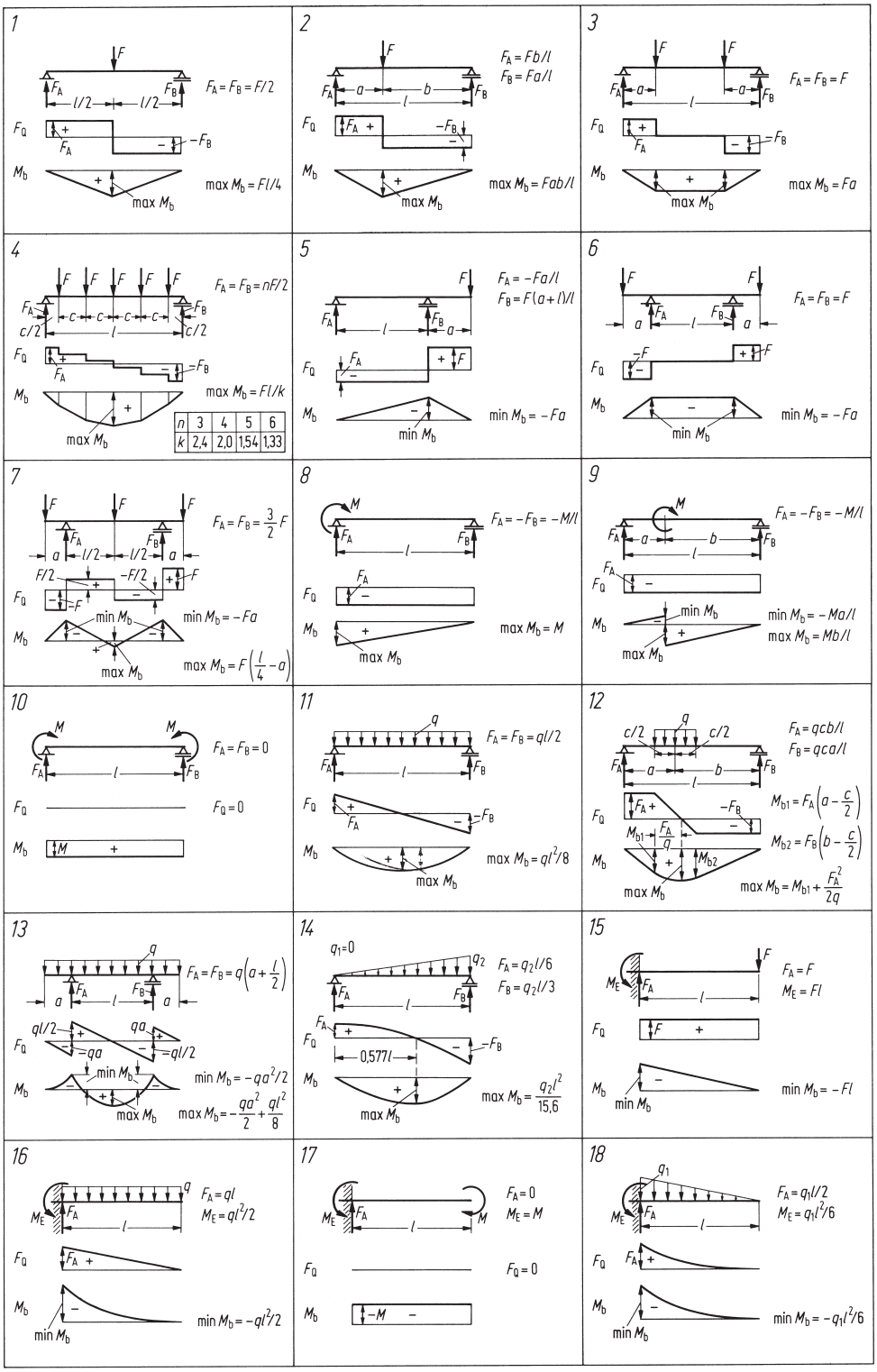


Bild 7a, b. Träger mit Streckenlasten. **a** beliebig; **b** linear

C

Tabelle 1. Biegemomenten- und Querkraftlinien für Standardfälle



lich. Legt man in jedem Abschnitt einen Schnitt, so folgt z. B. für Abschnitt *II* (**Bild 7a**) aus

$$\sum F_{iz} = 0 = -\int_0^x q(\xi)\mathrm{d}\xi + F_{Az} - F_{QII}(x)$$
$$F_{QII}(x) = F_{Az} - f(x) \tag{3}$$

und hieraus wegen $M_b'(x) = F_Q(x)$

$$M_{bII}(x) = \int F_{QII}(x)\mathrm{d}x = F_{Az}x - \int f(x)\mathrm{d}x + C. \tag{4}$$

Die Konstante C folgt aus $M_{bII}(x=a) = M_{bA}$, wobei M_{bA} aus Berechnung des Abschnitts *I* bekannt ist. Das Biegemoment ist gleich dem Inhalt der Querkraftfläche zuzüglich dem Anfangswert M_{bA}. Aus Gl. (3) folgt durch Differentiation und anschließende Integration

$$\begin{aligned} \mathrm{d}F_Q/\mathrm{d}x = F_Q'(x) &= M_b''(x) = -q(x), \\ F_Q(x) &= M_b'(x) = -\int q(x)\mathrm{d}x = f(x) + C_1, \\ M_b(x) &= \int F_Q(x)\mathrm{d}x = g(x) + C_1 x + C_2. \end{aligned} \tag{5}$$

Gleichung (5) erlaubt anstelle der Gln. (3) und (4) die Querkraft $F_Q(x)$ und das Biegemoment $M_b(x)$ zu berechnen. Die Konstanten C_1 und C_2 folgen aus

$$F_{QII}(x=a) = F_{QI}(x=a) + F_{Az} \quad \text{und}$$
$$M_{bII}(x=a) = M_{bI}(x=a),$$

wobei $F_{QI}(x=a)$ und $M_{bI}(x=a)$ aus der Berechnung des Abschnitts *I* bekannt sind. Sind die Streckenlasten konstante oder linear steigende Geraden (**Bild 7b**), so gilt z. B. für Abschnitt *II*

$$q(x) = q_1 + \frac{q_2 - q_1}{(a+b)}x, \quad F_{QII}(x) = F_{Az} - q_1 x - \frac{q_2 - q_1 x^2}{(a+b)\,2},$$
$$M_{bII}(x) = F_{Az}(x-a) - q_1\frac{x^2}{2} - \frac{q_2 - q_1 x^3}{(a+b)\,6}.$$

Bei linear zunehmender bzw. konstanter Streckenlast sind die Biegemomentenlinien Parabeln 3. bzw. 2. Grades (s. **Tab. 1**).

Beliebig belastete gerade Träger (Bild 8). Zunächst werden aus den drei Gleichgewichtsbedingungen $\sum F_{ix} = 0$, $\sum M_{iB} = 0$, $\sum M_{iA} = 0$ die Auflagerkräfte zu $F_{Ax} = -3{,}5\,\mathrm{kN}$, $F_{Az} = 3{,}68\,\mathrm{kN}$ und $F_B = 2{,}17\,\mathrm{kN}$ ermittelt. Die Querkräfte werden zweckmäßig unmittelbar links und rechts einer Abschnittsgrenze, die Biegemomente für die Abschnittsgrenze selbst berechnet. Zum Beispiel gilt für einen Schnitt durch Abschnitt *II* an der linken Bereichsgrenze, d. h. rechts vom Auflager *A*,

$$\sum F_{ix} = 0, \quad F_{NAr} = -F_{Ax} = +3{,}5\,\mathrm{kN};$$
$$\sum F_{iz} = 0, \quad F_{QAr} = F_{Az} - F_1 = 1{,}68\,\mathrm{kN};$$
$$\sum M_i = 0, \quad M_{bA} = -F_1 a = -2{,}0\,\mathrm{kNm}.$$

Für die rechte Bereichsgrenze von Abschnitt *II* folgt entsprechend

$$\sum F_{ix} = 0 = F_{Ax} + F_{NII} \qquad F_{NII} = +3{,}5\,\mathrm{kN};$$
$$\sum F_{iz} = 0 = -F_1 + F_{Az} - qb - F_{QII} \qquad F_{QII} = -1{,}32\,\mathrm{kN};$$
$$\sum M_i = 0 = F_1(a+b) - F_{Az}b + qb^2/2 + M_{b1}$$
$$M_{b1} = -1{,}64\,\mathrm{kN\,m}.$$

Die Querkraftnullstelle im Bereich *II* folgt aus $F_Q(x) = 0$ zu $x_0 = 2{,}12\,\mathrm{m}$ mit dem Moment $M_b(x_0) = -1{,}06\,\mathrm{kN\,m}$. Nach Ermittlung der Schnittlasten für die anderen Bereiche ergeben sich die in **Bild 8** dargestellten Schnittlastlinien.

Graphische Ermittlung der Biegemomente. Nach Ersatz der Streckenlasten (**Bild 9a, b**) durch Einzellasten $F_E = qc$ wird das Poleck (Kräftemaßstab 1 cm ≙ $\varkappa$ kN, Längenmaßstab 1 cm ≙ λ cm) gezeichnet. Übertragen der Polstrahlen in den Lageplan (Seileck) und Zeichnen der Schlußlinie nach **B 1.6.1** in Lage- und Polplan liefert die Auflagerkräfte F_A und F_B. Für die Schnittstelle x sind die Kräfte F_A und F_1 durch die Kräfte F_S und F_{S2} des Polplans zu ersetzen, die sich in horizontale und vertikale Komponenten zerlegen lassen (**Bild 9b**). Das Biegemoment ist dann $M_b(x) = F_H m(x)$, wobei $F_H = \text{const}$ gemäß Polplan ist; die Werte $m(x)$ repräsentieren also die Momentenfläche. Werden F_H und $m(x)$ in cm abgelesen, so gilt

$$M_b(x) = \varkappa\lambda F_H m(x) \quad \text{in kN cm}. \tag{6}$$

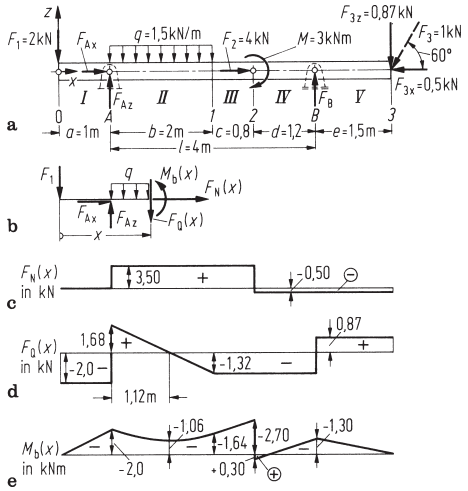


Bild 8a–e. Beliebig belasteter Träger, Schnittlasten

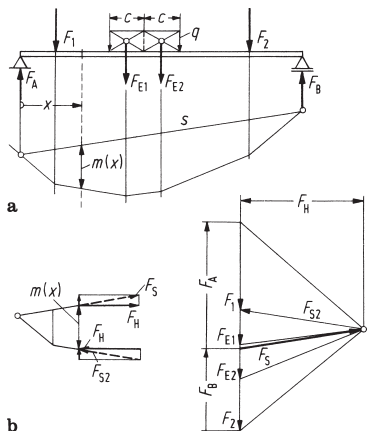


Bild 9a, b. Biegemomentenlinie, graphische Ermittlung

2.4.3 Schnittlasten an abgewinkelten und gekrümmten ebenen Trägern. Forces and moments in plane curved beams

Abgewinkelte ebene Träger. Als Beispiel werde die Hängekonstruktion einer Laufkatze nach **Bild 10a** betrachtet. Das System wird in einzelne gerade Abschnitte (aus Symmetriegründen genügt die Betrachtung einer Hälfte) eingeteilt, und im mitlaufenden Koordinatensystem $\bar{x}$, $\bar{y}$, $\bar{z}$ werden aus $\sum F_{i\bar{x}} = 0$, $\sum F_{i\bar{z}} = 0$ und $\sum M_i = 0$ die Schnittlasten ermittelt. So folgt z. B. für Abschnitt *II* (**Bild 10b**) aus

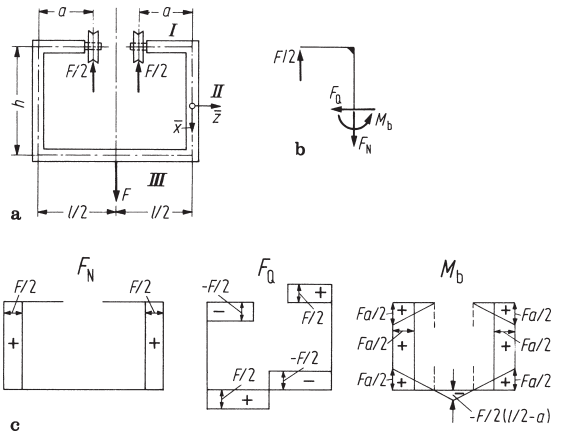


Bild 10 a–c. Hängekonstruktion, Schnittlasten

$\sum F_{i\bar{x}} = 0 = F_N - F/2$: $F_N = F/2$, aus $\sum F_{i\bar{z}} = 0 = -F_Q$: $F_Q = 0$ und aus $\sum M_i = 0 = -(F/2)a + M_b$: $M_b = Fa/2$. Vollständige Ergebnisse s. **Bild 10 c**.

Gekrümmte ebene Träger. Beim geschlitzten Kreisringträger (Kolbenring) unter konstanter Radialbelastung q (**Bild 11 a**) liefert ein Schnitt unter dem Winkel φ im mitlaufenden Koordinatensystem $\bar{x}, \bar{y}, \bar{z}$ gemäß **Bild 11 b**.

$$\sum F_{i\bar{x}} = 0 = \int_0^{\varphi} qr \sin(\varphi - \psi)\,d\psi + F_N(\varphi),$$

$$F_N(\varphi) = -qr(1 - \cos\varphi);$$

$$\sum F_{i\bar{z}} = 0 = -\int_0^{\varphi} qr \cos(\varphi - \psi)\,d\psi - F_Q(\varphi),$$

$$F_Q(\varphi) = -qr \sin\varphi;$$

$$\sum M_i = 0 = \int_0^{\varphi} qr^2 \sin(\varphi - \psi)\,d\psi + M_b(\varphi),$$

$$M_b(\varphi) = -qr^2(1 - \cos\varphi).$$

Graphische Darstellung der Schnittlasten s. **Bild 11 c**.

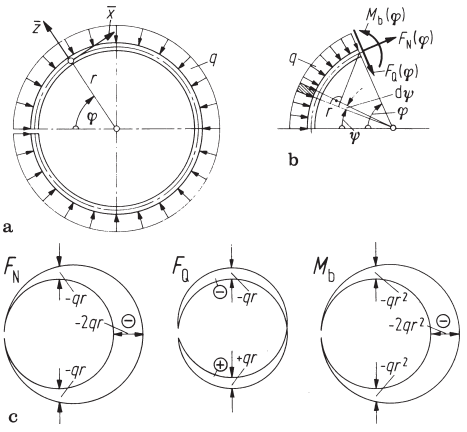


Bild 11 a–c. Kolbenring, Schnittlasten

2.4.4 Schnittlasten an räumlichen Trägern

Forces and moments at beams of space

Bei statischer Bestimmtheit stehen im Raum sechs Gleichgewichtsbedingungen zur Verfügung. Daraus ergeben sich die sechs Schnittlasten F_N, F_{Qy}, F_{Qz}, M_{by}, M_{bz}, M_t. Beim räumlichen Kragträger nach **Bild 12 a, b** folgt z. B. für Bereich *III* aus

$$\sum F_{ix} = 0 \;\; F_N = 0; \qquad \sum F_{iy} = 0 \;\; F_{Qy} = 0;$$
$$\sum F_{iz} = 0 \;\; F_{Qz} = F; \qquad \sum M_{ix} = 0 \;\; M_t = -Fa;$$
$$\sum M_{iy} = 0 \;\; M_{by} = -F(l - x); \qquad \sum M_{iz} = 0 \;\; M_{bz} = 0.$$

Die Schnittlasten verlaufen ähnlich wie in **Bild 10 c**.

2.4.5 Biegespannungen in geraden Balken

Bending stresses in straight beams

Einfache Biegung. Hierunter versteht man die Wirkung aller Lasten parallel zu einer Querschnittsachse, die gleichzeitig Hauptachse – s. Gl. (17) – ist. Handelt es sich um die z-Achse, so gibt es infolge der Lasten in z-Richtung nur Biegemomente M_{by} (**Bild 13 a**). Unter den Voraussetzungen, daß die Lastebene durch den Schubmittelpunkt M geht (s. **C 2.4.6**), das Hookesche Gesetz $\sigma = E\varepsilon$ gilt und die Querschnitte eben bleiben, d. h. die Verwölbungen der Querschnitte infolge der Schubspannungen vernachlässigbar klein sind (Bernoullische Hypothese), folgt

$$\sigma = E\varepsilon = mz \tag{7}$$

und damit aus den Gleichgewichtsbedingungen

$$\sum F_{ix} = 0 = \int \sigma\,dA = \int mz\,dA, \quad \int z\,dA = 0,$$

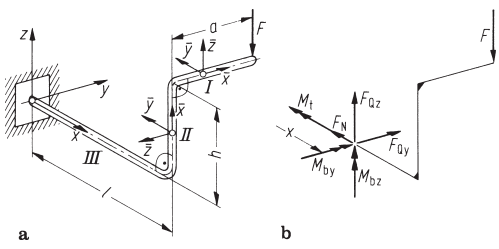


Bild 12 a, b. Räumliche Schnittlasten

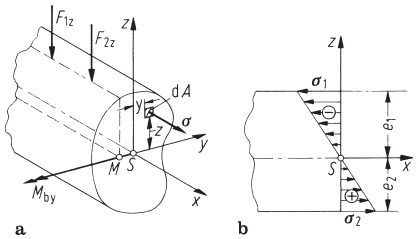


Bild 13a, b. Biegespannungen

d. h., die Spannungsnullinie geht durch den Schwerpunkt, und

$$\sum M_{iz} = 0 = \int \sigma y \, dA = \int myz \, dA, \quad \int yz \, dA = I_{yz} = 0,$$

d. h., das biaxiale Flächenmoment I_{yz} muß Null, bzw. y und z müssen Hauptachsen sein.
Ferner gilt

$$M_{by} = M_b = -\int \sigma z \, dA = -\int mz^2 dA$$
$$= -m \int z^2 dA = -mI_y;$$

I_y axiales Flächenmoment 2. Grades. Mit $m = -M_b/I_y$ folgt aus Gl. (7)

$$\sigma = -(M_b/I_y)z. \tag{8}$$

Die Biegespannungen nehmen also linear mit dem Abstand von der Nullinie zu. Die Extremalspannungen ergeben sich für $z = e_1$ und $z = -e_2$ (**Bild 13b**) zu

$$\sigma_1 = -M_b/W_{y1} \quad \text{und} \quad \sigma_2 = +M_b/W_{y2}. \tag{9}$$

$$W_{y1} = W_{b1} = I_y/e_1 \quad \text{und} \quad W_{y2} = W_{b2} = I_y/e_2 \tag{10}$$

sind die (axialen) Widerstandsmomente gegen Biegung (s. **Tabelle 2**). Die absolut größte Biegespannung folgt für $W_{y\,min}$ zu

$$\sigma_{max} = |M_b|/W_{y\,min}. \tag{11}$$

Bei zur y-Achse symmetrischen Querschnitten ist $e_1 = e_2$ und $W_{y1} = W_{y2} = W_y$.

Flächenmomente 2. Grades. In der allgemeinen Balkenbiegungstheorie werden folgende Flächenmomente 2. Grades benötigt (**Bild 14a**):

$$I_y = \int z^2 dA, \quad I_z = \int y^2 dA; \quad I_{yz} = \int yz \, dA;$$
$$I_p = \int r^2 dA = \int (y^2 + z^2) dA = I_y + I_z. \tag{12}$$

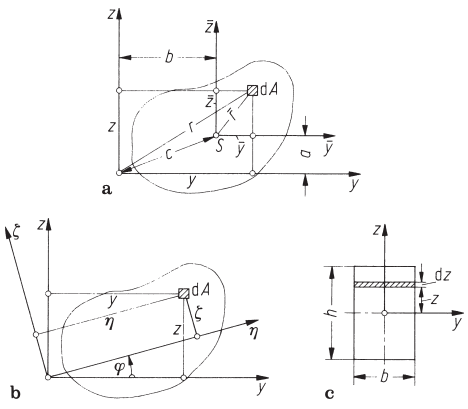


Bild 14a–c. Flächenmomente für **a** parallele Achsen; **b** gedrehte Achsen; **c** Rechteckquerschnitt

Die axialen Flächenmomente I_y, I_z und das polare Flächenmoment I_p sind stets positiv, das biaxiale Flächenmoment (Zentrifugalmoment) I_{yz} kann positiv, negativ oder Null sein.

Trägheitsradien:

$$i_y = \sqrt{I_y/A}, \quad i_z = \sqrt{I_z/A}, \quad i_p = \sqrt{I_p/A}. \tag{13}$$

Sätze von Steiner: Für zueinander parallele Achsensysteme y, z und $\bar{y}$, $\bar{z}$ (**Bild 14a**) gilt

$$I_y = \int z^2 dA = \int (\bar{z} + a)^2 dA$$
$$= \int \bar{z}^2 dA + 2a \int \bar{z} \, dA + a^2 \int dA = I_{\bar{z}} + 2aS_{\bar{y}} + a^2 A. \tag{14}$$

Wenn die Achsen $\bar{y}$ und $\bar{z}$ durch den Schwerpunkt gehen, wird das statische Moment $S_{\bar{y}}$ (und ebenso $S_{\bar{z}}$) zu Null, und es folgen (für die anderen Flächenmomente analog) die Steinerschen Sätze

$$I_y = I_{\bar{y}} + a^2 A, \quad I_z = I_{\bar{z}} + b^2 A,$$
$$I_{yz} = I_{\bar{y}\bar{z}} + abA, \quad I_p = I_{\bar{p}} + c^2 A. \tag{15}$$

Für $a = b = c = 0$ gehen die Achsen y und z durch den Schwerpunkt, und die axialen und polaren Flächenmomente 2. Grades werden zu einem Minimum. Diese Gleichungen dienen zur Berechnung der Flächenmomente zusammengesetzter Querschnitte mit bekannten Einzelflächenmomenten.

Drehung des Koordinatensystems. Für ein gedrehtes Koordinatensystem η, ζ (**Bild 14b**) gilt

$$\left.\begin{aligned} \eta &= y\cos\varphi + z\sin\varphi, \quad \zeta = z\cos\varphi - y\sin\varphi, \\ I_\eta &= \int \zeta^2 dA = (I_y + I_z)/2 \\ &\quad + [(I_y - I_z)/2]\cos 2\varphi - I_{yz}\sin 2\varphi, \\ I_\zeta &= \int \eta^2 dA = (I_y + I_z)/2 \\ &\quad - [(I_y - I_z)/2]\cos 2\varphi + I_{yz}\sin 2\varphi, \\ I_{\eta\zeta} &= \int \eta\zeta dA = [(I_y - I_z)/2]\sin 2\varphi + I_{yz}\cos 2\varphi. \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

Diese Gleichungen lassen sich in Form des Mohrschen Trägheitskreises graphisch darstellen [1]. Hieraus folgen ferner die von φ unabhängigen invarianten Beziehungen $I_\eta + I_\zeta = I_y + I_z$, $I_\eta I_\zeta - I_{\eta\zeta}^2 = I_y I_z - I_{yz}^2$.

Hauptachsen und Hauptflächenmomente 2. Grades. Achsen, für die das biaxiale Moment $I_{\eta\zeta}$ zu Null wird, heißen Hauptachsen *1* und *2*. Ihr Stellungswinkel φ_0 ergibt sich für $I_{\eta\zeta} = 0$ gemäß Gl. (16) aus

$$\tan 2\varphi_0 = 2I_{yz}/(I_z - I_y). \tag{17}$$

Die zugehörigen Hauptflächenmomente I_1 und I_2 folgen mit φ_0 aus Gl. (16) oder direkt aus

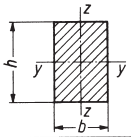
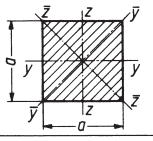
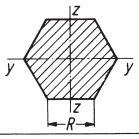
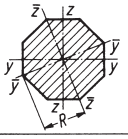
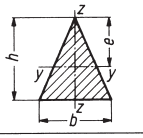
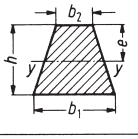
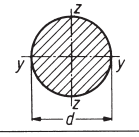
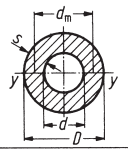
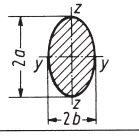
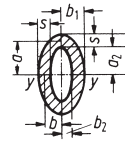
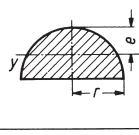
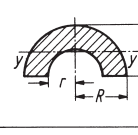
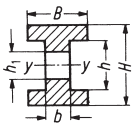
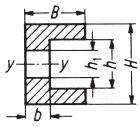
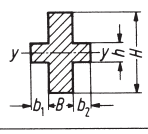
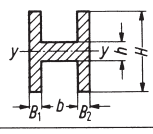
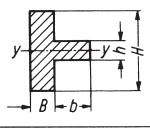
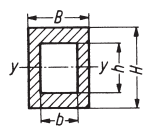
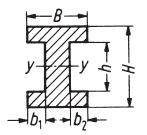
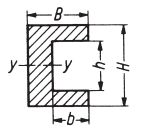
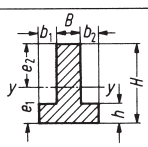
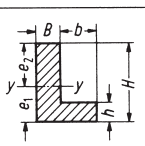
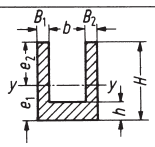
$$I_{1,2} = (1/2)[I_y + I_z \pm \sqrt{(I_y - I_z)^2 + 4I_{yz}^2}]. \tag{18}$$

I_1 und I_2 sind das größte und kleinste Flächenmoment 2. Grades eines Querschnitts. Jede Symmetrieachse eines Querschnitts und alle zu ihr senkrechten Achsen sind stets Hauptachsen. Bei Drehung eines Hauptachsensystems um den Winkel β gilt nach Gl. (16)

$$\left.\begin{aligned} I_\eta &= (I_1 + I_2)/2 + [(I_1 - I_2)/2]\cos 2\beta, \\ I_\zeta &= (I_1 + I_2)/2 - [(I_1 - I_2)/2]\cos 2\beta, \\ I_{\eta\zeta} &= [(I_1 - I_2)/2]\sin 2\beta. \end{aligned}\right\} \tag{19}$$

Ist für einen Querschnitt $I_1 = I_2$, so folgt aus Gl. (19) $I_{\eta\zeta} = 0$ unabhängig von β, d. h., sämtliche Achsen durch den Bezugspunkt sind Hauptachsen, wobei $I_\eta = I_\zeta = I_1 = I_2 = \text{const}$. Die Änderung von I_η und I_ζ gemäß Gl. (19) läßt sich graphisch durch die Trägheitsellipse darstellen [1].

Tabelle 2. Axiale Flächenmomente 2. Grades und Widerstandsmomente

	$I_y = \frac{bh^3}{12}$ $I_z = \frac{hb^3}{12}$ $W_y = \frac{bh^2}{6}$ $W_z = \frac{hb^2}{6}$
	$I_y = I_z = \frac{a^4}{12}$ $W_y = W_z = \frac{a^3}{6}$ $I_{\bar{y}} = I_{\bar{z}} = \frac{a^4}{12}$ $W_{\bar{y}} = W_{\bar{z}} = \frac{\sqrt{2}}{12} a^3 = 0{,}118\, a^3$
	$I_y = I_z = \frac{5\sqrt{3}}{16} R^4 = 0{,}5413\, R^4$ $W_y = \frac{5}{8} R^3 = 0{,}625\, R^3$ $W_z = \frac{5\sqrt{3}}{16} R^3 = 0{,}5413\, R^3$
	$I_y = I_z = (1+2\sqrt{2}) \frac{R^4}{6} = 0{,}638\, R^4$ $W_y = W_z = 0{,}6906\, R^3$ $I_{\bar{y}} = I_{\bar{z}} = (1+2\sqrt{2}) \frac{R^4}{6} = 0{,}638\, R^4$ $W_{\bar{y}} = W_{\bar{z}} = 0{,}638\, R^3$
	$I_y = \frac{bh^3}{36}$ $I_z = \frac{hb^3}{48}$ $W_y = \frac{bh^2}{24}$ für $e = \frac{2}{3} h$ $W_z = \frac{hb^2}{24}$
	$I_y = \frac{h^3}{36} \frac{b_1^2 + 4 b_1 b_2 + b_2^2}{b_1 + b_2}$ $W_y = \frac{h^2}{12} \frac{b_1^2 + 4 b_1 b_2 + b_2^2}{2 b_1 + b_2}$ für $e = \frac{h}{3} \frac{2 b_1 + b_2}{b_1 + b_2}$
	$I_y = I_z = \frac{\pi d^4}{64}$ $W_y = W_z = \frac{\pi d^3}{32}$
	$I_y = I_z = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64}$ $W_y = W_z = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32 D}$ bei geringer Wanddicke $\left(\frac{s}{d_m}\right)^2 \ll 1$: $I_y = I_z = \frac{\pi d_m^3 s}{8}$, $W_y = W_z = \frac{\pi d_m^2 s}{4}$
	$I_y = \frac{\pi a^3 b}{4}$ $I_z = \frac{\pi b^3 a}{4}$ $W_y = \frac{\pi a^2 b}{4}$ $W_z = \frac{\pi b^2 a}{4}$
	$I_y = \frac{\pi}{4} (a_1^3 b_1 - a_2^3 b_2)$ $W_y = \frac{\pi (a_1^3 b_1 - a_2^3 b_2)}{4 a_1}$ bei geringer Wanddicke: $I_y = \frac{\pi a^2 (a+3b) s}{4}$, $W_y = \frac{\pi a (a+3b) s}{4}$
	$I_y = \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right) r^4 = 0{,}1098\, r^4$ $W_y = I_y / e = 0{,}1908\, r^3$ für $e = \left(1 - \frac{4}{3\pi}\right) r = 0{,}5756\, r$
	$I_y = 0{,}1098 (R^4 - r^4) - 0{,}283 R^2 r^2 \frac{R-r}{R+r}$ $W_{y1,2} = I_y / e_{1,2}$ für $e_1 = \frac{4}{3\pi} \frac{R^2 + Rr + r^2}{R+r}$ bzw. $e_2 = R - e_1$
 	$I_y = \frac{B(H^3 - h^3) + b(h^3 - h_1^3)}{12}$ $W_y = \frac{B(H^3 - h^3) + b(h^3 - h_1^3)}{6H}$
  	$I_y = \frac{BH^3 + bh^3}{12}$ $W_y = \frac{BH^3 + bh^3}{6H}$ mit $B = B_1 + B_2$ $b = b_1 + b_2$
  	$I_y = \frac{BH^3 - bh^3}{12}$ $W_y = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$ mit $b = b_1 + b_2$
  	$I_y = \frac{BH^3 + bh^3}{3} - (BH + bh) e_1^2$ mit $B = B_1 + B_2$, $b = b_1 + b_2$ $W_{y1,2} = I_y / e_{1,2}$ für $e_1 = \frac{1}{2} \frac{BH^2 + bh^2}{BH + bh}$ bzw. $e_2 = H - e_1$

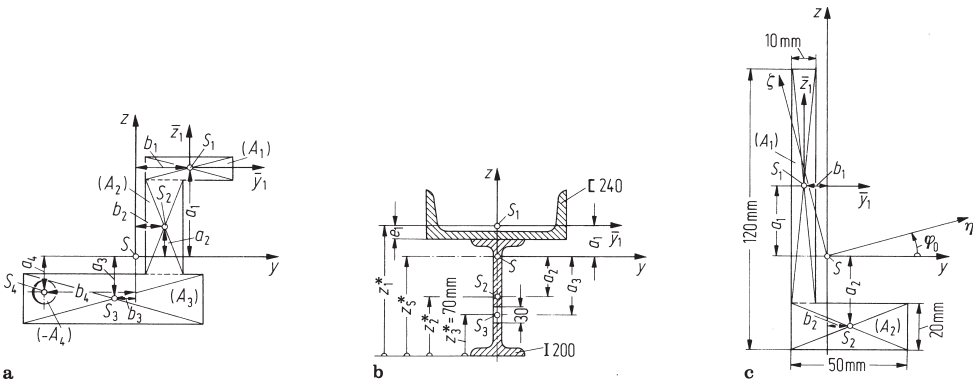


Bild 15a–c. Zusammengesetzte Querschnitte

Berechnung der Flächenmomente

Für einfache Flächen, deren Berandung mathematisch erfaßbar ist, erfolgt die Berechnung durch Integration. Zum Beispiel gilt für den Rechteckquerschnitt nach **Bild 14c**

$$I_y = \int_{z=-h/2}^{+h/2} bz^2 \mathrm{d}z = [bz^3/3]_{-h/2}^{+h/2} = bh^3/12.$$

Tab. 2 enthält die Flächenmomente 2. Grades wichtiger Querschnitte (s. **Anh. C 2 Tab. 1** bis **17**).

Für zusammengesetzte Querschnitte (**Bild 15**) folgt mit den Steinerschen Sätzen nach Gl. (15)

$$\begin{aligned} I_y &= \sum (I_{y\mathrm{i}} + a_\mathrm{i}^2 A_\mathrm{i}), \quad I_z = \sum (I_{z\mathrm{i}} + b_\mathrm{i}^2 A_\mathrm{i}), \\ I_{yz} &= \sum (I_{y\bar{z},\mathrm{i}} + a_\mathrm{i} b_\mathrm{i} A_\mathrm{i}). \end{aligned} \tag{20}$$

Hohlräume in Flächen (z. B. Fläche A_4 in **Bild 15a**) sind durch negatives I und negatives A zu berücksichtigen.

1. Beispiel: Für den Querschnitt nach **Bild 15b**, bestehend aus Profilen U 240 und I 200 (mit Bohrung $d = 30$ mm) berechne man die Schwerpunkthöhe z_s^* und das Flächenmoment 2. Grades I_y. – Aus Profiltabellen entnimmt man die Flächen $A_1 = 4230\,\mathrm{mm}^2$ und $A_2 = 3340\,\mathrm{mm}^2$, sowie das Maß $e_1 = 22{,}3$ mm. Dann ergibt sich für die Schwerpunkthöhe gemäß **B 1.10**

$$\begin{aligned} z_\mathrm{s}^* &= (\sum z_\mathrm{i}^* A_\mathrm{i})/A = (4230 \cdot 222{,}3 + 3340 \cdot 100 \\ &\quad - 7{,}5 \cdot 30 \cdot 70)\,\mathrm{mm}^3/7345\,\mathrm{mm}^2 = 171{,}4\,\mathrm{mm}. \end{aligned}$$

Damit ergeben sich die Abstände a_i zu

$$\begin{aligned} a_1 &= (222{,}3 - 171{,}4)\,\mathrm{mm} = 50{,}9\,\mathrm{mm}, \\ a_2 &= (100 - 171{,}4)\,\mathrm{mm} = -71{,}4\,\mathrm{mm}, \\ a_3 &= (70 - 171{,}4)\,\mathrm{mm} = -101{,}4\,\mathrm{mm}. \end{aligned}$$

Nach den Profiltabellen (s. **Anh. C2 Tab. 13** und **Anh. C2 Tab. 1**) ist

$$I_{y1} = 248 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4 \quad \text{und} \quad I_{y2} = 2140 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4,$$

womit aus Gl. (20) folgt

$$\begin{aligned} I_y &= [248 \cdot 10^4 + 50{,}9^2 \cdot 4230 + 2140 \cdot 10^4 + 71{,}4^2 \cdot 3340 \\ &\quad - 7{,}5 \cdot 30^3/12 - 101{,}4^2 \cdot (7{,}5 \cdot 30)]\,\mathrm{mm}^4 = 4954 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4. \end{aligned}$$

2. Beispiel: Für den Winkelquerschnitt nach **Bild 15c** sind I_y, I_z, I_{yz}, I_1, I_2, φ_0, i_1, i_2 zu berechnen. – Aufteilung in zwei Flächen $A_1 = 10 \cdot 100\,\mathrm{mm}^2 = 1000\,\mathrm{mm}^2$ und $A_2 = 50 \cdot 20\,\mathrm{mm}^2 = 1000\,\mathrm{mm}^2$ mit $a_1 = 30$ mm, $b_1 = -10$ mm, $a_2 = -30$ mm, $b_2 = 10$ mm ergibt nach Gl. (20) mit $I_\mathrm{i} = bh^3/12$ nach **Tab. 2** für den Rechteckquerschnitt

$$\begin{aligned} I_y &= (10 \cdot 100^3/12 + 30^2 \cdot 1000 + 50 \cdot 20^3/12 + 30^2 \cdot 1000)\,\mathrm{mm}^4 \\ &= 266{,}7 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4, \\ I_z &= (100 \cdot 10^3/12 + 10^2 \cdot 1000 + 20 \cdot 50^3/12 + 10^2 \cdot 1000)\,\mathrm{mm}^4 \\ &= 41{,}7 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4. \end{aligned}$$

Für die Einzelrechtecke ist $I_{y\bar{z}} = 0$, da für sie $\bar{y}$ und $\bar{z}$ Hauptachsen sind. Damit ist nach Gl. (20)

$$\begin{aligned} I_{yz} &= \sum a_\mathrm{i} b_\mathrm{i} A_\mathrm{i} = [30 \cdot (-10) \cdot 1000 + (-30) \cdot 10 \cdot 1000]\,\mathrm{mm}^4 \\ &= -60 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4. \end{aligned}$$

Hauptflächenmomente nach Gl. (18)

$$\begin{aligned} I_{1,2} &= 0{,}5 \cdot [(266{,}7 + 41{,}7) \cdot 10^4 \\ &\quad \pm \sqrt{(266{,}7 - 41{,}7)^2 \cdot 10^8 + 4 \cdot 60^2 \cdot 10^8}]\,\mathrm{mm}^4 \\ &= (154{,}2 \cdot 10^4 \pm 127{,}5 \cdot 10^4)\,\mathrm{mm}^4; \\ I_1 &= 281{,}7 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4; \quad I_2 = 26{,}7 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4. \end{aligned}$$

Stellungswinkel der Hauptachsen nach Gl. (17)

$$\varphi_0 = 0{,}5 \cdot \arctan \frac{-2 \cdot 60 \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4}{(41{,}7 - 266{,}7) \cdot 10^4\,\mathrm{mm}^4} = 14{,}04°.$$

Trägheitsradien nach Gl. (13)

$$\begin{aligned} i_1 &= \sqrt{281{,}7 \cdot 10^4/2000}\,\mathrm{mm} = 37{,}5\,\mathrm{mm}; \\ i_2 &= \sqrt{26{,}7 \cdot 10^4/2000}\,\mathrm{mm} = 11{,}6\,\mathrm{mm}. \end{aligned}$$

Schiefe Biegung. Liegt die Lastebene nicht parallel zu einer Hauptachse, bzw. wirken Lasten in Richtung beider Hauptachsen (**Bild 16a, b**), so spricht man von schiefer Biegung. Aus der Belastung je Lastebene ergeben sich Biegemomente, deren zugeordnete Vektoren im Sinne einer Rechtsschraube senkrecht zur Lastebene stehen. Sie sind positiv, wenn sie am linken Schnittufer entgegengesetzt zur positiven Koordinatenrichtung gerichtet sind (**Bild 16c, d**). Bei nichtsymmetrischen Querschnitten ist die Ermittlung der Biegemomentenvektoren in Richtung der Hauptachsen η, ζ erforderlich. Sind M_{by} und M_{bz} bekannt, so gilt (**Bild 17**)

$$\begin{aligned} M_{b\eta} &= M_{by} \cos\varphi_0 + M_{bz} \sin\varphi_0, \\ M_{b\zeta} &= -M_{by} \sin\varphi_0 + M_{bz} \cos\varphi_0. \end{aligned} \tag{21}$$

Unter Voraussetzung linearen Hookeschen Materialgesetzes $\sigma = E\varepsilon$ und Ebenbleiben der Querschnitte gilt für die Spannungen der Ansatz einer linearen Verteilung $\sigma = a\eta + b\zeta$ und damit für die Biegemomente

$$\begin{aligned} M_{b\eta} &= -\int \sigma\zeta \,\mathrm{d}A = -\int (a\eta\zeta + b\zeta^2)\mathrm{d}A = -bI_\eta, \\ M_{b\zeta} &= +\int \sigma\eta \,\mathrm{d}A = +\int (a\eta^2 + b\eta\zeta)\mathrm{d}A = aI_\zeta \end{aligned}$$

und somit für die Spannungen

$$\sigma = -(M_{b\eta}/I_\eta)\zeta + (M_{b\zeta}/I_\zeta)\eta. \tag{22}$$

Für die Spannungs-Nullinie (neutrale Faser) bzw. ihre Steigung folgt aus $\sigma = 0$

$$\begin{aligned} &\zeta = (M_{b\zeta}/M_{b\eta})(I_\eta/I\zeta)\eta \quad \text{bzw.} \\ &\tan\alpha = (M_{b\zeta}/M_{b\eta})(I_\eta/I\zeta). \end{aligned} \tag{23}$$

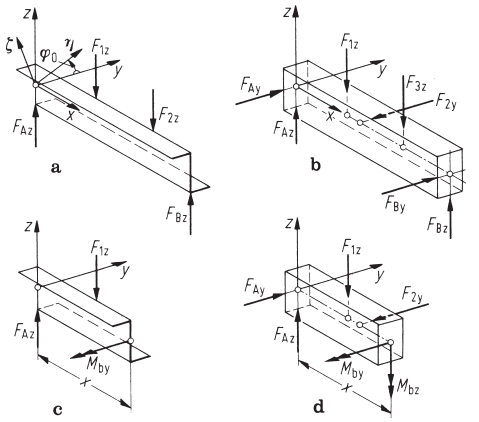


Bild 16a–d. Schiefe Biegung

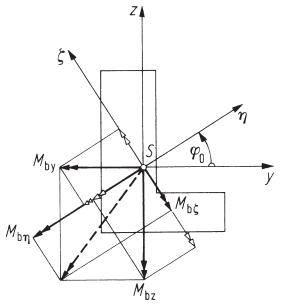


Bild 17. Momentenvektoren in Hauptachsenrichtungen

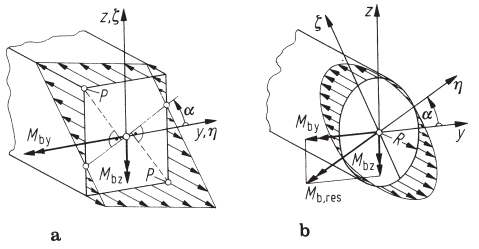


Bild 18a, b. Spannungen bei **a** schiefer Biegung; **b** doppelter Biegung

Die maximale Spannung ergibt sich in jedem Punkt P, der den größten Abstand von der Nullinie hat (**Bild 18a**). y und z sind dabei mit den Hauptachsen η und ζ identisch.

Doppelte Biegung liegt vor für den Sonderfall des kreisförmigen Querschnitts. Da beim Kreis jede Achse Hauptachse ist, fällt $M_{b,res} = \sqrt{M_{by}^2 + M_{bz}^2}$ stets in Richtung einer Hauptachse (**Bild 18b**). Für die Spannungen und ihre Nullinie gilt dann

$$\sigma = -(M_{b,res}/I_\eta)\zeta, \quad \tan\alpha = M_{bz}/M_{by}. \tag{24}$$

Die extremalen Biegespannungen ergeben sich für $\zeta = \pm R$ zu

$$\sigma_{extr} = \mp M_{b,res}/W_\eta \quad \text{mit} \quad W_\eta = I_\eta/R. \tag{25}$$

Beispiel: Für die Seilrollenachse nach **Bild 19** mit $F = 7500\,\text{N}$, $l = 300\,\text{mm}$ und $d = 50\,\text{mm}$ berechne man M_{by}, M_{bz}, $M_{b,res}$, α und σ_{extr}. – Die Momente ergeben sich gemäß **Tab. 2** zu $M_{by} = M_{bz} = Fl/4 = 562{,}5\,\text{Nm}$. Also wird $M_{b,res} = \sqrt{562{,}5^2 + 562{,}5^2}\,\text{Nm} = 795{,}4\,\text{Nm}$, $\alpha = \arctan(562{,}5/562{,}5) = 45°$ und mit $W_\eta = \pi d^3/32 = 12272\,\text{mm}^3$ dann $\sigma_{extr} = (795400/12272)\,\text{N/mm}^2 = 64{,}8\,\text{N/mm}^2$.

Träger gleicher Biegebeanspruchung. Mit dem Ziel, Gewicht zu sparen, erhalten Träger eine Form, bei der an jeder Stelle in den Randfasern die zulässige Biegebeanspruchung σ_{zul} vorhanden ist. Zum Beispiel gilt für den beidseitig gelagerten Träger nach **Bild 20** mit konstanter Höhe h_0 und veränderlicher Breite $b(x)$ sowie der Länge $l' = 2l$ (bzw. für einen Kragträger der Länge l)

$$\sigma = M_b(x)/W_y(x) = Fx/[b(x)\,h_0^2/6] = \sigma_{zul} = \text{const},$$
$$b(x) = 6Fx/(h_0^2\sigma_{zul}), \quad b_0 = b(l) = 6Fl/(h_0^2\sigma_{zul}).$$

Die Breite nimmt also linear mit x zu. Weitere Fälle s. **Tab. 3**. Als angenäherte Form wird häufig die geradlinige, gestrichelt eingezeichnete Begrenzung durch die Tangenten gewählt.

2.4.6 Schubspannungen und Schubmittelpunkt am geraden Träger

Shear stresses and shear centre in straight beams

Schubspannungen. Bei Querkraftbiegung eines Trägers treten in jedem Querschnitt Schubspannungen auf. Ihre Resultierende ist die Querkraft F_Q (**Bild 21**). Die Schubspannungen verlaufen am Rand tangential zur Berandung, da wegen $\tau_{xn} = \tau_{nx}$ (Satz von den zugeordneten Schubspannungen) bei schubbelastungsfreier Oberfläche $\tau_{nx} = \tau_{xn} = 0$ gilt. Unter der Annahme, daß alle Schubspannungen einer Höhe z durch denselben Punkt P gehen und die Komponenten τ_{xz} über die Breite $b(z)$ konstant sind (**Bild 21**), folgt aus der Gleichgewichtsbedingung für ein Trägerelement der Länge dx wegen $\tau_{zx} = \tau_{xz}$ (**Bild 22**)

$$\sum F_{ix} = 0 = \tau_{xz}b(z)\mathrm{d}x + \int_z^{e_1} (\partial\sigma/\partial x)\mathrm{d}x\,\mathrm{d}A$$

und mit $\sigma = -(M_b/I_y)\zeta$ nach Gl. (8) sowie $\mathrm{d}M_b/\mathrm{d}x = F_Q$ gemäß Gl. (2), wenn $I_y = \text{const}$ ist,

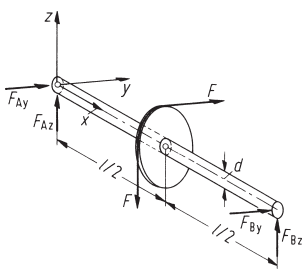


Bild 19. Welle mit doppelter Biegung

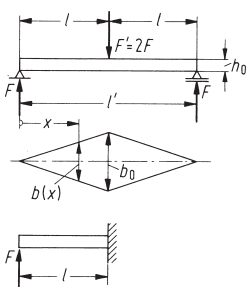
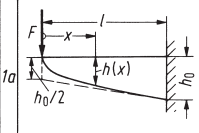
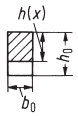
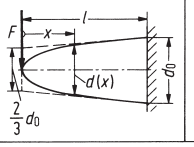
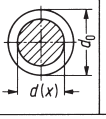
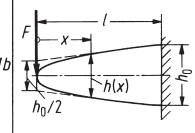
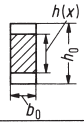
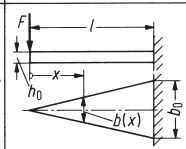
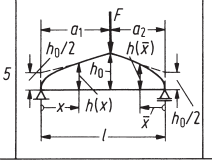
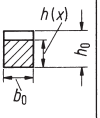


Bild 20. Träger gleicher Biegebeanspruchung

Tabelle 3. Träger gleicher Biegebeanspruchung

	Belastungsfall	Quer-schnitte	Querschnittsverlauf, Durchbiegung f des Kraftangriffspunkts	Belastungsfall	Quer-schnitte	Querschnittsverlauf, Durchbiegung f des Kraftangriffspunkts
1a			$b(x) = b_0 = \text{const}$ $h(x) = h_0\sqrt{x/l}$ (quadratische Parabel) $h_0 = \sqrt{\frac{6Fl}{b_0\sigma_{zul}}}$ $f = \frac{8F}{b_0E}\left(\frac{l}{h_0}\right)^3$	3			$d(x) = d_0\sqrt[3]{x/l}$ (kubische Parabel) $d_0 = \sqrt[3]{\frac{32Fl}{\pi\sigma_{zul}}}$ $f = \frac{192F}{5\pi d_0E}\left(\frac{l}{d_0}\right)^3$
1b				4	Die Fälle *1* bis *3* gelten auch für beidseitig gelenkig gelagerte Träger der Länge $l' = 2l$ unter mittiger Einzelkraft $F' = 2F$ (s.a. Bild 20)	
2			$h(x) = h_0 = \text{const}$ $b(x) = b_0 x/l$ (Gerade) $b_0 = \frac{6Fl}{h_0^2\sigma_{zul}}$ $f = \frac{6F}{b_0E}\left(\frac{l}{h_0}\right)^3$	5			$b(x) = b_0 = \text{const}$ $h(x) = h_0\sqrt{x/a_1}$ $h(\bar{x}) = h_0\sqrt{\bar{x}/a_2}$ (quadratische Parabeln) $h_0 = \sqrt{\frac{6Fa_1a_2}{b_0l\sigma_{zul}}}$

$$\tau_{xz} = \frac{F_Q}{I_y b(z)} \int_{\zeta=z}^{e_1} \zeta \, dA = \frac{F_Q S_y(z)}{I_y b(z)} \quad \text{mit}$$
$$S_y(z) = \int_z^{e_1} \zeta \, dA = \int_z^{e_1} \zeta b(\zeta) d\zeta. \tag{26}$$

S_y ist hierbei das statische Moment des über der Höhe z liegenden Querschnittsteils in bezug auf die y-Achse. Die größte Schubspannung am Rand (**Bild 21**) ist dann jeweils $\tau_{xr} = \tau_{xz}/\cos\psi$. In Wirklichkeit sind allerdings die Schubspannungen τ_{xz} über die Breite b infolge der Querdehnung usw. nicht konstant [1, 2]. Im folgenden werden die Schubspannungsverteilungen für verschiedene Querschnitte ermittelt.

Rechteckquerschnitt (**Bild 23a**).

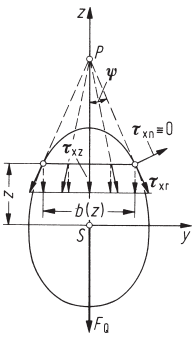


Bild 21. Schubspannungen bei Querkraftbiegung

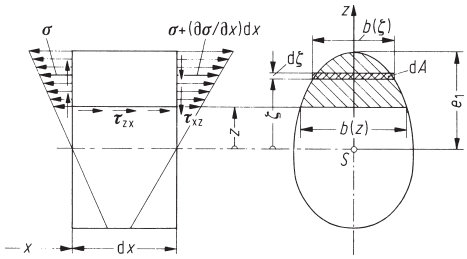


Bild 22. Spannungen am Trägerelement

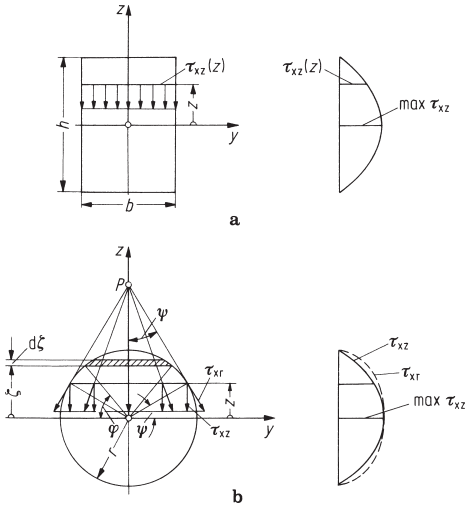


Bild 23a, b. Schubspannungsverteilung bei **a** Rechteckquerschnitt; **b** Kreisquerschnitt

$$S_y(z)=\int_z^{h/2}\zeta b\,\mathrm{d}\zeta=\frac{b}{2}\left(\frac{h^2}{4}-z^2\right)=\frac{bh^2}{8}\left[1-\left(\frac{z}{h/2}\right)^2\right];$$

$$\tau_{xz}=\frac{3}{2}\frac{F_Q}{bh}\left[1-\left(\frac{z}{h/2}\right)^2\right],\quad \max\tau=\tau_{xz}(z=0)=\frac{3}{2}\frac{F_Q}{bh},$$

$$\tau_{xz}(z=\pm h/2)=0.$$

Die Schubspannungen verteilen sich parabolisch über die Höhe, die maximale Schubspannung ist $\max\tau=1{,}5\cdot F_Q/A=1{,}5\cdot\tau_m$, d. h. 50% größer als bei gleichförmiger Verteilung. Eine genauere Theorie ergibt eine Zunahme der Schubspannungen am Rand und eine Abnahme in der Mitte. Die maximale Randschubspannung für $z=0$ folgt aus $\max\tau_{xz}(z=0)=f\dfrac{3F_Q}{2A}$ mit f gemäß

b/h	0,5	1	2	4
f	1,03	1,13	1,40	1,99

Kreisquerschnitt (**Bild 23 b**). Mit $S_y(z)=\int_z^r\zeta b(\zeta)\mathrm{d}\zeta$, $b(\zeta)=2r\cos\varphi$, $\zeta=r\sin\varphi$, $\mathrm{d}\zeta=r\cos\varphi\,\mathrm{d}\varphi$ folgen

$$S_y(z)=\int_\psi^{\pi/2}2r^3\sin\varphi\cos^2\varphi\,\mathrm{d}\varphi=\left[-\tfrac{2}{3}r^3\cos^3\varphi\right]_\psi^{\pi/2}$$
$$=\tfrac{2}{3}r^3\cos^3\psi,$$
$$\tau_{xz}=\frac{F_Q}{(\pi r^4/4)\cdot 2r\cos\psi}\cdot\frac{2}{3}r^3\cos^3\psi=\frac{4F_Q\cos^2\psi}{3\pi r^2}$$
$$=\frac{4}{3}\frac{F_Q}{\pi r^2}\left[1-\left(\frac{z}{r}\right)^2\right],$$
$$\tau_{xr}=\tau_{xz}/\cos\psi=\frac{4F_Q}{3\pi r^2}\cos\psi=\frac{4F_Q}{3\pi r^2}\sqrt{1-\left(\frac{z}{r}\right)^2}.$$

τ_{xz} verläuft nach einer Parabel über die Höhe, τ_{xr} nach einer Ellipse längs des Rands (**Bild 23 b**). Für $z=0$ folgt

$$\max\tau_{xz}=\frac{4}{3}\frac{F_Q}{\pi r^2}=\frac{4}{3}\frac{F_Q}{A}=\frac{4}{3}\tau_m.$$

Kreisringquerschnitt. Mit Innen- bzw. Außenradius r_i und r_a gilt

$$\max\tau_{xz}=\tau_{xz}(z=0)=k\frac{F_Q}{A}$$

mit

$$k=\left(\frac{4}{3}\right)\frac{r_i^2+r_ir_a+r_a^2}{r_i^2+r_a^2}.$$

Für dünnwandige Querschnitte wird mit $r_i\approx r_a\approx r$ der Wert $k=2{,}0$.

I-*Querschnitt,* [-*Querschnitt und ähnliche dünnwandige Profile* (**Bild 24**). Mit $A_1=b_1t_1$, $A_2=b_2t_2$ und $A=2A_1+A_2$ wird

$$I_y=2b_1t_1^3/12+2A_1(b_2/2+t_1/2)^2+t_2b_2^3/12.$$
$$S_{y1}=A_1(b_2+t_1)/2,\quad \tau_{xz1}=F_QS_{y1}/(I_yb_1);$$
$$S_{y2}=A_1(b_2+t_1)/2=S_{y1},$$
$$\tau_{xz2}=F_QS_{y1}/(I_yt_2)=\tau_{xz1}(b_1/t_2);$$
$$S_{y3}=S_{y1}+A_2b_2/8,\quad \tau_{xz3}=F_QS_{y3}/(I_yt_2)=\max\tau_{xz}.$$

Verlauf der Schubspannungen τ_{xz} s. **Bild 24**. Während τ_{xz} in den Flanschen sehr klein ist, erreicht τ_{xy} dort beachtliche Größenordnungen. Für Schnitt 4 – 4 gilt

$$S_{y4}=(b_1/2-y)t_1(b_2+t_1)/2,\quad \tau_{xy4}=F_QS_{y4}/(I_yt_1).$$

τ_{xy} erreicht sein Maximum für $y=0$:

$$\max S_{y4}=b_1t_1(b_2+t_1)/4=A_1(b_2+t_1)/4=S_{y1}/2,$$
$$\max\tau_{xy}=F_QS_{y1}/(2I_yt_1)=\tau_{xz2}(t_2/t_1)/2\approx\tau_{xz2}/2.$$

Beim [-Profil wird entsprechend $\max\tau_{xy}=\tau_{xz2}(t_2/t_1)\approx\tau_{xz2}$, wenn $t_2\approx t_1$ ist. In der Praxis genügt meist der Nachweis der maximalen Schubspannungen im Steg nach der Näherungsformel $\max\tau_{xz}=F_Q/A_{Steg}$.

Schubspannungen in Verbindungsmitteln bei zusammengesetzten Trägern. Sollen Profile mittels Gurtplatten oder anderen Profilen verstärkt werden, so sind sie durch Schweißnähte oder Niete bzw. Schrauben miteinander zu verbinden (**Bild 25**). Für den Schubfluß $T'(x)$ je Längeneinheit gilt nach Gl. (26):

$$T'(x)=\tau(x)b(z_1)=F_QS_y(z_1)/I_y.$$

Hierbei ist $S_y(z_1)$ das statische Moment des über der Trennfläche liegenden Querschnittsteils bezüglich der Schwerachse des Gesamtquerschnitts und I_y das axiale Flächenmoment 2. Grades des Gesamtquerschnitts.

Die Scherspannungen betragen in den Schweißnähten der Dicke a bzw. in Nieten oder Schrauben mit der Teilung e und der Scherfläche A.

$$\tau_a=T'/(2a)\quad\text{bzw.}\quad \tau_a=T'e/(2A).\qquad(27)$$

Schubmittelpunkt. Voraussetzung für eine drillungsfreie Querkraftbiegung ist, daß die Lastebene durch den Angriffspunkt der Resultierenden der Schubspannung, d. h. durch den Schubmittelpunkt M, geht (z. B. für Belastung in Richtung der Hauptachse z durch den Punkt im Abstand y_M gemäß **Bild 26**).

Berechnung der Koordinaten y_M und z_M des Schubmittelpunkts: Da das Moment der Schubflußkräfte gleich dem der Querkraft F_{Qz} um den Schwerpunkt sein muß, gilt

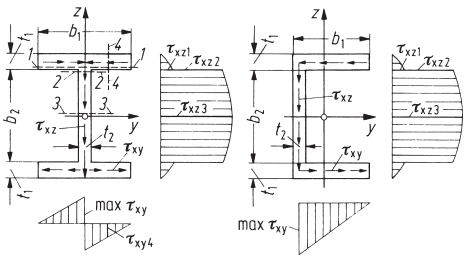


Bild 24. Schubspannungen in dünnwandigen Profilen

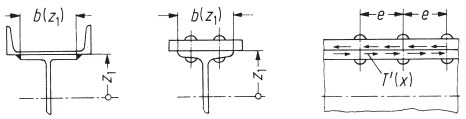


Bild 25. Zusammengesetzte Profile

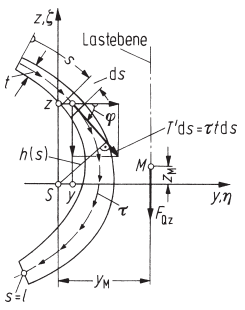


Bild 26. Schubmittelpunkt

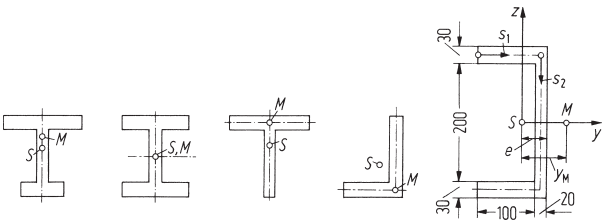


Bild 27. Schubmittelpunkt dünnwandiger Querschnitte

$$F_{Qz}y_M = \int_0^l T'(s)h(s)\mathrm{d}s$$

$$= \int_0^l [T'(s)z\cos\varphi\,\mathrm{d}s + T'(s)y\sin\varphi\,\mathrm{d}s],$$

$$T'(s) = F_{Qz}S_y(s)/I_y,\quad S_y(s) = \int_0^s z\,\mathrm{d}A = \int_0^s zt\,\mathrm{d}s,$$

$$y_M = \frac{1}{I_y}\int_0^l S_y(s)\,h(s)\,\mathrm{d}s = \frac{1}{I_y}\int_0^l S_y(s)(y\sin\varphi + z\cos\varphi)\mathrm{d}s.$$

Hierbei ist $S_y(s)$ das statische Moment des über der Schnittstelle s liegenden Querschnittsteils. Entsprechend ergibt sich bei Kraftwirkung in Richtung der Hauptachse y

$$z_M = -\frac{1}{I_z}\int_0^l S_z(s)\,h(s)\,\mathrm{d}s$$

$$= -\frac{1}{I_z}\int_0^l S_z(s)(y\sin\varphi + z\cos\varphi)\,\mathrm{d}s,$$

$$S_z(s) = \int_0^s y\,\mathrm{d}A = \int_0^s y\,t\,\mathrm{d}s.$$

Hat ein Querschnitt eine Symmetrieachse, so liegt der Schubmittelpunkt auf dieser Achse, hat er zwei Symmetrieachsen, so fällt der Schubmittelpunkt in den Symmetriepunkt, d.h. in den Schwerpunkt. Bei aus zwei Rechtecken zusammengesetzten Querschnitten liegt er im Schnittpunkt der Mittellinien der Rechtecke (**Bild 27**).

Beispiel: [-Profil nach 27. – Lage des Schwerpunkts folgt zu $e = 4{,}214\,\mathrm{cm}$ und damit $I_y = 10\,909\,\mathrm{cm}^4$. Für den oberen Flansch gilt $S_y(s_1) = 3\,\mathrm{cm}\cdot 11{,}5\,\mathrm{cm}\cdot s_1 = 34{,}5\,\mathrm{cm}^2\cdot s_1$;
$S_y(s_1 = 11\,\mathrm{cm}) = 379{,}5\,\mathrm{cm}^3$; für den Steg bis zur Mitte gilt

$$S_y(s_2) = 379{,}5\,\mathrm{cm}^3 + 2\,\mathrm{cm}\cdot s_2(11{,}5\,\mathrm{cm} - s_2/2) = 379{,}5\,\mathrm{cm}^3$$
$$+ 23\,\mathrm{cm}^2\cdot s_2 - 1\,\mathrm{cm}\cdot s_2^2;\quad S_y(s_2 = 11{,}5\,\mathrm{cm}) = 511{,}75\,\mathrm{cm}^3.$$

Der Querschnitt ist zur y-Achse symmetrisch, d.h., für die untere Hälfte ergeben sich analoge Werte. Somit wird

$$y_M = \frac{2}{I_y}\left[\int_0^{11\,\mathrm{cm}} 34{,}5\,\mathrm{cm}^2\cdot s_1\cdot 11{,}5\,\mathrm{cm}\cdot \mathrm{d}s_1 + \int_0^{11{,}5\,\mathrm{cm}} (379{,}5\,\mathrm{cm}^3 \right.$$
$$\left. + 23\,\mathrm{cm}^2\cdot s_2 - 1\,\mathrm{cm}\cdot s_2^2)\cdot 3{,}214\,\mathrm{cm}\cdot \mathrm{d}s_2\right]$$
$$= \frac{2\cdot 41\,289\,\mathrm{cm}^5}{10\,909\,\mathrm{cm}^4} = 7{,}57\,\mathrm{cm}.$$

2.4.7 Biegespannungen in stark gekrümmten Trägern

Bending stresses in highly curved beams

Während für schwach gekrümmte Stäbe, d.h. für $R > d$, die Formeln der Biegespannungen des geraden Stabs (Gln. (8) bis (11)) gelten, ist für stark gekrümmte Stäbe, d.h. für $R \approx d$, die unterschiedliche Länge der Außen- und Innenfasern zu berücksichtigen. Dies führt zu einer hyperbolischen Spannungsverteilung für σ; die Spannungen werden gegenüber der linearen Spannungsverteilung außen kleiner und innen größer.

Bei Einwirkung einer Normalkraft F_N und eines Biegemoments M_b gilt (**Bild 28**) unter der Voraussetzung des Ebenbleibens der Querschnitte

$$\varepsilon(z) = \frac{\Delta\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}s_1} = \frac{\Delta\mathrm{d}s - z\Delta\mathrm{d}\varphi}{(R-z)\mathrm{d}\varphi} = \varepsilon_0 + \left(\varepsilon_0 - \frac{\Delta\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\varphi}\right)\frac{z}{R-z}.$$

Hierbei ist $\varepsilon_0 = \Delta\mathrm{d}s/\mathrm{d}s = \Delta\mathrm{d}s/(R\,\mathrm{d}\varphi)$ die Dehnung in der Schwerachse. Weiter gilt

$$\sigma(z) = E\varepsilon(z) = E\left[\varepsilon_0 + \left(\varepsilon_0 - \frac{\Delta\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\varphi}\right)\frac{z}{R-z}\right], \tag{28}$$

d.h., Dehnungen und Biegespannungen verteilen sich nach einem hyperbolischen Gesetz (**Bild 28**). ε_0 und $\Delta\mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}\varphi$ folgen aus

$$F_N = \int \sigma(z)\mathrm{d}A = \varepsilon_0 EA + E\left(\varepsilon_0 - \frac{\Delta\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\varphi}\right)\int \frac{z}{R-z}\mathrm{d}A, \tag{29}$$

$$-M_b = \int \sigma(z)z\,\mathrm{d}A = E\left(\varepsilon_0 - \frac{\Delta\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\varphi}\right)\int \frac{z^2}{R-z}\mathrm{d}A. \tag{30}$$

Mit $\int \frac{z}{R-z}\mathrm{d}A = \varkappa A$ und

$$\int \frac{z^2}{R-z}\mathrm{d}A = \int\left(\frac{Rz}{R-z} - z\right)\mathrm{d}A = R\int \frac{z}{R-z}\,\mathrm{d}A = R\varkappa A$$

folgt aus Gl. (30) bzw. (29)

$$\varepsilon_0 - \frac{\Delta\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\varphi} = -\frac{M_b}{ER\varkappa A}\quad \text{bzw.}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{F_N}{EA} - \left(\varepsilon_0\frac{\Delta\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}\varphi}\right)\varkappa = \frac{F_N}{EA} + \frac{M_b}{ERA}$$

und damit aus Gl. (28)

$$\sigma(z) = \frac{F_N}{A} + \frac{M_b}{RA}\left(1 - \frac{1}{\varkappa}\frac{z}{R-z}\right). \tag{31}$$

Die Spannungen in den Randfasern folgen hieraus für $z = e_i$ und $z = -e_a$. Die Spannungsnullinie folgt aus $\sigma(z) = 0$ zu

$$z_0 = \frac{F_N R + M_b}{\frac{M_b}{\varkappa R} + \frac{F_N R + M_b}{R}} = \frac{\varkappa R}{\varkappa + \frac{1}{1 + F_N R/M_b}}.$$

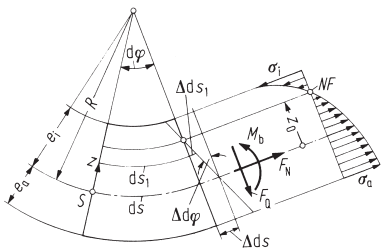


Bild 28. Biegung des stark gekrümmten Trägers

Für $M_b = -F_N R$ wird $z_0 = 0$, d. h., die neutrale Faser liegt in der Schwerachse, wenn die Einzelkraft $F = F_N$ im Krümmungsmittelpunkt wirkt. Für reine Biegung ($F_N = 0$) folgt $z_0 = \varkappa R/(1+\varkappa) < R$, und für reine Normalkraft ($M_b = 0$) ist $z_0 = R$, d. h., die Nullinie liegt im Krümmungsmittelpunkt. Formbeiwert $\varkappa$ für verschiedene Querschnitte:
Rechteck: Mit $\psi = e/R = h/(2R)$ gilt

$$\varkappa = -1 + \frac{1}{2\psi}\ln\frac{1+\psi}{1-\psi} \approx \frac{\psi^2}{3} + \frac{\psi^4}{5} + \frac{\psi^6}{7}.$$

Kreis, Ellipse: Mit $\psi = e/R$ (e Halbachse in Krümmungsebene) gilt

$$\varkappa \approx \psi^2/4 + \psi^4/8 + 5\psi^6/64.$$

Dreieck (gleichschenklig): Mit $\psi = e_i/R = h/(3R)$ gilt

$$\varkappa = -1 + \frac{2}{3\psi}\left[\left(0{,}67 + \frac{0{,}33}{\psi}\right)\ln\frac{1+2\psi}{1-\psi} - 1\right].$$

Die Maximalspannung aus dem Biegemoment tritt stets an der Innenseite des gekrümmten Stabs auf. Der Vergleich mit der Nennspannung $\sigma_n = M_b/W_{yi}$ bei geradliniger Spannungsverteilung liefert

$$\sigma_i = \max\sigma_b = \alpha_{ki}\,\sigma_n. \tag{32}$$

Die Formziffer $\alpha_{ki} = \sigma_i/\sigma_n$ ist von Querschnittsform und Krümmung abhängig (**Tab. 4**).

Tabelle 4. Formziffern α_{ki}

$\psi = e_i/R$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Kreis, Ellipse	1,05	1,17	1,29	1,43	1,61	1,89	2,28	3,0	5,0
Rechteck	1,07	1,14	1,25	1,37	1,53	1,74	2,26	2,59	3,94
gleichschenkliges Dreieck	–	–	–	1,43	1,64	1,95	2,24	2,88	4,5

Da die Formziffer von der Querschnittsform nur wenig abhängt, sind diese Werte auch für andere Querschnittsformen äquivalent zu verwenden.

2.4.8 Durchbiegung von Trägern. Deflection of beams

Elastische Linie des geraden Trägers. Unter der Annahme des Ebenbleibens der Querschnitte (Vernachlässigung der Schubspannung) gilt gemäß **Bild 29**

$$\varepsilon = \frac{ds_1 - ds}{ds} = \frac{(\varrho - z)\,d\alpha - \varrho\,d\alpha}{\varrho\,d\alpha} = -\frac{z}{\varrho}$$

und hieraus mit dem Hookeschen Gesetz $\varepsilon = \sigma/E$ sowie der Gl. (8)

$$k = \frac{1}{\varrho} = \frac{M_b(x)}{EI_y(x)}, \tag{33}$$

d. h., die Krümmung ist proportional dem Biegemoment $M_b(x)$ und umgekehrt proportional zur Biegesteifigkeit $EI_y(x)$. Mit der Krümmungsformel einer Kurve,

$$k = d\alpha/ds = \pm w''(x)/(1 + w'^2(x))^{3/2}$$

(s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*), folgt aus Gl. (33) die Differentialgleichung der Biegelinie der Balkenachse (Eulersche Elastika)

$$\frac{w''(x)}{(1+w'^2(x))^{3/2}} = -\frac{M_b(x)}{EI_y(x)}.$$

Für kleine Durchbiegungen, d. h. $w'^2(x) \ll 1$, folgt hieraus die linearisierte Differentialgleichung der technischen Balkenbiegungslehre

$$w''(x) = -M_b(x)/(EI_y(x)). \tag{34}$$

Für den Sonderfall konstanten axialen Flächenmoments 2. Grades, $I_y(x) = I_0$, folgt dann durch Integration

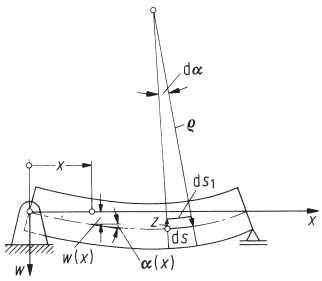


Bild 29. Durchbiegung eines geraden Trägers

$$w'(x) \approx \alpha(x) = -\frac{1}{EI_0}\int M_b(x)\,dx = -\frac{1}{EI_0}f(x) + C_1, \tag{35a}$$

$$w(x) = \int\left[-\frac{1}{EI_0}f(x) + C_1\right]dx = -\frac{1}{EI_0}g(x) + C_1 x + C_2. \tag{35b}$$

Die Konstanten C_1 und C_2 werden aus den Randbedingungen bestimmt (**Bild 30a, b**): für den beidseitig gelenkig gelagerten Träger $w(x=0) = 0$ und $w(x=l) = 0$, sowie für den einseitig eingespannten Träger $w(x=0) = 0$ und $w'(x=0) = 0$ (bzw. $w(x=l) = 0$ und $w'(x=l) = 0$ bei rechtsseitiger Einspannung). Nach dieser Methode wurden die Standardfälle (**Tab. 5**) berechnet.

Erweiterte Differentialgleichung. Gemäß den Gln. (2) und (5) gilt $dM_b/dx = F_Q(x)$ und $dF_Q/dx = -q(x)$. Damit folgt aus Gl. (34)

$$\frac{d}{dx}[EI_y(x)w''(x)] = -\frac{dM_b}{dx} = -F_Q(x),$$
$$\frac{d^2}{dx^2}[EI_y(x)w''(x)] = \frac{d^2M_b}{dx^2} = -\frac{dF_Q}{dx} = q(x).$$

Für $I_y = I_0 = \text{const}$ wird

$$EI_0\,w''''(x) = q(x). \tag{36}$$

Durch viermalige Integration ergibt sich hieraus

$$\left.\begin{aligned} EI_0\,w'''(x) &= -F_Q(x) = \int q(x)\,dx = f_1(x) + C_1,\\ EI_0\,w''(x) &= -M_b(x) = -\int F_Q(x)\,dx\\ &= f_2(x) + C_1 x + C_2,\\ EI_0\,w'(x) &\approx EI_0\,\alpha(x) = -\int M_b(x)\,dx\\ &= f_3(x) + C_1 x^2/2 + C_2 x + C_3,\\ EI_0\,w(x) &= f_4(x) + C_1 x^3/6 + C_2 x^2/2 + C_3 x + C_4. \end{aligned}\right\} \tag{37}$$

$C_1 \ldots C_4$ werden aus den Randbedingungen gemäß **Bild 30a, b** bestimmt. Greift am freien Ende des Trägers nach **Bild 30b** ein Moment M bzw. eine Kraft F an, so lautet die entsprechende Randbedingung

$$EI_0\,w''(x=l) = \pm M \quad \text{bzw.} \quad EI_0\,w'''(x=l) = \pm F.$$

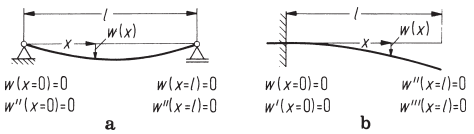


Bild 30a, b. Randbedingungen

Superpositionsmethode. Durch geeignete Überlagerung der in **Tab. 5** niedergelegten Ergebnisse erhält man für Träger mit mehreren Einzellasten sowie Momenten und Streckenlasten die Verformungen aus $w = \sum w_i = w_1 + w_2 + w_3 + \ldots$ bzw. $\alpha = \sum \alpha_i = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \ldots$, wobei der Index i jeweils einem in **Tab. 5** niedergelegten Fall entspricht.

Beispiel: Träger mit Kragarm (**Bild 31**). Gegeben sei $I_1 = 30\,\mathrm{cm}^4$, $I_2 = 12\,\mathrm{cm}^4$, $E = 2{,}1 \cdot 10^5\,\mathrm{N/mm}^2$, $l = 600\,\mathrm{mm}$, $a = 300\,\mathrm{mm}$ und $F = 2\,\mathrm{kN}$, gesucht die Durchbiegung des Kragarms. – Nach **Bild 31 b** gilt $f_1 = a\tan\alpha_{B1} \approx a\,\alpha_{B1} = Ml/(3EI_1)$ gemäß **Tab. 5 a**, Fall 3 d. Die Durchbiegung f_2 infolge Kragarmkrümmung (**Bild 31 c**) folgt aus **Tab. 5 a**, Fall 6, zu $f_2 = Fa^3/(3EI_2)$. Somit ist $f = f_1 + f_2 = Fa^2 l/(3EI_1) + Fa^3/(3EI_2) = (0{,}057 + 0{,}071)\,\mathrm{cm} = 0{,}128\,\mathrm{cm}$.

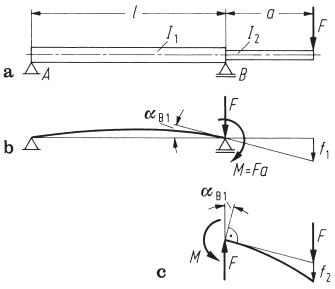


Bild 31 a–c. Superpositionsmethode

Durchbiegung bei schiefer Biegung. Sind $M_{b\eta}(x)$ und $M_{b\zeta}(x)$ die Biegemomente um die Hauptachsen η und ζ (s. **C 2.4.5**), so ergeben sich die Durchbiegungen $v(x)$ und $w(x)$ in Richtung η und ζ nach einem der angegebenen Verfahren. Die resultierende Verschiebung folgt aus $f(x) = \sqrt{v^2 + w^2}$ und stellt eine Raumkurve dar. $f(x)$ steht an jeder Stelle senkrecht zur entsprechenden neutralen Faser [1].

Einfluß der Schubverformungen auf die Biegelinie. Infolge der Querkräfte F_Q ergeben sich die über die Höhe eines Trägers veränderlichen Schubspannungen τ nach Gl. (26). Aus dem Hookeschen Gesetz (s. C 1 Gl. (22)) und **Bild 32 a** folgt für die Gleitungen $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 = \tau/G$. Sie sind ebenfalls über die Höhe veränderlich, d. h., die Querschnitte verwölben sich. Als Näherung dient eine gemittelte Schubspannung $\bar{\tau} = \alpha F_Q/A$, für die der Faktor α aus der Gleichheit der Formänderungsarbeiten am wirklichen und am gemittelten Spannungszustand folgt:

$$\frac{1}{2} F_Q \,\mathrm{d}w_S = \frac{1}{2G} \int \tau^2 \,\mathrm{d}V, \quad \text{also}$$

$$\frac{1}{2} F_Q \,\bar{\gamma}\,\mathrm{d}x = \frac{1}{2G} \int \left(\frac{F_Q S_y}{I_y b}\right)^2 \mathrm{d}A\,\mathrm{d}x, \quad \text{d. h.}$$

$$\frac{1}{2} F_Q \frac{\bar{\tau}}{G} = \frac{1}{2} \frac{F_Q^2}{AG} \alpha = \frac{F_Q^2}{2G} \int \left(\frac{S_y}{I_y b}\right)^2 \mathrm{d}A$$

und somit $\alpha = A \int \left(\frac{S_y}{I_y b}\right)^2 \mathrm{d}A$.

Für einen Rechteckquerschnitt ergibt sich $\alpha = 1$, 2, für einen Kreisquerschnitt $\alpha = 10/9 \approx 1{,}1$. Für die Größe der Schubdurchsenkung gilt dann (**Bild 32 b**)

$$\mathrm{d}w_S/\mathrm{d}x = \bar{\gamma} = \bar{\tau}/G = \alpha F_Q/(GA) \quad \text{bzw.}$$

$$w_S(x) = \frac{\alpha}{GA} \int F_Q(x)\,\mathrm{d}x = \frac{\alpha}{GA} M_b(x) + C.$$

Zum Beispiel gilt für einen einseitig (rechts) eingespannten Stab mit einer Einzelkraft am (linken) freien Ende $M_b(x) = -Fx$ und damit $w_S(x) = -(\alpha/GA)Fx + C$. Aus $w_S(x = l) = 0$ folgt $C = (\alpha/GA)Fl$ und somit $w_S(x) = (\alpha/GA) \cdot F(l - x)$ bzw. $w_S(x = 0) = (\alpha/GA)Fl$. Der entsprechende Wert aus Biegung ist $w(x = 0) = Fl^3/(3EI_y)$. Für einen Rechteckquerschnitt ergibt sich $w_S/w = (0{,}3 \cdot E/G)(h/l)^2$. Nun ist $0{,}3 \cdot E/G \approx 1$ und somit $w_S/w \approx (h/l)^2$.
Für $h/l = 1/5$ wird $w_S \approx 0{,}04 \cdot w$, d. h., die Schubverformungen für niedrige Träger sind gegenüber den Biegeverformungen vernachlässigbar.

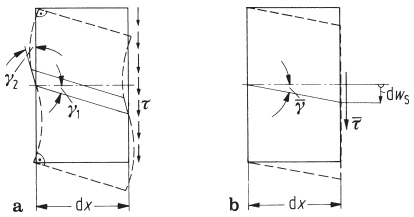


Bild 32 a, b. Schubdurchsenkung

Durchbiegung schwach gekrümmter Träger. Entsprechend dem Ergebnis beim geraden Träger, s. Gl. (33), wird hier die Änderung der Krümmung (**Bild 33 a**)

$$\frac{1}{\varrho} - \frac{1}{R} = -\frac{M_b}{EI_y}.$$

Hieraus folgt für die Radialverschiebung w eines ursprünglich kreisförmigen Trägers [3, 4] die Differentialgleichung

$$\frac{\mathrm{d}^2 w}{\mathrm{d}\varphi^2} + w = \frac{R^2}{EI_y} M_b(\varphi). \tag{38}$$

Die Tangentialverschiebung u folgt zu

$$u(\varphi) = \int w(\varphi)\mathrm{d}\varphi.$$

Beispiel: Für den Viertelkreisträger (**Bild 34 b**) berechne man die Verschiebungen des Kraftangriffspunkts. – Mit $M_b(\varphi) = -FR\cos\varphi$ erhält man die Differentialgleichung

$$w''(\varphi) + w(\varphi) = -(FR^3/EI_y)\cos\varphi$$

mit der Lösung

$$w(\varphi) = C_1 \sin\varphi + C_2 \cos\varphi - (FR^3/2EI_y)\,\varphi \sin\varphi.$$

Aus den Randbedingungen $w(0) = 0$ und $w'(0) = 0$ folgen $C_1 = C_2 = 0$ und damit $w(\varphi) = (FR^3/2EI_y)\varphi \sin\varphi$ mit $w(\pi/2) = \pi FR^3/(4EI_y)$.

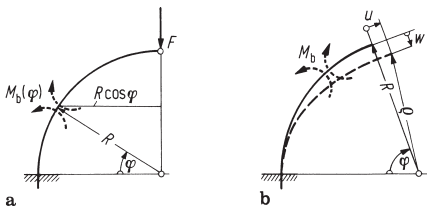


Bild 33 a, b. Mohrsches Verfahren, rechnerisch

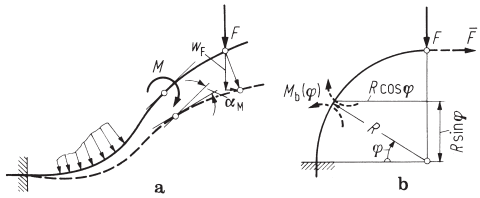


Bild 34 a, b. Satz von Castigliano. **a** Allgemein; **b** Viertelkreisträger

Tabelle 5a. Biegelinien von statisch bestimmten Trägern mit konstantem Querschnitt

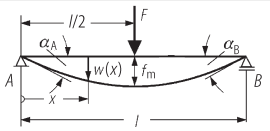
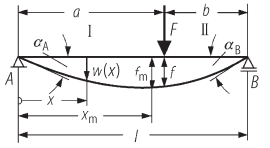
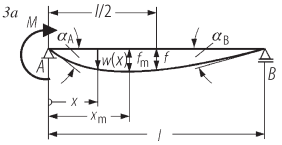
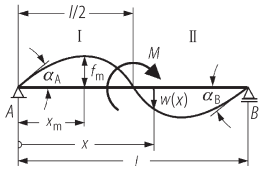
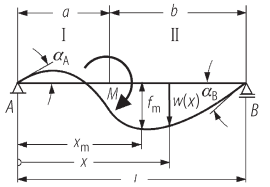
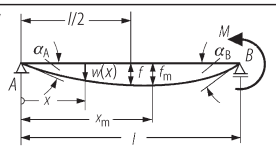
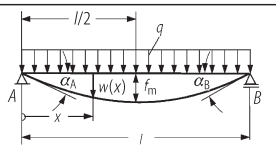
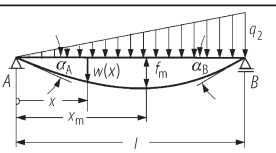
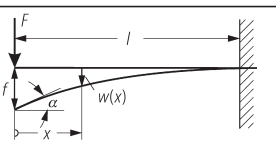
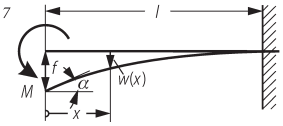
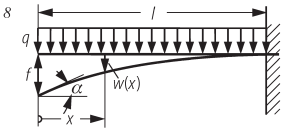
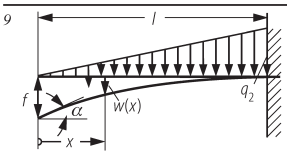
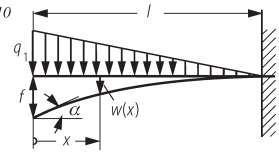
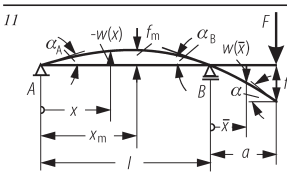
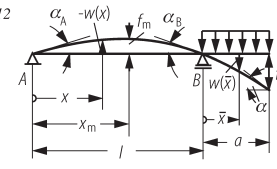
Belastungsfall	Gleichung der Biegelinie	Durchbiegung	Neigungswinkel
1 	$0 \leqq x \leqq l/2:$ $w(x) = \frac{Fl^3}{48EI_y}\left[3\frac{x}{l} - 4\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$f_m = \frac{Fl^3}{48EI_y}$	$\alpha_A = \alpha_B = \frac{F \cdot l^2}{16EI_y}$
2 	$0 \leqq x \leqq a:$ $w_I(x) = \frac{Fab^2}{6EI_y}\left[\left(1+\frac{l}{b}\right)\frac{x}{l} - \frac{x^3}{abl}\right]$ $a \leqq x \leqq l:$ $w_{II}(x) = \frac{Fa^2b}{6EI_y}\left[\left(1+\frac{l}{a}\right)\frac{l-x}{l} - \frac{(l-x)^3}{abl}\right]$	$f = \frac{Fa^2b^2}{3EI_y l}$ $a > b: f_m = \frac{Fb\sqrt{(l^2-b^2)^3}}{9\sqrt{3}EI_y l}$ in $x_m = \sqrt{(l^2-b^2)/3}$ $a < b: f_m = \frac{Fa\sqrt{(l^2-a^2)^3}}{9\sqrt{3}EI_y l}$ in $x_m = l - \sqrt{(l^2-a^2)/3}$	$\alpha_A = \frac{Fab(l+b)}{6EI_y l}$ $\alpha_B = \frac{Fab(l+a)}{6EI_y l}$
3a 	$w(x) = \frac{Ml^2}{6EI_y}\left[2\frac{x}{l} - 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 + \left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{Ml^2}{16EI_y}$ in $x = \frac{l}{2}$ $f_m = \frac{Ml^2}{9\sqrt{3}EI_y}$ in $x_m = l - \frac{l}{\sqrt{3}}$	$\alpha_A = \frac{Ml}{3EI_y}$ $\alpha_B = \frac{Ml}{6EI_y}$
3b 	$0 \leqq x \leqq l/2:$ $w_I = \frac{Ml^2}{24EI_y}\left[-\frac{x}{l} + 4\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $l/2 \leqq x \leqq l:$ $w_{II} = \frac{Ml^2}{24EI_y}\left[-3 + 11\frac{x}{l} - 12\left(\frac{x}{l}\right)^2 + 4\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$f_{m_I} = f_{m_{II}} = \frac{Ml^2}{72\sqrt{3}EI_y}$ in $x_{m_I} = \frac{l}{2\sqrt{3}}$ bzw. in $x_{m_{IIl}} = l\left(1 - \frac{1}{2\sqrt{3}}\right)$	$\alpha_A = \alpha_B = \frac{Ml}{24EI_y}$
3c 	$0 \leqq x \leqq a:$ $w_I(x) = \frac{Ml^2}{6EI_y}\left[\left(2 - 6\frac{a}{l} + 3\frac{a^2}{l^2}\right)\frac{x}{l} + \left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $a \leqq x \leqq l:$ $w_{II}(x) = \frac{-Ml^2}{6EI_y}\left[3\left(\frac{a}{l}\right)^2 - \left(2 + 3\left(\frac{a}{l}\right)^2\right)\frac{x}{l} + 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 - \left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$a > b$ in $x_m = l\sqrt{\frac{2a}{l} - \frac{2}{3} - \left(\frac{a}{l}\right)^2}$ $f_m = \frac{Ml^2}{6EI_y}\left(\left(\frac{6a}{l^2} - \frac{2}{l} - \frac{3a^2}{l^3}\right)x_m - \left(\frac{x_m}{l}\right)^3\right)$ $a < b$: in $x_m = l\left(1 - \sqrt{\frac{1}{3} - \left(\frac{a}{l}\right)^2}\right)$ $f_m = \frac{Ml^2}{6EI_y}\left[3\left(\frac{a}{l}\right)^2 - \left(2 + 3\left(\frac{a}{l}\right)^2\right)\frac{x_m}{l} + 3\left(\frac{x_m}{l}\right)^2 - \left(\frac{x_m}{l}\right)^3\right]$	$\alpha_A = -\frac{Ml}{6EI_y}\left(2 - 6\frac{a}{l} + 3\left(\frac{a}{l}\right)^2\right)$ $\alpha_B = \frac{Ml}{6EI_y}\left(1 - 3\left(\frac{a}{l}\right)^2\right)$
3d 	$w(x) = \frac{Ml^2}{6EI_y}\left[\frac{x}{l} - \left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{Ml^2}{16EI_y}$ in $x = \frac{l}{2}$ $f_m = \frac{Ml^2}{9\sqrt{3}EI_y}$ in $x_m = \frac{l}{\sqrt{3}}$	$\alpha_A = \frac{Ml}{6EI_y}$ $\alpha_B = \frac{Ml}{3EI_y}$
4 	$w(x) = \frac{ql^4}{24EI_y}\left[\frac{x}{l} - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 + \left(\frac{x}{l}\right)^4\right]$	$f_m = \frac{5}{384}\frac{ql^4}{EI_y}$	$\alpha_A = \alpha_B = \frac{ql^3}{24EI_y}$
5 	$w(x) = \frac{q_2 l^4}{360EI_y}\left[7\frac{x}{l} - 10\left(\frac{x}{l}\right)^3 + 3\left(\frac{x}{l}\right)^5\right]$	$f_m = \frac{q_2 l^4}{153,3EI_y}$ in $x_m = 0,519\,l$	$\alpha_A = \frac{7}{360}\frac{q_2 l^3}{EI_y}$ $\alpha_B = \frac{8}{360}\frac{q_2 l^3}{EI_y}$
6 	$w(x) = \frac{Fl^3}{6EI_y}\left[2 - 3\frac{x}{l} + \left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{Fl^3}{3EI_y}$	$\alpha = \frac{Fl^2}{2EI_y}$

Tabelle 5a. (Fortsetzung)

Belastungsfall	Gleichung der Biegelinie	Durchbiegung	Neigungswinkel
7 	$w(x)=\frac{Ml^2}{2EI_y}\left[1-2\frac{x}{l}+\left(\frac{x}{l}\right)^2\right]$	$f=\frac{Ml^2}{2EI_y}$	$\alpha=\frac{Ml}{EI_y}$
8 	$w(x)=\frac{ql^4}{24EI_y}\left[3-4\frac{x}{l}+\left(\frac{x}{l}\right)^4\right]$	$f=\frac{ql^4}{8EI_y}$	$\alpha=\frac{ql^3}{6EI_y}$
9 	$w(x)=\frac{q_2l^4}{120EI_y}\left[4-5\frac{x}{l}+\left(\frac{x}{l}\right)^5\right]$	$f=\frac{q_2l^4}{30EI_y}$	$\alpha=\frac{q_2l^3}{24EI_y}$
10 	$w(x)=\frac{q_1l^4}{120EI_y}\left[11-15\frac{x}{l}+5\left(\frac{x}{l}\right)^4-\left(\frac{x}{l}\right)^5\right]$	$f=\frac{11\ q_1l^4}{120\ EI_y}$	$\alpha=\frac{q_1l^3}{8EI_y}$
11 	$0\leqq x\leqq l$: $w(x)=-\frac{Fal^2}{6EI_y}\left[\frac{x}{l}-\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $0\leqq \bar{x}\leqq a$: $w(\bar{x})=\frac{Fa^3}{6EI_y}\left[2\frac{l}{a}\frac{\bar{x}}{a}+3\left(\frac{\bar{x}}{a}\right)^2-\left(\frac{\bar{x}}{a}\right)^3\right]$	$f=\frac{Fa^2(l+a)}{3EI_y}$ $f_m=\frac{Fal^2}{9\sqrt{3}EI_y}$ in $x_m=\frac{l}{\sqrt{3}}$	$\alpha=\frac{Fa(2l+3a)}{6EI_y}$ $\alpha_A=\frac{Fal}{6EI_y}$ $\alpha_B=\frac{Fal}{3EI_y}$
12 	$0\leqq x\leqq l$: $w(x)=-\frac{qa^2l^2}{12EI_y}\left[\frac{x}{l}-\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $0\leqq \bar{x}\leqq a$: $w(\bar{x})=\frac{qa^4}{24EI_y}\left[4\frac{l}{a}\frac{\bar{x}}{a}+6\left(\frac{\bar{x}}{a}\right)^2-4\left(\frac{\bar{x}}{a}\right)^3+\left(\frac{\bar{x}}{a}\right)^4\right]$	$f=\frac{qa^3(4l+3a)}{24EI_y}$ $f_m=\frac{qa^2l^2}{18\sqrt{3}EI_y}$ in $x_m=\frac{l}{\sqrt{3}}$	$\alpha=\frac{qa^2(l+a)}{6EI_y}$ $\alpha_A=\frac{qa^2l}{12EI_y}$ $\alpha_B=\frac{qa^2l}{6EI_y}$

Mit $u(0)=0$ wird dann

$$u(\varphi)=(FR^3/2EI_y)\int \varphi\sin\varphi\,\mathrm{d}\varphi=(FR^3/2EI_y)(\sin\varphi-\varphi\cos\varphi)$$

und $u(\pi/2)=FR^3/(2EI_y)$.

2.4.9 Formänderungsarbeit bei Biegung und Energiemethoden zur Berechnung von Einzeldurchbiegungen

Bending strain energy, energy methods for deflection analysis

Formänderungsarbeit.

$$W_b=\frac{1}{2}\int M_b\mathrm{d}\varphi=\frac{1}{2}\int\frac{M_b^2}{EI_y}\mathrm{d}s. \tag{39}$$

Satz von Castigliano. Für Systeme aus Hookeschem Material gilt (**Bild 34a**)

$$w_F=\frac{\partial W}{\partial F},\quad \alpha_M=\frac{\partial W}{\partial M}. \tag{40}$$

Die Ableitung der Formänderungsarbeit nach einer Einzelkraft gibt die Verschiebung in Richtung der Einzelkraft, die Ableitung nach einem Moment ergibt den Drehwinkel an der Stelle des Angriffspunkts. (Sind Verschiebungen an Stellen oder in Richtungen gesucht, an denen keine Einzelkraft wirkt, so wird eine Hilfskraft $\bar{F}$ angebracht und nach Durchführung der Rechnung wieder gleich Null gesetzt; entsprechend bei Drehwinkel und Momenten.)

Beispiel: Für den Viertelkreisträger nach **Bild 34b** ist die Horizontalverschiebung u des Kraftangriffspunkts zu berechnen. – Mit der Hilfskraft $\bar{F}$ in Horizontalrichtung (**Bild 34b**) gilt für das Biegemoment $M_b(\varphi)=-FR\cos\varphi-\bar{F}R(1-\sin\varphi)$ sowie für die Formänderungsarbeit und die Verschiebung

$$W=\frac{1}{2EI_y}\int_0^{\pi/2}[-FR\cos\varphi-\bar{F}R(1-\sin\varphi)]^2R\,\mathrm{d}\varphi,$$

$$u=\frac{\partial W}{\partial\bar{F}}=-\frac{1}{EI_y}\int_0^{\pi/2}[-FR\cos\varphi-\bar{F}R(1-\sin\varphi)](1-\sin\varphi)\,R^2\mathrm{d}\varphi$$

bzw. mit $\bar{F}=0$

$$u=+\frac{1}{EI_y}\int_0^{\pi/2}FR\cos\varphi(1-\sin\varphi)\,R^2\mathrm{d}\varphi$$

$$=\frac{FR^3}{EI_y}\left[\sin\varphi-\frac{1}{2}\sin^2\varphi\right]_0^{\pi/2}=\frac{FR^3}{2EI_y}.$$

Tabelle 5b. Biegemomente und Biegelinien von statisch unbestimmten Trägern mit konstantem Querschnitt

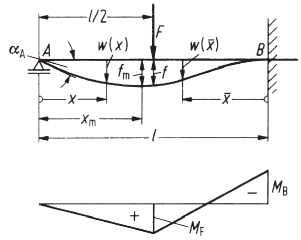
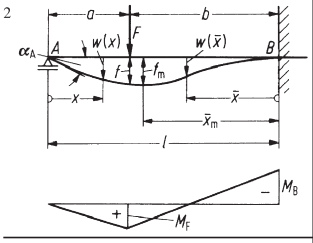
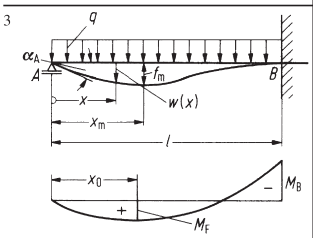
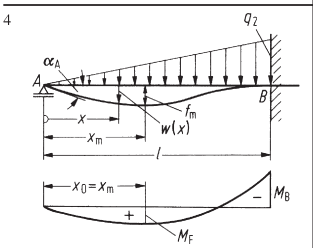
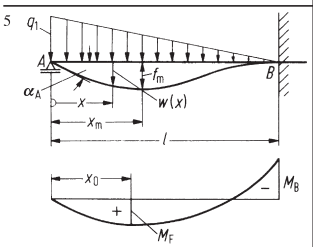
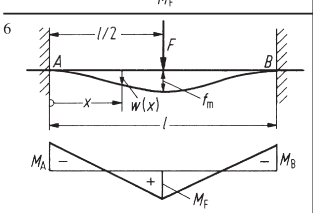
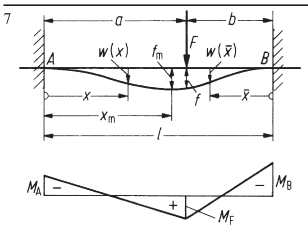
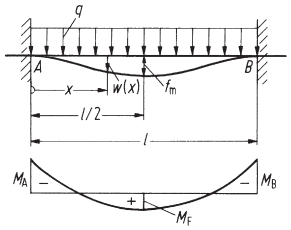
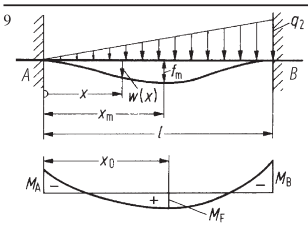
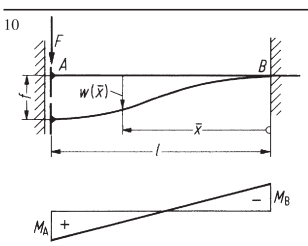
Belastungsfall	Auflagerkräfte Biegemomente	Gleichung der Biegelinie	Durchbiegung	Neigungs- winkel
1 	$F_A = \frac{5}{16}F,\ F_B = \frac{11}{16}F$ $M_B = -\frac{3}{16}Fl$ $M_F = \frac{5}{32}Fl$	$0 \leqq x \leqq l/2$: $w(x) = \frac{F \cdot l^3}{96EI_y}\left[3\frac{x}{l} - 5\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $0 \leqq \bar{x} \leqq l/2$: $w(\bar{x}) = \frac{F \cdot l^3}{96EI_y}\left[9\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^2 - 11\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{7}{768}\frac{F \cdot l^3}{EI_y}$ $f_m = \frac{F \cdot l^3}{48\sqrt{5}EI_y}$ in $x_m = \frac{l}{\sqrt{5}} = 0{,}447l$	$\alpha_A = \frac{F \cdot l^2}{32EI_y}$
2 	$F_A = F\left(\frac{b}{l}\right)^2\left(1+\frac{a}{2l}\right)$ $F_B = F\left(\frac{a}{l}\right)^2\left(1+\frac{b}{2l}+\frac{3b}{2a}\right)$ $M_B = -F\frac{ab}{l}\left(1-\frac{b}{2l}\right)$ $M_F = F\frac{ab^2}{l^2}\left(1+\frac{a}{2l}\right)$	$0 \leqq x \leqq a$: $w(x) = \frac{Flb^2}{4EI_y}\left[\frac{ax}{l\,l} - \frac{2}{3}\left(1+\frac{a}{2l}\right)\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $0 \leqq \bar{x} \leqq b$: $w(\bar{x}) = \frac{Fl^2a}{4EI_y}\left[\left(1-\frac{a^2}{l^2}\right)\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^2 - \left(1-\frac{a^2}{3l^2}\right)\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{Fa^2b^3}{4EI_yl^2}\left(1+\frac{a}{3l}\right)$ für $a \leqq 0{,}414l$: $f_m = w(\bar{x}_m)$ in $\bar{x}_m = \frac{b(1+l/a)}{1+3b/2a+b/2l}$ für $a \geqq 0{,}414l$: $f_m = w(x_m)$ in $x_m = l\sqrt{\frac{a/2l}{1+a/2l}}$	$\alpha_A = \frac{Fab^2}{4EI_yl}$
3 	$F_A = \frac{3}{8}ql,\ F_B = \frac{5}{8}ql$ $M_B = -\frac{1}{8}ql^2$ $M_F = \frac{9}{128}ql^2$ in $x_0 = \frac{3}{8}l$	$w(x) = \frac{ql^4}{48EI_y}\left[\frac{x}{l} - 3\left(\frac{x}{l}\right)^3 + 2\left(\frac{x}{l}\right)^4\right]$	$f_m = \frac{ql^4}{185EI_y}$ in $x_m = 0{,}4215l$	$\alpha_A = \frac{ql^3}{48EI_y}$
4 	$F_A = \frac{1}{10}q_2l,\ F_B = \frac{4}{10}q_2l$ $M_B = -\frac{1}{15}q_2l^2$ $M_F = 0{,}0298\,q_2l^2$ in $x_0 = \frac{l}{\sqrt{5}} = 0{,}447l$	$w(x) = \frac{q_2l^4}{120EI_y}\left[\frac{x}{l} - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 + \left(\frac{x}{l}\right)^5\right]$	$f_m = \frac{q_2l^4}{419EI_y}$ in $x_m = \frac{l}{\sqrt{5}} = 0{,}447l$	$\alpha_A = \frac{q_2l^3}{120EI_y}$
5 	$F_A = \frac{11}{40}q_1l,\ F_B = \frac{9}{40}q_1l$ $M_B = -\frac{7}{120}q_1l^2$ $M_F = 0{,}0423\,q_1l^2$ in $x_0 = 0{,}329l$	$w(x) = \frac{q_1l^4}{240EI_y}$ $\cdot\left[3\frac{x}{l} - 11\left(\frac{x}{l}\right)^3 + 10\left(\frac{x}{l}\right)^4 - 2\left(\frac{x}{l}\right)^5\right]$	$f_m = \frac{q_1l^4}{328EI_y}$ in $x_m = 0{,}4025l$	$\alpha_A = \frac{q_1l^3}{80EI_y}$
6 	$F_A = F_B = \frac{1}{2}F$ $M_A = M_B = -\frac{1}{8}Fl$ $M_F = \frac{1}{8}Fl$	$0 \leqq x \leqq l/2$: $w(x) = \frac{F \cdot l^3}{48EI_y}\left[3\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 4\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$	$f_m = \frac{F \cdot l^3}{192EI_y}$	– –

Tabelle 5b. (Fortsetzung)

Belastungsfall	Auflagerkräfte Biegemomente	Gleichung der Biegelinie	Durchbiegung	Neigungswinkel
7 	$F_A = F\left(\frac{b}{l}\right)^2\left(1+2\frac{a}{l}\right)$ $F_B = F\left(\frac{a}{l}\right)^2\left(1+2\frac{b}{l}\right)$ $M_A = -Fa\left(\frac{b}{l}\right)^2$ $M_B = -Fb\left(\frac{a}{l}\right)^2$ $M_F = 2Fl\left(\frac{a}{l}\right)^2\left(\frac{b}{l}\right)^2$	$0 \leqq x \leqq a$: $w(x) = \frac{Flb^2}{6EI_y} \cdot \left[3\frac{a}{l}\left(\frac{x}{l}\right)^2 - \left(1+\frac{2a}{l}\right)\left(\frac{x}{l}\right)^3\right]$ $0 \leqq \bar{x} \leqq b$: $w(\bar{x}) = \frac{Fla^2}{6EI_y} \cdot \left[3\frac{b}{l}\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^2 - \left(1+\frac{2b}{l}\right)\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{Fa^3b^3}{3EI_yl^3}$ $a > b$: $f_m = \frac{2}{3}\frac{Fa^3b^2}{EI_yl^2}\left(\frac{1}{1+2a/l}\right)^2$ in $x_m = l\frac{1}{1+l/2a}$ $a < b$: $f_m = \frac{2}{3}\frac{Fa^2b^3}{EI_yl^2}\left(\frac{1}{1+2b/l}\right)^2$ in $x_m = l\frac{1}{1+l/2b}$	– –
8 	$F_A = F_B = \frac{1}{2}ql$ $M_A = M_B = -\frac{1}{12}ql^2$ $M_F = \frac{1}{24}ql^2$	$w(x) = \frac{ql^4}{24EI_y}\left[\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3 + \left(\frac{x}{l}\right)^4\right]$	$f = \frac{ql^4}{384EI_y}$	– –
9 	$F_A = \frac{3}{20}q_2l$ $F_B = \frac{7}{20}q_2l$ $M_A = -\frac{1}{30}q_2l^2$ $M_B = -\frac{1}{20}q_2l^2$ $M_F = 0{,}0214\,q_2l^2$ in $x_0 = l\sqrt{\frac{3}{10}} = 0{,}548l$	$w(x) = \frac{q_2l^4}{120EI_y} \cdot \left[2\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 3\left(\frac{x}{l}\right)^3 + \left(\frac{x}{l}\right)^5\right]$	$f_m = \frac{q_2l^4}{764EI_y}$ in $x_m = 0{,}525l$	– –
10 	$F_A = 0,\ F_B = F$ $M_A = \frac{1}{2}Fl$ $M_B = -\frac{1}{2}Fl$	$w(\bar{x}) = \frac{F \cdot l^3}{12EI_y}\left[3\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{\bar{x}}{l}\right)^3\right]$	$f = \frac{F \cdot l^3}{12EI_y}$	– –

Beispiel: abgesetzte Welle (**Bild 35**). Gesucht ist die Durchbiegung an der Stelle der Krafteinleitung.
Gegeben: $F = 2000\,\mathrm{N}$, $E_{St} = 2{,}1 \times 10^5\ \mathrm{N/mm^2}$, $\ell = 100\,\mathrm{mm}$, $D_1 = 20\,\mathrm{mm}$, $D_2 = 30\,\mathrm{mm}$, $D_3 = 40\,\mathrm{mm}$.
Die Formänderungsarbeit lautet nach Gl. (39):

$$W = \frac{1}{2}\int_0^{5\ell}\frac{M_b^2}{EI_y}\mathrm{d}x.$$

Berücksichtigt man die Symmetrieachse, folgt:

$$W_{ges} = 2W = \frac{1}{2}Fw\left(x = \frac{5}{2}\ell\right) \Rightarrow w\left(x = \frac{5}{2}\ell\right) = \frac{4W}{F},$$

$$W_{ges} = 2\frac{1}{2E}\left(\frac{1}{I_{y1}}\int_0^{\ell}(1)^2\,\mathrm{d}x + \frac{1}{I_{y2}}\int_0^{\ell}(2)^2\,\mathrm{d}x + \frac{1}{I_{y3}}\int_0^{1/2\ell}(3)^2\,\mathrm{d}x\right).$$

Die Auswertung der Integrale mit **Tab. 6** ergibt:

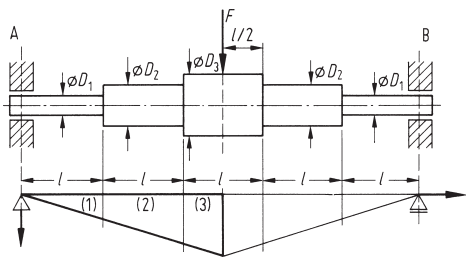


Bild 35. Abgesetzte Welle und Biegemomentverlauf

$$W_{ges} = \frac{1}{E}\left[\frac{1}{I_{y1}}\left(\frac{1}{3}lik\right) + \frac{1}{I_{y2}}\left(\frac{\ell}{6}(2i_1k_1 + i_1k_2 + i_2k_1 + 2i_2k_2)\right) + \frac{1}{I_{y3}}\left(\frac{\ell}{6}(2i_1k_1 + i_1k_2 + i_2k_1 + 2i_2k_2)\right)\right].$$

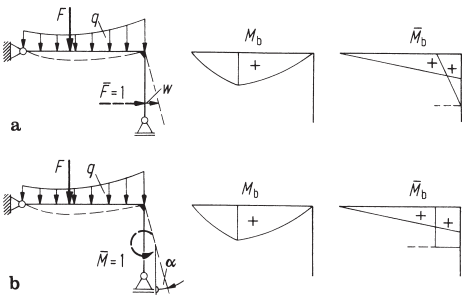


Bild 36 a, b. Prinzip der virtuellen Arbeiten

Es folgt mit:

$$(1):\ \ell=\ell,\ i=\frac{1}{2}F\ell=k;\quad (2):\ \ell=\ell,\ i_1=k_1=\frac{1}{2}F\ell,\ k_2=i_2;$$

$$(3):\ \ell=\frac{\ell}{2},\ i_1=k_1=F\ell,\ i_2k_2=\frac{5}{4}F\ell:$$

$$w\left(x=\frac{5}{2}\ell\right)=\frac{1}{6}\frac{F\ell^3}{E}\left(\frac{1}{I_{y1}}+\frac{7}{I_{y2}}+\frac{61}{8}\frac{1}{I_{y3}}\right)\approx 0{,}578\,\text{mm}.$$

Wenn $I_{y1}=I_{y2}=I_{y3}=I_y$, ist $w\left(x=\frac{5}{2}\ell\right)=\frac{125}{48}\frac{F\ell^3}{EI_y}$ (entspricht Lastfall 1 in **Tab. 5 a**).

Prinzip der virtuellen Arbeiten. Wird einem elastischen System eine beliebige (virtuelle), d.h. mit den geometrischen Gegebenheiten verträgliche Verrückung erteilt, so ist im Gleichgewichtsfall die Summe aus äußerer und innerer virtueller Arbeit gleich Null:

$$\delta W^{(a)}+\delta W^{(i)}=0.$$

Wählt man als äußere Kraft lediglich eine virtuelle Hilfskraft $\overline{F}=1$ und als Verrückung die wirklichen Verschiebungen (Prinzip der virtuellen Kräfte) (**Bild 36 a**), so folgt aus

$$\begin{aligned}\delta W^{(a)}&=-\delta W^{(i)}\\ \overline{F}w\ \ &=1\cdot w=\int\overline{M}_b\,\mathrm{d}\varphi=\int\frac{\overline{M}_bM_b}{EI_y}\,\mathrm{d}s.\end{aligned}\qquad(41)$$

Hieraus folgt die Verschiebung w in Richtung der Hilfskraft $\overline{F}=1$. Dabei sind $\overline{M}_b$ die Biegemomente infolge dieser Hilfskraft und M_b die Biegemomente infolge der wirklichen Belastung. Werden als äußere Last ein virtuelles Hilfsmoment

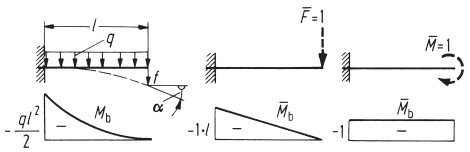


Bild 37. Verformungen eines Kragträgers

$\overline{M}=1$ und als Verrückung wiederum die wirklichen Verschiebungen gewählt, so gilt (**Bild 36 b**)

$$\overline{M}\alpha=1\cdot\alpha=\int\overline{M}_b\,\mathrm{d}\varphi=\int\frac{\overline{M}_bM_b}{EI_y}\,\mathrm{d}s.\qquad(42)$$

Hieraus folgt der Drehwinkel an der Angriffsstelle des Hilfsmoments. Die Integrale in den Gln. (41) und (42) sind für Träger mit $EI_y=\text{const}$ nur für das Produkt $\overline{M}_bM_b$ zu bilden und für die wichtigsten Grundfälle in **Tab. 6** zusammengestellt.

Beispiel: Kragträger mit Streckenlast (**Bild 37**). Gesucht sind die Durchbiegung und der Neigungswinkel am freien Ende. – Für die Durchbiegung folgt nach **Tab. 6**, Spalte 8, Zeile b mit $i=ql^2/2$ und $k=l$

$$1\cdot f=\int_0^l\overline{M}_bM_b\,\frac{\mathrm{d}x}{EI_y}=\frac{1}{EI_y}\cdot\frac{1}{4}\,l\,i\,k=\frac{ql^4}{8EI_y}$$

und für den Neigungswinkel nach Zeile a mit $i=ql^2/2$ und $k=1$

$$1\cdot\alpha=\int_0^l\overline{M}_bM_b\,\frac{\mathrm{d}x}{EI_y}=\frac{1}{EI_y}\cdot\frac{1}{3}\,l\,i\,k=\frac{ql^3}{6EI_y}$$

(vgl. **Tab. 5 a**, Fall 8).

Prinzip der virtuellen Verrückungen für schubstarre Biegebalken. Das Prinzip der virtuellen Verrückungen ist äquivalent einer Gleichgewichtsaussage. Dazu wird die Biegedifferentialgleichung des Balkens mit einer virtuellen Verschiebung δw multipliziert und über die Balkenlänge integriert.

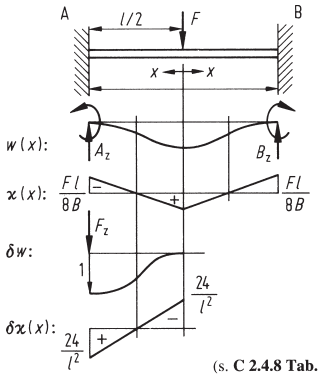
$$-M''=p\ \Bigg|\int_0^\ell\delta w\,\mathrm{d}x\Rightarrow-\int_0^\ell M''\delta w\,\mathrm{d}x=\int_0^\ell p\,\delta w\,\mathrm{d}x,$$

$$-\left[M'\delta w-M\delta w'\right]\Big|_0^\ell-\int_0^\ell M\delta w''\,\mathrm{d}x=\int_0^\ell p\,\delta w\,\mathrm{d}x.$$

Dabei müssen die virtuellen Verrückungen δw geometrisch verträglich sein, d.h. den Verformungsaussagen $\delta\beta=-\delta w'$,

Tabelle 6. Werte für $\int\overline{M}M\mathrm{d}s$

$\overline{M}$	M: 1	2	3	4	5	6	7	8	9
	i, l, i	i, l	i, l	i_1, i_2, l	quadratische Parabel	quadratische Parabel	quadratische Parabel	quadratische Parabel	quadratische Parabel
a	k, l, k	lik	$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{2}l(i_1+i_2)k$	$\frac{2}{3}lik$	$\frac{2}{3}lik$	$\frac{2}{3}lik$	$\frac{1}{3}lik$	$\frac{1}{3}lik$
b	k, l	$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{3}lik$	$\frac{1}{6}lik$	$\frac{1}{6}l(i_1+2i_2)k$	$\frac{1}{3}lik$	$\frac{5}{12}lik$	$\frac{1}{4}lik$	$\frac{1}{4}lik$	$\frac{1}{12}lik$
c	k_1, l, k_2	$\frac{1}{2}li(k_1+k_2)$	$\frac{1}{6}li(k_1+2k_2)$	$\frac{1}{6}li(2k_1+k_2)$	$\frac{1}{6}l[i_1(2k_1+k_2)+i_2(k_1+2k_2)]$	$\frac{1}{3}li(k_1+k_2)$	$\frac{1}{12}li(3k_1+5k_2)$	$\frac{1}{12}li(5k_1+3k_2)$	$\frac{1}{12}li(k_1+3k_2)$	$\frac{1}{12}li(3k_1+k_2)$
d	αl, βl, k	$\frac{1}{2}lik$	$\frac{1}{6}l(1+\alpha)ik$	$\frac{1}{6}l(1+\beta)ik$	$\frac{1}{6}l(k[(1+\beta)i_1+(1+\alpha)i_2]$	$\frac{1}{3}l(1+\alpha\beta)ik$	$\frac{1}{12}l(5-\beta-\beta^2)ik$	$\frac{1}{12}l(5-\alpha-\alpha^2)ik$	$\frac{1}{12}l(1+\alpha+\alpha^2)ik$	$\frac{1}{12}l(1+\beta+\beta^2)ik$



$$Fz\,1 = \int_0^{l/2} EI\,\kappa\,\delta\kappa\,\mathrm{d}x$$

$$\kappa = -w'',\ EI\,w'' = -M$$

$$M = \frac{F\ell}{2}\left(\frac{1}{4} - \frac{x}{l}\right)$$

$$\delta\kappa = -\delta w'',\ \kappa = \frac{M}{EI}$$

$$\delta w = -2\left(\frac{x}{\ell}\right)^3 + 3\left(\frac{x}{\ell}\right)^2$$

(s. **C 2.4.8 Tab. 5 b** Fall 10)

$$\delta\kappa = 12\,\frac{x}{\ell^3} - 6\,\frac{1}{\ell^2} \text{ mit } \ell \mathrel{\hat{=}} \frac{\ell}{2} \text{ folgt dann:}$$

$$EI\int \kappa\,\delta\kappa\,\mathrm{d}x = -\frac{1}{6}\,\ell\;\frac{24}{\ell^2}\,EI\,\frac{F\ell}{2EI} = -\frac{1}{2}\,F,\ Fz = -\frac{1}{2}\,F \Rightarrow Az = \frac{1}{2}\,F$$

Bild 38. Biegebalken, Krümmungsverlauf infolge F und δw

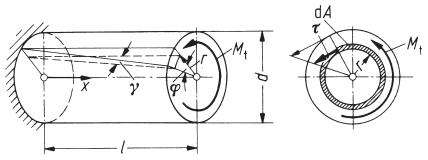


Bild 39. Torsion eines Stabs mit Kreisquerschnitt

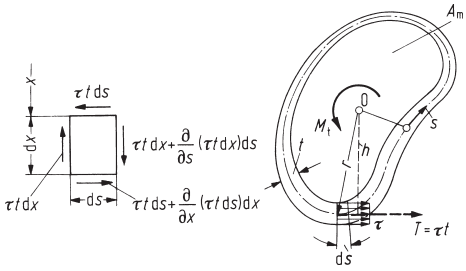


Bild 40. Torsion eines Stabs mit dünnwandigem Hohlquerschnitt

$\delta\varkappa = -\delta w''$ genügen. Beachtet man weiter, daß auch die wirklichen Zustandsgrößen statisch verträglich sein müssen $M' = Q$, dann kann geschrieben werden:

$$\delta W_\mathrm{a} = \int_0^\ell p\,\delta w\,\mathrm{d}x + [Q\,\delta w + M\delta\beta]\Big|_0^\ell = \delta W_\mathrm{i} = \int_0^\ell M\delta w\,\mathrm{d}x.$$

In Worten: Wenn die virtuellen Verrückungen δw geometrisch verträglich sind, oder mit anderen Worten, die verformungsgeometrischen Aussagen erfüllen, besagt die vorstehende Gleichung, daß die Arbeit der wirklichen äußeren Kräfte (einschließlich der Randkräfte und Momente) an den virtuellen Verrückungen gleich der Arbeit der wirklichen Momente an den virtuellen Krümmungen ist. Mit dem Prinzip der virtuellen Verrückungen lassen sich Zwangskräfte Fz (Federkräfte, Auflagereaktionen) infolge bekannter Verformungszustände berechnen. Dazu wird eine virtuelle Verrükkung $\delta w = 1$ an der gewünschten Stelle aufgebracht. Die entstehende äußere Arbeit ist dann $\delta W_\mathrm{a} = Fz\,1 + \int p\,\delta w\,\mathrm{d}x$ und damit die gesuchte Zwangskraft Fz und die Arbeit der äußeren Lasten. Wenn man in der zugehörigen inneren Arbeit $\delta W_\mathrm{i} = \int M\delta\varkappa\,\mathrm{d}x$ das Elastizitätsgesetz $M = EI\chi$ einsetzt, ergibt sich aus der Forderung, äußere gleich innere Arbeit, der Zusammenhang: $Fz = \int EI\varkappa\,\delta\varkappa\,\mathrm{d}x - \int p\,\delta w\,\mathrm{d}x$. Wenn die gesuchte Größe ein Moment ist, muß an der betreffenden Stelle analog zu $\delta w = 1$ ein Winkel $\delta\varphi = 1$ aufgezwungen werden. Es ergibt sich dann das Zwangsmoment plus die äußere Arbeit der Lasten.

Beispiel: Für den in **Bild 38** skizzierten Balken ist die Auflagerkraft Az zu berechnen. Es gilt $\delta W_\mathrm{A} = \delta W_\mathrm{i}$.

2.5 Torsionsbeanspruchung. Torsion

2.5.1 Stäbe mit Kreisquerschnitt und konstantem Durchmesser

Bars of circular cross section and constant diameter

Bei der Torsion von Stäben mit Kreisquerschnitt tritt keine Verwölbung ein, d. h., die Querschnitte bleiben eben. Ferner bleiben die Radien der Kreisquerschnitte geradlinig, d. h., die Querschnitte verdrehen sich als starres Ganzes. Geradlinige Mantellinien auf der Oberfläche werden zu Schraubenlinien, die aber wegen der kleinen Verformungen (**Bild 39**) als geradlinig aufgefaßt werden können.

Mit $\gamma\,l = \varphi\,r$ und dem Hookeschen Gesetz $\gamma = \tau/G$ ergibt sich

$$\tau = (G\varphi/l)r, \tag{43}$$

d. h., die Torsionsspannungen τ nehmen linear mit dem Radius r zu (**Bild 39**). Das Moment aller Torsionsspannungen um den Kreismittelpunkt muß gleich dem Torsionsmoment sein:

$$M_\mathrm{t} = \int_0^{d/2} \tau\,r\,\mathrm{d}A = (G\varphi/l)\int_0^{d/2} r^2\mathrm{d}A = (G\varphi/l)I_\mathrm{p}, \tag{44}$$

$$I_\mathrm{p} = \int_0^{d/2} r^2\mathrm{d}A = \int_0^{d/2} r^2 2\pi\,r\,dr = \pi d^4/32. \tag{45}$$

I_p ist das polare Flächenmoment 2. Grades des Kreisquerschnitts. Aus den Gln. (44) und (43) folgt für die Torsionsspannungen und mit dem polaren Widerstandsmoment $W_\mathrm{p} = I_\mathrm{p}/(d/2) = \pi d^3/16$ des Kreisquerschnitts

$$\begin{aligned}&\tau(r) = (M_\mathrm{t}/I_\mathrm{p})r \quad \text{bzw.}\\ &\tau_\mathrm{max} = (M_\mathrm{t}/I_\mathrm{p})(d/2) = M_\mathrm{t}/W_\mathrm{p}.\end{aligned} \tag{46}$$

Für den Verdrehungswinkel und die Drillung (Verdrehung pro Längeneinheit) gilt nach Gl. (44)

$$\varphi = \frac{M_\mathrm{t} l}{GI_\mathrm{p}} \quad \text{und} \quad \vartheta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_\mathrm{t}}{GI_\mathrm{p}}. \tag{47}$$

Die Formänderungsarbeit ist

$$W = \frac{1}{2}M_\mathrm{t}\varphi = \frac{1}{2}\,\frac{M_\mathrm{t}^2\,l}{GI_\mathrm{p}}. \tag{48}$$

Wirken am Stab kontinuierlich verteilte Drehmomente $m_\mathrm{d}(x)$, so gilt $M_\mathrm{t}(x) = \int m_\mathrm{d}(x)\,\mathrm{d}x$,

$$\vartheta(x) = \frac{\mathrm{d}\varphi}{\mathrm{d}x} = \frac{M_\mathrm{t}(x)}{GI_\mathrm{p}},\quad \varphi(x) = \frac{1}{GI_\mathrm{p}}\int M_\mathrm{t}(x)\,\mathrm{d}x,$$

$$W = \frac{1}{2}\int M_\mathrm{t}(x)\,\mathrm{d}\varphi = \frac{1}{2GI_\mathrm{p}}\int M_\mathrm{t}^2(x)\,\mathrm{d}x.$$

Die Gleichungen gelten auch für kreisförmige Hohlquerschnitte mit $I_\mathrm{p} = \pi(d_\mathrm{a}^4 - d_\mathrm{i}^4)/32$ und $W_\mathrm{p} = I_\mathrm{p}/(d_\mathrm{a}/2)$ (s. **Tab. 7**).

Tabelle 7. Torsionsflächenmomente I_t und -widerstandsmomente W_t

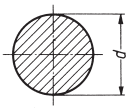
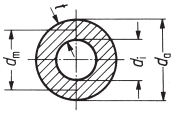
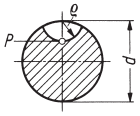
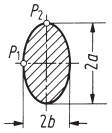
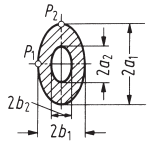
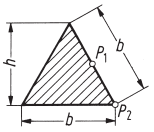
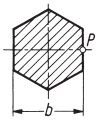
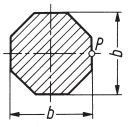
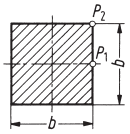
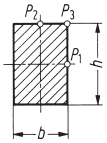
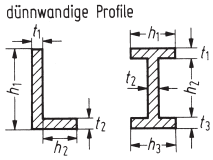
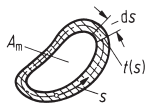
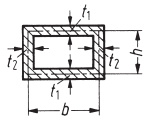
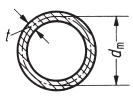
	Querschnitt	I_t	W_t	Bemerkungen
1		$\frac{\pi d^4}{32} = I_p$	$\frac{\pi d^3}{16} = W_p$	τ_{max} am Umfang
2		$\frac{\pi (d_a^4 - d_i^4)}{32} = I_p$ Für geringe Wanddicken, d.h. $\left(\frac{t}{d_m}\right)^2 \ll 1$: $\pi d_m^3 t/4$	$\frac{\pi (d_a^4 - d_i^4)}{16 d_a} = W_p$ $\pi d_m^2 t/2$	τ_{max} am Umfang
3		$\frac{\pi d^4}{32} = I_p$	$\frac{W_p}{\lambda} = \frac{\pi d^3}{16\lambda}$ $\lambda = \frac{2-\xi}{1-2\xi^2+(16/3\pi)\xi^3}$ Für kleine ξ: $\lambda \approx 2$	τ_{max} am Kerbgrund (in P) $\xi = \frac{\varrho}{d/2}$
4		$\frac{\pi a^3 b^3}{a^2+b^2} = \frac{\pi n^3 b^4}{n^2+1}$	$\frac{\pi ab^2}{2} = \frac{\pi n b^3}{2}$	Voraussetzung: $a/b = n \geq 1$ τ_{max} in P_1 in P_2: $\tau_2 = \tau_{max}/n$
5		$\frac{\pi n^3 (b_1^4 - b_2^4)}{n^2+1}$	$\frac{\pi n (b_1^4 - b_2^4)}{2 b_1}$	Voraussetzung: $a_1/b_1 = a_2/b_2 = n \geq 1$ τ_{max} in P_1 in P_2: $\tau_2 = \tau_{max}/n$
6		$\frac{b^4}{46{,}19} \approx \frac{h^4}{26}$	$\frac{b^3}{20} \approx \frac{h^3}{13}$	τ_{max} in Mitte der Seiten (P_1) in den Ecken (P_2): $\tau_2 = 0$
7		$0{,}133 b^2 A = 0{,}115 b^4$	$0{,}217 bA = 0{,}188 b^3$	τ_{max} in Mitte der Seiten (P)
8		$0{,}130 b^2 A = 0{,}108 b^4$	$0{,}223 bA = 0{,}185 b^3$	τ_{max} in Mitte der Seiten (P)
9		$0{,}141 b^4$	$0{,}208 b^3$	τ_{max} in Mitte der Seiten (P_1) in den Ecken (P_2): $\tau_2 = 0$

Tabelle 7. (Fortsetzung)

	Querschnitt	I_t	W_t	Bemerkungen
10		$c_1 h b^3 = c_1 n b^4$	$c_2 h b^2 = c_2 n b^3$	Voraussetzung: $h/b = n \geq 1$ τ_{max} in P_1 In P_2: $\tau_2 = c_3 \tau_{max}$ In P_3: $\tau_3 = 0$

$n = h/b$	1	1,5	2	3	4	6	8	10	∞
c_1	0,141	0,196	0,229	0,263	0,281	0,298	0,307	0,312	0,333
c_2	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,312	0,333
c_3	1,000	0,858	0,796	0,753	0,745	0,743	0,743	0,743	0,743

11	dünnwandige Profile 	$\frac{\eta}{3} \Sigma h_i t_i^3$	I_t / t_{max}	Voraussetzung: $h_i/t_i \gg 1$ τ_{max} in Mitte der Längsseite des Rechtecks mit t_{max}			
	Profil	L	⊏	⊥	I	I PB	+
	η	0,99	1,12	1,12	1,31	1,29	1,17
12	dünnwandige Hohlquerschnitte 	$\frac{4 A_m^2}{\oint ds/t(s)}$	$2 A_m t_{min}$	A_m=von Mittellinie eingeschlossene Fläche, U=Umfang der Mittellinie, τ_{max} an Stelle, wo $t = t_{min}$. Es gilt: $\tau(s) \cdot t(s) = M_t / 2A_m = \text{const}$			
		Für konstante Wanddicke t:					
		$4 A_m^2 t / U$	$2 A_m t$				
12a		$\frac{4(bh)^2}{2(b/t_1 + h/t_2)}$	$2bht_{min}$	τ_{max} dort, wo $t = t_{min}$			
12b		$\pi d_m^3 t/4$	$\pi d_m^2 t/2$				

Beispiel: Für die Welle nach **Bild 41 a** mit $G = 81\,\text{kN/mm}^2$, $\tau_{zul} = 12\,\text{N/mm}^2$ und Drehzahl $n = 1000\ 1/\text{min}$ sind gesucht: a) das eingeleitete bzw. die abgegebenen Drehmomente, b) die Torsionsmomentenlinie, c) die je Abschnitt erforderlichen Durchmesser, d) Drillung und Drehwinkel je Abschnitt sowie Gesamtdrehwinkel. –

a) Das eingeleitete Drehmoment M_{d1} ergibt sich mit der übertragenen Leistung $P_1 = 4{,}4\,\text{kW}$ aus $P = M_d \omega$ mit $\omega = 2\pi n = 2\pi \cdot 16{,}67\ 1/\text{s} = 104{,}7\ 1/\text{s}$ zu $M_{d1} = P_1/\omega = (4400\,\text{Nm/s})/(104{,}7\ 1/\text{s}) = 42{,}0\,\text{Nm}$, die abgenommenen Drehmomente zu $M_{d2} = (1470\,\text{W})/(104{,}71/\text{s}) = 14{,}0\,\text{Nm}$ und $M_{d3} = (2930\,\text{W})/(104{,}7\ 1/\text{s}) = 28{,}0\,\text{Nm}$.

b) Die Torsionsmomente werden damit $M_{t1,2} = M_{d1} = 42{,}0\,\text{Nm}$ bzw. $M_{t2,3} = M_{d1} - M_{d2} = M_{d3} = 28{,}0\,\text{Nm}$ (**Bild 41 b**).

c) Die Durchmesser folgen aus $W_{p,erf} = \pi d^3/16 = M_t/\tau_{zul}$ zu $d_1 = \sqrt[3]{16 M_{t1,2}/(\pi \tau_{zul})} = 26{,}1\,\text{mm}$ (gewählt 27 mm) und $d_2 = 22{,}8\,\text{mm}$ (gewählt 23 mm).

d) Drillung $\vartheta_{1,2} = M_{t1,2}/(GI_{p1}) = M_{t1,2}/(G\pi d_1^4/32) = 0{,}99 \cdot 10^{-5}$ 1/mm, Verdrehwinkel $\varphi_{1,2} = \vartheta_{1,2} l_{1,2} = 0{,}00495 \triangleq 0{,}284°$, entsprechend $\vartheta_{2,3} = 1{,}26 \cdot 10^{-5}$ 1/mm, $\varphi_{2,3} = 1{,}26 \cdot 10^{-5} \cdot 250 = 0{,}00315 \triangleq 0{,}180°$. Der Gesamtdrehwinkel (**Bild 41 c**) ist dann $\varphi_{1,3} = \varphi_{1,2} + \varphi_{2,3} = 0{,}284° + 0{,}180° = 0{,}464°$.

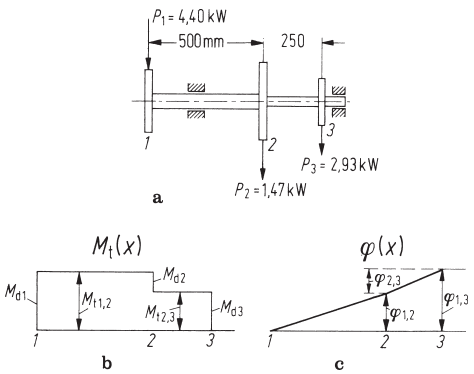


Bild 41 a–c. Torsion einer Welle

2.5.2 Stäbe mit Kreisquerschnitt und veränderlichem Durchmesser

Bars of circular cross section and variable diameter

Mit $I_p(x) = \pi d^4(x)/32$ gilt für die Drillung und den Drehwinkel näherungsweise

$$\vartheta(x) = \frac{M_t(x)}{GI_p(x)}, \quad \varphi(x) = \int \frac{M_t(x)}{GI_p(x)}\,\mathrm{d}x.$$

Die Spannungen werden wieder aus $\tau(r) = (M_t/I_p)r$ bzw. $\tau_{max} = M_t/W_p$ berechnet. Bei abgesetzten Wellen treten Spannungsspitzen (Kerbspannungen) auf, die mit der Formzahl α_k gemäß $\tau = \alpha_k M_t/W_p$ berücksichtigt werden (s. **C 2.1.4**).

2.5.3 Dünnwandige Hohlquerschnitte (Bredtsche Formeln). Thin-walled tubes (Bredt-Batho theory)

Unter der Annahme, daß die Torsionsspannung τ über die Wanddicke t konstant ist, ergibt sich aus dem Gleichgewicht am Element in x-Richtung $-\tau\,t\,\mathrm{d}x + \tau\,t\,\mathrm{d}x + \frac{\partial}{\partial s}(\tau\,t\,\mathrm{d}x)\mathrm{d}s = 0$, also $\tau\,t = T = \text{const}$, d. h., der Schubfluß T ist längs des Umfangs konstant (**Bild 40**). Der Zusammenhang zwischen Torsionsspannung und Torsionsmoment folgt aus $M_t = \oint \tau\,t\,h\,\mathrm{d}s = \tau\,t \oint h\,\mathrm{d}s = \tau\,t \cdot 2A_m$ und liefert

$$\tau = M_t/(2A_m t) \quad \text{(1. Bredtsche Formel)}.$$

A_m ist hierbei die von der Mittellinie eingeschlossene Fläche des Hohlquerschnitts.

Für den Verdrehungswinkel gilt

$$\varphi = \frac{M_t l}{GI_t} \quad \text{mit} \quad I_t = \frac{4A_m^2}{\oint \frac{\mathrm{d}s}{t(s)}}.$$

I_t ist das Torsionsflächenmoment (2. Bredtsche Formel). Bei der Verdrehung bleibt der Querschnitt nicht eben, sondern es tritt eine Verwölbung in x-Richtung (Längsrichtung) auf. Die Bredtschen Formeln gelten nur für unbehinderte Verwölbung, bei der die Drehachse mit dem Schubmittelpunkt (s. **C 2.4.6**) zusammenfällt. Bei behinderter Verwölbung treten zusätzlich Normalspannungen σ und damit veränderte Schubspannungen und Drehwinkel auf (s. **C 2.5.5**).

2.5.4 Stäbe mit beliebigem Querschnitt

Bars of arbitrary cross section

Hier treten bei Verdrehung grundsätzlich Verwölbungen des Querschnitts auf. Im Fall unbehinderter Verwölbung gilt die Theorie von de Saint-Vénant [4]. Die Lösung des Problems wird auf eine Verwölbungsfunktion $\psi(y, z)$ oder eine Spannungsfunktion $\Psi(y,z)$ zurückgeführt, wobei $\psi(y,z)$ die Potentialgleichung $\Delta\psi = 0$ bzw. $\Psi(y, z)$ die Poissonsche Gleichung $\Delta\Psi = 1$ befriedigen muß. Exakte Lösungen liegen nur für wenige Querschnitte (z. B. Ellipse, Dreieck, Rechteck) vor. Für Verdrehungswinkel und maximale Schubspannung gilt

$$\varphi = \frac{M_t l}{GI_t}, \quad \tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}. \tag{49}$$

Hierbei ist I_t das Torsionsflächenmoment. Es ist

$$I_t = \int \left(y^2 + z^2 + y\frac{\partial\psi}{\partial z} - z\frac{\partial\psi}{\partial y}\right)\mathrm{d}A = -4\int \Psi(y,\,z)\,\mathrm{d}A,$$

d. h., I_t ist proportional dem Volumen des über dem Querschnitt aufgewölbten Spannungshügels. W_t ist das Torsionswiderstandsmoment. Es gilt

$$W_t = I_t \Big/ \left[2\left(\frac{\partial\Psi}{\partial n}\right)_{max}\right],$$

wobei $(\partial\Psi/\partial n)_{max}$ das größte vorhandene Gefälle des Spannungshügels ist. Senkrecht auf der dazugehörigen Schnittebene durch den Spannungshügel steht dann die entsprechende Schubspannung (**Bild 42 a**). Ergebnisse für I_t und W_t s. **Tab. 7**.

Die Abschätzung der Lage der größten Schubspannungen bzw. die experimentelle Ermittlung der Schubspannungen erlauben folgende Gleichnisse:

Prandtlsches Seifenhautgleichnis. Da die Differentialgleichungen für die Spannungsfunktion und eine unter Überdruck stehende Seifenhaut äquivalent sind und auch die Randbedingungen mit $\Psi = 0$ bzw. $w = 0$ übereinstimmen, entspricht das Gefälle der über einem Querschnitt gespannten Seifenhaut bzw. die Dichte der Höhenlinien der Größe der Schubspannungen, deren zugeordnete Richtung senkrecht zum Gefälle steht (**Bild 42 b**).

Strömungsgleichnis. Aufgrund der Analogien der Differentialgleichungen entspricht der Stromlinienverlauf einer Potentialströmung konstanter Zirkulation in einem Gefäß gleichen Querschnitts wie dem des tordierten Stabs der Richtung der resultierenden Schubspannung. Die Dichte der Stromlinien ist dabei ein Maß für die Größe der Schubspannungen (**Bild 42 c**).

2.5.5 Wölbkrafttorsion. Torsion with warping constraints

Ist bei Stäben nach **C 2.5.3** und **C 2.5.4** die Verwölbung in irgendeinem Querschnitt (z. B. durch Einspannung) behindert, so treten in Längsrichtung Normalspannungen σ_x und damit verbunden zusätzlich Schubspannungen τ_{xy} und τ_{xz} auf. Der Drehwinkel wird kleiner als bei wölbunbehinderter Torsion. Für dünnwandige offene bzw. einfach und mehrfach geschlossene Querschnitte ist das Problem weitgehend gelöst [5]. Bemerkt sei, daß u. a. die Querschnitte nach **Bild 43**, d. h. alle Kreistangentenpolygone konstanter Wanddicke und alle sternförmigen Querschnitte, wölbfrei sind, also eben bleiben, so daß keine Wölbkrafttorsion auftritt. Für Vollquerschnitte liegen nur für wenige Fälle Näherungslösungen vor [4], die Wirkung der Wölbbehinderung kann hier jedoch meist vernachlässigt werden.

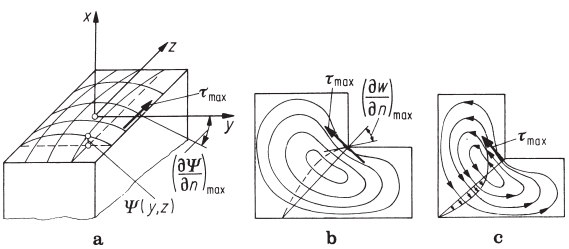


Bild 42 a–c. Beliebiger Querschnitt. **a** Torsionsfunktion; **b** Seifenhautgleichnis; **c** Strömungsgleichnis

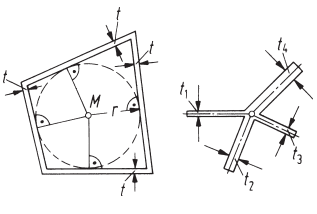


Bild 43. Wölbfreie Querschnitte

2.6 Zusammengesetzte Beanspruchung
Combined stresses

2.6.1 Biegung und Längskraft. Bending and axial load

In **Bild 44a** ist ein abgewinkelter Träger dargestellt, dessen vertikaler Teil durch Längs-(Normal-)kräfte und Biegemomente beansprucht wird, wie der Verlauf der Schnittlasten nach **Bild 44b–d** zeigt. Bei Biegung um eine Querschnittshauptachse gilt für die Normalspannung bzw. für die extremalen Spannungen in den Randfasern (**Bild 44a**)

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_M = F_N/A - M_b\, z/I_y \quad \text{bzw.}$$
$$\sigma_{1,2} = F_N/A \mp M_b/W_{y1,2}. \tag{50}$$

Die Lage der Nullinie folgt aus dieser Gleichung mit $\sigma = 0$ zu $z_0 = F_N I_y/(M_b A)$.
Im Fall schiefer Biegung, d.h. Belastung in beiden Hauptachsenebenen, gilt mit Gl. (22) für Spannung und Nullinie

$$\left.\begin{aligned} \sigma &= \frac{F_N}{A} - \frac{M_{by}}{I_y}\, z + \frac{M_{bz}}{I_z}\, y \\ y &= \frac{M_{by}}{M_{bz}}\,\frac{I_z}{I_y}\, z - \frac{F_N}{M_{bz}}\,\frac{I_z}{A} \end{aligned}\right\}. \tag{51}$$

Die extremalen Spannungen treten in den senkrecht zur Nullinie an weitest entfernt liegenden Punkten mit den Koordinaten (y_1, z_1) und (y_2, z_2) auf, diese werden am einfachsten graphisch-rechnerisch ermittelt.

Kern eines Querschnitts. Sollen die Spannungen im Querschnitt einerlei Vorzeichens, d.h. im Grenzfall am Rand null sein, so muß die Kraft F (**Bild 44a**) im Fall einfacher Biegung mit Längskraft und $M_b = Fa$ gemäß Gl. (50) in einer Entfernung $a_{1,2} \leqq I_y/(A \cdot e_{1,2}) = W_y/A$ angreifen. Bei schiefer Biegung mit Längskraft muß sie innerhalb des Kerns (**Bild 45**) liegen. Bestimmung des Kerns [6].

2.6.2 Biegung und Schub. Bending and shear

Biegung und Schub treten in der Regel in den meisten Querschnitten von Trägern, Wellen, Achsen usw. gleichzeitig auf (ebener Spannungszustand). Da die Biegenormalspannungen σ am Rand extremal, dort aber die Schubspannungen τ null sind (**Bild 46a**), muß die Vergleichsspannung σ_V in verschiedenen Höhen nach einer der Formeln gemäß C 1.3 ermittelt werden. σ und τ ergeben sich aus den Gln. (8) und (26). Zum Beispiel sei für einen I-Querschnitt σ_V am oberen Rand, am Übergang zwischen Flansch und Steg sowie in der Mitte zu berechnen: Nach der GE-Hypothese (s. **C 1.3.3**) ergibt sich dann $\sigma_V = \sigma_{Rand}$ bzw. $\sigma_V = \sqrt{\sigma_ü^2 + 3\tau_ü^2}$ bzw. $\sigma_V = 1{,}73\,\tau_{Mitte}$, und es muß max $\sigma_V \leqq \sigma_{zul}$ sein. Meist ist die genaue Ermittlung von σ_V jedoch entbehrlich, und es werden Normal- und Schubspannungen getrennt ermittelt und mit σ_{zul} bzw. τ_{zul} verglichen. Bei langen Trägern ($l \geqq 4 \ldots 5h$) sind nur noch die Normalspannungen, bei kurzen Trägern ($l \leq h$) nur noch die Schubspannungen maßgebend.

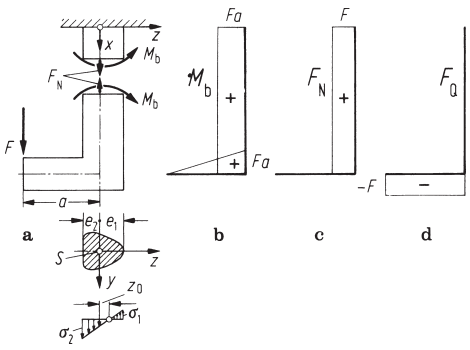


Bild 44a–d. Biegung und Längskraft

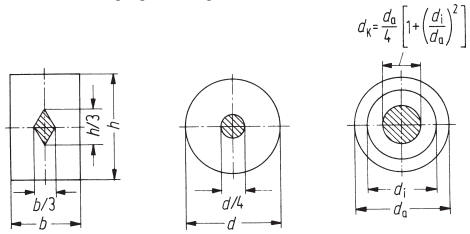


Bild 45. Kern des Querschnitts

2.6.3 Biegung und Torsion. Bending and torsion

Bei gleichzeitiger Wirkung von Biegenormalspannungen σ und Torsionsspannungen τ (**Bild 46b**) liegt ein ebener Spannungszustand vor. Die Extremalwerte von σ und τ treten in der Randfaser auf. Sie werden nach den Gln. (9) und (46) bzw. (49) berechnet. Man ermittelt damit die Vergleichsspannung σ_V nach einer der Hypothesen gemäß **C 1.3**.

Beispiel: Die Welle nach **Bild 41a** bzw. zugehörigem Beispiel habe im Bereich *1 … 2* ein größtes Biegemoment $M_b = 75$ Nm zu übertragen. Man berechne σ_V. – Mit $\sigma = M_b/W_y$ und $\tau = M_t/W_p$ sowie $W_y = \pi d^3/32$ und $W_p = 2W_y = \pi d^3/16$ folgt aus C 1 Gl. (24) für σ_V nach der GE-Hypothese

$$\sigma_V = \sqrt{M_b^2 + 0{,}75\,\alpha_0^2 M_t^2}/W_y = M_V/W_y. \tag{52}$$

Bei wechselnder Belastung für Biegung und schwellender für Torsion ist $\alpha_0 \approx 0{,}85$. Für $d = 27$ mm wird $W_y = \pi d^3/32 = 1\,932\,\text{mm}^3$ und

$$\sigma_V = \sqrt{75\,000^2 + 0{,}75 \cdot 0{,}85^2 \cdot 42\,000^2}\ \text{Nmm}/1\,932\,\text{mm}^3$$
$$= 42\,\text{N/mm}^2.$$

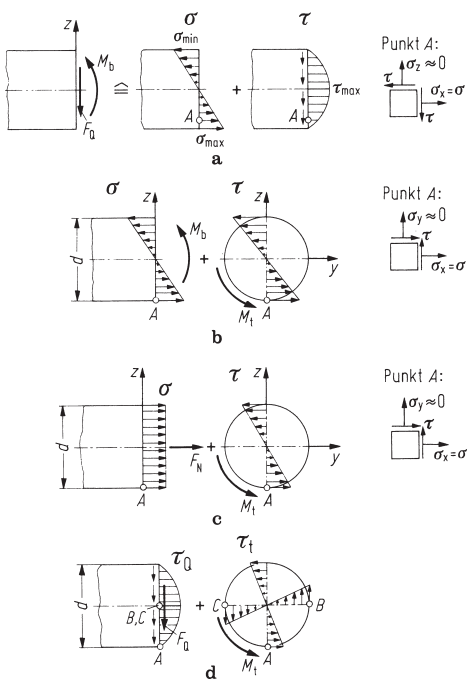


Bild 46a–d. Zusammengesetzte Beanspruchung. **a** Biegung und Schub; **b** Biegung und Torsion; **c** Längskraft und Torsion; **d** Schub und Torsion

2.6.4 Längskraft und Torsion. Axial load and torsion

Diese z. B. bei Dehnschrauben und Spindeln vorkommende Beanspruchung durch σ und τ entspricht einem ebenen Spannungszustand (**Bild 46 c**). Die Extremalspannungen treten in der Randfaser auf, und dort wird die Vergleichsspannung σ_V nach einer der Hypothesen gemäß **C 1.3** berechnet.

2.6.5 Schub und Torsion. Shear and torsion

Diese z. B. am kurzen Wellenzapfen auftretende Beanspruchung (**Bild 46 d**) liefert lediglich eine resultierende maximale Schubspannung mit τ_Q nach Gl. (26) und τ_t nach den Gln. (46) bzw. (49):

im Punkt A $\quad \tau_{res} = \tau_t$,
im Punkt B $\quad \tau_{res} = \tau_Q - \tau_t$,
im Punkt C $\quad \tau_{res} = \tau_Q + \tau_t$.

Die Umrechnung z. B. nach der GE-Hypothese auf σ_V ergibt $\sigma_V = 1{,}73 \cdot \alpha_0 \tau_{res}$.

2.6.6 Biegung mit Längskraft sowie Schub und Torsion
Combined bending, axial load, shear and torsion

In diesem Fall ergibt sich für die Punkte A, B, C nach **Bild 46 d** $\sigma_A = \sigma_N + \sigma_M$, $\tau_A = \tau_t$; $\sigma_B = \sigma_N$, $\tau_B = \tau_Q - \tau_t$; $\sigma_C = \sigma_N$, $\tau_C = \tau_Q + \tau_t$. Dabei bilden σ_A, τ_A usw. jeweils einen ebenen Spannungszustand und sind nach **C 1.3** zur Vergleichsspannung σ_V zusammenzufassen.

2.7 Statisch unbestimmte Systeme
Statically indeterminate systems

Man unterscheidet äußerlich und innerlich statisch unbestimmte Systeme, wobei ein System auch gleichzeitig äußerlich und innerlich unbestimmt sein kann. Äußerlich statisch unbestimmt sind Systeme, die in der Ebene durch mehr als drei bzw. im Raum durch mehr als sechs Auflagerreaktionen abgestützt werden. Ein n-fach abgestütztes System ist in der Ebene $m = (n-3)$-fach, im Raum $m = (n-6)$-fach äußerlich statisch unbestimmt. Ein geschlossener Rahmen ist als ebenes System (**Bild 47 a**) 3fach innerlich, als räumliches System (**Bild 47 b**) 6fach innerlich statisch unbestimmt.

Die wichtigste Methode zur Berechnung statisch unbestimmter Systeme ist das *Kraftgrößenverfahren*. Das System wird durch Entfernen von Auflagerreaktionen (Kräften oder Momenten) oder durch Schnittführung z. B. nach **Bild 48** auf ein statisch bestimmtes Grundsystem zurückgeführt (zu jedem unbestimmten System gibt es mehrere mögliche Grundsysteme, von denen eines auszuwählen ist). Die entfernten Größen bezeichnet man als statisch Unbestimmte X_1, $X_2 \ldots X_m$. Der Lösung liegt folgendes Superpositionsverfahren zugrunde: 1. Berechnung der Verformungsdifferenzen δ_{10}, δ_{20}, $\delta_{30} \ldots$ zwischen beiden Schnittufern am Grundsystem in Richtung von $X_1, X_2, X_3 \ldots$ durch die äußere Belastung (0). (Die Verformungen sind in Richtung der statisch

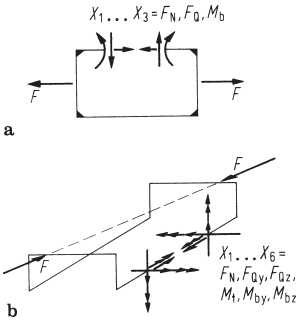


Bild 47. Geschlossener Rahmen. **a** eben; **b** räumlich

unbestimmten Größen positiv.) 2. Berechnung der Verformungsdifferenzen δ_{ik} $(i, k = 1, 2, 3 \ldots)$ am Grundsystem, wobei i die Richtung von X_1, X_2, $X_3 \ldots$ und $k = 1, 2, 3 \ldots$ die Belastung $X_1 = 1$, $X_2 = 1$, $X_3 = 1 \ldots$ kennzeichnet. 3. Am wirklichen System müssen die Verformungsdifferenzen null sein, d. h., bei z. B. drei Unbekannten gilt

$$\left.\begin{aligned} X_1\delta_{11} + X_2\delta_{12} + X_3\delta_{13} + \delta_{10} &= 0, \\ X_1\delta_{21} + X_2\delta_{22} + X_3\delta_{23} + \delta_{20} &= 0, \\ X_1\delta_{31} + X_2\delta_{32} + X_3\delta_{33} + \delta_{30} &= 0. \end{aligned}\right\} \qquad (53)$$

Aus diesem linearen Gleichungssystem berechnet man die drei Unbekannten X_1, X_2, X_3 (beim m-fach unbestimmten System die Unbekannten $X_1, \ldots, X_m$). 4. Nach Überlagerung der äußeren Lasten und der statisch Unbestimmten am Grundsystem berechnet man die endgültigen Auflagerreaktionen, Biegemomente usw. Zu bemerken ist noch, daß stets $\delta_{ik} = \delta_{ki}$ gilt, wenn $i \neq k$ (Satz von Maxwell), wodurch die Anzahl der zu berechnenden δ_{ik} erheblich reduziert wird. Die Verformungsgrößen werden nach einem der in **C 2.4.8** und **C 2.4.9** angegebenen Verfahren berechnet. In einfachen, anschaulichen Fällen verwendet man die Ergebnisse nach **Tab. 5 a**, bei komplizierten, unanschaulichen Fällen die Methoden nach **C 2.4.9**. Letztere haben den Vorteil, daß sie automatisch auch die richtigen Vorzeichen der δ_{ik} -Glieder liefern.

Beispiel: Berechnung der beiden statisch Unbestimmten am beidseitig eingespannten Träger (**Bild 49 a**). – Als statisch bestimmtes Grundsystem wird der einseitig eingespannte Träger gewählt (**Bild 49 b**). Die Ermittlung der Verformungsgrößen δ_{ik} soll auf zwei Wegen, nämlich anschaulich nach **Tab. 5 a** und allgemein mit dem Prinzip der virtuellen Arbeiten nach **C 2.4.9** erfolgen. Nach **Tab. 5 a** wird (**Bild 49 c–e**)

$$\delta_{10} = f_{10} = -ql^4/(8EI_y), \qquad \delta_{20} = \alpha_{20} = -ql^3/(6EI_y),$$
$$\delta_{11} = f_{11} = l^3/(3EI_y), \qquad \delta_{21} = \alpha_{21} = l^2/(2EI_y) = \delta_{12},$$
$$\delta_{22} = \alpha_{22} = l/(EI_y).$$

Mit dem Prinzip der virtuellen Kräfte gemäß den Gln. (41) und (42) sowie **Tab. 6** folgen

$$\delta_{10} = \int M_1 M_0 \, dx/(EI_y) = lik/(4EI_y) = -ql^4/(8EI_y),$$

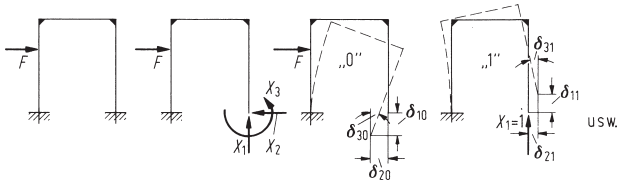


Bild 48. Kraftgrößenmethode

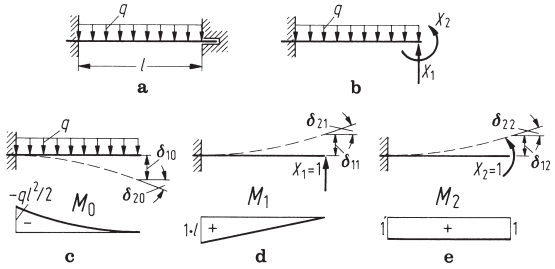


Bild 49 a–e. Beidseitig eingespannter Träger

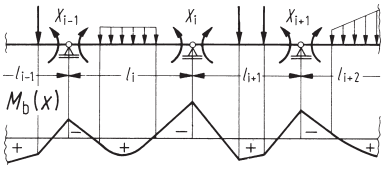


Bild 50. Durchlaufträger

$$\delta_{20} = \int M_2 M_0 \,\mathrm{d}x/(EI_y) = lik/(3EI_y) = -ql^3/(6EI_y),$$
$$\delta_{11} = \int M_1 M_1 \,\mathrm{d}x/(EI_y) = lik/(3EI_y) = l^3/(3EI_y),$$
$$\delta_{21} = \delta_{12} = \int M_1 M_2 \,\mathrm{d}x/(EI_y) = lik/(2EI_y) = l^2/(2EI_y),$$
$$\delta_{22} = \int M_2 M_2 \,\mathrm{d}x/(EI_y) = lik/(EI_y) = l/(EI_y).$$

Beide Verfahren ergeben also die gleichen Verformungen. Aus den zwei linearen Gleichungen, entsprechend Gl. (53), folgen

$$X_1 = (-\delta_{10}\delta_{22} + \delta_{20}\delta_{12})/(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) = ql/2,$$
$$X_2 = (-\delta_{11}\delta_{20} + \delta_{21}\delta_{10})/(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2) = -ql^2/12.$$

Anschließend werden am Grundsystem infolge äußerer Last sowie infolge X_1 und X_2 die endgültigen Auflagerreaktionen zu $F_A = ql - X_1 = ql/2 = F_B$, $M_{EA} = -ql^2/2 + X_1 l + X_2 = -ql^2/12 = M_{EB}$ und das maximale Feldmoment zu $M_F = M_b(l/2) = ql^2/24$ berechnet.

Die Ergebnisse für einfache statisch unbestimmte Träger sind in **Tab. 5 b** zusammengefaßt. Im folgenden werden für einige wichtige statisch unbestimmte Systeme die Ergebnisse dargestellt:

Durchlaufender Träger (Bild 50). Mit den Stützmomenten als statisch Unbestimmten X_i gilt für die Stelle i, da die Winkeldifferenz (Winkelsprung) am wirklichen Träger null sein muß und da infolge $X_i = 1$ an der Momentenangriffsstelle der Winkelsprung $\delta_{ii} = \alpha_{i,i-1} + \alpha_{i,i+1}$ sowie infolge $X_{i-1} = 1$ an der Stelle i der Winkel $\beta_{i,i-1}$ auftritt usw. die Gleichung

$$X_{i-1}\beta_{i,i-1} + X_i(\alpha_{i,i-1} + \alpha_{i,i+1}) + X_{i+1}\beta_{i,i+1} + (\alpha_{i0,l} + \alpha_{i0,r}) = 0. \tag{54}$$

Für jedes Innenlager des m-fach unbestimmten Trägers ergibt sich eine solche Dreimomentengleichung (in etwas anderer Schreibweise als Clapeyronsche Dreimomentengleichung bezeichnet). Aus dem linearen Gleichungssystem lassen sich dann die m Unbekannten $X_1 \ldots X_m$ berechnen. Die Winkel α und β zählen positiv in Richtung der X_i und können **Tab. 5 a** entnommen oder mit einem der in **C 2.4.8** und **C 2.4.9** behandelten Verfahren ermittelt werden.

Geschlossener Rechteckrahmen. Für Stützmomente M_s und Feldmomente M_f ergibt sich mit $k = l_1 I_2/(l_2 I_1)$ für Einzelkräfte (**Bild 51 a**)

$$M_s = -\frac{Fl_2}{8(k+1)}, \quad M_f = \frac{Fl_2}{4} + M_s = \frac{Fl_2(2k+1)}{8(k+1)};$$

für Streckenlasten (**Bild 51 b**)

$$M_s = -\frac{q_1 l_1^2 k + q_2 l_2^2}{12(k+1)}, \quad M_{f1} = \frac{q_1 l_1^2}{8} + M_s,$$
$$M_{f2} = \frac{q_2 l_2^2}{8} + M_s.$$

Zweigelenkrahmen (Bild 52 a). Mit $k = hI_2/(lI_1)$ gilt

$$F_{Az} = F_{Bz} = F/2, \qquad F_{Ax} = F_{Bx} = \frac{3Fl}{8h(2k+3)};$$
$$M_s = -\frac{3Fl}{8(2k+3)}, \qquad M_f = \frac{Fl(4k+3)}{8(2k+3)}.$$

Eingespannter Rahmen (Bild 52 b). Mit $k = hI_2/(lI_1)$ gilt

$$F_{Az} = F_{Bz} = F/2, \qquad F_{Ax} = F_{Bx} = \frac{3Fl}{8h(k+2)};$$
$$M_A = M_B = \frac{Fl}{8(k+2)}, \qquad M_s = \frac{Fl}{4(k+2)},$$
$$M_f = \frac{Fl(k+1)}{4(k+2)}$$

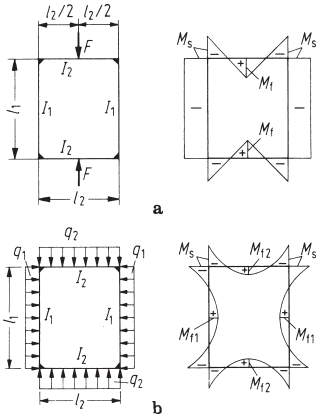


Bild 51 a, b. Geschlossener Rechteckrahmen mit **a** Einzelkräften; **b** Streckenlasten

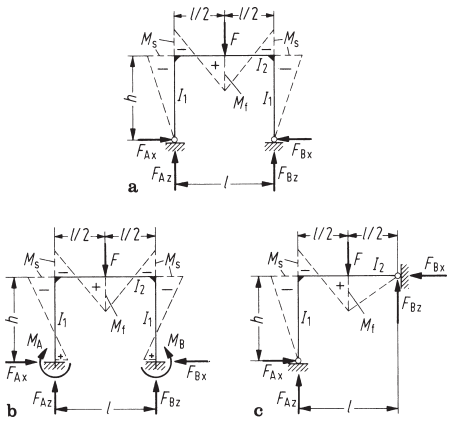


Bild 52 a–c. Rahmen mit Einzelkraft

Zweigelenkrahmen (Bild 52c). Mit $k = hI_2/(lI_1)$ gilt

$$F_{Az} = \frac{F(8k+11)}{16(k+1)}, \qquad F_{Bz} = \frac{F(8k+5)}{16(k+1)},$$

$$F_{Ax} = F_{Bx} = \frac{3Fl}{16h(k+1)};$$

$$M_s = -\frac{3Fl}{16(k+1)}, \qquad M_f = \frac{Fl(8k+5)}{32(k+1)}.$$

Rahmen (Bild 53). Mit $j = aEI_1/(lGI_t)$ gilt

$$F_{Az} = F_{Bz} = F/2, \qquad M_{Ab} = M_{Bb} = Fa/2,$$

$$M_{At} = M_{Bt} = \frac{Fl}{8(1+2j)};$$

$$M_s = -\frac{Fl}{8(1+2j)}, \qquad M_f = \frac{Fl(1+4j)}{8(1+2j)}.$$

Trägerrost (Bild 54). Mit $k = l_1^3 I_2/(l_2^3 I_1)$ folgt für die Stützkraft X_1 zwischen beiden Trägern (mit positiver Richtung am Träger *2* nach unten, am Träger *1* nach oben) sowie für die endgültigen Auflagerkräfte und Biegemomente

$$X_1 = \frac{5(q_1 l_1 k - q_2 l_2)}{8(k+1)}$$

$$F_A = F_B = \frac{q_1 l_1 - X_1}{2}, \quad F_C = F_D = \frac{q_2 l_2 + X_1}{2},$$

$$\min M_1 = -X_1 l_1/4 + q_1 l_1^2/8,$$

$$\max M_1 = F_A^2/(2q_1), \quad \max M_2 = X_1 l_2/4 + q_2 l_2^2/8.$$

Kreisringrahmen mit Einzelkräften belastet (**Bild 55a**)

$$M_b(\varphi) = Fr\left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2}\sin\varphi\right) \quad (0° \leqq \varphi \leqq 180°),$$

$$M_1 = M_3 = 0{,}318 \cdot Fr, \quad M_2 = -0{,}182 \cdot Fr;$$

mit Flüssigkeitsfüllung bis zum Scheitel (**Bild 55b**) mit $F = \varrho g \pi r^2$

$$M_b(\varphi) = (2 - \cos\varphi - 2\varphi \sin\varphi)\, Fr/(4\pi) \quad (0° \leqq \varphi \leqq 180°),$$

$$M_1 = 0{,}75 \cdot Fr/\pi, \; M_2 = -0{,}285 \cdot Fr/\pi, \; M_3 = 0{,}25 \cdot Fr/\pi,$$

$$M_{min} = -0{,}321 \cdot Fr/\pi \text{ bei } \varphi_0 = 105{,}2°.$$

Kreisringträger. Bei n Stützen in gleichem Abstand gilt für Auflagerkräfte, Biegemomente (Feld und Stütze) sowie Torsionsmomente mit $\alpha = \pi/n$ für Einzellasten (**Bild 56**)

$$F_A = F, \quad M_f = -M_s = (Fr/2) \cdot \tan(\alpha/2),$$

$$M_{tmax} = M_t(\varphi = \alpha/2) = (Fr/2)\left[\frac{1}{\cos(\alpha/2)} - 1\right];$$

für konstante Streckenlast q längs des Umfangs

$$F_A = q \cdot 2\pi r/n, \quad M_f = qr^2(\alpha/\sin\alpha - 1),$$

$$M_s = -qr^2(1 - \alpha/\tan\alpha), \quad M_t(\varphi) = qr^2\left(\varphi - \frac{\alpha}{\sin\alpha}\sin\varphi\right),$$

Extremwert für $\varphi_0 = \arccos\left(\frac{\sin\alpha}{\alpha}\right)$.

Rahmen mit Halbkreisbögen (Bild 57). Für konstanten Innendruck gilt

$$M_1 = \frac{qa^2}{2} - \frac{qa^3}{2b + (\pi - 2)a}\left[\frac{1}{3}\left(\frac{b}{a} - 1\right)^3 + \frac{\pi}{2}\left(\frac{b}{a} - 1\right)^2 + 3\left(\frac{b}{a} - 1\right) + \frac{\pi}{2}\right],$$

$$M_2 = \frac{qb^2}{2} - \frac{qa^3}{2b + (\pi - 2)a}\left[\frac{1}{3}\left(\frac{b}{a} - 1\right)^3 + \frac{\pi}{2}\left(\frac{b}{a} - 1\right)^2 + 3\left(\frac{b}{a} - 1\right) + \frac{\pi}{2}\right];$$

z. B. bei $a/b = 0{,}5$: $M_1 = -0{,}76 \cdot qa^2$, $M_2 = +0{,}74 \cdot qa^2$.

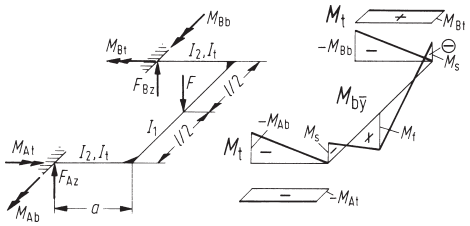


Bild 53. Rahmenträger

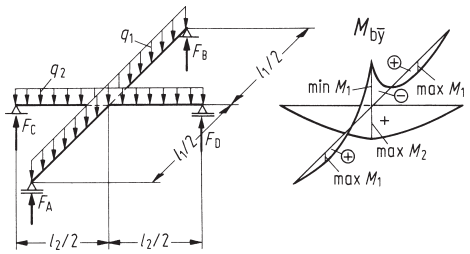


Bild 54. Trägerrost

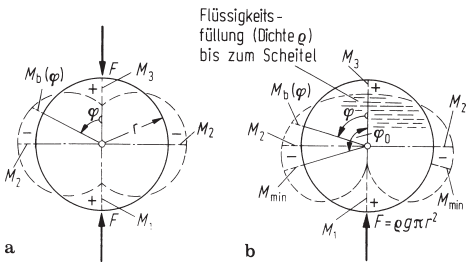


Bild 55a, b. Kreisringrahmen mit **a** Einzelkräften; **b** Flüssigkeitsfüllung

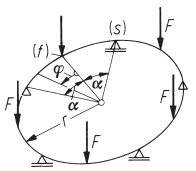


Bild 56. Kreisringträger

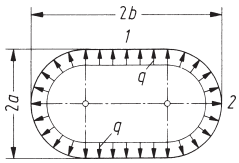


Bild 57. Rahmen mit Halbkreisbögen

3 Elastizitätstheorie
Theory of elasticity

3.1 Allgemeines. General

Aufgabe der Elastizitätstheorie ist es, den Spannungs- und Verformungszustand eines Körpers unter Beachtung der gegebenen Randbedingungen zu berechnen, d.h. die Größen σ_x, σ_y, σ_z, τ_{xy}, τ_{xz}, τ_{yz}, ε_x, ε_y, ε_z, γ_{xy}, γ_{xz}, γ_{yz}, u, v, w zu ermitteln. Für diese 15 Unbekannten stehen zunächst die Gleichungen C 1 Gl. (12) und C 1 Gl. (13) zur Verfügung. Hinzu kommen drei Gleichgewichtsbedingungen (**Bild 1**) mit den Volumenkräften X, Y, Z.

$$\left.\begin{aligned}
\frac{\partial\sigma_x}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}+\frac{\tau_{zx}}{\partial z}+X=0,\\
\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial\sigma_y}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z}+Y=0,\\
\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y}+\frac{\partial\sigma_z}{\partial z}+Z=0,
\end{aligned}\right\} \tag{1}$$

sowie für isotrope Körper die sechs verallgemeinerten Hookeschen Gesetze

$$\left.\begin{aligned}
&\varepsilon_x=[\sigma_x-\nu(\sigma_y+\sigma_z)]/E,\ \varepsilon_y=[\sigma_y-\nu(\sigma_x+\sigma_z)]/E,\\
&\varepsilon_z=[\sigma_z-\nu(\sigma_x+\sigma_y)]/E,\\
&\gamma_{xy}=\tau_{xy}/G,\ \gamma_{xz}=\tau_{xz}/G,\ \gamma_{yz}=\tau_{yz}/G.
\end{aligned}\right\} \tag{2}$$

Damit stehen 15 Gleichungen für 15 Unbekannte zur Verfügung. Eliminiert man aus ihnen *alle Spannungen*, so erhält man drei partielle Differentialgleichungen für die unbekannten Verschiebungen:

$$\left.\begin{aligned}
G\left(\Delta u+\frac{1}{1-2\nu}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x}\right)+X=0,\\
G\left(\Delta v+\frac{1}{1-2\nu}\frac{\partial\varepsilon}{\partial y}\right)+Y=0,\\
G\left(\Delta w+\frac{1}{1-2\nu}\frac{\partial\varepsilon}{\partial z}\right)+Z=0
\end{aligned}\right\} \tag{3}$$

mit $\Delta u=\partial^2u/\partial x^2+\partial^2u/\partial y^2+\partial^2u/\partial z^2$ usw.
und $\varepsilon=\varepsilon_x+\varepsilon_y+\varepsilon_z=\partial u/\partial x+\partial v/\partial y+\partial w/\partial z$.

Die Navierschen Gln. (3) eignen sich zur Lösung von Problemen, bei denen als Randbedingungen Verschiebungen vorgegeben sind. Eliminiert man aus den zitierten 15 Gleichungen *alle Verschiebungen* und deren Ableitungen, so bleiben sechs Gleichungen für die unbekannten Spannungen:

$$\Delta\sigma_x+\frac{1}{1+\nu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial x^2}+2\frac{\partial X}{\partial x}+\frac{\nu}{1-\nu}\left(\frac{\partial X}{\partial x}+\frac{\partial Y}{\partial y}+\frac{\partial Z}{\partial z}\right)=0 \tag{4a}$$

(entsprechend für die y- und z-Richtung) und

$$\Delta\tau_{xy}+\frac{1}{1+\nu}\frac{\partial^2\sigma}{\partial x\,\partial y}+\frac{\partial X}{\partial y}+\frac{\partial Y}{\partial x}=0 \tag{4b}$$

(entsprechend für die y- und z-Richtung).

Hierbei ist $\sigma=\sigma_x+\sigma_y+\sigma_z$. Die Beltramischen Gln. (4) eignen sich zur Lösung von Problemen, bei denen als Randbedingungen Spannungen vorgegeben sind. Bei gemischten Randbedingungen sind beide Gleichungssysteme zu benutzen. Lösungen der Differentialgleichungen (3) und (4) liegen im wesentlichen für rotationssymmetrische und ebene Probleme vor.

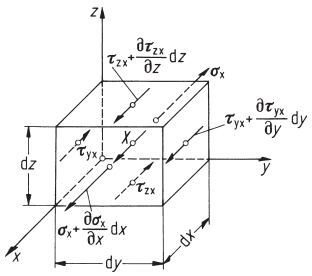


Bild 1. Gleichgewicht am Element

3.2 Rotationssymmetrischer Spannungszustand
Axisymmetric stresses

Setzt man Symmetrie zur z-Achse voraus, so treten lediglich die Spannungen σ_r, σ_t, σ_z, $\tau_{rz}=\tau_{zr}=\tau$ auf (**Bild 2**). Die Gleichgewichtsbedingungen in r- und z-Richtung lauten

$$\left.\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial r}(r\sigma_r)+\frac{\partial}{\partial z}(r\tau)-\sigma_t+rR=0,\\
\frac{\partial}{\partial r}(r\tau)+\frac{\partial}{\partial z}(r\sigma_z)+rZ=0.
\end{aligned}\right\} \tag{5}$$

Die Hookeschen Gesetze haben die Form

$$\left.\begin{aligned}
\varepsilon_r&=\partial u/\partial r=[\sigma_r-\nu(\sigma_t+\sigma_z)]/E,\\
\varepsilon_t&=u/r=[\sigma_t-\nu(\sigma_r+\sigma_z)]/E,\\
\varepsilon_z&=\partial w/\partial z=[\sigma_z-\nu(\sigma_r+\sigma_t)]/E,\\
\gamma_{rz}&=\partial u/\partial z+\partial w/\partial r=\tau/G=2(1+\nu)\,\tau/E.
\end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Ihre Auflösung nach den Spannungen liefert

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_r&=2G\left(\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon\right),\quad \sigma_t=2G\left(\frac{u}{r}+\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon\right),\\
\sigma_z&=2G\left(\frac{\partial w}{\partial z}+\frac{\nu}{1-2\nu}\varepsilon\right),\quad \tau=G\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial r}\right),
\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

wobei

$$\varepsilon=\varepsilon_r+\varepsilon_t+\varepsilon_z=\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{u}{r}+\frac{\partial w}{\partial z}. \tag{8}$$

Wird die Lovesche Verschiebungsfunktion Φ eingeführt, so muß sie der Bipotentialgleichung

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial z^2}+\frac{\partial^2}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\right)\left(\frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2}+\frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r}\right)=\Delta\Delta\Phi=0 \tag{9}$$

genügen. Lösungen der Bipotentialgleichung sind z.B. $\Phi=r^2$, $\ln r$, $r^2\ln r$, z, z^2 und $\sqrt{r^2+z^2}$ sowie Linearkombinationen hiervon [1, 3]. Die Verschiebungen und Spannungen folgen dann aus

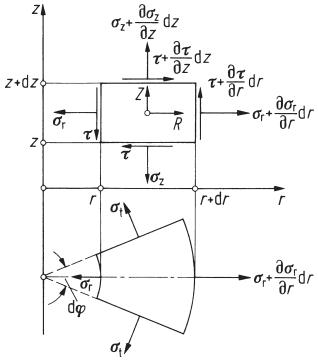


Bild 2. Rotationssymmetrischer Spannungszustand

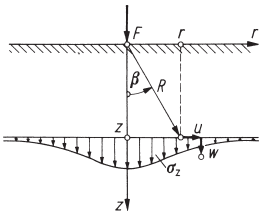


Bild 3. Einzelkraft auf Halbraum

$$\left.\begin{aligned}
u &= -\frac{1}{1-2\nu}\frac{\partial^2\Phi}{\partial r\,\partial z},\\
w &= \frac{2(1-\nu)}{1-2\nu}\Delta\Phi - \frac{1}{1-2\nu}\frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2},\\
\sigma_r &= \frac{2G\nu}{1-2\nu}\frac{\partial}{\partial z}\left(\Delta\Phi - \frac{1}{\nu}\frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2}\right),\\
\sigma_z &= \frac{2(2-\nu)}{1-2\nu}\frac{G}{}\frac{\partial}{\partial z}\left(\Delta\Phi - \frac{1}{2-\nu}\frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2}\right),\\
\sigma_t &= \frac{2G\nu}{1-2\nu}\frac{\partial}{\partial z}\left(\Delta\Phi - \frac{1}{\nu}\frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r}\right),\\
\tau &= \frac{2(1-\nu)}{1-2\nu}\frac{G}{}\frac{\partial}{\partial r}\left(\Delta\Phi - \frac{1}{1-\nu}\frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2}\right).
\end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Beispiel: Einzelkraft auf Halbraum (Formeln von Boussinesq) **Bild 3**. – Die Randbedingungen lauten

$$\sigma_z(z=0,\ r\neq 0)=0,\ \ \tau(z=0,\ r\neq 0)=0.$$

Mit dem Ansatz $\Phi = C_1 R + C_2 z\ln(z+R)$, wobei $R=\sqrt{r^2+z^2}$ ist, folgt aus den Gln. (10)

$$\sigma_z = -2G\left[\left(C_1 - \frac{2\nu}{1-2\nu}C_2\right)\frac{z}{R^3} + \frac{3}{1-2\nu}(C_1+C_2)\frac{z^3}{R^5}\right] \quad \text{und}$$

$$\tau = -2G\left[\left(C_1 - \frac{2\nu}{1-2\nu}C_2\right)\frac{r}{R^3} + \frac{3}{1-2\nu}(C_1+C_2)\frac{rz^2}{R^5}\right].$$

Während die erste Randbedingung automatisch befriedigt ist, folgt aus der zweiten $C_2 = \dfrac{1-2\nu}{2\nu}C_1$ und damit $\sigma_z = -C_1\dfrac{3G}{\nu(1-2\nu)}\dfrac{z^3}{R^5}$.

Aus $F = -\displaystyle\int_{r=0}^{\infty}\sigma_z 2\pi r\,dr$ ergibt sich dann $C_1 = F\nu(1-2\nu)/(2\pi G)$ und damit aus den Gln. (10)

$$\left.\begin{aligned}
u &= \frac{F}{4\pi G}\left[\frac{rz}{R^3} - (1-2\nu)\frac{r}{R(z+R)}\right],\\
w &= \frac{F}{4\pi G}\left[2(1-\nu)\frac{1}{R} + \frac{z^2}{R^3}\right],\\
\sigma_z &= -\frac{3F}{2\pi}\frac{z^3}{R^5},\ \ \sigma_r = \frac{F}{2\pi}\left[(1-2\nu)\frac{1}{R(z+R)} - 3\frac{zr^2}{R^5}\right],\\
\sigma_t &= \frac{F}{2\pi}(1-2\nu)\left[\frac{z}{R^3} - \frac{1}{R(z+R)}\right],\ \ \tau = -\frac{3F}{2\pi}\frac{rz^2}{R^5}.
\end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Wegen $\sigma_z/\tau = z/r$ lassen sich σ_z und τ zum Spannungsvektor $s_R = \sqrt{\sigma_z^2+\tau^2} = 3Fz^2/(2\pi R^4)$ zusammenfassen, der stets in Richtung R zeigt. Für σ_r ergeben sich gemäß $\sigma_r = 0$ Nullstellen aus $\sin^2\beta\cos\beta(1+\cos\beta) = (1-2\nu)/3$ im Fall $\nu = 0{,}3$ zu $\beta_1 = 15{,}4°$ und $\beta_2 = 83°$. Zwischen den durch $2\beta_1 = 30{,}8°$ und $2\beta_2 = 166°$ bestimmten Kreiskegeln wird σ_r negativ (Druckspannung), außerhalb ist sie positiv (Zugspannung). Aus $\sigma_t = 0$ folgt $\cos^2\beta + \cos\beta = 1$, d. h. $\beta = 52°$, für $\beta < 52°$ wird σ_t positiv (Zugspannung), für $\beta > 52°$ negativ (Druckspannung).

3.3 Ebener Spannungszustand. Plane stresses

Er liegt vor, wenn $\sigma_z = 0, Z = 0$, $\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$, d. h., wenn Spannungen nur in der x, y-Ebene auftreten. Die Gleichgewichtsbedingungen lauten für konstante Volumenkräfte

$$\frac{\partial\sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + X_0 = 0, \quad \frac{\partial\sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + Y_0 = 0. \qquad (12)$$

Die Hookeschen Gesetze haben die Form

$$\begin{aligned}
&\varepsilon_x = (\sigma_x - \nu\sigma_y)/E, \quad \varepsilon_y = (\sigma_y - \nu\sigma_x)/E,\\
&\gamma_{xy} = \tau_{xy}/G,
\end{aligned} \qquad (13)$$

und für die Formänderungen gilt

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \varepsilon_x, \quad \frac{\partial v}{\partial y} = \varepsilon_y, \quad \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \gamma_{xy}. \qquad (14)$$

Dies sind acht Gleichungen für acht Unbekannte. Aus Gl. (14) folgt die Kompatibilitätsbedingung

$$\frac{\partial^2\varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\varepsilon_y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2\gamma_{xy}}{\partial x\,\partial y}, \qquad (15)$$

und durch Einsetzen von Gln. (13) in (15) ergibt sich

$$\frac{1}{E}\left(\frac{\partial^2\sigma_x}{\partial y^2} - \nu\frac{\partial^2\sigma_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\sigma_y}{\partial x^2} - \nu\frac{\partial^2\sigma_x}{\partial x^2}\right) = \frac{1}{G}\frac{\partial^2\tau_{xy}}{\partial x\,\partial y}. \qquad (16)$$

Werden nun die Gleichgewichtsbedingungen (12) durch Einführung der Airyschen Spannungsfunktion $F = F(x, y)$ derart befriedigt, daß

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 F}{\partial y^2}, \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 F}{\partial x^2}, \quad \tau_{xy} = \frac{\partial^2 F}{\partial x\,\partial y} - X_0 y - Y_0 x \qquad (17)$$

ist, so folgt aus Gl. (16) für $F(x, y)$

$$\frac{\partial^4 F}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 F}{\partial x^2\partial y^2} + \frac{\partial^4 F}{\partial y^4} = \Delta\Delta F = 0, \qquad (18)$$

d. h., die Airysche Spannungsfunktion muß der Bipotentialgleichung genügen. Die Bipotentialgleichung hat unendlich viele Lösungen, z. B. $F = x, x^2, x^3, y, y^2, y^3, xy, x^2y, x^3y, xy^2, xy^3, \cos\lambda x\cdot\cosh y, x\cos\lambda x\cdot\cosh\lambda y$ usw., ferner biharmonische Polynome [2] sowie die Real- und Imaginärteile von analytischen Funktionen $f(z) = f(x \pm iy)$ usw. [1]. Mit dem Ansatz geeigneter Linearkombinationen dieser Lösungen versucht man die gegebenen Randbedingungen zu befriedigen und damit das ebene Problem zu lösen.

Beispiel: Halbebene unter Einzelkraft. – Zur Lösung werden Polarkoordinaten verwendet (**Bild 4a**). Dann gilt für die Airysche Spannungsfunktion

$$\Delta\Delta F = \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\varphi^2}\right)\left(\frac{\partial^2 F}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 F}{\partial\varphi^2}\right) = 0$$

und für die Spannungen (mit $X = Y = 0$)

$$\sigma_r = \frac{1}{r}\frac{\partial F}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 F}{\partial\varphi^2}, \quad \sigma_t = \frac{\partial^2 F}{\partial r^2}, \quad \tau_{rt} = -\frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{1}{r}\frac{\partial F}{\partial\varphi}\right).$$

Die Randbedingungen lauten

$$\sigma_t(r, \varphi = 0) = 0,\ \sigma_t(r, \varphi = \pi) = 0,$$
$$\tau_{rt}(r, \varphi = 0) = 0,\ \tau_{rt}(r, \varphi = \pi) = 0.$$

Mit dem Ansatz $F(r, \varphi) = Cr\varphi\cos\varphi$ folgt

$$\Delta\Delta F = 0, \quad \sigma_r = -C(2/r)\sin\varphi, \quad \sigma_t = 0, \quad \tau_{rt} = 0.$$

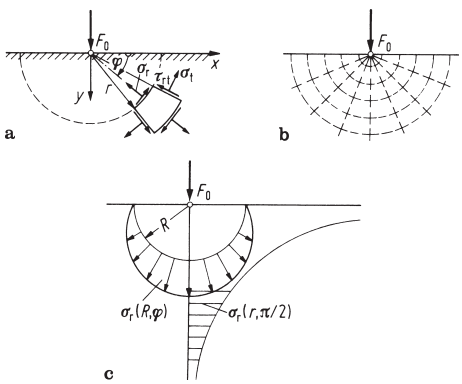


Bild 4 a–c. Halbebene unter Einzelkraft

Die Lösung erfüllt die Randbedingungen. Mit der Scheibendicke h folgt die Konstante C aus der Gleichgewichtsbedingung $\sum F_{iy} = 0 = \int_0^{\pi} \sigma_r \sin\varphi \cdot hr\,d\varphi + F_0 = 0$ zu $C = F_0/(\pi h)$. Wegen $\tau_{rt} = 0$ sind die σ_r und σ_t Hauptnormalspannungen, d.h., die zugehörigen Trajektorien sind Geraden durch den Nullpunkt bzw. die dazu senkrechten Kreise um den Nullpunkt (**Bild 4b**). Die Hauptschubspannungstrajektorien liegen dazu unter 45° (s. **C 1.1.1**). Der Verlauf der Spannungen σ_r ergibt sich für $r = R = \text{const}$ zu $\sigma_r = -2F_0/(\pi hR) \cdot \sin\varphi$ bzw. für $\varphi = \pi/2$ zu $\sigma_r = -[2F_0/(\pi h)]/r$ (**Bild 4c**).

C

4 Beanspruchung bei Berührung zweier Körper (Hertzsche Formeln)

Hertzian contact stresses (Formulas of Hertz)

Berühren zwei Körper einander punkt- oder linienförmig, so ergeben sich unter Einfluß von Druckkräften Verformungen und Spannungen nach der Theorie von Hertz [1, 2]. Ausgangspunkt für die Lösungen von Hertz sind die Boussinesqschen Formeln C 3 Gl. (11). Vorausgesetzt wird dabei homogenes, isotropes Material und Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes, ferner alleinige Wirkung von Normalspannungen in der Berührungsfläche. Außerdem muß die Deformation, d.h. das Maß w_0 der Annäherung (auch Abplattung genannt), beider Körper (**Bild 1a**) im Verhältnis zu den Körperabmessungen klein sein. Bei unterschiedlichem Material der berührenden Körper gilt $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$. Für die Querkontraktionszahl wird einheitlich $\nu = 0{,}3$ angesetzt.

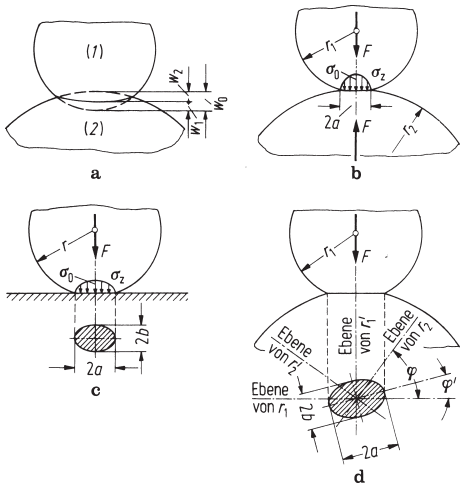


Bild 1a–d. Hertzsche Formeln

4.1 Kugel. Spheres

Gegen Kugel (Bild 1b). Mit $1/r = 1/r_1 + 1/r_2$ gilt

$$\max \sigma_z = \sigma_0 = -\frac{1}{\pi}\sqrt[3]{\frac{1{,}5 \cdot FE^2}{r^2(1-\nu^2)^2}},$$

$$w_0 = \sqrt[3]{\frac{2{,}25 \cdot (1-\nu^2)^2 F^2}{E^2 r}}.$$

Die Druckspannung verteilt sich halbkugelförmig über der Druckfläche. Die Projektion der Druckfläche ist ein Kreis vom Radius $a = \sqrt[3]{1{,}5 \cdot (1-\nu^2)\, Fr/E}$. Die Spannungen σ_r und σ_t am mittleren Volumenelement der Druckfläche sind in der Mitte $\sigma_r = \sigma_t = \sigma_0(1+2\nu)/2 = 0{,}8 \cdot \sigma_0$ und am Rand $\sigma_r = -\sigma_t = 0{,}133 \cdot \sigma_0$. Umschließt die größere Kugel (als Hohlkugel) die kleinere, so ist r_2 negativ einzusetzen.

Gegen Ebene. Mit $r_2 \to \infty$, d.h. $r = r_1$, gelten diese Ergebnisse ebenfalls. Der Spannungsverlauf in z-Richtung [3] liefert die größte Schubspannung für $z = 0{,}47a$ zu $\max \tau = 0{,}31 \cdot \sigma_0$ und die zugehörigen Werte $\sigma_z = 0{,}8 \cdot \sigma_0$, $\sigma_r = \sigma_t = 0{,}18 \cdot \sigma_0$. Wie Föppl [3] gezeigt hat, entwickeln sich Fließlinien von der Stelle der $\max \tau$ aus. Man begnügt sich jedoch üblicherweise mit dem Nachweis von $\max \sigma_z = \sigma_0$.

4.2 Zylinder. Cylinders

Gegen Zylinder (Bild 1b). Die Projektion der Druckfläche ist ein Rechteck von der Breite $2a$ und der Zylinderlänge l. Die Druckspannungen verteilen sich über die Breite $2a$ halbkreisförmig. Mit $1/r = 1/r_1 + 1/r_2$ gilt

$$\max \sigma_z = \sigma_0 = -\sqrt{\frac{FE}{2\pi r l(1-\nu^2)}}, \quad a = \sqrt{\frac{8Fr(1-\nu^2)}{\pi E l}}.$$

Hierbei wird vorausgesetzt, daß sich $q = F/l$ als Linienlast gleichförmig über die Länge verteilt. Die Abplattung wurde von Hertz nicht berechnet, da die begrenzte Länge des Zylinders die Problemlösung erschwert. Die Spannungen σ_x und σ_y an einem Element der Druckfläche (x in Längsrichtung, y in Querrichtung) sind in Zylindermitte $\sigma_x = 2\nu\sigma_z = 0{,}6 \cdot \sigma_0$, $\sigma_y = \sigma_z = \sigma_0$. Der Spannungsverlauf in z-Richtung [3] liefert die größte Schubspannung in der Tiefe $z = 0{,}78 \cdot a$ zu $\max \tau = 0{,}30 \cdot \sigma_0$. Am mittleren Volumenelement der Berührungsfläche ist in der Mitte des Zylinders

$$\max \tau = 0{,}5(\sigma_1 - \sigma_3) = 0{,}5(\sigma_0 - 0{,}6 \cdot \sigma_0) = 0{,}2 \cdot \sigma_0$$

und am Zylinderende $\max \tau = 0{,}5 \cdot \sigma_0$. Dabei liegt $\max \tau$ in Flächenelementen schräg zur Oberfläche, da voraussetzungsgemäß in den Oberflächenelementen selbst und damit nach dem Satz von den zugeordneten Schubspannungen auch in Flächenelementen senkrecht dazu $\tau = 0$ ist, d.h. die Oberflächenspannungen Hauptspannungen sind.

Gegen Ebene. Mit $r_2 \to \infty$ gelten die entsprechenden Ergebnisse.

4.3 Beliebig gewölbte Fläche

Arbitrarily curved surfaces

Gegen Ebene (Bild 1c). Sind die Hauptkrümmungsradien im Berührungspunkt r und r', so bildet sich als Projektion der Druckfläche eine Ellipse mit den Halbachsen a und b in Richtung der Hauptkrümmungsebenen aus. Die Druckspannungen verteilen sich nach einem Ellipsoid. Es gilt

$$\begin{aligned}
\max \sigma_z &= \sigma_0 = 1{,}5 \cdot F/(\pi ab),\\
a &= \sqrt[3]{3\xi^3(1-\nu^2)\, F/[E(1/r + 1/r')]},\\
b &= \sqrt[3]{3\eta^3(1-\nu^2)\, F/[E(1/r + 1/r')]},\\
w_0 &= 1{,}5 \cdot \psi(1-\nu^2)\, F/Ea.
\end{aligned}$$

Tabelle 1.

ϑ	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°	0°
ξ	1	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612	∞
η	1	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319	0
ψ	1	1,12	1,25	1,39	1,55	1,74	1,98	2,30	2,80	∞

Die Werte ξ, η, ψ sind abhängig von dem Hilfswinkel

$$\vartheta = \arccos[(1/r' - 1/r)/(1/r' + 1/r)],$$

s. **Tab. 1.**

Gegen beliebig gewölbte Fläche (Bild 1 d). Gegeben: Hauptkrümmungsradien r_1 und r_1',r_2 und r_2' ferner Winkel φ zwischen den Ebenen von r_1 und r_2 [4]. Zurückführung auf den vorstehenden Fall unter Voraussetzung von $r_1 > r_1'$ und $r_2 > r_{2'}$ durch Einführung von

$$1/r' + 1/r = 1/r_1' + 1/r_1 + 1/r_2' + 1/r_2, \tag{1}$$

$$\frac{1}{r'} - \frac{1}{r} = \sqrt{\left(\frac{1}{r_1'} - \frac{1}{r_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_2'} - \frac{1}{r_2}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{r_1'} - \frac{1}{r_1}\right)\left(\frac{1}{r_2'} - \frac{1}{r_2}\right)\cos 2\varphi}. \tag{2}$$

Projektion der Druckfläche ist wiederum Ellipse mit den Halbachsen a und b. Achse a liegt zwischen den Ebenen von r_1 und r_2. Winkel φ' aus

$$(1/r' + 1/r)\sin 2\varphi' = (1/r_1' - 1/r_1)\sin 2\varphi.$$

Umschließt ein größerer Körper (Hohlprofil) den kleineren, so sind entsprechende Radien negativ einzuführen. Wert nach Gl. (2) darf dabei nicht größer werden als Wert nach Gl. (1).

5 Flächentragwerke. Plates and shells

5.1 Platten. Plates

Unter der Voraussetzung, daß die Plattendicke h klein zur Flächenabmessung und die Durchbiegung w ebenfalls klein ist, ergibt sich mit der Flächenbelastung $p(x, y)$ und der Plattensteifigkeit $N = Eh^3/[12(1-\nu^2)]$ für die Durchbiegungen $w(x, y)$ die Bipotentialgleichung

$$\Delta\Delta w = \frac{\partial^4 w}{dx^4} + 2\frac{\partial^4 w}{\partial x^2\,\partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{p(x,y)}{N}. \tag{1}$$

Die Biegemomente M_x und M_y sowie das Torsionsmoment M_{xy} folgen aus

$$\begin{aligned} M_x &= -N(\partial^2 w/\partial x^2 + \nu\,\partial^2 w/\partial y^2),\\ M_y &= -N(\partial^2 w/\partial y^2 + \nu\,\partial^2 w/\partial x^2),\\ M_{xy} &= -(1-\nu)\,N\,\partial^2 w/(\partial x\,\partial y). \end{aligned} \tag{2}$$

Die Extremalspannungen an Plattenober- oder -unterseite ergeben sich aus

$$\sigma_x = M_x/W, \quad \sigma_y = M_y/W, \quad \tau = M_{xy}/W, \tag{3}$$

wobei das Widerstandsmoment $W = h^2/6$ ist. Bei rotationssymmetrisch belasteten Kreisplatten wird $w = w(r)$, und Gl. (1) geht in die gewöhnliche Eulersche Differentialgleichung

$$w''''(r) + \frac{2}{r}w'''(r) - \frac{1}{r^2}w''(r) + \frac{1}{r^3}w'(r) = \frac{p(r)}{N} \tag{4}$$

über. Ferner gilt

$$M_r = -N\left(w'' + \frac{\nu}{r}w'\right), \quad M_t = -N\left(\nu w'' + \frac{1}{r}w'\right), \tag{5}$$

$$\sigma_r = M_r/W, \quad \sigma_t = M_t/W \quad \text{mit} \quad W = h^2/6. \tag{6}$$

Torsionsmomente treten wegen der Rotationssymmetrie nicht auf. Im folgenden sind die wichtigsten Ergebnisse für verschiedene Plattentypen zusammengestellt (Querdehnungszahl $\nu = 0{,}3$).

5.1.1 Rechteckplatten. Rectangular plates

Gleichmäßig belastete Platte (Bild 1)

Ringsum gelenkig gelagerter Rand [1–3]. Die maximalen Spannungen und Durchbiegungen treten in Plattenmitte auf:

$$\sigma_x = c_1\,p\,b^2/h^2, \quad \sigma_y = c_2\,p\,b^2/h^2, \quad f = c_3\,p\,b^4/Eh^3. \tag{7}$$

In den Ecken ergeben sich abhebende Einzelkräfte $F = c_4\,p\,b^2$, die zu verankern sind (Beiwerte c_i s. **Tab. 1**).

Ringsum eingespannter Rand. Neben den Spannungen und Durchbiegungen in Plattenmitte nach Gl. (7) treten maximale Biegespannungen in der Mitte des langen Rands auf (c_i-Werte s. **Tab 1**):

$$\sigma_y = c_5\,p\,b^2/h^2, \quad \text{zugehörig} \quad \sigma_x = 0{,}3\,\sigma_y.$$

Abhebende Auflagerkräfte in den Ecken in Form von Einzelkräften treten nicht auf. Ausführliche Darstellung aller Schnittlasten und Auflagerreaktionen in [4, 7].

Gleichmäßig belastete, unendlich ausgedehnte Platte auf Einzelstützen (Bild 2). Mit der Stützkraft $F = 4a^2p$ sowie $2b \geq h$ ergibt sich für Spannungen und Durchbiegungen

$$\begin{aligned} \sigma_{xA} &= \sigma_{yA} = 0{,}861 \cdot p\,a^2/h^2,\\ \sigma_{xB} &= \sigma_{yB} = -0{,}62 \cdot F[\ln(a/b) - 0{,}12]/h^2,\\ f_A &= 0{,}092 \cdot p\,a^4/N, \quad f_C = 0{,}069 \cdot p\,a^4/N. \end{aligned}$$

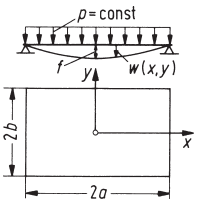


Bild 1. Rechteckplatte

Tabelle 1.

	Gelenkig gelagerte Platte				Ringsum eingespannte Platte			
a/b	c_1	c_2	c_3	c_4	c_1	c_2	c_3	c_5
1,0	1,15	1,15	0,71	0,26	0,53	0,53	0,225	1,24
1,5	1,20	1,95	1,35	0,34	0,48	0,88	0,394	1,82
2,0	1,11	2,44	1,77	0,37	0,31	0,94	0,431	1,92
3,0	0,97	2,85	2,14	0,37	–	–	–	–
4,0	0,92	2,96	2,24	0,38	–	–	–	–
∞	0,90	3,00	2,28	0,38	0,30	1,00	0,455	2,00

5.1.2 Kreisplatten. Circular plates

Gleichmäßig belastete Platte

Gelenkig gelagerter Rand (**Bild 3a**). Die maximalen Spannungen und Durchbiegungen treten in Plattenmitte auf: $\sigma_r = \sigma_t = 1{,}24 \cdot p\,R^2/h^2$, $f = 0{,}696 \cdot p\,R^4/(Eh^3)$.

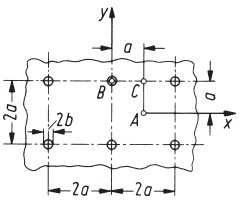


Bild 2. Platte auf Einzelstützen

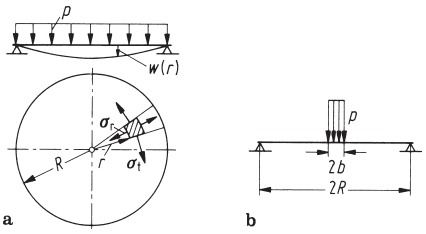


Bild 3a, b. Kreisplatte mit **a** Flächenlast; **b** Einzellast

Eingespannter Rand. In der Mitte

$$\sigma_r = \sigma_t = 0{,}488 \cdot p R^2/h^2, \quad f = 0{,}171 \cdot p R^4/(Eh^3);$$

am Rand

$$\sigma_r = 0{,}75 \cdot p R^2/h^2, \quad \sigma_t = \nu \sigma_r = 0{,}225 \cdot p R^2/h^2.$$

Platte mit Einzellast (Bild 3b)

Für eine Kraft $F = \pi b^2 p$ in der Mitte, die gleichmäßig auf einer Kreisfläche vom Radius b verteilt ist, gilt bei
gelenkig gelagertem Rand: Maximale Spannungen und Durchbiegung treten in der Mitte auf

$$\sigma_r = \sigma_t = 1{,}95(b/R)^2[0{,}77 - 0{,}135(b/R)^2 - \ln(b/R)]pR^2/h^2,$$
$$f = 0{,}682(b/R)^2[2{,}54 - (b/R)^2(1{,}52 - \ln(b/R))]pR^4/(Eh^3);$$

eingespanntem Rand: In der Mitte

$$\sigma_r = \sigma_t = 1{,}95(b/R)^2[0{,}25(b/R)^2 - \ln(b/R)]pR^2/h^2,$$
$$f = 0{,}682(b/R)^2[1 - (b/R)^2 \cdot (0{,}75 - \ln(b/R))]pR^4/(Eh^3);$$

am Rand

$$\sigma_r = -0{,}75(b/R)^2[2 - (b/R)^2]\, pR^2/h^2, \quad \sigma_t = \nu \sigma_r.$$

Weitere ausführliche Ergebnisse für Kreis- und Kreisringplatten unter verschiedenen Belastungen in [5].

5.1.3 Elliptische Platten. Elliptical plates

Gleichmäßig mit *p* belastet
Halbachsen $a > b$ (a in x-, b in y-Richtung).

Gelenkig gelagerter Rand. Maximale Biegespannung in der Mitte $\sigma_y \approx (3{,}24 - 2\,b/a)\, p b^2/h^2$.

Eingespannter Rand. Mit $c_1 = 8/[3 + 2(b/a)^2 + 3(b/a)^4]$ gilt in der Mitte

$$\sigma_x = 3c_1 p b^2[(b/a)^2 + 0{,}3]/(8h^2),$$
$$\sigma_y = 3c_1 p b^2[1 + 0{,}3(b/a)^2]/(8h^2),$$
$$f = 0{,}171 \cdot c_1 p b^4/(Eh^3);$$

am Ende der kleinen Achse

$$\min \sigma = \sigma_y = -0{,}75 \cdot c_1 p b^2/h^2, \quad \sigma_x = \nu \sigma_y;$$

am Ende der großen Achse

$$\sigma_x = -0{,}75 \cdot c_1 p b^4/(a^2 h^2), \quad \sigma_y = \nu \sigma_x.$$

5.1.4 Gleichseitige Dreieckplatte. Triangular plate

Gleichmäßig mit *p* belastet

Ringsum gelenkig gelagert (**Bild 4**). Für den Plattenschwerpunkt S gilt mit der Plattensteifigkeit $N = Eh^3/[12(1-\nu^2)]$

$$\sigma_x = \sigma_y = 0{,}145 \cdot p a^2/h^2, \quad f = 0{,}00103 \cdot p a^4/N.$$

Die Maximalspannung tritt bei $x = 0{,}129a$ und $y = 0$ auf und ist $\sigma_y = 0{,}155 \cdot p a^2/h^2$.

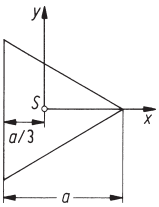


Bild 4. Dreieckplatte

5.1.5 Temperaturspannungen in Platten
Thermal stresses in plates

Bei einer Temperaturdifferenz Δt zwischen Ober- und Unterseite ergeben sich bei Platten mit allseits freien Rändern keine Spannungen, bei allseits gelenkig gelagerten Platten nach der Plattentheorie [6].
Bei allseits eingespannten Platten wird

$$\sigma_x = \sigma_y = \alpha_t \Delta t E/[2(1-\nu)] = \sigma_r = \sigma_t.$$

5.2 Scheiben. Discs

Hierbei handelt es sich um ebene Flächentragwerke, die in ihrer Ebene belastet sind. Zur theoretischen Ermittlung der Spannungen mit der Airyschen Spannungsfunktion s. **C 3.3.** Im folgenden werden für einige technisch wichtige Fälle die Spannungen angegeben. Die Dicke der Scheiben sei h.

5.2.1 Kreisscheibe. Circular discs

Radiale gleichmäßige Streckenlast *q* (Bild 5).

$$\sigma_r = \sigma_t = -q/h, \quad \tau_{rt} = 0.$$

Gleichmäßige Erwärmung Δt. Bei einer Scheibe mit verschieblichem Rand ergeben sich nur Radialverschiebungen $u(r) = \alpha_t \Delta t\, r$, aber keine Spannungen. Bei unverschieblichem Rand ($u = 0$) gilt

$$\sigma_r = \sigma_t = -E \alpha_t \Delta t/(1-\nu), \quad \tau_{rt} = 0.$$

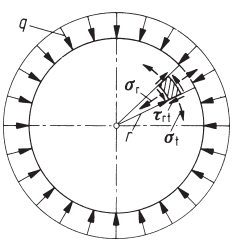


Bild 5. Kreisscheibe

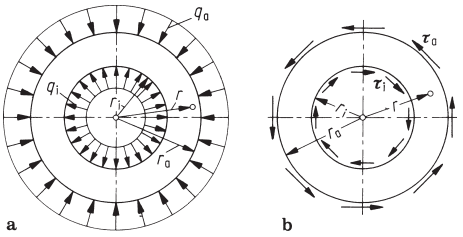


Bild 6 a, b. Kreisringscheibe

5.2.2 Ringförmige Scheibe. Annular discs

Radiale Streckenlast innen und außen (Bild 6 a).

$$\sigma_r = -\frac{q_i r_i^2}{h(r_a^2 - r_i^2)}\left(\frac{r_a^2}{r^2} - 1\right) - \frac{q_a r_a^2}{h(r_a^2 - r_i^2)}\left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right),$$

$$\sigma_t = +\frac{q_i r_i^2}{h(r_a^2 - r_i^2)}\left(\frac{r_a^2}{r^2} + 1\right) - \frac{q_a r_a^2}{h(r_a^2 - r_i^2)}\left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right),$$

$$\tau_{rt} = 0.$$

Gleichmäßige Erwärmung Δt. Bei einer Scheibe mit verschieblichen Rändern ergeben sich nur Radialverschiebungen $u(r) = \alpha_t \Delta t\, r$, aber keine Spannungen. Bei unverschieblichem äußeren Rand ($u = 0$) gilt

$$\sigma_r = -E\alpha_t \Delta t \frac{r_a^2}{(1-\nu)r_a^2 + (1+\nu)r_i^2}\left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right),$$

$$\sigma_t = -E\alpha_t \Delta t \frac{r_a^2}{(1-\nu)r_a^2 + (1+\nu)r_i^2}\left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right), \quad \tau_{rt} = 0.$$

Ringförmige Schublast (Bild 6 b). Sind τ_i und $\tau_a = \tau_i r_i^2 / r_a^2$ die einwirkenden Schubspannungen, so gilt

$$\tau_{rt} = \tau_i r_i^2 / r^2, \quad \sigma_r = \sigma_t = 0.$$

5.2.3 Unendlich ausgedehnte Scheibe mit Bohrung (Bild 7). Infinite plate with a hole

Infolge Innendrucks $p = q/h$ entstehen die Spannungen

$$\sigma_r = -p r_i^2 / r^2, \quad \sigma_t = +p r_i^2 / r^2, \quad \tau_{rt} = 0.$$

5.2.4 Keilförmige Scheibe unter Einzelkräften (Bild 8) Wedge-shaped plate under point load

Für die Spannungen gilt

$$\sigma_r = -\frac{2F_1 \cos\varphi}{rh(2\beta + \sin 2\beta)} + \frac{2F_2 \sin\varphi}{rh(2\beta - \sin 2\beta)},$$

$$\sigma_t = 0, \quad \tau_{rt} = 0.$$

5.3 Schalen. Shells

Hierbei handelt es sich um räumlich gekrümmte Bauteile, welche die Belastungen im wesentlichen durch Normalspannungen σ_x und σ_y sowie Schubspannungen τ_{xy} (bzw. bei Rotationsschalen durch σ_φ und σ_ϑ sowie $\tau_{\varphi\vartheta}$), die alle in der Schalenfläche liegen, abtragen. Diese Lastabtragung wird Membranspannungszustand genannt, da Membranen (Seifenblasen, Luftballons, dünne Metallfolien usw.), d. h. biegeschlaffe Schalen, nur auf diese Weise Belastungen aufnehmen können (**Bild 9 a, b**). Dünnwandige Metallkonstruktionen genügen in der Regel in weiten Bereichen dem Membranspannungszustand. Bei gewissen Schalenformen, an Störstellen (z. B. Übergang von der Wand zum Boden) und in allen dickwandigen Schalen treten zusätzlich Biegemomente und Querkräfte auf, d. h. Biegenormal- und Querkraftschubspannungen (wie bei Platten), die zu berücksichtigen sind. Dann handelt es sich um biegesteife Schalen und den Biegespannungszustand. Dieser, d. h. die Störung des Membranspannungszustands, klingt in der Regel sehr rasch mit der Entfernung von der Störstelle ab.

5.3.1 Biegeschlaffe Rotationsschalen und Membrantheorie für Innendruck
Shells under internal pressure, membrane stress theory

Die Gleichgewichtsbedingungen am Element (**Bild 9 a**) in Richtung der Normalen und am Schalenabschnitt (**Bild 9 b**) in Vertikalrichtung liefern

$$\sigma_\varphi / R_1 + \sigma_\vartheta / R_2 = p/h, \quad \sigma_\vartheta = F/(2\pi R_1 h \sin^2\vartheta).$$

Hierbei ist σ_ϑ die Spannung in Meridianrichtung, σ_φ die in Breitenkreisrichtung und h die Schalendicke. F ist die resultierende äußere Kraft in Vertikalrichtung, d. h.

$$F = \int_{\vartheta=0}^{\vartheta} p(\vartheta) R_2(\vartheta) \cdot 2\pi R_1(\vartheta) \cdot \sin\vartheta \cos\vartheta \, d\vartheta.$$

Bei konstantem Innendruck ist F gleich der Kraft auf die Projektionsfläche, d. h. $F = p\pi r^2 = p\pi(R_1 \sin\vartheta)^2$.

Kreiszylinderschale unter konstantem Innendruck.

$$\sigma_\varphi = pr/h = pd/(2h), \quad \sigma_\vartheta = \sigma_x = 0.$$

Kugelschale unter konstantem Innendruck.

$$\sigma_\varphi = \sigma_\vartheta = pr/(2h) = pd/(4h).$$

Zylinderschale mit Halbkugelböden unter konstantem Innendruck (Bild 10). Im Zylinder

$$\sigma_\varphi = pr/h = pd/(2h), \quad \sigma_x = pr/(2h) = pd/(4h),$$

in der Kugelschale $\sigma_\varphi = \sigma_\vartheta = pr/(2h) = pd/(4h)$.

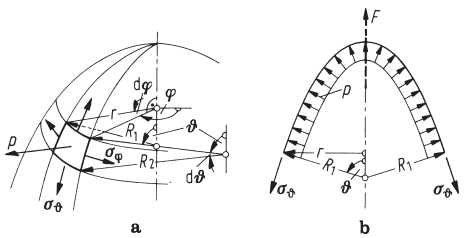


Bild 9 a, b. Membranspannungszustand

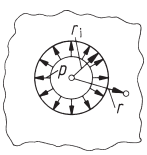


Bild 7. Scheibe mit Bohrung

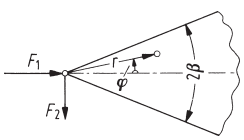


Bild 8. Keilförmige Scheibe

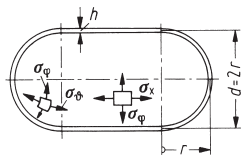


Bild 10. Geschlossene Zylinderschale

5.3.2 Biegesteife Schalen. Bending rigid shells

Elliptischer Hohlzylinder unter Innendruck (Bild 11). Überlagert man den Membranspannungen die Biegespannungen, so ergibt sich für die Punkte A und B

$$\sigma_A = pa/h + c_1 pa^2/h^2, \quad \sigma_B = pb/h + c_2 pa^2/h^2$$

(s. **Tab. 2**).

Umschnürter Hohlzylinder (Bild 12). Infolge Schneidenlast q entstehen Umfangsspannungen

$$\sigma_\varphi(x) = -\frac{qr}{\sqrt{2}Lh} e^{-x/L} \sin\left(\frac{x}{L} + \frac{\pi}{4}\right), \quad \sigma_\varphi(x=0) = -\frac{qr}{2Lh}$$

mit $L = \sqrt[4]{\frac{r^2 h^2}{3(1-\nu^2)}}$ und Biegespannungen in x-Richtung

$$\sigma_x(x) = \frac{3qL}{\sqrt{2}h^2} e^{-x/L} \cos\left(\frac{x}{L} + \frac{\pi}{4}\right),$$
$$\sigma_x(x=0) = \max \sigma_x = 1{,}5\, qL/h^2.$$

Rohrbogen unter Innendruck (Bild 13). In Längsrichtung des Bogens ergeben sich die Spannungen $\sigma_x = pr/(2h) = pd/(4h)$, d. h. dieselben Spannungen wie beim abgeschlossenen geraden Rohr. In Umfangsrichtung gilt

$$\sigma_\varphi = \frac{pd}{2h} \cdot \frac{R/d + 0{,}25\sin\varphi}{R/d + 0{,}5\sin\varphi}.$$

Für Bogenober- und Bogenunterseite ($\varphi = 0$ bzw. $180°$) folgt $\sigma_\varphi(0) = pd/(2h)$, d. h. Spannung wie beim kreiszylindrischen Rohr. Für Bogenaußen- bzw. Bogeninnenseite ist

$$\sigma_\varphi(90°) = \frac{pd}{2h} \cdot \frac{R/d + 0{,}25}{R/d + 0{,}50} \quad \text{bzw.}$$
$$\sigma_\varphi(-90°) = \frac{pd}{2h} \cdot \frac{R/d - 0{,}25}{R/d - 0{,}50},$$

d. h., $\sigma_\varphi(90°)$ ist kleiner, $\sigma_\varphi(-90°)$ größer als $\sigma_\varphi(0)$.

Gewölbter Boden unter Innendruck (Bild 14). Für die Spannungen in der kugeligen Wölbung gilt (wie bei der Kugelschale) $\sigma_\varphi = \sigma_\vartheta = p r_B/(2h)$. Für die (maximalen) Meridianspannungen in der Krempe gilt

$$\sigma_\vartheta = c_1 p r_Z/(2h) = c_1 p d_Z/(4h),$$

s. **Tab. 3**.

Dickwandiger Kreiszylinder unter Innen- und Außendruck (Bild 15). Es liegt ein räumlicher Spannungszustand vor mit den Spannungen (im mittleren Zylinderbereich)

$$\sigma_x = p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} - p_a \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2},$$
$$\sigma_\varphi = p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2}\left(\frac{r_a^2}{r^2} + 1\right) - p_a \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}\left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right),$$
$$\sigma_r = -p_i \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2}\left(\frac{r_a^2}{r^2} - 1\right) - p_a \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2}\left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right).$$

Bei alleinigem Innen- oder Außendruck tritt die größte Spannung an der Innenseite als $\sigma_\varphi(r = r_i)$ auf. Die Biegeeinspannung des Zylinders in den Boden ist hierbei nicht berücksichtigt.

Dickwandige Hohlkugel unter Innen- und Außendruck. Es liegt ein räumlicher Spannungszustand vor mit den Spannungen

$$\sigma_\varphi = \sigma_\vartheta = p_i \frac{r_i^3}{r_a^3 - r_i^3}\left(1 + \frac{r_a^3}{2r^3}\right) - p_a \frac{r_a^3}{r_a^3 - r_i^3}\left(1 + \frac{r_i^3}{2r^3}\right),$$
$$\sigma_r = -p_i \frac{r_i^3}{r_a^3 - r_i^3}\left(\frac{r_a^3}{r^3} - 1\right) - p_a \frac{r_a^3}{r_a^3 - r_i^3}\left(1 - \frac{r_i^3}{r^3}\right).$$

Die Maximalspannung ergibt sich aus $\sigma_\varphi(r = r_i)$.

Tabelle 2

a/b	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
c_1	3,7	2,3	1,4	0,7	0,3	0
c_2	5,1	2,9	1,7	0,8	0,3	0

Tabelle 3

h_B/r_Z	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
c_1	6,7	3,8	2,0	1,3	1,0

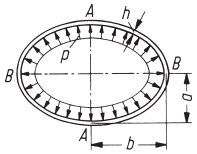


Bild 11. Elliptischer Hohlzylinder

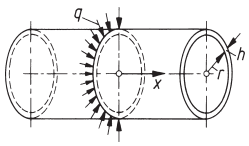


Bild 12. Umschnürter Hohlzylinder

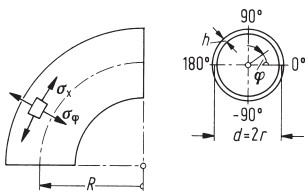


Bild 13. Rohrbogen

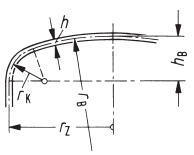


Bild 14. Gewölbter Boden

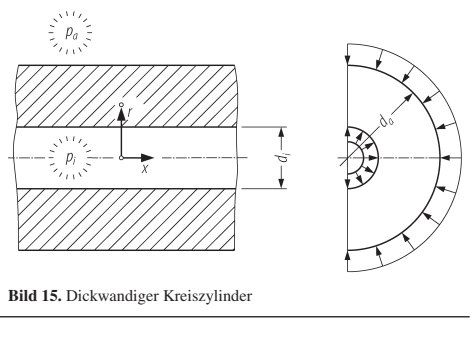


Bild 15. Dickwandiger Kreiszylinder

C

6 Dynamische Beanspruchung umlaufender Bauteile durch Fliehkräfte

Centrifugal stresses in rotating components

Spannungen und Verformungen mit der Winkelgeschwindigkeit ω umlaufender Bauteile lassen sich nach den Regeln der Statik und Festigkeitslehre ermitteln, wenn man im Sinne des d'Alembertschen Prinzips die Fliehkräfte (Trägheitskräfte, negative Massenbeschleunigungen) $\omega^2 r\,\mathrm{d}m = \omega^2 r \varrho\,\mathrm{d}A\,\mathrm{d}r$ (ϱ Dichte) als äußere Kräfte an den Massenelementen ansetzt. Im folgenden werden lediglich die Ergebnisse für die Spannungen (bei Scheiben für die Querdehnungszahl $\nu = 0{,}3$) und für Radialverschiebungen angegeben.

6.1 Umlaufender Stab (Bild 1). Rotating bars

Mit dem Stabquerschnitt A und dem Elastizitätsmodul E gelten

$$\begin{aligned}
\sigma_\mathrm{r}(r) &= \varrho\omega^2(l^2 - r^2)/2 + m_1\omega^2 l_1/A,\\
\max\sigma_\mathrm{r} &= \sigma_\mathrm{r}(r=0) = \varrho\omega^2 l^2/2 + m_1\omega^2 l_1/A,\\
u(r) &= \varrho\omega^2(3l^2 r - r^3)/(6E) + m_1\omega^2 l_1 r/(AE),\\
u(r=l) &= \varrho\omega^2 l^3/(3E) + m_1\omega^2 l_1 l/(AE).
\end{aligned}$$

6.2 Umlaufender dünnwandiger Ring oder Hohlzylinder (Bild 2). Rotating thin rings

$$\sigma_\mathrm{t} = \varrho\omega^2 R^2, \quad u = \varrho\omega^2 R^3/E.$$

6.3 Umlaufende Scheiben. Rotating discs

6.3.1 Vollscheibe konstanter Dicke (Bild 3)

Discs of uniform thickness

$$\begin{aligned}
\sigma_\mathrm{r}(r) &= c_1\varrho\omega^2 R^2(1 - r^2/R^2),\\
\max\sigma_\mathrm{r} &= \sigma_\mathrm{r}(r=0) = c_1\varrho\omega^2 R^2,\\
\sigma_\mathrm{t}(r) &= c_1\varrho\omega^2 R^2(1 - c_3 r^2/R^2),\\
\max\sigma_\mathrm{t} &= \sigma_\mathrm{t}(r=0) = c_1\varrho\omega^2 R^2,\\
u(r) &= r[\sigma_\mathrm{t}(r) - \nu\sigma_\mathrm{r}(r)]/E,\\
u(r=R) &= \varrho\omega^2 R^3(1-\nu)/(4E),
\end{aligned}$$

wobei $c_1 = \dfrac{3+\nu}{8}$ und $c_3 = \dfrac{1+3\nu}{3+\nu}$.

6.3.2 Ringförmige Scheibe konstanter Dicke (Bild 4)

Annular discs of uniform thickness

Für $\sigma_\mathrm{i} = \sigma_\mathrm{a} = 0$ ist

$$\begin{aligned}
\sigma_\mathrm{r}(r) &= c_1\varrho\omega^2 r_\mathrm{a}^2(1 + r_\mathrm{i}^2/r_\mathrm{a}^2 - r_\mathrm{i}^2/r^2 - r^2/r_\mathrm{a}^2),\\
\sigma_\mathrm{r}(r=r_\mathrm{i}) &= \sigma_\mathrm{r}(r=r_\mathrm{a}) = 0,\\
\sigma_\mathrm{t}(r) &= c_1\varrho\omega^2 r_\mathrm{a}^2(1 + r_\mathrm{i}^2/r_\mathrm{a}^2 + r_\mathrm{i}^2/r^2 - c_3 r^2/r_\mathrm{a}^2),\\
\max\sigma_\mathrm{t} &= \sigma_\mathrm{t}(r=r_\mathrm{i}) = 2\cdot c_1\varrho\omega^2 r_\mathrm{a}^2(1 + c_4 r_\mathrm{i}^2/r_\mathrm{a}^2).
\end{aligned}$$

Für $r_\mathrm{i} \to 0$, d.h. bei sehr kleiner Bohrung, wird $\max\sigma_\mathrm{t} = 0{,}825\varrho\omega^2 R^2$ doppelt so groß wie bei der Vollscheibe!

$$\begin{aligned}
u(r) &= r[\sigma_\mathrm{t}(r) - \nu\sigma_\mathrm{r}(r)]/E,\\
u_\mathrm{i} &= u(r=r_\mathrm{i}) = \varrho\omega^2 r_\mathrm{i}[2c_1 r_\mathrm{a}^2 + (c_1 - c_2) r_\mathrm{i}^2]/E,\\
u_\mathrm{a} &= u(r=r_\mathrm{a}) = \varrho\omega^2 r_\mathrm{a}[2c_1 r_\mathrm{i}^2 + (c_1 - c_2) r_\mathrm{a}^2]/E,
\end{aligned}$$

wobei $c_1 = (3+\nu)/8$, $c_2 = (1+3\nu)/8$, $c_3 = \dfrac{1+3\nu}{3+\nu}$ und $c_4 = \dfrac{1-\nu}{3+\nu}$.

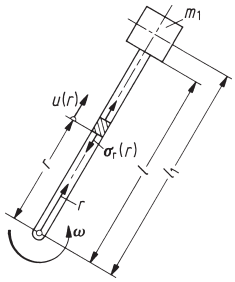


Bild 1. Umlaufender Stab

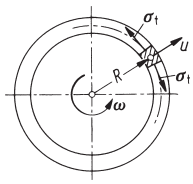


Bild 2. Umlaufender Ring

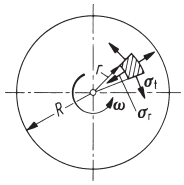


Bild 3. Umlaufende Vollscheibe

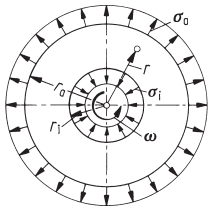


Bild 4. Umlaufende Ringscheibe

Für beliebige σ_i und σ_a wird

$$\begin{aligned}
\sigma_\mathrm{r}(r) &= A_1 + A_2/r^2 - c_1\varrho\omega^2 r^2,\\
\sigma_\mathrm{t}(r) &= A_1 - A_2/r^2 - c_2\varrho\omega^2 r^2,
\end{aligned}$$

wobei

$$\begin{aligned}
A_1 &= (\sigma_\mathrm{a} r_\mathrm{a}^2 - \sigma_\mathrm{i} r_\mathrm{i}^2)/(r_\mathrm{a}^2 - r_\mathrm{i}^2) + c_1\varrho\omega^2(r_\mathrm{a}^2 + r_\mathrm{i}^2),\\
A_2 &= -(\sigma_\mathrm{a} - \sigma_\mathrm{i}) r_\mathrm{a}^2 r_\mathrm{i}^2/(r_\mathrm{a}^2 - r_\mathrm{i}^2) - c_1\varrho\omega^2 r_\mathrm{a}^2 r_\mathrm{i}^2;
\end{aligned}$$

Verschiebungen $u(r)$ sowie c_1 und c_2 wie vorher.
Bei Scheiben mit Kranz und Nabe sind σ_i und σ_a statisch unbestimmte Größen, die aus den Bedingungen gleicher Verschiebung an den Stellen $r = r_\mathrm{i}$ und $r = r_\mathrm{a}$ bestimmt werden können [1].

6.3.3 Scheiben gleicher Festigkeit (Bild 5)

Discs of constant strength

Aus den Differentialgleichungen der rotierenden Scheiben [1] folgt für den Fall, daß $\sigma_\mathrm{r} = \sigma_\mathrm{t} = \sigma$ überall gleich ist, die Scheibendicke $h(r) = h_0 \mathrm{e}^{-\varrho(\omega r)^2/(2\sigma)}$ (de Lavalsche Scheibe gleicher Festigkeit, ohne Mittelbohrung). h_0 ist die Scheibendicke bei $r = 0$. Die Profilkurve hat einen Wendepunkt für $r = \sqrt{\sigma/(\varrho\omega^2)}$. Die radiale Verschiebung ist $u(r) = (1-\nu)\sigma r/E$, $u(r = r_\mathrm{a}) = (1-\nu)\sigma r_\mathrm{a}/E$. Die Scheibendicke $h(r = r_\mathrm{a}) = h_\mathrm{a}$ ergibt sich aus dem Einfluß der Schaufeln (Gesamtmasse m_S) und des Kranzes (Querschnitt A_K), an dem die Schaufeln befestigt sind, zu [1]

$$h_\mathrm{a} = \frac{1}{r_\mathrm{a}}\left\{\left(\frac{m_\mathrm{S} r_\mathrm{S}}{2\pi} + \varrho r_\mathrm{K}^2 A_\mathrm{K}\right)\frac{\omega^2}{\sigma} - A_\mathrm{K}\left[\nu + (1-\nu)\frac{r_\mathrm{a}}{r_\mathrm{K}}\right]\right\}$$

und damit wird $h_0 = h_\mathrm{a}\mathrm{e}^{\varrho(\omega r_\mathrm{a})^2/(2\sigma)}$.

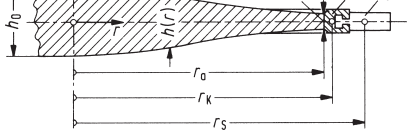


Bild 5. Scheibe gleicher Festigkeit

6.3.4 Scheiben veränderlicher Dicke
Discs with varying thickness

Für Scheiben mit hyperbolischen oder konischen Profilen findet man Lösungen in [1]. Dort sind auch Näherungsverfahren für beliebige Profile dargestellt.

6.3.5 Umlaufender dickwandiger Hohlzylinder
Rotating thick-walled cylinder

Neben den Spannungen σ_r und σ_t in Radial- und Tangentialrichtung treten zusätzlich infolge der behinderten Querdehnung Spannungen σ_x in Längsrichtung auf (räumlicher Spannungszustand):

$$\sigma_r(r) = \varrho\omega^2 r_a^2 \frac{3-2\nu}{8(1-\nu)}\left(1+\frac{r_i^2}{r_a^2}-\frac{r_i^2}{r^2}-\frac{r^2}{r_a^2}\right),$$

$$\sigma_t(r) = \varrho\omega^2 r_a^2 \frac{3-2\nu}{8(1-\nu)}\left(1+\frac{r_i^2}{r_a^2}+\frac{r_i^2}{r^2}-\frac{(1+2\nu)\,r^2}{(3-2\nu)\,r_a^2}\right),$$

$$\sigma_x(r) = \varrho\omega^2 r_a^2 \frac{2\nu}{8(1-\nu)}\left(1+\frac{r_i^2}{r_a^2}-2\frac{r^2}{r_a^2}\right).$$

7 Stabilitätsprobleme
Stability problems

7.1 Knickung. Buckling of bars

Schlanke Stäbe oder Stabsysteme gehen unter Druckbeanspruchung bei Erreichen der kritischen Spannung oder Last aus der nicht ausgebogenen (instabilen) Gleichgewichtslage in eine benachbarte gebogene (stabile) Lage über. Weicht der Stab in Richtung einer Symmetrieachse aus, so liegt (Biege-)knicken vor, andernfalls handelt es sich um Biegedrillknicken (s. **C 7.1.6**).

7.1.1 Knicken im elastischen (Euler-)Bereich
Elastic (Euler) buckling

Betrachtet man die verformte Gleichgewichtslage des Stabs nach **Bild 1**, so lautet die Differentialgleichung für Knickung um die Querschnittshauptachse y (mit I_y als kleinerem Flächenmoment 2. Grades) im Fall kleiner Auslenkungen

$$\begin{aligned} &EI_y w''(x) = -M_b(x) = -Fw(x) \quad \text{bzw.} \\ &w''(x) + \alpha^2 w(x) = 0 \quad \text{mit} \quad \alpha = \sqrt{F/(EI_y)} \end{aligned} \tag{1}$$

und der Lösung

$$w(x) = C_1 \sin\alpha x + C_2 \cos\alpha x. \tag{2}$$

Aus den Randbedingungen $w(x=0)=0$ und $w(x=l)=0$ folgen $C_2 = 0$ und $\sin\alpha l = 0$ (Eigenwertgleichung) mit den Eigenwerten $\alpha_K = n\pi/\ell$; $n = 1, 2, 3, \ldots$. Somit ist nach den Gln. (1) und (2)

$$F_K = \alpha_K^2 EI_y = n^2\pi^2 EI_y/l^2, \quad w(x) = C_1 \sin(n\pi x/l). \tag{3}$$

Die kleinste (Eulersche) Knicklast ergibt sich für $n = 1$ zu $F_K = \pi^2 EI_y/l^2$. Für andere Lagerungsfälle ergeben sich entsprechende Eigenwerte, die sich jedoch alle mit der reduzierten oder wirksamen Knicklänge l_K (**Bild 2**) auf die Form $\alpha_K = n\pi/l_K$ zurückführen lassen. Dann gilt allgemein für die *Eulersche Knicklast*

$$F_K = \pi^2 EI_y/l_K^2. \tag{4}$$

Mit dem Trägheitsradius $i_y = \sqrt{I_y/A}$ und der Schlankheit $\lambda = l_K/i_y$ folgt als *Knickspannung*

$$\sigma_K = F_K/A = \pi^2 E/\lambda^2. \tag{5}$$

Die Funktion $\sigma_K(\lambda)$ stellt die Euler-Hyperbel dar (Linie *1* auf **Bild 3**).

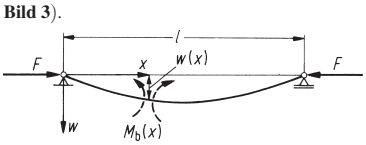


Bild 1. Knickung eines Stabs

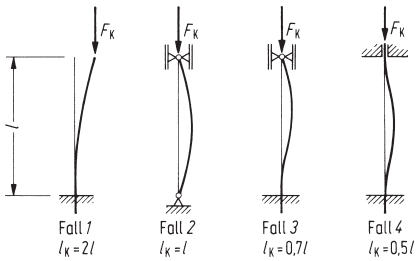


Bild 2. Die vier Eulerschen Knickfälle

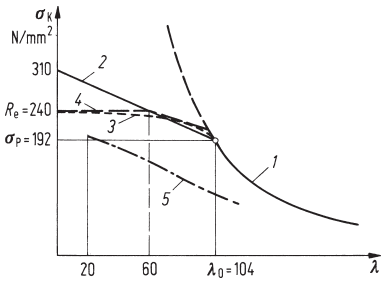


Bild 3. Knickspannungsdiagramm für St 37. *1* Euler-Hyperbel, *2* Tetmajer-Gerade, *3* Engesser-v. Kármán-Kurve, *4* v. Kármán-Geraden, *5* Traglast-Kurve nach Jäger

Diese Gleichungen gelten nur im linearen, elastischen Werkstoffbereich, also solange

$$\sigma_K = \pi^2 E/l^2 \leqq \sigma_P \quad \text{bzw.} \quad \lambda \geqq \sqrt{\pi^2 E/\sigma_P} \quad \text{ist.}$$

Der Übergang aus dem elastischen in den unelastischen (plastischen) Bereich findet statt bei der Grenzschlankheit

$$\lambda_0 = \sqrt{\pi^2 E/\sigma_P}. \tag{6}$$

Zum Beispiel wird für St 37 mit

$$R_e = 240\,\mathrm{N/mm^2}, \quad \sigma_P \approx 0{,}8R_e = 192\,\mathrm{N/mm^2}$$

und $E = 2{,}1 \cdot 10^5\,\mathrm{N/mm^2}$ die Grenzschlankheit $\lambda_0 = 104$. Weitere Grenzschlankheiten s. **Tab. 1**.

Tabelle 1. Werte a und b nach Tetmajer

Werkstoff	E N/mm²	λ_0	a N/mm²	b N/mm²
St 37	$2{,}1 \cdot 10^5$	104	310	1,14
St 50 St 60	$2{,}1 \cdot 10^5$	89	335	0,62
5 %-Ni-Stahl	$2{,}1 \cdot 10^5$	86	470	2,30
Grauguß	$1{,}0 \cdot 10^5$	80	$\sigma_K = 776 - 12\lambda + 0{,}053\lambda^2$	
Nadelholz	$1{,}0 \cdot 10^4$	100	29,3	0,194

Knicksicherheit

$$S_K = F_K/F_{vorh} \quad \text{bzw.} \quad S_K = \sigma_K/\sigma_{vorh}. \tag{7}$$

Im allgemeinen Maschinenbau ist im elastischen Bereich $S_K \approx 5 \ldots 10$, im unelastischen Bereich $S_K \approx 3 \ldots 8$.

Ausbiegung beim Knicken. Die Lösung der linearisierten Differentialgleichung (1) liefert zwar die Form der Biegelinie, Gl. (3), aber nicht die Größe der Auslenkung (Biegepfeil). Setzt man in Gl. (1) an Stelle von w'' den wirklichen Ausdruck für die Krümmung ein, so erhält man eine nichtlineare Differentialgleichung. Ihre Näherungslösung liefert als Biegepfeil den Wert [1]

$$f = \sqrt{8(Fl^2 - \pi^2 EI_y)/(\pi^2 F)},$$

d. h. $f(F = F_K) = 0$ und $f(F = 1{,}01 \cdot F_K) \approx 0{,}09l$; 1% Überschreitung der Knicklast liefert also bereits 9% der Stablänge als Auslenkung!

7.1.2 Knicken im unelastischen (Tetmajer-)Bereich

Inelastic buckling (Tetmajer's method)

Der Einfluß der Form (Krümmung) der Spannungs-Dehnungs-Linie in diesem Bereich wird nach der Theorie von Engesser und v. Kármán mit der Einführung des Knickmoduls $T_K < E$ berücksichtigt:

$$\sigma_K = \pi^2 T_K/\lambda^2, \quad T_K = 4TE/(\sqrt{T} + \sqrt{E})^2 \tag{8}$$

$T = T(\sigma) = \mathrm{d}\sigma/\mathrm{d}\varepsilon$ ist der Tangentenmodul und entspricht dem Anstieg der Spannungs-Dehnungs-Linie. T_K gilt für Rechteckquerschnitt, kann aber mit geringem Fehler auch für andere Querschnitte verwendet werden. Vorzugehen ist in der Weise, daß T für verschiedene σ aus der Spannungs-Dehnungs-Linie bestimmt und damit $T_K(\sigma)$ und $\lambda(\sigma_K) = \sqrt{\pi^2 T_K/\sigma_K}$ gemäß Gl. (8) berechnet werden. Die Umkehrfunktion $\sigma_K(\lambda)$ ist dann die Knickspannungslinie *3* nach Engesser-v. Kármán auf **Bild 3**. Th. v. Kármán ersetzte die Linie durch zwei tangierende Geraden, von denen die Horizontale durch die Streckgrenze geht (Linie *4* auf **Bild 3**).
Shanley [2] hat gezeigt, daß bereits erste Auslenkungen für den Wert $\sigma_K = \pi^2 T/\lambda^2$ (1. Engesser-Formel) bei weiterer Laststeigerung möglich sind. Dieser Wert stellt somit die unterste, der Wert nach Gl. (8) die oberste Grenze der Knickspannungen im unelastischen Bereich dar.

Praktische Berechnung nach Tetmajer: Aufgrund von Versuchen erfaßte Tetmajer die Knickspannungen durch eine Gerade, die auch heute noch im Maschinenbau Verwendung findet (Linie *2* auf **Bild 3**):

$$\sigma_K = a - b\lambda. \tag{9}$$

Die Werte a, b für verschiedene Werkstoffe sind **Tab. 1** zu entnehmen.

Beispiel: Dimensionierung einer Schubstange. Man bestimme den erforderlichen Durchmesser einer Schubstange aus St 37 der Länge $l = 2000$ mm a) für die Druckkraft $F = 96$ kN bei einer Knicksicherheit $S_K = 8$, b) für $F = 300$ kN bei $S_K = 5$. – Ist die Schubstange beidseitig gelenkig angeschlossen, so liegt der 2. Euler-Fall vor, d. h. $l_K = l = 2000$ mm. Bei Annahme elastischer Knickung folgt aus den Gln. (4) und (7) im Fall a)

$$\begin{aligned}\text{erf } I_y &= FS_K l_K^2/(\pi^2 E)\\ &= 96 \cdot 10^3\,\text{N} \cdot 8 \cdot 2000^2\,\text{mm}^2/(\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5\,\text{N/mm}^2)\\ &= 148{,}2 \cdot 10^4\,\text{mm}^4\end{aligned}$$

und mit $I_y = \pi d^4/64$ dann erf $d = \sqrt[4]{64 \cdot 148{,}2 \cdot 10^4\,\text{mm}^4/\pi} = 74$ mm.

Mit $i_y = \sqrt{I_y/A} = d/4 = 18{,}5$ mm wird die Schlankheit

$$\lambda = l_K/i_y = 2000\,\text{mm}/18{,}5\,\text{mm} = 108 > 104 = \lambda_0,$$

so daß die Annahme von elastischer Knickung berechtigt war.

Im Fall b) wird unter dieser Annahme

$$\text{erf } I_y = FS_K l_K^2/(\pi^2 E) = 289{,}5 \cdot 10^4\,\text{mm}^4 \quad \text{und} \quad \text{erf } d = 88\,\text{mm},$$

also $\lambda = l_K/i_y = 91 < \lambda_0$, d. h. Knickung im unelastischen Bereich. Nach Tetmajer, Gl. (9), wird für diese Schlankheit gemäß **Tab. 1**

$$\sigma_K = (310 - 1{,}14 \cdot 91)\,\text{N/mm}^2 = 206\,\text{N/mm}^2$$

und mit

$$\sigma_{vorh} = F/A = 300 \cdot 10^3\,\text{N}/(\pi \cdot 88^2/4)\,\text{mm}^2 = 49{,}3\,\text{N/mm}^2$$

die Knicksicherheit $S_K = \sigma_K/\sigma_{vorh} = 206/49{,}3 = 4{,}2 < 5$. Für $d = 95$ mm wird $\lambda = l_K/i_y = 84$ und $\sigma_K = a - b\lambda = 214\,\text{N/mm}^2$, und mit $\sigma_{vorh} = F/(\pi d^2/4) = 42{,}3\,\text{N/mm}^2$ ist dann
$S_K = \sigma_K/\sigma_{vorh} = 5{,}06 \approx 5$.

7.1.3 Näherungsverfahren zur Knicklastberechnung

Approximate methods for estimating critical loads

Energiemethode: Da im Fall des Ausknickens der Stab eine stabile benachbarte Gleichgewichtslage annimmt, muß die äußere Arbeit gleich der Formänderungsarbeit sein (**Bild 4a**). Mit C 2 Gl. (39) und C 2 Gl. (34) folgen

$$\begin{aligned}W^{(a)} = F_K v = W &= \frac{1}{2}\int_0^l M_b^2 \frac{\mathrm{d}x}{EI_y} = \frac{1}{2}\int_0^l EI_y w''^2 \mathrm{d}x \quad \text{und}\\ v &= \int_0^l (\mathrm{d}s - \mathrm{d}x) = \int_0^l (\sqrt{1 + w'^2} - 1)\mathrm{d}x \approx \frac{1}{2}\int_0^l w'^2 \mathrm{d}x.\end{aligned} \tag{10}$$

Somit wird der Rayleighsche Quotient

$$F_K = \frac{2W}{2v} = \frac{\int_0^l EI_y(x)\, w''^2(x)\,\mathrm{d}x}{\int_0^l w'^2(x)\,\mathrm{d}x}. \tag{11}$$

Mit der exakten Biegelinie $w(x)$ folgt aus dieser Gleichung die exakte Knickkraft für den elastischen Bereich. Bei Stäben mit veränderlichem Querschnitt ergibt der Vergleich mit der Knickkraft $F_K = \pi^2 EI_{y0}/l_K^2$ des entsprechenden Eulerfalls eines Stabs mit konstantem Querschnitt das Ersatzflächenmoment

$$I_{y0} = F_K l_K^2/(\pi^2 E).$$

Dieses gilt dann näherungsweise auch für den Knicknachweis im unelastischen Bereich.
In Wirklichkeit ist die exakte Biegelinie (Eigenfunktion) des Knickvorgangs unbekannt. In Gl. (11) wird daher nach Ritz eine die Randbedingungen befriedigende Vergleichsfunktion $w(x)$ eingesetzt. Für F_K ergibt sich ein Näherungswert, der stets größer ist als die exakte Knicklast, da für die exakte Eigenfunktion die Formänderungsarbeit zum Minimum, für die Vergleichsfunktion also stets etwas zu groß wird. Als Vergleichsfunktionen kommen u. a. die Biegelinien des zugehörigen Trägers bei beliebiger Belastung in Betracht.
Weitere und verbesserte Näherungsverfahren s. [1–5].

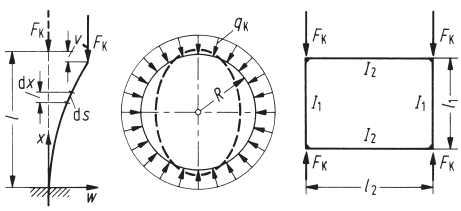


Bild 4a–c. Knickung. **a** Energiemethode; **b** Kreisringträger; **c** Rahmen

Beispiel: Vergleichsberechnung der Knicklast für einen Stab konstanten Querschnitts und Lagerung nach Eulerfall 2 mit der Energiemethode. – Als Vergleichsfunktion wird die Biegelinie unter Einzellast gemäß **C 2, Tab. 5 a**, Fall 1, gewählt: $w(x) = c_1(3l^2x - 4x^3)$ für $0 \le x \le l/2$. Mit $w'(x) = c_1(3l^2 - 12x^2)$ und $w''(x) = -24c_1x$ folgt nach Integration gemäß Gl. (11) $2W = c_1^2 \cdot 48EI_y l^3$, $2v = c_1^2 l^5 \cdot 4{,}8$ und daraus $F_K = 10{,}0EI_y/l^2$. Dieser Wert ist um 1,3% größer als das exakte Ergebnis $\pi^2 EI_y/l^2$.

7.1.4 Stäbe bei Änderung des Querschnitts bzw. der Längskraft. Bars with variable cross section or axial load

Ihre Berechnung kann nach **C 7.1.3** vorgenommen werden. In DIN 4114 Blatt 2 sind in Tafel 4 die Ersatzflächenmomente I_m für I-Querschnitte, in Tafel 5 die Ersatzknicklängen für linear und parabolisch veränderliche Längskraft angegeben. Weitere Fälle s. [4].

7.1.5 Knicken von Ringen, Rahmen und Stabsystemen
Buckling of rings, frames and systems of bars

Geschlossener Kreisringträger unter Außenbelastung q = const (Bild 4 b). Für Knicken in der Belastungsebene gilt [4], wenn die Last stets senkrecht zur Stabachse steht, $q_K = 3EI_y/R^3$, und, wenn die Last ihre ursprüngliche Richtung beibehält, $q_K = 4EI_y/R^3$. Ausknicken senkrecht zur Trägerebene erfolgt für

$$q_K = 9EI_z GI_t/[R^3(4GI_t + EI_z)].$$

Geschlossener Rahmen (Bild 4 c). Für das Ausknicken in der Rahmenebene ergibt sich die kritische Last $F_K = \alpha^2 EI_1$ aus der Eigenwertgleichung [4] für α:

$$\frac{\alpha l_1}{\tan(\alpha l_1)} - \frac{l_1(\alpha^2 l_2^2 I_1^2 - 36I_2^2)}{12 l_2 I_1 I_2} = 0.$$

Weitere Ergebnisse, auch für Stabsysteme, s. [2, 4].

7.1.6 Biegedrillknicken. Torsional buckling

Neben dem reinen Biegeknicken kann beim Stab unter Belastung von Längskraft (und Torsionsmoment) eine räumlich gekrümmte und tordierte Gleichgewichtslage, das Biegedrillknicken, eintreten. Auch alleiniges Drillknicken (ohne Ausbiegungen) infolge Längskraft ist möglich.

Stäbe mit Kreisquerschnitt (Wellen)
Dem Problem zugeordnete Differentialgleichungen s. [3]. Biegedrillknicken infolge Torsionsmoments tritt ein für $M_{tK1} = 2\pi EI_y/l$. Es ist nur von Bedeutung für sehr schlanke Wellen und Drähte. Wirken Längskraft F und Torsionsmoment M_t gemeinsam, so gilt für den beidseitig gelenkig gelagerten Stab

$$F_K = \frac{\pi^2 EI_y}{l^2}\left(1 - \frac{M_t^2}{M_{tK1}^2}\right), \quad M_{tK} = M_{tK1}\sqrt{1 - \frac{Fl^2}{\pi^2 EI_y}}.$$

Stäbe mit beliebigem Querschnitt unter Längskraft

Doppelt symmetrische Querschnitte. Schubmittelpunkt und Schwerpunkt fallen zusammen, und es gelten die drei Differentialgleichungen

$$\left.\begin{aligned} EI_y w'''' + Fw'' = 0, \quad EI_z v'''' + Fv'' = 0, \\ EC_M\varphi'''' + (Fi_p^2 - GI_t)\varphi'' = 0. \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

Die ersten beiden liefern die bekannten Eulerschen Knicklasten; die dritte besagt, daß reines Drillknicken (ohne Durchbiegungen) möglich ist und liefert für beidseitig gelenkige Lagerung aus $\varphi(x) = C\sin(\pi x/l)$, d. h. bei $\varphi = 0$ an den Enden, die Knicklast

$$F_{Kt} = (GI_t + \pi^2 EC_M/l^2)/i_p^2. \tag{13}$$

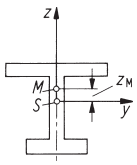


Bild 5. Biegedrillknicken

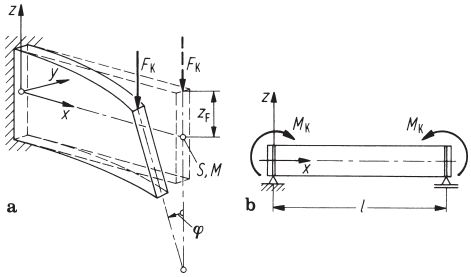


Bild 6 a, b. Kippung eines Trägers. **a** Eingespannt; **b** mit Gabellagerung

C_M ist der Wölbwiderstand infolge behinderter Verwölbung [2], z. B. für einen IPB-Querschnitt ist $C_M = I_z h^2/4$ (h Abstand der Flanschmitten). Für Vollquerschnitte ist $C_M \approx 0$. Nur für kleine Knicklängen l kann F_{Kt} maßgebend werden. Für I-Normalprofile ist stets I_z, d. h. Knicken in y-Richtung, und nicht Drillknicken maßgebend.

Einfach symmetrische Querschnitte (Bild 5). Ist z die Symmetrieachse, so treten hier die zweite und dritte der Gln. (12) in gekoppelter Form auf [2, 5], d. h., Biegedrillknicken ist möglich. Für Knicken um die y-Achse (in z-Richtung) gilt die normale Eulersche Knicklast $F_{Ky} = \pi^2 EI_y/l^2$. Die beiden anderen kritischen Lasten folgen für Gabellagerung an den Enden aus

$$\frac{1}{F_K} = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{F_{Kz}} + \frac{1}{F_{Kt}} \pm \sqrt{\left(\frac{1}{F_{Kz}} - \frac{1}{F_{Kt}}\right)^2 + \frac{4}{F_{Kz}F_{Kt}}\left(\frac{z_M}{i_M}\right)^2}\right];$$

F_{Kt} nach Gl. (13), $F_{Kz} = \pi^2 EI_z/l^2$, i_M polarer Trägheitsradius bezüglich Schubmittelpunkt, z_M Abstand des Schubmittelpunkts vom Schwerpunkt.

7.2 Kippen. Lateral buckling of beams

Schmale hohe Träger nehmen bei Erreichen der kritischen Last eine durch Biegung und Verdrehung gekennzeichnete benachbarte Gleichgewichtslage ein (**Bild 6 a**). Die zugehörige Differentialgleichung lautet für doppeltsymmetrische Querschnitte

$$EC_M\varphi'''' - GI_t\varphi'' - (M_y^2/EI_z - M_y'' z_F)\varphi = 0; \tag{14}$$

φ Torsionswinkel, z_F Höhenlage des Kraftangriffspunkts über dem Schubmittelpunkt (hier Schwerpunkt), C_M Wölbwiderstand. Die nichtlineare Differentialgleichung ist i. allg. nicht geschlossen lösbar. Näherungslösungen s. [1, 4, 5]. Für Vollquerschnitte ist $C_M \approx 0$.

7.2.1 Träger mit Rechteckquerschnitt
Beams with rectangular cross section

a) **Gabellagerung** und *Angriff zweier gleich großer Momente M_K an den Enden* (**Bild 6 b**). Hier geht Gl. (14) über in $\varphi''(x) + \frac{M_K^2}{EI_z GI_t}\varphi(x) = 0$. Mit der die Randbedingungen be-

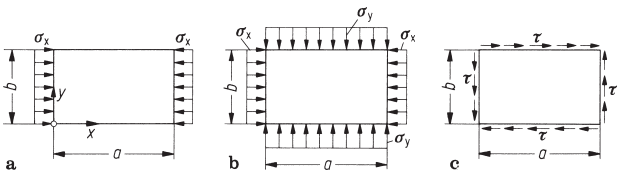


Bild 7a–c. Beulung einer Rechteckplatte

friedigenden Lösung $\varphi(x) = C\sin(\pi x/l)$ folgt für das kritische Kippmoment

$$M_K = (\pi/l)\sqrt{EI_z GI_t} = (\pi/l)K.$$

Bei Berücksichtigung der Verformungen des Grundzustands [4] ergibt sich genauer $K = \sqrt{EI_z GI_t(I_y - I_z)/I_y}$.

b) **Gabellagerung** und *Einzelkraft* F_K *in Trägermitte* (Lastangriffspunkt in Höhe z_F)

$$F_K = \frac{16{,}93}{l^2}K\left(1 - z_F \cdot \frac{3{,}48}{l}\sqrt{\frac{EI_z}{GI_t}}\right).$$

c) **Kragträger** mit *Einzelkraft* F_K *am Ende* (Lastangriffspunkt in Höhe z_F) gemäß **Bild 6a**

$$F_K = \frac{4{,}013}{l^2}K\left(1 - \frac{z_F}{l}\sqrt{\frac{EI_z}{GI_t}}\right).$$

7.2.2 Träger mit I-Querschnitt. I-beams

Zu berücksichtigen ist der Wölbwiderstand $C_M \approx I_z h^2/4$. Mit der Abkürzung $\chi = \frac{EI_z}{GI_t}\left(\frac{h}{2l}\right)^2$ gilt für die in **C 7.2.1** angeführten Fälle analog (h Abstand der Flanschmitten)

a) $M_K = (\pi/l)K\beta_1, \quad \beta_1 = \sqrt{1 + \pi^2\chi}$.

b) Bei Lastangriff in Schwerpunkthöhe ($z_F = 0$)

$$F_K = (16{,}93/l^2)K\beta_1, \quad \beta_1 = \sqrt{1 + 10{,}2\chi};$$

bei Lastangriff am oberen oder unteren Flansch

$$F_K = (16{,}93/l^2)K\beta_1(\sqrt{1 + 3{,}24\chi/\beta_1^2} \mp 1{,}80\sqrt{\chi/\beta_1^2}).$$

c) Bei Lastangriff in Schwerpunkthöhe ($z_F = 0$)

$$F_K = (4{,}013/l^2)K\beta_1, \quad \beta_1 = \left(\frac{1 + 1{,}61\sqrt{\chi}}{1 + 0{,}32\sqrt{\chi}}\right)^2.$$

7.3 Beulung. Buckling of plates and shells

Platten und Schalen gehen bei Erreichen der kritischen Belastung in eine benachbarte (ausgebeulte) stabile Gleichgewichtslage über.

7.3.1 Beulen von Platten. Buckling of plates

Rechteckplatten (Bild 7a–c). Mit der Plattendicke h und der Plattensteifigkeit $N = Eh^3/[12(1-\nu^2)]$ lautet unter Voraussetzung der Gültigkeit des Hookeschen Gesetzes die Differentialgleichung des Problems

$$N\Delta\Delta w + h\left(\sigma_x\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \sigma_y\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \tau\frac{\partial^2 w}{\partial x\,\partial y}\right) = 0. \qquad (15)$$

a) Allseits gelenkig gelagerte Platte unter Längsspannungen σ_x. Mit dem die Randbedingungen befriedigenden Produktansatz

$$w(x,y) = c_{mn}\sin(m\pi x/a)\sin(n\pi y/b)$$

folgt durch Einsetzen in die Differentialgleichung (15)

$$\pi^2 N\left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2}\right)^2 = h\sigma_x\frac{m^2}{a^2} \quad \text{bzw.}$$

$$\sigma_x = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\left(m\frac{b}{a} + \frac{n^2}{m}\frac{a}{b}\right)^2.$$

Hieraus folgen die (minimalen) kritischen Beulspannungen:

Für $a < b$, $m = n = 1$: $\sigma_{xK} = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\left(\frac{b}{a} + \frac{a}{b}\right)^2$.

Für $a = b$, $m = n = 1$: $\sigma_{xK} = \frac{4\pi^2 N}{b^2 h}$.

Für $a > b$: Bei ganzzahligem Seitenverhältnis a/b teilt sich die Platte durch Knotenlinien in einzelne Quadrate, und es gilt wiederum $\sigma_{xK} = 4\pi^2 N/(b^2 h)$. Dieser Wert wird auch für nicht ganzzahlige Seitenverhältnisse verwendet, da die wahren Werte nur geringfügig darüber liegen.

b) Allseits gelenkig gelagerte Platte unter Längsspannungen σ_x *und* σ_y. Mit dem Ansatz wie unter a) folgt

$$\sigma_x = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\,\frac{(m^2 b^2/a^2 + n^2)^2}{m^2 b^2/a^2 + n^2\sigma_y/\sigma_x}.$$

Die (ganzzahligen) Werte m und n sind bei gegebenem Seitenverhältnis b/a und Spannungsverhältnis σ_y/σ_x so zu wählen, daß σ_x zum Minimum σ_{xK} wird.

Für den Sonderfall allseitig gleichen Drucks $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$ folgt

$$\sigma = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\left(m^2\frac{b^2}{a^2} + n^2\right)$$

mit dem Minimum für $m = n = 1$

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\left(\frac{b^2}{a^2} + 1\right).$$

c) Allseitig gelenkig gelagerte Platte unter Schubspannungen. Eine exakte Lösung liegt nicht vor. Mit einem 5gliedrigen Ritz-Ansatz erhält man über die Energiemethode, d. h. aus $\Pi = W - W^{(a)} = \text{Min}$, die Näherungsformeln (s. [4, 6]):

Für $a \le b$: $\tau_K = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\left(4{,}00 + 5{,}34\frac{b^2}{a^2}\right)$,

Für $a \ge b$: $\tau_K = \frac{\pi^2 N}{b^2 h}\left(5{,}34 + 4{,}00\frac{b^2}{a^2}\right)$.

d) Unendlich langer, gelenkig gelagerter Plattenstreifen unter Einzellasten (**Bild 8**). $F_K = \frac{8b}{\pi}\frac{\pi^2 N}{b^2} = \frac{8\pi N}{b}$.

Weitere Ergebnisse für Rechteckplatten s. [4].

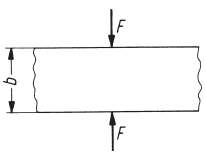


Bild 8. Beulen des Plattenstreifens

Kreisplatten (Bild 9 a–c)

a) Kreisplatte mit konstantem Radialdruck σ. Dieses Problem läßt sich relativ einfach exakt lösen [1]. Für den Scheibenspannungszustand gilt nach **C 5.2.1** $\sigma_r = \sigma_t = \sigma$ und $\tau_{rt} = 0$. Damit nimmt die Differentialgleichung (15) die Form

$$N\Delta\Delta w + h\sigma\Delta w = 0 \quad \text{bzw.} \quad \Delta(\Delta + \alpha^2)w = 0, \quad \alpha^2 = h\sigma/N$$

an. Sie wird erfüllt, wenn

$$(\Delta + \alpha^2)w = 0 \quad \text{und} \quad \Delta w = 0$$

bzw. wegen $\Delta = d^2/dr^2 + (1/r)d/dr$, wenn

$$\frac{d^2w}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dw}{dr} + \alpha^2 w = 0 \quad \text{und} \quad \frac{d^2w}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dw}{dr} = 0.$$

Die Lösung dieser Gleichungen lautet

$$w(r) = C_1 J_0(\alpha r) + C_2 N_0(\alpha r) + C_3 + C_4 \ln r$$

(J_0 und N_0 sind die Besselsche und die Neumannsche Funktion nullter Ordnung). Die Erfüllung der Randbedingungen $w(R) = 0$ und $M_r(R) = 0$ (für die gelenkig gelagerte Platte) bzw. $w(R) = 0$ und $w'(R) = 0$ (für die eingespannte Platte) sowie der Zusatzbedingungen $w'(0) = 0$ und endliches $w(0)$ führen auf die Eigenwertgleichungen

$$\alpha R J_0(\alpha R) - (1 - \nu) J_1(\alpha R) = 0 \quad \text{(gelenkig gelagerte Platte)}$$

und

$$J_1(\alpha R) = 0 \quad \text{(eingespannte Platte)}.$$

Hieraus ergeben sich die Beulspannungen

$$\sigma_K = 4{,}20N/(R^2 h) \quad \text{(gelenkig gelagerte Platte, } \nu = 0{,}3)$$

und

$$\sigma_K = 14{,}67N/(R^2 h) \quad \text{(eingespannte Platte)}.$$

b) Kreisringplatte mit konstantem Radialdruck. Die mathematische Lösung ist komplizierter als unter *a*) (s. [3]). Es ergeben sich bei freiem Innenrand

$$\sigma_K = c_1 N/(r_a^2 h) \quad \text{(gelenkig gelagerte Platte) und}$$
$$\sigma_K = c_2 N/(r_a^2 h) \quad \text{(eingespannte Platte)}$$

(**Tab. 2**).

c) Kreisringplatte mit Schubbeanspruchungen. Sind τ_a und $\tau_i = \tau_a r_a^2/r_i^2$ die einwirkenden Schubspannungen, so gilt für eingespannte Ränder

$$\tau_{aK} = c_3 N/(r_a^2 h).$$

Für $\nu = 0{,}3$ und $r_i/r_a = 0{,}1;\ 0{,}2;\ 0{,}3;\ 0{,}4$ ist $c_3 \approx 17{,}8;\ 37{,}0;\ 61{,}0;\ 109{,}0$.
Weitere Ergebnisse für Kreis- und Kreisringplatten s. [4].

7.3.2 Beulen von Schalen. Buckling of shells

Kugelschale unter konstantem Außendruck *p*. Die komplizierten Differentialgleichungen findet man u. a. in [7] und [8]. Der kleinste kritische Beuldruck (nach dieser Theorie als Verzweigungsproblem) ergibt sich zu

$$p_K = \frac{2Eh^2}{R^2\sqrt{3(1-\nu^2)}}.$$

Schalen können jedoch auch durchschlagen, d. h. bei endlich großen Formänderungen benachbarte stabile Gleichgewichtslagen annehmen. Nach [9] gilt dann

$$p_K = 0{,}365Eh^2/R^2,$$

d. h. diese Beullast ist nur rund ein Drittel der des Verzweigungsproblems!

Tabelle 2. Beiwerte c_1 und c_2 für $\nu = 0{,}3$

$r_i/r_a =$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
c_1	4,2	3,6	2,7	1,5	2,0
c_2	14,7	13,4	18,1	≈40	–

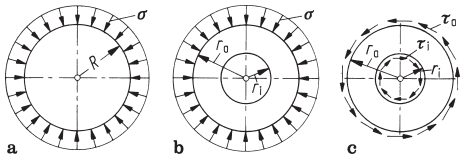


Bild 9 a–c. Beulung von Kreis- und Kreisringplatte

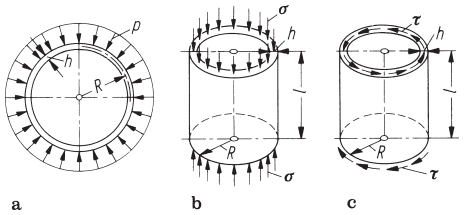


Bild 10 a–c. Beulung der Kreiszylinderschale

Kreiszylinderschalen (Bild 10 a–c)

a) Unter konstantem radialen Außendruck p. Für die unendlich lange Schale ergibt sich

$$p_K = 0{,}25Eh^3/[R^3(1-\nu^2)].$$

Ergebnisse für kurze Schalen s. [4].

b) Unter axialer Längsspannung σ. Herleitung der exakten Differentialgleichungen s. [8] und [9]. Näherungsweise gilt für die kleinste kritische Längsspannung [9]

$$\sigma_K = Eh/[R\sqrt{3(1-\nu^2)}],$$

wenn sich eine genügende Anzahl von Biegewellen in Längsrichtung einstellen kann. Dies ist der Fall, wenn $l \geqq 1{,}73\sqrt{hR}$ (für Stoffe mit $\nu = 0{,}3$). Bei geringeren Längen ist die Schale als am Umfang gelagerter Schalenstreifen auffaßbar (Lösung s. unten). Außerdem ist bei Zylinderschalen auch das Durchschlagproblem zu beachten, das zu kleineren Beulspannungen führt. Nach [9] gilt hierfür die Näherungsformel

$$\sigma_K = \frac{0{,}605 + 0{,}000369R/h}{1 + 0{,}00622R/h} \cdot \frac{Eh}{R}.$$

Ausknicken der Schale als Ganzes, d. h. wie ein Stab großer Länge, tritt ein für $\sigma_K = \pi^2 ER^2/(2l^2)$.

c) Unter Torsionsschubspannungen τ. Nach [9] gilt für die Beulspannung $\tau_K = 0{,}747\dfrac{Eh^2}{l^2}\left(\dfrac{l}{\sqrt{Rh}}\right)^{3/2}$. Dieser Wert ist zur Berücksichtigung von Vorbeulen mit dem Faktor 0,7 zu multiplizieren.

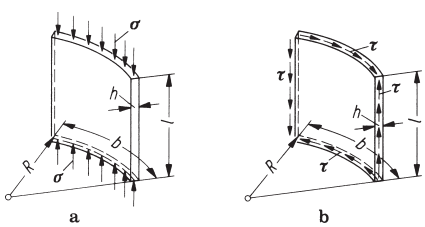


Bild 11 a, b. Beulung des Schalenstreifens

Zylindrische Schalenstreifen (Bild 11 a, b)
a) Unter Längsspannung σ bei gelenkig gelagerten Längsrändern.

$$\text{Für } b/\sqrt{Rh} \leqq 3{,}456\text{:}\quad \sigma_K = \frac{\pi^2 E h^2}{3(1-\nu^2)b^2} + \frac{Eb^2}{4\pi^2 R^2};$$

$$\text{für } b/\sqrt{Rh} \geqq 3{,}456\text{:}\quad \sigma_K = \frac{2E}{\sqrt{12(1-\nu^2)}}\frac{h}{R}.$$

b) Unter Schubspannung τ bei gelenkig gelagerten Längsrändern. Die kritischen Schubspannungen ergeben sich aus

$$\tau_K = 4{,}82\left(\frac{h}{b}\right)^2 E\sqrt[4]{1+0{,}0146\frac{b^4}{R^2h^2}}.$$

7.3.3 Beulspannungen im unelastischen (plastischen) Bereich. Inelastic (plastic) buckling

Die unter **C 7.3.1** und **C 7.3.2** angegebenen Formeln liefern Beulspannungen unter der Voraussetzung elastischen Materialverhaltens. Sie können näherungsweise auch für den unelastischen Bereich zugrunde gelegt werden, wenn man sie im selben Verhältnis mindert, wie es sich für Knickspannungen von Stäben aus der Eulerkurve und der Engesser-v. Kármánkurve (näherungsweise Tetmajer-Gerade) ergibt. Für St 37 und St 52 s. hierzu DIN 4114 Blatt 1, Tafel 7.

8 Finite Berechnungsverfahren
Finite analysis methods

Die Theorien zur Formulierung physikalischer Sachverhalte führen in der Regel auf mehrdimensionale Randwert- bzw. Anfangswertaufgaben, die durch ein System von Differentialgleichungen bzw. Integralgleichungen beschrieben werden [10]. Finite Berechnungsverfahren sind Verfahren, mit denen diese Differential- bzw. Integralgleichungen numerisch gelöst werden können. Zum Einsatz kommen drei finite Berechnungsverfahren: Finite Element Methode (FEM), Finite Differenzen Methode (FDM), Boundary Element Methode (BEM).

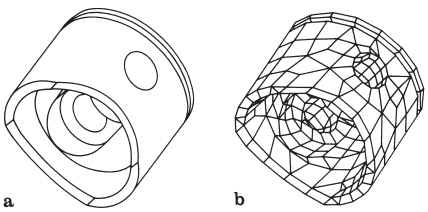


Bild 1 a, b. Kolben. **a** CAD-Modell; **b** FE-Netz

8.1 Finite Elemente Methode
Finite element method

Die Finite Elemente Methode ist ein Gebietsverfahren. Die zu untersuchende Struktur (Bauteil) wird in finite Elemente zerlegt (z. B. Kolben in **Bild 1**). Ein Stab, Balken wird in 1D-Elemente, eine Scheibe, Platte oder Schale in 2D-Elemente, ein Volumen in 3D-Elemente unterteilt (**Bild 2**). Für das einzelne Element wird der mechanische Sachverhalt formuliert, über die Knoten wird die Kopplung zu den angrenzenden Elementen durchgeführt. Pro Element baut sich somit eine Gleichungszeile des Gleichungssystems auf, welches je nach Problemstellung den Rand- bzw. Anfangsbedingungen anzupassen ist.
Bei der *Verschiebungsmethode* werden die Knotenverschiebungen, bei der *Kraftgrößenmethode* die Spannungen als Unbekannte eingeführt. Für jedes Element ergibt sich infolge der Einheitsverschiebungen seiner Knoten unter Beachtung des maßgeblichen Materialgesetzes (z. B. Hookesches Gesetz) die Steifigkeitsmatrix (verallgemeinerter Federkennwert), mit der aus den Gleichgewichtsbedingungen für alle Knoten das Gleichungssystem für die unbekannten Verschiebungen folgt [1–4].

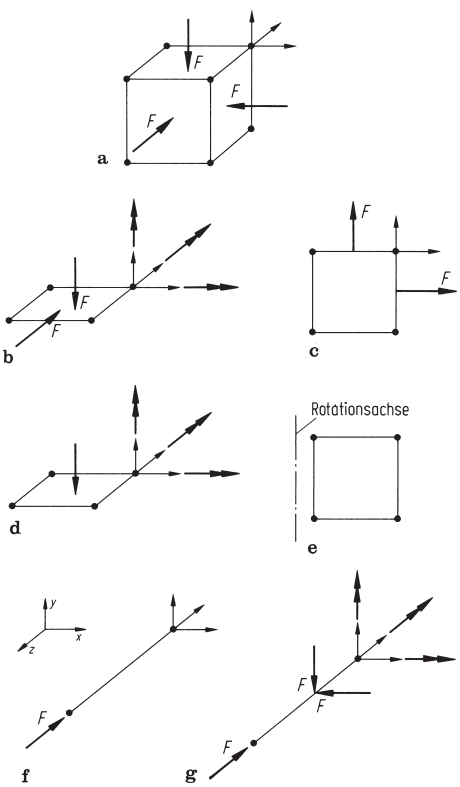


Bild 2 a–g. Standardelemente. **a** 3D-; **b** Schalen-; **c** Scheiben-; **d** Platten-; **e** Axialsymmetrisches; **f** Stab-; **g** Balkenelement [16]; (Freiheitsgrade: Translation ⟶; Rotation ⟶⟶)

Verschiebungen sind in erster Näherung linear für die Elementränder und das Elementinnere. Für die Einheitsverschiebung $u_1 = 1$ ist dann die Verschiebungsfunktion (**Bild 3**)

$$f_1(x,y) = \frac{1}{2A}[x(y_3-y_2) + y(x_2-x_3) + x_3\,y_2 - x_2\,y_3], \quad (1)$$

A Flächeninhalt des Elements (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*). Dieselbe Funktion entsteht für $v_1 = 1$. Entsprechende Funktionen $f_2(x,y)$ und $f_3(x,y)$ folgen für $u_2 = 1$ und $v_2 = 1$ bzw. $u_3 = 1$ und $v_3 = 1$:

$$f_2(x,y) = \frac{1}{2A}[x(y_1-y_3) + y(x_3-x_1) + x_1y_3 - x_3y_1],$$

$$f_3(x,y) = \frac{1}{2A}[x(y_2-y_1) + y(x_1-x_2) + x_2y_1 - x_1y_2].$$

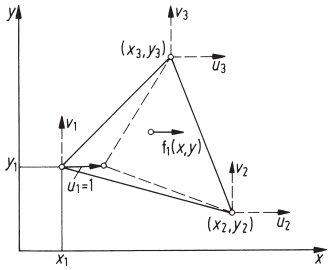


Bild 3. Ebenes Dreieckelement mit Verschiebungszustand $u_1 = 1$

Für die Gesamtverschiebung im Elementinnern (und auf dem Rand) infolge der Einheitsverschiebungen gilt dann

$$\left.\begin{aligned} u(x,y) &= f_1(x,y)\,u_1 + f_2(x,y)\,u_2 + f_3(x,y)\,u_3,\\ v(x,y) &= f_1\,v_1 + f_2\,v_2 + f_3\,v_3. \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

u und v bilden den Verschiebungsvektor $\boldsymbol{v}$. In Matrizenschreibweise

$$\begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 & f_2 & f_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & f_1 & f_2 & f_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{pmatrix} \tag{3}$$

bzw. in abgekürzter Form

$$\boldsymbol{v}(x,\,y) = \boldsymbol{f}\boldsymbol{v}_\mathrm{k} \quad (k = 1,\,2,\,3). \tag{4}$$

Dehnungen und Gleitungen. Aus Gl. (2) folgt für die elementweise konstanten Dehnungen und Gleitungen ε_x, ε_y, γ_xy (s. C 1 Gln. (12, 13))

$$\begin{aligned} \varepsilon_\mathrm{x} &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2A}[(y_3 - y_2)\,u_1 + (y_1 - y_3)\,u_2 + (y_2 - y_1)\,u_3]\\ &= g_1\,u_1 + g_2\,u_2 + g_3\,u_3,\\ \varepsilon_\mathrm{y} &= \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{2A}[(x_2 - x_3)\,v_1 + (x_3 - x_1)\,v_2 + (x_1 - x_2)\,v_3]\\ &= g_4\,v_1 + g_5\,v_2 + g_6\,v_3,\\ \gamma_\mathrm{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = g_4\,u_1 + g_5\,u_2 + g_6\,u_3 + g_1\,v_1 + g_2\,v_2 + g_3\,v_3 \end{aligned}$$

bzw. in Matrizenschreibweise (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*)

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_\mathrm{x} \\ \varepsilon_\mathrm{y} \\ \gamma_\mathrm{xy} \end{pmatrix} = \frac{1}{2A} \begin{pmatrix} g_1 & g_2 & g_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & g_4 & g_5 & g_6 \\ g_4 & g_5 & g_6 & g_1 & g_2 & g_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 l \\ u_3 \\ v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{pmatrix},$$

in abgekürzter Form

$$\varepsilon = \boldsymbol{g}\boldsymbol{v}_\mathrm{k}. \tag{5}$$

Spannungen. Mit einem Materialgesetz (Abhängigkeit zwischen Dehnungen und Spannungen), z. B. dem Hookeschen Gesetz (s. C 3 Gl. (13)), gilt in Matrizenform und mit Gl. (5)

$$\sigma = \boldsymbol{E}\varepsilon = \boldsymbol{E}\boldsymbol{g}\boldsymbol{v}_\mathrm{k}. \tag{6}$$

Hierbei ist mit der Querdehnungszahl ν

$$\boldsymbol{E} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{pmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{pmatrix}. \tag{7}$$

Knotenkräfte ergeben sich als Funktion der Verschiebungen v_k über das Gleichgewichtsprinzip der virtuellen Arbeiten (s. **C 2.4.9**) in Matrizenschreibweise [1 bis 7]

$$\boldsymbol{F}\delta\boldsymbol{v}_\mathrm{k}^T = \iint\limits_{(A)} \sigma\delta\varepsilon^T h\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y. \tag{8}$$

Hierbei ist $\boldsymbol{F} = \boldsymbol{F}_\mathrm{k} = \{F_\mathrm{kx}, F_\mathrm{ky}\}$ der Vektor der Knotenkräfte eines Elements, T die transponierte Matrix und h die Elementdicke. Mit den Gln. (5) und (6) folgt dann

$$\boldsymbol{F}\delta\boldsymbol{v}_\mathrm{k}^T = \iint\limits_{(A)} \boldsymbol{E}\boldsymbol{g}\boldsymbol{v}_\mathrm{k}\boldsymbol{g}^T\delta\boldsymbol{v}_\mathrm{k}^T h\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}y$$

bzw., da $\boldsymbol{v}_\mathrm{k}$ und $\delta\boldsymbol{v}_\mathrm{k}$ unabhängig von x und y sind und ebenso $\boldsymbol{E}$, $\boldsymbol{g}$ und $\boldsymbol{g}^T$ elementweise konstant sind, ergibt sich

$$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{E}\boldsymbol{g}\boldsymbol{g}^T h A \boldsymbol{v}_\mathrm{k} = \boldsymbol{k}\,\boldsymbol{v}_\mathrm{k}. \tag{9}$$

A ist der Flächeninhalt des Elements. Mit $\boldsymbol{k}$ ist die Steifigkeitsmatrix des Elements gefunden. Hieran schließt sich das Zusammensetzen der Elemente zur Gesamtstruktur unter Herstellung des Gleichgewichts an jedem Knoten. Dies geschieht entweder nach der direkten Methode durch Überlagern der Elementsteifigkeitsmatrizen, die einen Knoten betreffen, oder mathematisch durch Transformation über eine Boolesche Matrix [5]. Mit $\boldsymbol{F}^{(a)}$ als Vektor der äußeren Kräfte folgt

$$\boldsymbol{F}^{(a)} = \boldsymbol{K}\boldsymbol{v}, \tag{10}$$

eine Matrizengleichung für n vorhandene Knotenpunkte mit $2\,n$ Verschiebungen, wobei $\boldsymbol{K}$ die Systemsteifigkeitsmatrix ist. Unter Berücksichtigung von m vorhandenen Verschiebungsrandbedingungen stellt Gl. (10) ein System von $2\,n-m$ linearen Gleichungen für die Verschiebungen der Knoten dar. Sind diese berechnet, so folgen aus Gl. (7) die zugehörigen Spannungen in den Knotenpunkten. Für die Durchführung der umfangreichen Berechnungen stehen für viele Computer Programmsysteme zur Verfügung. Einige einführende Beispiele s. [3, 4, 7], theoretische Weiterentwicklungen der FEM s. [5, 6].

Anwendungen

1. Balkenelemente (**Bild 4**):
Gesucht: Maximale Durchbiegung an der Stelle $x = 0$.
Gegeben: $F = 100\,\mathrm{N}$, $\ell = 120\,\mathrm{mm}$, $B = 10\,\mathrm{mm}$, $H = 20\,\mathrm{mm}$.

$$\text{Mit } E = 2{,}1 \cdot 10^5\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2},\ I_\mathrm{y} = \frac{BH^3}{12} \approx 6\,666{,}7\,\mathrm{mm}^4 \text{ und}$$

$$w(x=0) = \frac{F\ell^3}{3EI_\mathrm{y}} \approx 0{,}0412\,\mathrm{mm}\ (\text{s. } \mathbf{C\,2.4.8\ Tab.\ 5a}, \text{Fall 6}).$$

Die Finite-Element-Rechnung ergibt bei 5 Elementen mit linearer Approximation: $w(x=0) \approx 0{,}0411$ mm. Die bei der FE-Rechnung ermittelten Reaktionskräfte (Momente) werden zur Berechnung der maximalen Spannung an der Einspannstelle herangezogen.

2. Scheibenelemente: Scheibe mit Loch unter einachsiger Zugbelastung (**Bild 5a**). Gegeben: $l = 100\,\mathrm{mm}$, $d = 20\,\mathrm{mm}$, Scheibendicke $h = 1\,\mathrm{mm}$, Zugbeanspruchung $\sigma = 80\,\mathrm{N/mm^2}$. Durch Ausnutzen der Symmetrieeigenschaften ergibt sich die in (**Bild 5b**) dargestellte Struktur. Diese wurde mit 40 Scheibenelementen (quadratischer Ansatz) aufgebaut (**Bild 5c**). Die FE-Berechnung lieferte den Deformations- und Spannungszustand der Scheibe. Die größte Verschiebung ergibt sich am Rand $x = l/2$ zu $u_\mathrm{x} \approx 0{,}021\,\mathrm{mm}$. Die aus den Verschiebungen berechneten Spannungen aller Elemente haben ihren Größtwert in dem Knotenpunkt *38* mit $\sigma_\mathrm{x} = 240{,}7\,\mathrm{N/mm^2}$, während in dem Knoten *28* die Spannung $\sigma_\mathrm{x} = 77{,}2\,\mathrm{N/mm^2}$ ist.
Mit der Nennspannung $\sigma_\mathrm{n} = \sigma \cdot l/(l-d) = 100\,\mathrm{N/mm^2}$ folgt somit nach der FEM die Formzahl $\alpha_\mathrm{k} = \sigma_\mathrm{x}/\sigma_\mathrm{n} = 240{,}7/100 = 2{,}41$, während sich aus dem herkömmlichen Formzahl-Diagramm nach Wellinger-Dietmann [8] für $d/l = 20/100 = 0{,}2$ der Wert $\alpha_\mathrm{k} = 2{,}53$ ergibt. Die Verlängerung des Stabs nach dem Hookeschen Gesetz beträgt $\Delta l = l \cdot \sigma/E = 100\,\mathrm{mm} \cdot 80\,\mathrm{N/mm^2}/(2{,}1 \cdot 10^5\,\mathrm{N/mm^2}) = 0{,}038\,\mathrm{mm}$, wobei der Unterschied zum FEM-Ergebnis den Einfluß der Bohrung wiedergibt. Rechnet man näherungswei-

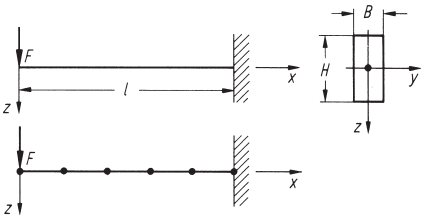


Bild 4. Biegebalken und FE-Struktur

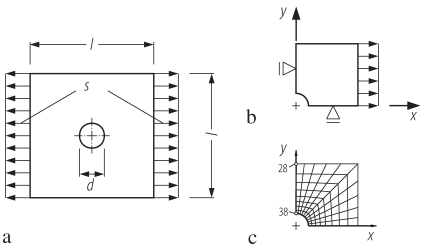


Bild 5a–c. Scheibe mit Loch. **a** Struktur und Belastung; **b** Viertelscheibe; **c** FE-Struktur

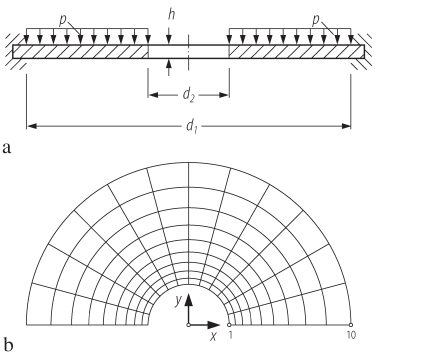


Bild 6a, b. Kreisringplatte. **a** Aufbau und Belastung; **b** FE-Struktur

se längs der Bohrung mit dem Nennquerschnitt, so ergibt sich $u = (l-d)\cdot\sigma/E + d\cdot\sigma_n/E = 0,04$ mm. Diese Näherung liefert gegenüber dem sicherlich genaueren FEM-Resultat nur noch eine Abweichung von 4,8%.

3. Plattenelemente: Eingespannte Deckplatte mit Einfüllöffnung (Kreisringplatte) (**Bild 6a**). Gegeben: $d_1 = 2400$ mm, $d_2 = 600$ mm, $h = 10$ mm, Flächenlast $p = 5\,\mathrm{kN/m^2}$. Nach Aufteilung der Struktur in 216 Plattenelemente mit 240 Knoten (**Bild 6b**) lieferte das Rechnerprogramm aus 1296 Gleichungen die Verschiebungen (Durchbiegungen) aller Knotenpunkte und daraus die Spannungen an allen Elementen. Danach ergibt sich am freien Innenrand (Knoten *1*) die maximale Durchbiegung zu $f = 8,02$ mm sowie die größte Tangentialspannung zu $\sigma_t = 40,7\,\mathrm{N/mm^2}$ und an der Einspannung (Knoten *10*) die größte Radialspannung $\sigma_r = 54,2\,\mathrm{N/mm^2}$. Die Plattentheorie (s. C5 [5]) liefert für die Durchbiegung des Innenrands denselben Wert 8,02 mm und für die Spannungen am freien Rand $\sigma_t = 40,9\,\mathrm{N/mm^2}$ sowie am eingespannten Rand $\sigma_r = 51,1\,\mathrm{N/mm^2}$, so daß für letztere die Abweichung des FEM-Ergebnisses von dem der Plattentheorie 6,1% beträgt.

4. Axial- und 3D-Elemente: Dickwandiges Rohr unter Innen- und Außendruck (**Bild 7a**). Gegeben: Innendurchmesser $d_i = 40$ mm, Außendurchmesser $d_a = 120$ mm, Innendruck

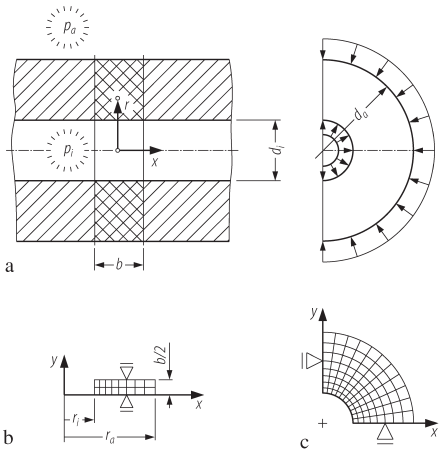


Bild 7a–c. Dickwandiges Rohr („unendlich lang"). **a** Bauteil mit Belastung; **b** Struktur (Axialsymmetrische Elemente); **c** Struktur (3D Elemente)

	σ_i N/mm²	σ_r N/mm²
Innenrand		
Analyt.	0,525	− 0,600
Netz b.)	0,518	− 0,593
Netz c.)	0,525	− 0,594
Außenrand		
Analyt.	0,025	− 0,1
Netz b.)	0,025	− 0,1
Netz c.)	0,025	− 0,1

$p_i = 6$ bar, Außendruck $p_a = 1$ bar, gewählte Breite $b = 20$ mm. Zu berechnen sind die Tangential- bzw. Radialspannungen σ_t, σ_r. Da es sich um einen rotationssymmetrischen Spannungszustand handelt, ist $\sigma_t = \sigma_t(r)$, $\sigma_r = \sigma_r(r)$. Die analytische Rechnung (Formeln s. **C 5.3.2**) ergibt am Innenrand $\sigma_t = 0,525\,\mathrm{N/mm^2}$ und $\sigma_r = -0,6\,\mathrm{N/mm^2}$, am Außenrand $\sigma_t = 0,025\,\mathrm{N/mm^2}$ und $\sigma_r = -0,1\,\mathrm{N/mm^2}$. Die numerischen Ergebnisse, gerechnet mit quadratischen Elementen, sind in der folgenden tabellarischen Übersicht dem analytischen Ergebnis gegenübergestellt. Weitere Beispiele und Berechnungen zur Rohrleitungsstatik in [9].

8.2 Randelemente. Boundary elements

Die Randelementmethode (*REM*) bzw. Boundary-Element-Method (*BEM*) ist eine Integralgleichungsmethode, die in ihrem Ursprung auf die Tatsache zurückgeht, daß man die Lösung einer Differentialgleichung auf eine Integralgleichung über die Greensche Funktion und die Belastungsfunktion zurückführen kann. Die Greensche Funktion (Einflußfunktion) ist eine die Randbedingungen und die Differentialgleichung befriedigende Funktion infolge einer Einzellast $F = 1$.

Träger: Für den bekannten Fall der Balkenbiegung (s. **C 2.4.8**) lautet die Differentialgleichung für die Durchbiegungen $w''''(x) = -q(x)/EI_y$.

Im Falle eines an den Enden gelenkig gelagerten Trägers mit den Randbedingungen $w(x=0) = w''(x=0) = w(x=l) = w''(x=l) = 0$ (**Bild 8a**) gilt die Lösung für die Durchbiegungen in Integralgleichungsform:

$$w(x) = \int_0^1 G_0(x,\xi)q*(\xi)\mathrm{d}\xi = \int_0^1 \eta_0(x,\xi)q^*(\xi)\mathrm{d}\xi \qquad (11)$$

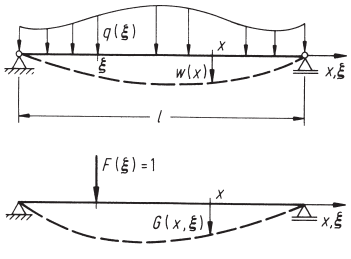


Bild 8a, b. Einfeldträger: **a** mit Streckenlast; **b** mit Wanderlast

mit $q^*(x) = q(x)/EI_y$, wobei $G(x, \xi)$ die Greensche Funktion (Einflußfunktion) für die Durchbiegung an der Stelle x infolge einer Wanderlast $F = 1$ an der Stelle ξ ist (**Bild 8b**). An Stelle des griechischen Buchstaben ξ wird in der modernen Literatur für die Laufvariable y verwendet, so auch nachfolgend. Da für $F = 1$ die Dgl. $w''''(x) = 0$ gilt, folgt durch viermalige Integration für die Greensche Funktion eine Parabel 3. Grades, die aber auch die Randbedingungen erfüllen muß. Eine solche Funktion ist bereits nach **C 2 Tab. 5a**, Fall 2 bekannt, wenn man dort $a = x$, $b = (l - x)$ und $x = y$ sowie $F = 1$ setzt. Sie lautet

$$G_0(x, y) = \eta_0(x, y) = \frac{1}{6EI_y\, l}\begin{cases} x(l-x)(2l-x)\,y - (l-x)\,y^3 & \text{für } 0 \leqq y \leqq x, \\ x(l^2 - x^2)(l-y) + x(l-y)^3 & \text{für } x \leqq y \leqq l. \end{cases} \quad (12)$$

Einsetzen der Einflußfunktion (12) in Gl. (11) liefert die Biegelinie $w(x)$ für jede Lastfunktion $q(x)$. Ferner erhält man aus der Greenschen Funktion (12) durch einmalige Differentiation nach der Aufpunktkoordinate x die Einflußlinie für die Biegewinkel $\eta_\alpha(x, y) = \partial\eta_0/\partial x$, durch zweimalige Differentiation nach x die Einflußlinie für die Biegemomente $\eta_M(x, y) = EI_y\partial^2\eta_0/\partial x^2$ und durch dreimalige Differentiation nach x die Einflußlinie für die Querkräfte $\eta_Q(x, y) = -EI_y\partial^2\eta_0/\partial x^2$. Andererseits erhält man für festen Lastort $y = x$ durch Ableitung nach der Laufvariablen y aus Gl. (12) nach der ersten Ableitung die Neigungswinkellinie $\alpha(y, x)$, nach der zweiten Ableitung die Biegemomentenlinie $M_b(y) = -EI_y\partial^2\eta_0/\partial y^2$ und nach der dritten Ableitung nach y die Querkraftlinie $F_Q(y)$.

Zusammenfassung: Kennt man für Differentialgleichungsprobleme die Greensche Funktion, d. h. eine die Randbedingungen befriedigende Lösung infolge einer Wanderlast $F = 1$, die auch die Differentialgleichung erfüllt, so ist nach Gl. (11) die Lösung des Problems für jede beliebige Lastfunktion gegeben.

Scheiben, Platten und Schalen. Hier sind nur in den seltensten Fällen die Greenschen Funktionen, d. h. die Lösung z. B. für eine Platte mit einer Einzellast an beliebiger Stelle (y_1, y_2) für jeden Ort (x_1, x_2), welche die Randbedingungen erfüllt, bekannt. Dagegen sind stets sogenannte Grund- oder Fundamentallösungen für $w(x_1, x_2, y_1, y_2)$ infolge einer Einzelkraft $F = 1$ in (y_1, y_2) für Scheiben, Platten und Schalen bekannt [11], die als Lösung für eine unendlich ausgedehnte Scheibe, Platte oder Schale angesehen werden können. Hier setzt zur Lösung des wirklichen Randwertproblems die Randelementmethode *REM* bzw. Boundary Element Method *BEM* wie folgt ein: Man denkt sich z. B. die wirkliche Platte aus dem unendlichen Gebiet herausgeschnitten, bringt einmal die wirkliche Belastung $q(y_1, y_2)$ und das andere Mal die Einzelkraft $\hat{F}(x_1, x_2) = 1$ sowie jeweils alle Randschnittgrößen und Randverformungen auf (**Bild 9a, b**) und verwendet den *Satz von Betti:* Für 2 Gleichgewichtszustände eines Systems (F, M) und ($\hat{F}$, $\hat{M}$) mit den zugehörigen Verformungen (w, α) und ($\hat{w}$, $\hat{\alpha}$) gilt für die Arbeiten:

$$\sum \hat{F}w + \sum \hat{M}/\alpha = \sum F\hat{w} + \sum M\hat{\alpha}, \quad \text{d.h. } W_{1,2} = W_{2,1}.$$

Wendet man den Satz von Betti für die Platten nach **Bild 9a, b** an, so folgt:

$$W_{1,2} = 1 \cdot w(x_1, x_2) + \int_\Gamma (\hat{V}_n w + \hat{M}_n \alpha_n)\,\mathrm{d}s + \sum \hat{F}_e w_e =$$
$$W_{2,1} = \int_\Omega p\hat{w}\,\mathrm{d}\Omega + \int_\Gamma (V_n\hat{w} + M_n\hat{\alpha}_n)\,\mathrm{d}s + \sum F_e\hat{w}_e \quad (13a)$$

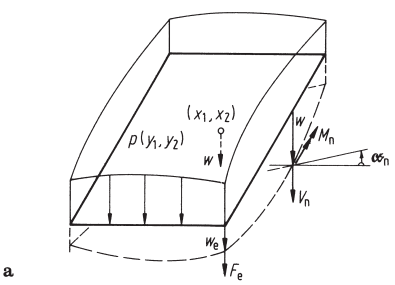
und damit folgt für die gesuchte Durchbiegung (Einflußfunktion):

$$w(x_1, x_2) = \int_\Omega p\hat{w}\,\mathrm{d}\Omega + \int_\Gamma (V_n\hat{w} + \hat{M}_n\hat{\alpha}_n)\,\mathrm{d}s + \sum F_e\hat{w}_e - \int_\Gamma (\hat{V}_n w + \hat{M}_n\alpha_n)\,\mathrm{d}s - \sum \hat{F}_e w_e \quad (13b)$$

bzw.

$$w(x_1, x_2) = \int_\Omega p\hat{w}\,\mathrm{d}\Omega + W_{\text{Rand}\,2,1} - W_{\text{Rand}\,1,2}. \quad (13c)$$

Hierbei bedeutet das Integral über ein Gebietsintegral und die Integrale über sind Randintegrale. Dabei ist n die Rich-



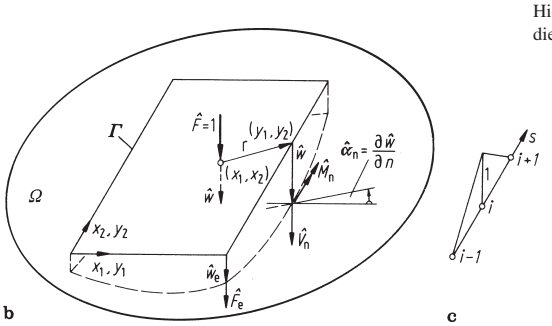


Bild 9a–c. Rechteckplatte: **a** unter Flächenlast; **b** unter der Hilfskraft $\hat{F} = 1$; **c** Randelemente mit Dachfunktion

tung der Normalen am Rand und V_n bzw. M_n die Kirchhoffsche Randscherkraft (Ersatzquerkraft) und das Biegemoment in einer zu n senkrechten Randfläche.

Unendlich ausgedehnte Platte. Da die Gebietslösung infolge $\hat{F} = 1$ im Punkt (x_1, x_2) für die Durchbiegung $w(x_1, x_2, y_1, y_2)$ bekannt ist und nach [11, 12] lautet (sog. Grund- oder Fundamentallösung):

$$\hat{w}_0(r) = \hat{g}_0(r) = \frac{1}{8\pi N} \cdot r^2 \ln r, \tag{14}$$

wobei $r = \sqrt{(y_1 - x_1)^2 + (y_2 - x_2)^2}$ den Abstand des Lastpunktes (x_1, x_2) z. B. von einem Randpunkt (y_1, y_2) bedeutet und $N = Eh^3/12(1-\nu^2)$ die sog. Plattensteifigkeit ist (s. **C 5.1**), sind durch entsprechende Differentiationen auch alle Neigungswinkel, Biegemomente und Querkräfte, d. h. auch alle in Gl. (13) mit einem „Dach" versehenen Randgrößen bekannt, wie $\hat{w}_0$, $\hat{\alpha}_{0n}$, $\hat{M}_{0n}$ und $\hat{V}_{0n}$.

Wirkliche Platte. Unbekannt sind hier von den 4 Randfunktionen w, α_n, M_n, V_n jeweils 2, während 2 durch die Randbedingungen der Platte vorgegeben sind. Z. B. sind im Falle einer allseits gelenkig gelagerten Platte die Werte α_n und V_n unbekannt, während $w = 0$ und $M_n = 0$ längs des Randes vorgegeben sind.

Die unbekannten Funktionen α_n und V_n werden nun nach der Randelementmethode numerisch für m diskrete Randknoten, die durch m Randelemente verbunden sind, ermittelt, in dem man in jedem Knoten selbst, d. h. m-mal die Einzelkraft $F_i = 1$ anbringt und m-mal den Satz von *Betti* anschreibt entsprechend Gl. (13 b) und dadurch m lineare Gleichungen für die $2m$ Unbekannten α_{ni} und V_{ni} bekommt $(i = 1 \ldots m)$.

Weitere m Gleichungen erhält man dadurch, daß man in jedem Knoten ein Randmoment $\hat{M} = 1$ anbringt, zu dem die Grundlösung gehört:

$$\hat{g}_1(r) = \frac{\partial}{\partial r}\hat{g}_0(r) = \frac{1}{8\pi N} r(1 + 2\ln r)\frac{\partial r}{\partial n}. \tag{15}$$

womit wiederum die Randgrößen $\hat{w}_1$, $\hat{\alpha}_{1n}$, $\hat{M}_{1n}$, $\hat{V}_{1n}$ bekannt sind, und daß man auch dafür m-mal den Satz von *Betti* anschreibt.

Um über den Rand numerisch integrieren zu können, werden die Unbekannten α_{ni} und V_{ni} mit Elementfunktionen $\alpha_{ni}(s) = \alpha_{ni}\varphi(s)$ bzw. $V_{ni}(s) = V_{ni}\psi(s)$ verknüpft, wofür in der Regel lineare „Dachfunktionen" nach **Bild 9 c** ausreichen (für Platten mit freien Elementrändern sind für w_i Hermitesche Polynome erforderlich, s. [12–14]). Sind alle Integrationen durchgeführt, hat man 2 m Gleichungen für die 2 m Unbekannten.

Nach Lösung (unter Zusatzbetrachtungen für die Eckkräfte) und Einsetzen in Gl. (13 b) erhält man die Durchbiegungen $w(x_1, x_2)$ für beliebige Punkte (x_1, x_2) und durch Differentiation die Neigungswinkel und Schnittlasten. Einzelheiten der Durchführung s. [12–14].

Beispiel: Für eine gelenkig gelagerte quadratische Stahlplatte von 10 mm Dicke $(E = 2{,}1 \cdot 10^8\ \text{kN/m}^2)$ mit konstanter Flächenlast $p = 10\ \text{kN/m}^2$ und den Kantenlängen $2a = 2b = 1{,}0\,m$ sollen die Durchbiegung und die Biegemomente bzw. Biegespannungen in Plattenmitte nach der *REM (BEM)* ermittelt werden (**Bild 10 a**).

Lösung: Die Ränder werden in $m = 8$ Randelemente mit $m = 8$ Knoten unterteilt und die Berechnung mit einem *BEM* -Programm durchgeführt. Als Ergebnis erhält man für die Plattenmitte M (**Bild 10 b**) die Durchbiegung $w = 2{,}19$ mm und die Biegemomente $m_{x1} = m_{x2} = 0{,}48$ kNm/m und aus letzterem die Biegespannungen $\sigma = 28{,}8$ N/mm^2. Zum Vergleich werden die Formeln nach **C 5.1.1** herangezogen: $w = f = c_3 pb^4/Eh^3$ und $\sigma = c_1 pb^2/h^2$, woraus mit den Koeffizienten $c_3 = 0{,}71$ und $c_1 = 1{,}15$ nach **C 5 Tab. 1** die Werte $w = 2{,}11$ mm und $\sigma = 28{,}8$ N/mm^2 folgen, d. h. das Ergebnis nach *REM* weicht für w um 3,8% und für σ um 0% von den Tafelwerten ab und stellt somit bei der groben Randeinteilung ein sehr gutes Ergebnis dar.

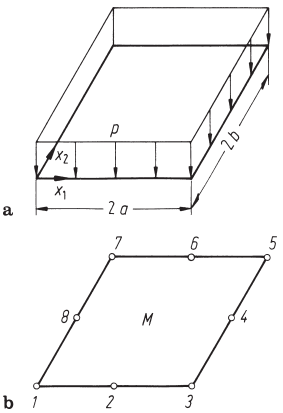


Bild 10 a, b Allseits gelenkig gelagerte Stahlplatte **a** mit konst. Flächenlast; **b** Randelemente mit 8 Knoten

8.3 Finite Differenzen Methode

Finite difference method

Die FD-Methode ist wie die FE-Methode ein Gebietsverfahren. Die finiten Gleichungen werden für einen Zentralpunkt aufgestellt. Um den mechanischen Bezug zum Problem zu gewährleisten, werden die finiten Ausdrücke mit dem Prinzip der virtuellen Arbeit aufgebaut. Dieses Vorgehen wird für einen Biegebalken mit dem Prinzip der virtuellen Verrückungen (s. **C 2.4.9**) gezeigt. Dazu wird die Gleichgewichtsaussage des Biegebalkens $-M'' = p$ mit einer virtuellen Verrückung $\delta w = 1$ multipliziert und zweimal partiell integriert. Das ergibt: $\int M\delta w''\,\mathrm{d}x + \int p\,\delta w\,\mathrm{d}x = 0$.

In diesem Fall arbeiten die Momente wie äußere Kräfte an der virtuellen Verrückung δw. Die äußere Arbeit ist:

$$\delta W_\alpha = \boxed{1\ \ -2\ \ 1}\,\frac{M}{h} + \int p\,\delta w\,\mathrm{d}x = 0, \text{ s. a. } \textbf{Bild 11}.$$

Das Integral wird berechnet unter der Annahme, daß $p(x)$ parabolisch verläuft (**Bild 12**). Mit **C 2 Tab. 6** ergibt sich:

$$\int p\,\delta w\,\mathrm{d}x = \int (1)(5)\,\mathrm{d}x + \int (2)(5)\,\mathrm{d}x +$$

$$\int (3)(6)\,\mathrm{d}x + \int (4)(6)\,\mathrm{d}x = \boxed{1\ \ 10\ \ 1}\,\frac{1}{12}ph$$

Die gesamte Arbeit lautet:

$$\delta W_\alpha = \boxed{1\ \ -2\ \ 1}\,M + \boxed{1\ \ 10\ \ 1}\,\frac{h^2}{12}p = 0$$

Man kommt zum gleichen Ergebnis, wenn der Ausdruck $\int M\delta w''\,\mathrm{d}x$ als innere Arbeit gedeutet wird. An Stelle der Gelenke sind konzentrierte Krümmungen (im Sinne einer Dirac-Funktion) aufzugeben.

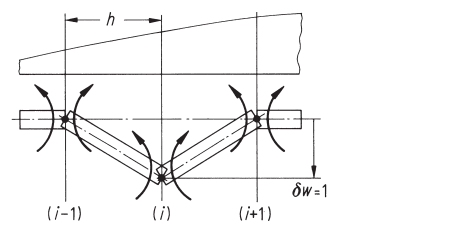


Bild 11. Eigenkraftgruppe

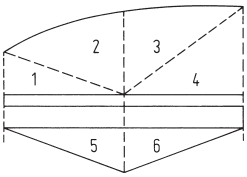


Bild 12. v. V. $\delta w = 1$

Beispiel: Biegebalken mit Streckenlast (**Bild 13**). Gesucht sind die Schnittlastmomente in den Punkten 1 und 2. Die Gleichung für den Innenpunkt lautet:

$$\boxed{1\ \ -2\ \ 1}\ M + \boxed{1\ \ 10\ \ 1}\ \frac{h^2}{12}\,p = 0.$$

Es entsteht ein Gleichungssystem mit 2 Unbekannten

$$i = 1: \quad M_0 - 2M_1 + M_2 + (p_0 + 10p_1 + p_2)\,\frac{h^2}{12} = 0$$

$$i = 2: \quad M_1 - 2M_2 + M_3 + (p_1 + 10p_2 + p_3)\,\frac{h^2}{12} = 0$$

Es ist: $M_0 = M_3 = 0$; $p_0 = p_1 = p_2 = p_3 = p$

Lösung: $M_1 = M_2 = ph^2$. Das Verfahren zum Aufstellen der finiten Gleichungen läßt sich problemlos auf Scheiben, Platten und Schalen übertragen [15].

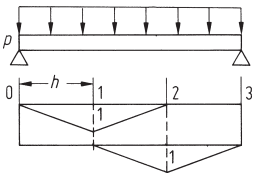


Bild 13. v. V. $\delta w = 1$

9 Plastizitätstheorie
Theory of plasticity

9.1 Allgemeines. Introduction

Wird bei der Beanspruchung eines Werkstoffs die Elastizitätsgrenze überschritten und treten nach Entlastung bleibende Dehnungen ε_b (**Bild 1**) auf, so handelt es sich um Beanspruchungen im plastischen (unelastischen) Bereich. Bei erneuter Belastung verhält sich der Werkstoff elastisch, die Spannungs-Dehnungs-Linie besteht aus der zur Hookeschen Geraden $\overline{OP}$ Parallelen $\overline{AP_1}$, d. h., als Folge der Kaltreckung wird die Streckgrenze erhöht. Weitere Belastung bis zur Spannung σ_{P2} erhöht die Streckgrenze auf diesen Wert. Damit verbunden ist eine Versprödung des Materials, also eine Verringerung der Dehnbarkeit bis zum Eintreten des Bruchs.
Unterwirft man einen Versuchsstab anschließend einer Druckbeanspruchung, so ergibt sich im Druckbereich eine erhebliche Herabsetzung der Fließgrenze, d. h., die Krümmung der Spannungs-Dehnungs-Linie setzt sehr früh ein, und bei anschließender Wiederbelastung bildet sich die Hysteresis-Schleife (**Bild 2**). Ihr Flächeninhalt stellt die bei einem Zyklus verlorengehende Formänderungsarbeit dar. Wird er mehrmals durchlaufen, so wird jedes Mal diese Arbeit verbraucht. Derartige dynamische Vorgänge führen häufig zum baldigen Bruch des Bauteils (Bauschinger-Effekt) und gehören zur Zeitfestigkeit.
Die Plastizitätstheorie behandelt vorwiegend das Verhalten unter statischer Belastung. Nur sie ist im folgenden zugrunde gelegt. Unterschieden wird:

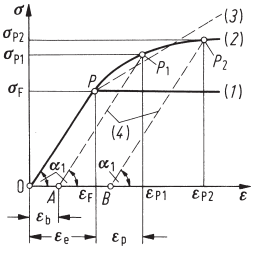


Bild 1. Spannungs-Dehnungs-Linien im plastischen Bereich

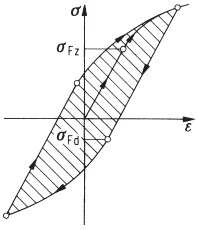


Bild 2. Hysteresis-Schleife bei Beanspruchung im plastischen Bereich

ideal-elastisch-plastisches Material (unlegierte Konstruktionsstähle), Kurve *1* auf **Bild 1**, hierfür gilt

$$\sigma = E\varepsilon \quad \text{für} \quad -\varepsilon_F \leqq \varepsilon \leqq \varepsilon_F,$$
$$\sigma = \sigma_F \quad \text{für} \quad \varepsilon \geqq \varepsilon_F;$$

elastisch verfestigendes Material (vergütete Stähle), Kurve *2* auf **Bild 1**, hierfür gilt

$$\sigma = E\varepsilon \quad \text{für} \quad -\varepsilon_F \leqq \varepsilon \leqq \varepsilon_F,$$
$$\sigma = A|\varepsilon|^k \quad \text{für} \quad \varepsilon \geqq \varepsilon_F$$

oder näherungsweise bei Ersatz der Kurve *2* durch eine Gerade *3* mit dem Verfestigungsmodul $E_2 = \tan\alpha_2$

$$\sigma = \sigma_F + E_2(\varepsilon - \varepsilon_F).$$

Weitere Materialgesetze s. [2, 3], für Kunststoffe [4]. Bei Entlastung des Werkstoffs gilt stets das lineare (Hookesche) Gesetz

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon_b) = \sigma_{P1} - E(\varepsilon_{P1} - \varepsilon).$$

Weitere Informationen siehe [6–8].

Kriechen. Oberhalb der Kristallerholungstemperatur, bei der die Verfestigung infolge Kaltverformung aufgehoben wird (für Stahl bei $T_K \geqq 400°$ C), tritt unter konstanter Last eine mit der Zeit zunehmende Verformung, das Kriechen, ein (bei Kunststoffen schon bei normalen Temperaturen). Als Festigkeitswerte sind dann die Zeitstandfestigkeit $R_{m/t/T}$ und die Zeitdehngrenze $R_{P1/t/T}$, die zum Bruch bzw. zur Dehnung von 1% nach $t = 100\,000$ h bei der Temperatur T führen, zu ermitteln (s. **E 1.6.4**).

Relaxation. Wird bei Stahl unter hohen Temperaturen ($T \geqq 400$ K) die Dehnung konstant gehalten, so werden vorhandene Zwangsspannungen mit der Zeit (durch Kriechen) abgebaut (bei Kunststoffen schon bei normalen Temperaturen).

Umformtechnik. Hierbei handelt es sich um die Vorgänge bei der spanlosen Formgebung (Walzen, Pressen, Schmie-

den). Die plastischen Verformungen sind hier so groß, daß die elastischen in der Theorie [3] nicht berücksichtigt werden (s. **S 3**).

Viskoelastizitätstheorie. Sie befaßt sich mit dem elastisch-plastischen Verhalten der Kunststoffe unter besonderer Beachtung der Zeitabhängigkeit von Deformationen und Spannungen (Kriechen und Relaxation). Grundlagen sind die Materialgesetze von Maxwell und Kelvin [4].

9.2 Anwendungen. Applications

9.2.1 Biegung des Rechteckbalkens
Bending of rectangular beams

Unter der Annahme ideal-plastischen Materials (die Ergebnisse für verfestigendes Material weichen im plastischen Anfangsdehnungsbereich nur unwesentlich ab) gilt nach **Bild 3a** bei Voraussetzung, daß die Querschnitte auch im plastischen Bereich eben bleiben (Bernoullische Hypothese), mit der Höhe h und der Breite b des Balkens

$$M_{\mathrm{bF}} = 2\int_0^{h/2} \sigma(z)\, z b \,\mathrm{d}z \quad \text{mit} \quad \sigma(z) = \sigma_{\mathrm{F}} z/a$$

für $0 \le z \le a$ und $\sigma(z) = \sigma_{\mathrm{F}}$ für $a \le z \le h/2$, d. h.

$$\begin{aligned} M_{\mathrm{bF}} &= 2\int_0^a \sigma_{\mathrm{F}}(z^2/a)\, b \,\mathrm{d}z + 2\int_a^{h/2} \sigma_{\mathrm{F}}\, z b \,\mathrm{d}z \\ &= 2\sigma_{\mathrm{F}}\, b a^2/3 + \sigma_{\mathrm{F}}\, b[(h/2)^2 - a^2] \\ &= \sigma_{\mathrm{F}}(b h^2/6)(3/2 - 2a^2/h^2) \\ &= \sigma_{\mathrm{F}}\, W_{\mathrm{b}}[1{,}5 - (2a^2/h^2)] = M_{\mathrm{bE}}\, n_{\mathrm{pl}}. \end{aligned}$$

M_{bE} ist das Tragmoment des Rechteckquerschnitts bei Verlassen des elastischen Bereichs, n_{pl} die Stützziffer, die angibt, in welchem Verhältnis sich das Tragmoment als Funktion des plastischen Ausdehnungsbereichs vergrößert. Für $a = 0$ (vollplastischer Querschnitt) wird $n_{\mathrm{pl}} = 1{,}5$, d. h., die Tragfähigkeit ist um 50% größer als beim Verlassen des elastischen Bereichs. Für die Dehnung gilt

$$\varepsilon(z) = (\varepsilon_{\mathrm{F}}/a) z = (\sigma_{\mathrm{F}} z)/(Ea), \quad \varepsilon_{\max} = \sigma_{\mathrm{F}} h/(2Ea);$$

d. h., für $a = 0$ (vollplastischer Querschnitt) wird $\varepsilon_{\max}$ unendlich, die volle Ausschöpfung der Tragfähigkeit setzt also sehr große Deformationen voraus (an der Stelle des größten Moments bildet sich ein sog. plastisches Gelenk). Deshalb wird in der Praxis die Dehnung ε_{p} auf 0,2% begrenzt. Für St 37 mit $\sigma_{\mathrm{F}} = 240\,\mathrm{N/mm^2}$ und $E = 2{,}1 \cdot 10^5\,\mathrm{N/mm^2}$ wird $\varepsilon_{\mathrm{F}} = \sigma_{\mathrm{F}}/E = 0{,}114\%$, also $\varepsilon_{\max} = \varepsilon_{\mathrm{p}} + \varepsilon_{\mathrm{F}} = 0{,}314\%$ und damit $a = \sigma_{\mathrm{F}} h/(2\varepsilon_{\max} E) = 0{,}182h$. Hiermit folgt für die Stützziffer $n_{\mathrm{pl}} = 1{,}5 - 2(a/h)^2 = 1{,}43$. Für diesen Fall, also für $\varepsilon_{\mathrm{p}} = 0{,}2\%$, wird $n_{\mathrm{pl}}\, \sigma_{\mathrm{F}} = K^*_{0{,}2}$, also gleich dem Formdehngrenzwert nach **C 1.2**. Ergebnisse für verschiedene andere Querschnitte und Grundbeanspruchungsarten s. [1, 2].

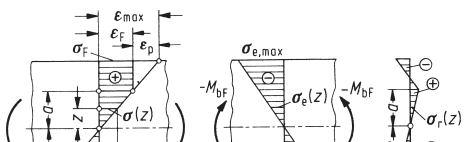


Bild 3a–c. Biegespannungen im plastischen Bereich. **a** Teilplastischer Querschnitt; **b** Spannungsüberlagerung bei Entlastung; **c** Restspannungen nach Entlastung

Restspannung. Wird das am Querschnitt wirkende Moment M_{bF} entfernt, so ist dies gleichwertig mit dem Aufbringen eines entgegengesetzt wirkenden Moments $-M_{\mathrm{bF}}$ (**Bild 3b**). Da der Werkstoff bei Entlastung der Hookeschen Geraden $\overline{AP_1}$ (**Bild 1**) folgt, entstehen Spannungen $\sigma_{\mathrm{e}}(z) = -M_{\mathrm{bF}}\, z/I_{\mathrm{y}}$ mit linearer Verteilung und dem Maximalwert $\sigma_{\mathrm{e,max}} = -M_{\mathrm{bF}}/W_{\mathrm{b}}$. Die Überlagerung mit den Spannungen $\sigma(z)$ nach **Bild 3a** ergibt die Restspannungen $\sigma_{\mathrm{r}}(z) = \sigma(z) - \sigma_{\mathrm{e}}(z)$ nach **Bild 3c**, die bei ungleichförmigen Spannungszuständen nach jeder Dehnung über die Fließgrenze hinaus und anschließender Entlastung übrig bleiben.

9.2.2 Räumlicher und ebener Spannungszustand
Three-dimensional and plane stresses

Fließbedingungen. Für ideal-elastisch-plastisches Material gilt nach **Tresca**

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 - \sigma_{\mathrm{F}}^2]\,[(\sigma_2 - \sigma_3)^2 - \sigma_{\mathrm{F}}^2]\,[(\sigma_3 - \sigma_1)^2 - \sigma_{\mathrm{F}}^2] = 0.$$

Hiernach setzt Fließen ein, wenn die größte Hauptspannungsdifferenz den Wert σ_{F} erreicht. Sind σ_1 und σ_3 die größte und kleinste Hauptspannung, so folgt $\sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_{\max} = \sigma_{\mathrm{F}}$. Wird $\sigma_{\mathrm{v}} = \sigma_{\mathrm{F}}$ als einachsige Vergleichsspannung angesehen, so ist das Tresca-Gesetz identisch mit der Schubspannungshypothese (s. **C 1.3.2**).

v. Mises setzt an

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_{\mathrm{F}}^2.$$

Hiernach setzt Fließen ein für

$$\sigma_{\mathrm{V}} = (1/\sqrt{2})\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sigma_{\mathrm{F}}.$$

Dieses Gesetz ist identisch mit der Gestaltungsänderungsenergiehypothese (s. **C 1.3.3**).

Spannungs-Deformations-Gesetze

Gesetz von Prandtl-Reuß. Es hat die infinite (differentielle) Form

$$\mathrm{d}\boldsymbol{V}_{\mathrm{D}} = \mathrm{d}\boldsymbol{V}_{\mathrm{D,e}} + \mathrm{d}\boldsymbol{V}_{\mathrm{D,p}} = (\mathrm{d}\boldsymbol{S}_{\mathrm{D}} + \boldsymbol{S}_{\mathrm{D}}\,\mathrm{d}\lambda)/(2G)$$

bzw. nach Einführung der Verzerrungsgeschwindigkeiten

$$\dot{\boldsymbol{V}}_{\mathrm{D}} = (\dot{\boldsymbol{S}}_{\mathrm{D}} + \boldsymbol{S}_{\mathrm{D}} \cdot \dot{\lambda})/(2G).$$

Hierbei ist $\boldsymbol{V}_{\mathrm{D}}$ der sog. Deviator des Verzerrungstensors $\boldsymbol{V}$ (s. **C 1.1.2**), d. h., es gilt $\boldsymbol{V}_{\mathrm{D}} = \boldsymbol{V} - e \cdot \boldsymbol{I}$, wobei $e = (\varepsilon_{\mathrm{x}} + \varepsilon_{\mathrm{y}} + \varepsilon_{\mathrm{z}})/3$ und $\boldsymbol{I}$ den Einheitskugeltensor darstellt. Der Verzerrungsdeviator gibt die Gestaltänderung bei gleichbleibendem Volumen wieder. $\boldsymbol{S}_{\mathrm{D}}$ ist der Deviator des Spannungstensors [5]. G ist der Schubmodul und $\mathrm{d}\lambda$ bzw. $\dot{\lambda}$ ist ein skalarer Proportionalitätsfaktor, der sich durch Gleichsetzung der Gestaltänderungsenergien des räumlichen und des einachsigen Vergleichszustandes zu $\mathrm{d}\lambda = \dfrac{3}{2}\dfrac{\mathrm{d}\sigma_{\mathrm{v}}}{T_{\mathrm{p}}(\sigma_{\mathrm{v}})\,\sigma_{\mathrm{v}}}$ ergibt, wobei $T_{\mathrm{p}} = \mathrm{d}\sigma_{\mathrm{v}}/\mathrm{d}\varepsilon_{\mathrm{vp}}$ der plastische Tangentenmodul (Anstieg der $\sigma_{\mathrm{v}} - \varepsilon_{\mathrm{vp}}$-Linie) ist.

Gesetz von Hencky. Dieses hat die finite Form

$$\boldsymbol{V}_{\mathrm{D}} = \boldsymbol{V}_{\mathrm{D,e}} + \boldsymbol{V}_{\mathrm{D,p}} = \left(\frac{1}{2G} + \frac{1}{2G_{\mathrm{p}}}\right)\boldsymbol{S}_{\mathrm{D}}.$$

G_{p} ist der variable Plastizitätsmodul, der sich durch Anwendung des Gesetzes auf den einachsigen Vergleichszustand aus $\varepsilon_{\mathrm{vp}} = \dfrac{1}{2G_{\mathrm{p}}} \cdot \dfrac{\sigma_{\mathrm{v}}}{3}$ zu $G_{\mathrm{p}}(\varepsilon_{\mathrm{vp}}) = \dfrac{1}{3}\dfrac{\sigma_{\mathrm{v}}}{\varepsilon_{\mathrm{vp}}}$, d. h. aus der entsprechenden Spannungs-Dehnungs-Linie ergibt.

Geschlossenes dickwandiges Rohr unter Innendruck. Es wird der Spannungszustand im Rohr bei Beginn der Plastifizierung an der Innenfaser (d. h. Rohr gerade noch im elastischen Bereich), bei Plastifizierung bis zur Wandmitte und bei voller Plastifizierung der Wand untersucht. *Voll elastischer*

Zustand. Aus C 3 Gl. (5) folgt mit $\tau_{rz} = \tau_{zr} = \tau = 0$ und $R = 0$ die Gleichgewichtsbedingung

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}r}(r\sigma_r) - \sigma_t = r\frac{\mathrm{d}\sigma_r}{\mathrm{d}r} + \sigma_r - \sigma_t = 0. \tag{1}$$

Hieraus ergeben sich die Spannungen zu

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= -p \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2}\left(\frac{r_a^2}{r^2} - 1\right), \\ \sigma_t &= p \cdot \frac{r_i^2}{r_a^2 - r_i^2}\left(\frac{r_a^2}{r^2} + 1\right), \quad \sigma_z = p \cdot r_i^2/(r_a^2 - r_i^2). \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

Teilweise plastischer Zustand. Für ideal elastisch-plastisches Material folgt aus der v. Mises-Fließbedingung mit

$$\sigma_1 = \sigma_r, \quad \sigma_2 = \sigma_t, \quad \sigma_3 = \sigma_z = 0{,}5(\sigma_r + \sigma_t)$$

die Fließbedingung

$$\sigma_t - \sigma_r = 2\sigma_F/\sqrt{3}. \tag{3}$$

Für einen bis zum Radius r_p plastifizierten Zylinder lauten die Spannungsformeln für den elastischen Bereich ($r \geqq r_p$) gemäß Gln. (2)

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\frac{r_p^2}{r_a^2}\left(\frac{r_a^2}{r^2} - 1\right), \\ \sigma_t &= \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\frac{r_p^2}{r_a^2}\left(\frac{r_a^2}{r^2} + 1\right), \quad \sigma_z = \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\frac{r_p^2}{r_a^2}. \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Für den plastischen Bereich ($r \leqq r_p$) folgt aus Gl. (1) mit Gl. (3) die Gleichgewichtsbedingung

$$r\frac{\mathrm{d}\sigma_r}{\mathrm{d}r} - \frac{2\sigma_F}{\sqrt{3}} = 0 \tag{5}$$

und hieraus die Spannungen

$$\sigma_r = -\frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\left(1 - \frac{r_p^2}{r_a^2} + 2\ln\frac{r_p}{r}\right), \tag{6a}$$

$$\sigma_t = \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\left(1 + \frac{r_p^2}{r_a^2} - 2\ln\frac{r_p}{r}\right), \quad \sigma_z = \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\left(\frac{r_p^2}{r_a^2} - 2\ln\frac{r_p}{r}\right). \tag{6b}$$

Für den Innendruck folgt mit $\sigma_r(r_i) = -p$ aus Gl. (6a, b)

$$p = \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\left(1 - \frac{r_p^2}{r_a^2} + 2\ln\frac{r_p}{r_i}\right). \tag{7}$$

Hieraus kann der Plastifizierungsradius r_p als Funktion des Innendrucks ermittelt werden und umgekehrt. Bei Beginn der Plastifizierung am Innenrand des Zylinders, d. h. für $r_p = r_i$, folgt aus Gl. (7) der zugehörige Innendruck zu

$$p_1 = \frac{\sigma_F}{\sqrt{3}}\left(1 - \frac{r_i^2}{r_a^2}\right).$$

Für die volle Plastifizierung folgt mit $r_p = r_a$ der Innendruck zu

$$p_2 = \frac{2\sigma_F}{\sqrt{3}}\ln\frac{r_a}{r_i}.$$

Damit folgt als Steigerung der Tragfähigkeit vom elastischen zum vollplastischen Zustand für ein Rohr mit $r_a/r_i = 2$

$$p_2/p_1 = 2\ln 2/0{,}75 = 1{,}85.$$

In **Bild 4** ist der Verlauf der Spannungen für ein Rohr mit $r_a/r_i = 2{,}0$ und gerade noch elastischem Spannungszustand (d. h. $r_p = r_i$, $p = p_1 = 0{,}43\,\sigma_F$) bzw. mit halber Plastifizierung ($r_p = 1{,}5\,r_i$, $p = 0{,}72\,\sigma_F$) bzw. mit voller Plastifizierung ($r_p = r_a$, $p = p_2 = 0{,}80\,\sigma_F$) dargestellt. Man erkennt die starken Spannungsumlagerungen zwischen dem elastischen und plastischen Zustand für σ_t und σ_z, dagegen nur geringe für σ_r.

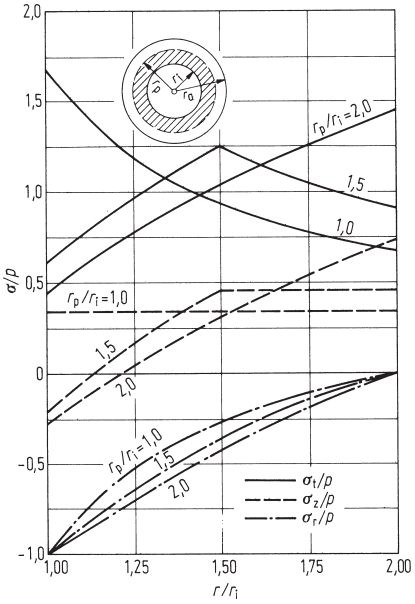


Bild 4. Spannungen im Rohr mit $r_a/r_i = 2{,}0$

10 Festigkeitsnachweis
Structural integrity assessment

H. Mertens, Berlin

Der Festigkeitsnachweis hat im Rahmen des Produktentstehungsprozesses die Aufgabe, alle möglichen Versagensarten eines Bauteils während der Produktlebensdauer auszuschließen. Grundsätzlich kann dieser Nachweis durch umfassende Bauteilversuche mit anwendungsspezifischen Belastungen an fertigen Bauteilen auf statistischer Grundlage erbracht werden. Der zeitliche und finanzielle Aufwand für solche betriebsnahen Versuche ist nicht unerheblich, andererseits aus Gründen der Produkthaftung nicht immer zu vermeiden. Zur Verringerung des Aufwandes können *rechnerische Festigkeitsnachweise* dienen, wenn die zugehörigen Berechnungen und Bewertungen alle relevanten Einflußgrößen in angemessener Weise berücksichtigen und Unsicherheiten durch problemangepaßte Sicherheitsabstände ausgeglichen werden.

10.1 Berechnungs- und Bewertungskonzepte
Design calculation and integrity assessment

Grundlegend für jeden aussagefähigen Festigkeitsnachweis sind Kenntnisse bzw. begründete Annahmen über die während der Produktlebensdauer auftretenden *Bauteilbelastungen*, wobei neben den planmäßig zu erwartenden Betriebsbelastungen auch solche aus denkbaren Sonderereignissen zu beachten sind. Auch die auf das jeweilige Bauteil einwirkenden, eventuell zeitlich veränderlichen *Umgebungseinflüsse* (Temperatur, Korrosionsmedien, energiereiche Strahlen), die zum Bauteilversagen beitragen können, sind für eine Bewer-

tung unerläßlich. Das *Bauteil* selbst wird vor allem durch seine Gestalt (Bauteilgeometrie) und die verwendeten Werkstoffe gekennzeichnet. In bestimmten Fällen sind aber auch die Oberflächenstruktur (Rauhigkeit, Verfestigungen und Eigenspannungen aus dem Fertigungsprozeß, siehe **E 1.4**) und Fertigmaßtoleranzen (Imperfektionen bei Stabilitätsproblemen, **C 7**) versagensrelevant. Mit diesen Informationen läßt sich ein Festigkeitsnachweis nach **Bild 1** aufbauen, wenn zur Bewertung geeignete, miteinander verknüpfbare *Wissensbasen* zum Verhalten ähnlicher Bauteile mit vergleichbaren Belastungsarten und Umwelteinflüssen vorliegen. Durch die Wissensbasen werden das anzuwendende *Berechnungsmodell* und das zugehörige *Bewertungsmodell* festgelegt. Der *Festigkeitsnachweis* vergleicht die *rechnerischen* mit den *zulässigen* Bauteilbeanspruchungen. Auf gleiche Weise lassen sich auch Bauteilverzerrungen (Dehnungen, Gleitungen) bewerten.

Durch wissensbasierte Berechnungs- und Bewertungsmodelle soll eine ausreichend genaue Beurteilung der in einem Maschinen- oder Anlagenteil ablaufenden schädigenden Vorgänge unter Beachtung der Wechselwirkungen mit der Umgebung ermöglicht werden. Werden mit dem Berechnungsmodell zur Kennzeichnung der Beanspruchungen Nennspannungen ermittelt und mit dem Festigkeitsnachweis bewertet, so spricht man von einem Festigkeitsnachweis nach dem *Nennspannungskonzept*; werden Kerbgrundspannungen und/oder Kerbgrundverzerrungen beurteilt, so wird der Nachweis nach einem *Kerbgrundkonzept* geführt [1]. Darüber hinaus werden zunehmend *Bruchmechanikkonzepte* angewendet, wenn Bauteilungänzen (z. B. ausgeschmiedete kleine Lunker) in die Bewertung einzubeziehen sind [8].

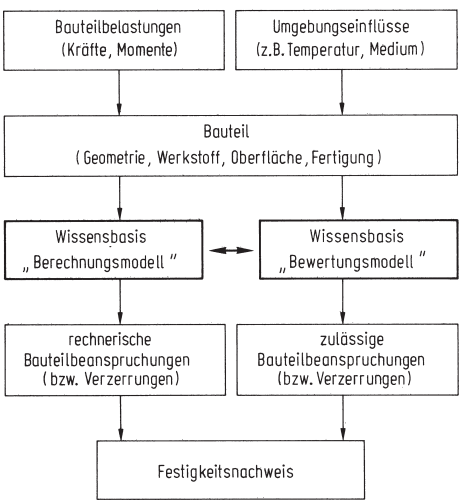


Bild 1. Konzept eines Festigkeitsnachweises

10.2 Nennspannungskonzepte

Nominal stress approach

Berechnungsmodelle zur Nennspannungsbestimmung beruhen meist auf stark vereinfachenden Annahmen zur Spannungsermittlung, wobei Spannungskonzentrationen an Bauteilkerben, Fügestellen und Einspannungen bewußt nicht beachtet werden. Deshalb müssen die Einflüsse dieser jedoch schadensrelevanten Spannungskonzentrationen in den zulässigen Nennspannungen berücksichtigt werden. Die Berechnungen werden damit einfach, die Bewertungssicherheit hängt von den zum Vergleich verfügbaren Versuchsergebnissen ab. Zur Berechnung werden vorwiegend Stab- und Balkenmodelle nach C 2 oder Flächentragwerke nach C 5 benutzt; auch die üblichen Stabilitätsberechnungen nach C 7 sind hier einzuordnen. Charakteristische Rechenvorschriften haben die Schreibweise

$$\sigma_{zn} = F/A_n \quad \text{oder} \quad \sigma_{bn} = M_b/W_b \quad \text{oder} \quad \tau_{tn} = M_t/W_t \tag{1}$$

mit der Zugnennspannung σ_{zn} (neuerdings auch S_z), der Biegenennspannung σ_{bn} (auch S_b), der Torsionsnennspannung τ_{tn} (auch T_t), dem Nennquerschnitt A_n, dem Biegewiderstandsmoment W_b sowie dem Torsionswiderstandsmoment W_t (siehe **C 2.1.4**, **C 2.4.5**, **C 2.5.4**). Die Bewertung erfolgt bei einachsiger Belastung beispielsweise mit den Festigkeitsbedingungen

$$\begin{aligned} &\sigma_{zn} \le \sigma_{zn,zul} \quad \text{oder} \\ &\sigma_{bn} \le \sigma_{bn,zul} \quad \text{oder} \quad \tau_{tn} \le \tau_{tn,zul} \end{aligned} \tag{2}$$

und den zulässigen Werten der Zugnennspannung $\sigma_{zn,zul}$, der Biegenennspannung $\sigma_{bn,zul}$ oder Torsionsnennspannungen $\tau_{tn,zul}$ aus Versuchen an weitgehend ähnlichen Bauteilen sowie Belastungen und Sicherheitszuschlägen aus Betriebserfahrungen. Bei mehrachsiger Belastung kommen zweckmäßigerweise *Interaktionsformeln* zur Anwendung; beispielsweise beim Festigkeitsnachweis von Wellen und Achsen nach DIN 743

$$\left(\frac{\sigma_{zn}}{\sigma_{zn,zul}} + \frac{\sigma_{bn}}{\sigma_{bn,zul}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tn}}{\tau_{tn,zul}}\right)^2 \le 1. \tag{3}$$

Alternativ hierzu bewertet man *Vergleichsnennspannungen* mit

$$\sigma_{vn} = \sqrt{\left(\sigma_{zn} + \frac{\sigma_{zn,zul}}{\sigma_{bn,zul}}\,\sigma_{bn}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{zn,zul}}{\tau_{tn,zul}}\right)^2 \cdot \tau_{tn}^2} \le \sigma_{zn,zul}\,. \tag{4}$$

Gl. (4) entspricht formal der Schubspannungshypothese nach **C 1.3.2** für $(\sigma_{zn,zul}/\tau_{tn,zul})^2 = 4$ oder der v. MISES-Hypothese nach **C 1.3.3**, wenn lediglich Zugspannungen σ_x und Schubspannungen τ wirken. Die „Ellipsengleichung" (3) kann im Einzelfall von den tatsächlichen Versuchsergebnissen abweichen. Zur Anpassung verwendet man dann beispielsweise statt Gl. (4) Interaktionsformeln mit den Exponenten s, t und Kombinationsfaktoren k_σ, k_τ

$$k_\sigma \left|\frac{\sigma_{zn}}{\sigma_{zn,zul}} + \frac{\sigma_{bn}}{\sigma_{bn,zul}}\right|^s + k_\tau \left|\frac{\tau_{tn}}{\tau_{tn,zul}}\right|^t \le 1. \tag{5}$$

Die „Geradengleichung" mit $k_\sigma = k_\tau = s = t = 1$ wurde teilweise bei Reibkorrosionsproblemen [2] und bei starken Frequenzunterschieden zwischen Normal- und Schubspannungen [3] beobachtet. Sofern weitere mehrachsige Nennspannungen in einer Bauteilzone berechnet werden können, wie beispielsweise in Schweißnähten, sind die Interaktionsformeln oder Vergleichsnennspannungs-Formeln zu erweitern; siehe hierzu **G 1.1.5**; allerdings kann dann die formale Ähnlichkeit zu den Festigkeitshypothesen nach **C 1.3** nicht mehr in vollem Umfang gewahrt werden!

Anwendungsnormen und -richtlinien. Da Nennspannungskonzepte im Grunde Versuchsumrechnungskonzepte sind, müssen bei ihrer Anwendung die bei der Versuchsauswertung und Dokumentation angewandten Strategien dem Anwender in praxistauglicher Form vermittelt werden. Ein anschauliches Beispiel bietet die Berechnung von Schweißnähten für die verschiedenen Anwendungsgebiete mit den zugehörigen Normen und Vorschriften nach **Anh. G 1 Tabelle 2.**

Einen Einblick in die Struktur dieser Nennspannungskonzepte bringt **G 1.1.5**. Aus den Belastungen werden statische und dynamische Nennbeanspruchungen in den kritischen Bauteilquerschnitten berechnet. Für den Maschinenbau ist dabei die Beschreibung der dynamischen Beanspruchungen durch Beanspruchungsgruppen B 1 bis B 6 nach der DIN 15018, die durch Spannungs-(Lastspiel-)bereiche N 1 bis N 4 und Spannungskollektive S0 bis S3 bestimmt sind, sehr hilfreich. Die

Angabe der zulässigen Spannungen erfolgt dann hinreichend genau in Abhängigkeit von diesen Beanspruchungsgruppen durch Bezug auf charakteristische Naht- und Anordnungsformen (Kerbfälle) K 1 bis K 4; Überblick in **G 1.1.5** mit Tab. 4 bis 6 und Bildern 22 und 23. Dieser Ermüdungsfestigkeitsnachweis – auch *Betriebsfestigkeitsnachweis* genannt – schließt mit dem Spannungskollektiv S 3 (mit konstanter Beanspruchungsamplitude) und dem Spannungsspielbereich N 4 (mit über $2 \cdot 10^6$ Lastwechseln) den *Dauerfestigkeitsnachweis* mit ein. Die Berücksichtigung von Mittel-(Nenn-)Spannungen erfolgt mit dem Dauerfestigkeitsschaubild (Smith-Diagramm) nach Bild 23. Der Nachweis für vorwiegend statische Beanspruchungen (bis 10^4 Schwingspiele) – der *statische Festigkeitsnachweis* – wird getrennt geführt.

Hinweise zu Anwendungsnormen und Richtlinien weiterer Bauteilverbindungen siehe **G 1.** Die FKM-Richtlinie zum Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, in die umfangreiches Wissen aus früheren TGL-Standards eingeflossen ist [4], wurde inzwischen auf Bauteile aus Al-Legierungen erweitert [7]. Auch die Dimensionierung von Zahnradgetrieben nach **G 8** erfolgt teilweise nach einem Nennspannungskonzept.

Kerbwirkungszahl. Die vielfältigen Einflüsse auf die Bauteilfestigkeit erschweren eine einfache Übertragbarkeit der zulässigen bzw. ertragbaren Beanspruchungen von Prüfkörpern auf andersartig gestaltete, gefertigte und belastete Bauteile. Eine erfolgreiche Übertragung von Versuchsergebnissen auf Bauteile kann nur erwartet werden, wenn die dominanten Schädigungsmechanismen, die zum Versagen des Prüfkörpers führten, in vergleichbarer Weise auch bei dem zu beurteilenden Bauteilverhalten wirksam werden. Die sicherste Übertragbarkeit wird dann erreicht, wenn Prüfkörper und Bauteil derselben Bauteilgruppe angehören; deshalb können beispielsweise errechnete Beanspruchungen in Zahnrädern mit Versuchen an Standard-Referenz-Prüfrädern unter Standard-Prüfbedingungen mit hoher Aussagesicherheit beurteilt werden. Weichen Prüfkörper und Bauteil stärker voneinander ab oder sind die Belastungs- oder Umgebungseinwirkungen nicht gleichartig, dann werden die rechnerischen Vorhersagen stärker von dem späteren realen Bauteilverhalten abweichen. Die in der Praxis häufig verwendeten Kerbwirkungszahlen β_k (auch K_f), die das Verhältnis von ertragbaren Nennbeanspruchungen an glatten, ungekerbten Werkstoffproben (beispielsweise der Dauerfestigkeit σ_D) zu ertragbaren Nennspannungen an gekerbten Proben (beispielsweise der Bauteildauerfestigkeit σ_{Dk}) angeben,

$$\beta_k = \sigma_D / \sigma_{Dk} \,, \tag{6}$$

können folglich nur dann zur sicheren Übertragung von Versuchsergebnissen genutzt werden, wenn ein ausreichend genaues Umrechnungsverfahren für Kerbwirkungszahlen auf der Grundlage der wirksamen Schädigungsmechanismen vorliegt. Einen Ansatz für solche Umrechnungsverfahren bieten bei Bauteilen mit kräftefreien Oberflächen die Kerbgrundkonzepte, bei reib- und kraftschlüssigen Bauteilverbindungen müssen auch tribologische Kenngrößen in die Bewertung einfließen (siehe **E 5**).

10.3 Kerbgrundkonzepte

Local stress or strain approach

Kerbgrundkonzepte für Bauteile mit kräftefreien Oberflächen erfordern die Kenntnis der Beanspruchungen (Spannungen, Dehnungen, Gleitungen) im Bereich der anrißgefährdeten Bauteilstellen. Diese Beanspruchungen können grundsätzlich bei Kenntnis der statischen und zyklischen Werkstoffgesetze nach **E 1** (z. B. **Bild 22**) mit nichtlinearen Berechnungen nach der Methode der Finiten Elemente (FEM) entsprechend **C 8** einschließlich einer geeigneten Plastizitätstheorie nach **C 9** berechnet werden. Da die Rechenzeiten für solche Berechnungen mit derzeitigen Rechnern immens hoch sind, wird man sich im allgemeinen auf lineare FEM-Berechnungen beschränken und den Einfluß der Nichtlinearitäten durch erfahrungsgestützte *Konzepte für Mikro- und Makrostützwirkung* berücksichtigen. Werden die durch Spannungsumlagerungen bedingten Stützwirkungen nicht in die Beurteilung einbezogen, erhält man bei sonst gleichen Annahmen Aussagen mit erhöhter Sicherheit; das zugehörige Konzept wird als *elastisches Kerbgrundkonzept* bezeichnet. Die Grundlagen dieses Konzepts mit örtlichen, elastischen Spannungen bilden die Bausteine für die gängigen erweiterten Konzepte mit Stützwirkung.

Elastische Formzahl (Spannungsformzahl). Durch das Verhältnis der errechneten, höchsten elastischen Kerbgrundspannung $\hat{\sigma}$ bzw. $\hat{\tau}$ zu einer einfach zu ermittelnden Nennspannung σ_n bzw. τ_n, werden elastische Formzahlen α_k definiert, die für die praktische Berechnung wegen ihrer Nähe zur Kerbwirkungszahl β_k (nach Gl. (6)) äußerst nützlich sind. Oft gilt

$$\alpha_k = \hat{\sigma}/\sigma_n \quad \text{bzw.} \quad \alpha_k = \hat{\tau}/\tau_n \tag{7}$$

mit einer Nennspannung, die auf den engsten Bauteilquerschnitt bezogen wird; beispielsweise **Anh. E 1 Tab. 4**. Abweichend hierzu kann bei durchbohrten Stäben auch die Definition $\alpha_k = \hat{\sigma}/\tau_n$ o. ä. notwendig werden, wenn die schadensrelevante Zugspannung am Bohrungsrand durch eine Torsionsnennbelastung hervorgerufen wird! Vereinzelt werden auch Vergleichsspannungen nach der MISES-Hypothese auf Nennspannungen bezogen, die Formzahlen sollten dann mit einem Index gekennzeichnet werden (α_{kv} statt α_k).

Mikrostützwirkung. Das Verhältnis n_χ der Formzahl α_k zur Kerbwirkungszahl β_k bei Dauerfestigkeit wird neben dem Werkstoff vor allem vom Kerbradius ϱ beeinflußt. In **E 1 Bild 34**, wird dieser Zusammenhang verdeutlicht. Bei kleineren Kerbradien, die stets zu einer Formzahlerhöhung führen, ist danach die Stützwirkung größer als bei größeren Radien. In der Praxis des Maschinenbaus sind alternativ verschiedene Umrechnungsverfahren zur Bestimmung der relevanten *Stützzahlen*

$$n_\sigma = \alpha_{k\sigma}/\beta_{k\sigma} \quad \text{bzw.} \quad n_\tau = \alpha_{k\tau}/\beta_{k\tau} \tag{8}$$

bei Normalspannungen bzw. Schubspannungen üblich. Grundlage dieser Verfahren ist meist das *Spannungsgefälle G* in Richtung der Oberflächennormalen n ($G_\sigma = \mathrm{d}\sigma/\mathrm{d}n$ bzw. $G_\tau = \mathrm{d}\tau/\mathrm{d}n$) an der höchstbeanspruchten Stelle der betrachteten Bauteilkerbe (s. **E 1 Bild 32**). Die Stützwirkung bei Dauerfestigkeit wird dann über das auf die Spannungsamplituden $\hat{\sigma}_a$ bzw. $\hat{\tau}_a$ *bezogene Spannungsgefälle* $\overline{G}_\sigma = G_\sigma/\hat{\sigma}_a$ bzw. $\overline{G}_\tau = G_\tau/\hat{\tau}_a$ unter Beachtung einer *Mikrostützlänge* $\overline{\varrho}_\sigma$ bzw. $\overline{\varrho}_\tau$ berechnet. Häufig werden die Stützzahlen nach

$$n_\sigma = 1 + \sqrt{\overline{\varrho}_\sigma \cdot \overline{G}_\sigma} \quad \text{bzw.} \quad n_\tau = 1 + \sqrt{\overline{\varrho}_\tau \cdot \overline{G}_\tau} \tag{9}$$

bestimmt. In erster Näherung gilt bei Zug-Druck und Biegung $\overline{G}_\sigma = 2/\varrho$ und bei Schub $\overline{G}_\tau = 1/\varrho$ mit dem Kerbradius ϱ sowie bei Wellenstählen

$$n_\sigma \approx n_\tau = 1 + \frac{55\ \mathrm{N/mm^2}}{R_{p0,2}} \sqrt{\frac{\overline{G}}{[\mathrm{mm^{-1}}]}} \tag{10}$$

mit der Dehngrenze $R_{p0,2}$ [3]. Genauere Schätzformeln siehe FKM-Richtlinie [7] oder DIN 743.

Die Berechnung der Stützzahlen aus n_σ und n_τ ermöglicht rückwirkend die Vorhersage der zu erwartenden Kerbwirkungszahlen und damit nach Gl. (8) und dann nach Gl. (6) die Berechnung der dauernd ertragbaren Nennspannungsamplituden in Bauteilen mit kräftefreien Oberflächen bei Kenntnis der Werkstoff-Dauerfestigkeiten – zunächst für den Fall reiner Wechselbeanspruchungen. Unter Beachtung der erforderlichen Sicherheiten folgen die zulässigen Nennspannungs-

amplituden, die in Gl. (3) oder Gl. (4) benötigt werden. Treten zusätzlich zu den Wechselbeanspruchungen Mittelspannungen auf oder sollen Zeitfestigkeitsberechnungen durchgeführt werden, so ist es nützlich, neben der mindestens erreichbaren Mikrostützwirkung auch die über größere Bauteilbereiche wirkende Makrostützwirkung durch plastische Umlagerung der Spannungen und Dehnungen zu berücksichtigen.

Makrostützwirkung. Der Einfluß der Mittelspannungen (Mittelspannungsempfindlichkeit s. **E 1 Bild 21**) wird in der Werkstofftechnik durch Dauerfestigkeitsschaubilder nach Smith oder Haigh nach **E 1 Bild 20** oder **Anh. E 1 Bilder 1** und **2**, dokumentiert, die sich oft auf Probendurchmesser 7,5 mm beziehen. Für die praktische Anwendung benötigt man dann Größeneinflußfaktoren zur Umrechnung der ertragbaren Beanspruchungen auf andere Durchmesser. Größeneinflußfaktoren sind im wesentlichen von der durchmesserabhängigen Werkstoffzugfestigkeit R_m und/oder der Dehngrenze $R_{p0,2}$ abhängig. Umrechnungsverfahren siehe u. a. FKM-Richtlinie [7] oder DIN 743. Die tatsächlichen wirksamen Zug-Mittelspannungen sind vor allem bei fließfähigen Bauteilen erheblich niedriger als die mit linearen FEM-Berechnungen oder elastischen Formzahlen α_k errechenbaren Zug-Mittelspannungen, da sich durch Fließen und zyklisches Kriechen die höchstbeanspruchten Stellen des gefährdeten Bauteilbereichs zu Lasten der Nachbarbezirke entlasten. Dieser Sachverhalt erklärt, warum bei verformungsfähigen Werkstoffen und bei Vermeidung von extremer Mehrachsigkeit des Spannungszustands häufig lediglich die Nenn-Mittelspannungen berücksichtigt werden; vergleiche hierzu Schweißnahtberechnungen nach DIN 15018 u. ä.

Die Makrostützwirkung läßt sich formal mit der Makrostützzahl m in den Festigkeitsnachweis einbeziehen. Bei einachsiger Beanspruchung gilt für die wirksame Mittelspannung

$$\overline{\sigma}_m = \hat{\sigma}_m/(n_\sigma \cdot m) \quad \text{bzw.} \quad \overline{\tau}_m = \hat{\tau}_m/(n_\tau \cdot m). \tag{11}$$

Bei $\hat{\sigma}_m = \alpha_{k\sigma} \cdot \sigma_{mn}$ und verformungsfähigem Bauteilquerschnitt kann die Makrostützzahl $m = \alpha_{k\sigma}/n_\sigma$ betragen, so daß $\overline{\sigma}_m = \sigma_{mn}$ folgt; analoges gilt für Schubspannungen.

Da Eigenspannungen wie Mittelspannungen wirken und sofern „Nenneigenspannungen" der Wert Null zugewiesen werden kann, beispielsweise in statisch bestimmten Bauteilen, relaxieren Eigenspannung bei Vermeidung von Spannungsversprödung im Kerbgrund tendenziell gegen Null. Ist die Verformbarkeit des Werkstoffs eingeschränkt, dann gelten diese einfachen Regeln nicht. Methoden zur Berechnung der Makrostützzahl siehe **E 1 Bild 41** oder genauer [3, 6]. Bei mehrachsiger Beanspruchung und Verformungsfähigkeit gilt für Wellen und Achsen (DIN 743) als Vergleichs-Nennmittelspannung

$$\sigma_{vm} = \sqrt{(\sigma_{zm} + \sigma_{bm})^2 + 3\tau_m^2} \tag{12}$$

entsprechend der v. MISES-Hypothese, wobei keinesfalls alle Reserven – besonders bei Druckspannungen – genutzt werden. Verbesserte Gleichungen für synchrone und auch phasenverschobene Beanspruchungen siehe [3, 5]. Dort können auch Zeitfestigkeitsberechnungen für nahezu beliebige Beanspruchungsverläufe gefunden werden.

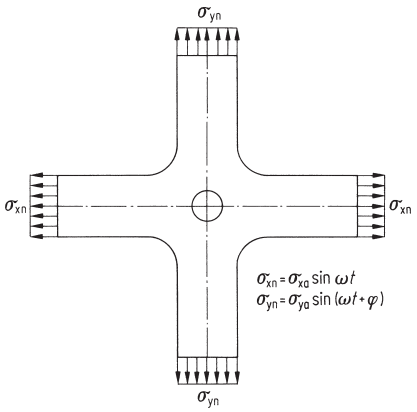


Bild 2. Knotenblech mit Bohrung sowie zeitlich veränderlichen Nennbeanspruchungen

Realitätsnahe Zeitfestigkeitsberechnungen mit hoher Aussagegüte erfordern auch für Spannungsamplituden die Anwendung von Makrostützzahlen m_a.

Hinweis: Bei mehrachsiger Zugbelastung, beispielsweise nach **Bild 2**, können an den Kerbstellen einachsige Beanspruchungsverhältnisse entstehen. Dieses ist bei der Aufstellung von Interaktionsformeln für solche Anwendungsfälle zu beachten. Die formale Übertragung von Vergleichsspannungshypothesen als Leitidee zur Formulierung von Interaktionsformeln – wie in der FKM-Richtlinie [7] – kann bei nicht sachgerechter Vorgehensweise zu Fehlinterpretationen führen. Im vorliegenden Beispiel wäre die an die Interaktionsformel der DIN 15018 anknüpfende Formel für die *Nennspannungsamplituden*

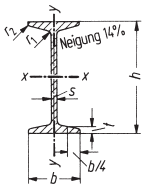
$$\left(\frac{\sigma_{xa}}{\sigma_{xa,zul}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{ya}}{\sigma_{ya,zul}}\right)^2 - \left|\frac{\sigma_{xa}}{\sigma_{xa,zul}}\right| \left|\frac{\sigma_{ya}}{\sigma_{ya,zul}}\right| + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{ta,zul}}\right)^2 \le 1{,}0 \tag{13}$$

nicht sachgerecht. Notwendig ist wegen der vorliegenden Einachsigkeit der Kerbgrundbeanspruchungen und der Phasenverschiebung der zeitlich veränderlichen Nennspannungen – getrennt für die Außenkerben und die Bohrung – je eine Interaktionsformel entsprechend

$$\left| k_x \frac{\sigma_{xa}}{\sigma_{xa,zul}} + k_y \frac{\sigma_{ya}}{\sigma_{ya,zul}} \right| \le 1{,}0 \tag{14}$$

mit von der Phasenverschiebung der Nennspannungen abhängigen Kombinationsfaktoren k_x und k_y (ähnlich Gl. (5)). Deshalb ist bei Bauteilen mit mehreren nichtsynchronen Belastungsgruppen der Einsatz von Interaktionsformeln möglichst experimentell abzusichern oder – sofern realisierbar – ein abgesichertes Kerbgrundkonzept anzuwenden.

11 Anhang C: Diagramme und Tabellen
Appendix C: Diagrams and Tables

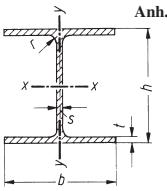


Anh. C 2 Tabelle 1. Warmgewalzte I-Träger, schmale I-Träger, I-Reihe nach DIN 1025 Blatt 1 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
S_x Flächenmoment 1. Grades des halben Querschnitts,
$s_x = I_x/S_x$ Abstand Druck- und Zugmittelpunkt.

Kurzzeichen	Maße für						Querschnitt A	Gewicht G	Für die Biegeachse						S_x	s_x
									$x-x$			$y-y$				
I	h mm	b mm	s mm	t mm	r_1 mm	r_2 mm	cm²	kg/m	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	cm³	cm
80	80	42	3,9	5,9	3,9	2,3	7,57	5,94	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91	11,4	6,84
100	100	50	4,5	6,8	4,5	2,7	10,6	8,34	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07	19,9	8,57
120	120	58	5,1	7,7	5,1	3,1	14,2	11,1	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23	31,8	10,3
140	140	66	5,7	8,6	5,7	3,4	18,2	14,3	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40	47,7	12,0
160	160	74	6,3	9,5	6,3	3,8	22,8	17,9	935	117	6,40	54,7	14,8	1,55	68,0	13,7
180	180	82	6,9	10,4	6,9	4,1	27,9	21,9	1450	161	7,20	81,3	19,8	1,71	93,4	15,5
200	200	90	7,5	11,3	7,5	4,5	33,4	26,2	2140	214	8,00	117	26,0	1,87	125	17,2
220	220	98	8,1	12,2	8,1	4,9	39,5	31,1	3060	278	8,80	162	33,1	2,02	162	18,9
240	240	106	8,7	13,1	8,7	5,2	46,1	36,2	4250	354	9,59	221	41,7	2,20	206	20,6
260	260	113	9,4	14,1	9,4	5,6	53,3	41,9	5740	442	10,4	288	51,0	2,32	257	22,3
280	280	119	10,1	15,2	10,1	6,1	61,0	47,9	7590	542	11,1	364	61,2	2,45	316	24,0
300	300	125	10,8	16,2	10,8	6,5	69,0	54,2	9800	653	11,9	451	72,2	2,56	381	25,7
320	320	131	11,5	17,3	11,5	6,9	77,7	61,0	12510	782	12,7	555	84,7	2,67	457	27,4
340	340	137	12,2	18,3	12,2	7,3	86,7	68,0	15700	923	13,5	674	98,4	2,80	540	29,1
360	360	143	13,0	19,5	13,0	7,8	97,0	76,1	19610	1090	14,2	818	114	2,90	638	30,7
380	380	149	13,7	20,5	13,7	8,2	107	84,0	24010	1260	15,0	975	131	3,02	741	32,4
400	400	155	14,4	21,6	14,4	8,6	118	92,4	29210	1460	15,7	1160	149	3,13	857	34,1
425	425	163	15,3	23,0	15,3	9,2	132	104	36970	1740	16,7	1440	176	3,30	1020	36,2
450	450	170	16,2	24,3	16,2	9,7	147	115	45850	2040	17,7	1730	203	3,43	1200	38,3
475	475	178	17,1	25,6	17,1	10,3	163	128	56480	2380	18,6	2090	235	3,60	1400	40,4
500	500	185	18,0	27,0	18,0	10,8	179	141	68740	2750	19,6	2480	268	3,72	1620	42,4
550	550	200	19,0	30,0	19,0	11,9	212	166	99180	3610	21,6	3490	349	4,02	2120	46,8
600	600	215	21,6	32,4	21,6	13,0	254	199	139000	4630	23,4	4670	434	4,30	2730	50,9

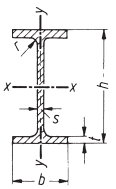
C



Anh. C 2 Tabelle 2. Warmgewalzte I-Träger, breite I-Träger, leichte Ausführung, IPBl-Reihe nach DIN 1025 Blatt 3 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
S_x Flächenmoment 1. Grades des halben Querschnitts,
$s_x = I_x/S_x$ Abstand Druck- und Zugmittelpunkt.

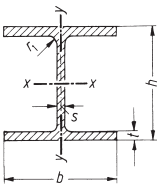
Kurzzeichen	Maße für					Querschnitt A	Gewicht G	Für die Biegeachse						S_x	s_x
								$x-x$			$y-y$				
I PBl	h mm	b mm	s mm	t mm	r mm	cm²	kg/m	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	cm³	cm
100	96	100	5	8	12	21,2	16,7	349	72,8	4,06	134	26,8	2,51	41,5	8,41
120	114	120	5	8	12	25,3	19,9	606	106	4,89	231	38,5	3,02	59,7	10,1
140	133	140	5,5	8,5	12	31,4	24,7	1030	155	5,73	389	55,6	3,52	86,7	11,9
160	152	160	6	9	15	38,8	30,4	1670	220	6,57	616	76,9	3,98	123	13,6
180	171	180	6	9,5	15	45,3	35,5	2510	294	7,45	925	103	4,52	162	15,5
200	190	200	6,5	10	18	53,8	42,3	3690	389	8,28	1340	134	4,98	215	17,2
220	210	220	7	11	18	64,3	50,5	5410	515	9,17	1950	178	5,51	284	19,0
240	230	240	7,5	12	21	76,8	60,3	7760	675	10,1	2770	231	6,00	372	20,9
260	250	260	7,5	12,5	24	86,8	68,2	10450	836	11,0	3670	282	6,50	460	22,7
280	270	280	8	13	24	97,3	76,4	13670	1010	11,9	4760	340	7,00	556	24,6
300	290	300	8,5	14	27	112	88,3	18260	1260	12,7	6310	421	7,49	692	26,4
320	310	300	9	15,5	27	124	97,6	22930	1480	13,6	6990	466	7,49	814	28,2
340	330	300	9,5	16,5	27	133	105	27690	1680	14,4	7440	496	7,46	925	29,9
360	350	300	10	17,5	27	143	112	33090	1890	15,2	7890	526	7,43	1040	31,7
400	390	300	11	19	27	159	125	45070	2310	16,8	8560	571	7,34	1280	35,2
450	440	300	11,5	21	27	178	140	63720	2900	18,9	9470	631	7,29	1610	39,6
500	490	300	12	23	27	198	155	86970	3550	21,0	10370	691	7,24	1970	44,1
550	540	300	12,5	24	27	212	166	111900	4150	23,0	10820	721	7,15	2310	48,4
600	590	300	13	25	27	226	178	141200	4790	25,0	11270	751	7,05	2680	52,8
650	640	300	13,5	26	27	242	190	175200	5470	26,9	11720	782	6,97	3070	57,1
700	690	300	14,5	27	27	260	204	215300	6240	28,8	12180	812	6,84	3520	61,2
800	790	300	15	28	30	286	224	303400	7680	32,6	12640	843	6,65	4350	69,8
900	890	300	16	30	30	320	252	422100	9480	36,3	13550	903	6,50	5410	78,1
1000	990	300	16,5	31	30	347	272	553800	11190	40,0	14000	934	6,35	6410	86,4



Anh. C 2 Tabelle 3. Warmgewalzte I-Träger, mittelbreite I-Träger, IPE-Reihe nach DIN 1025 Blatt 5 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
S_x Flächenmoment 1. Grades des halben Querschnitts,
$s_x = I_x/S_x$ Abstand Druck- und Zugmittelpunkt.

Kurzzeichen	Maße für					Querschnitt A	Gewicht G	Für die Biegeachse						S_x	s_x
								$x-x$			$y-y$				
I PE	h mm	b mm	s mm	t mm	r mm	cm²	kg/m	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	cm³	cm
80	80	46	3,8	5,2	5	7,64	6,0	80,1	20,0	3,24	8,49	3,69	1,05	11,6	6.90
100	100	55	4,1	5,7	7	10,3	8,1	171	34,2	4,07	15,9	5,79	1,24	19,7	8.68
120	120	64	4,4	6,3	7	13,2	10,4	318	53,0	4,90	27,7	8,65	1,45	30,4	10,5
140	140	73	4,7	6,9	7	16,4	12,9	541	77,3	5,74	144,9	12,3	1,65	44,2	12,3
160	160	82	5,0	7,4	9	20,1	15,8	869	109	6,58	68,3	16,7	1,84	61,9	14,0
180	180	91	5,3	8,0	9	23,9	18,8	1320	146	7,42	101	22,2	2,05	83,2	15,8
200	200	100	5,6	8,5	12	28,5	22,4	1940	194	8,26	142	28,5	2,24	110	17,6
220	220	110	5,9	9,2	12	33,4	26,2	2770	252	9,11	205	37,3	2,48	143	19,4
240	240	120	6,2	9,8	15	39,1	30,7	3890	324	9,97	284	47,3	2,69	183	21,2
270	270	135	6,6	10,2	15	45,9	36,1	5790	429	11,2	420	62,2	3,02	242	23,9
300	300	150	7,1	10,7	15	53,8	42,2	8360	557	12,5	604	80,5	3,35	314	26,6
330	330	160	7,5	11,5	18	62,6	49,1	11770	713	13,7	788	98,5	3,55	402	29,3
360	360	170	8,0	12,7	18	72,7	57,1	16270	904	15,0	1040	123	3,79	510	31,9
400	400	180	8,6	13,5	21	84,5	66,3	23130	1160	16,5	1320	146	3,95	654	35,4
450	450	190	9,4	14,6	21	98,8	77,6	33740	1500	18,5	1680	176	4,12	851	39,7
500	500	200	10,2	16,0	21	116	90,7	48200	1930	20,4	2140	214	4,31	1100	43,9
550	550	210	11,1	17,2	24	134	106	67120	2440	22,3	2670	254	4,45	1390	48,2
600	600	220	12,0	19,0	24	156	122	92080	3070	24,3	3390	308	4,66	1760	52,4



Anh. C 2 Tabelle 4. Warmgewalzte I-Träger, breite I-Träger, IPB-Reihe nach DIN 1025 Blatt 2 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
S_x Flächenmoment 1. Grades des halben Querschnitts,
$s_x = I_x / S_x$ Abstand Druck- und Zugmittelpunkt.

Kurzzeichen	Maße für					Querschnitt A	Gewicht G	Für die Biegeachse						S_x	s_x
								$x-x$			$y-y$				
I PB	h mm	b mm	s mm	t mm	r_1 mm	cm²	kg/m	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	cm³	cm
100	100	100	6	10	12	26,0	20,4	450	89,9	4,16	167	33,5	2,53	52,1	8,63
120	120	120	6,5	11	12	34,0	26,7	864	144	5,04	318	52,9	3,06	82,6	10,5
140	140	140	7	12	12	43,0	33,7	1510	216	5,93	550	78,5	3,58	123	12,3
160	160	160	8	13	15	54,3	42,6	2490	311	6,78	889	111	4,05	177	14,1
180	180	180	8,5	14	15	65,3	51,2	3830	426	7,66	1360	151	4,57	241	15,9
200	200	200	9	15	18	78,1	61,3	5700	570	8,54	2000	200	5,07	321	17,7
220	220	220	9,5	16	18	91,0	71,5	8090	736	9,43	2840	258	5,59	414	19,6
240	240	240	10	17	21	106	83,2	11260	938	10,3	3920	327	6,08	527	21,4
260	260	260	10	17,5	24	118	93,0	14920	1150	11,2	5130	395	6,58	641	23,3
280	280	280	10,5	18	24	131	103	19270	1380	12,1	6590	471	7,09	767	25,1
300	300	300	11	19	27	149	117	25170	1680	13,0	8560	571	7,58	934	26,9
320	320	300	11,5	20,5	27	161	127	30820	1930	13,8	9240	616	7,57	1070	28,7
340	340	300	12	21,5	27	171	134	36660	2160	14,6	9690	646	7,53	1200	30,4
360	360	300	12,5	22,5	27	181	142	43190	2400	15,5	10140	676	7,49	1340	32,2
400	400	300	13,5	24	27	198	155	57680	2880	17,1	10820	721	7,40	1620	35,7
450	450	300	14	26	27	218	171	79890	3550	19,1	11720	781	7,33	1990	40,1
500	500	300	14,5	28	27	239	187	107200	4290	21,2	12620	842	7,27	2410	44,5
550	550	300	15	29	27	254	199	136700	4970	23,2	13080	872	7,17	2800	48,9
600	600	300	15,5	30	27	270	212	171000	5700	25,2	13530	902	7,08	3210	53,2
650	650	300	16	31	27	286	225	210600	6480	27,1	13980	932	6,99	3660	57,5
700	700	300	17	32	27	306	241	256900	7340	29,0	14440	963	6,87	4160	61,7
800	800	300	17,5	33	30	334	262	359100	8980	32,8	14900	994	6,68	5110	70,2
900	900	300	18,5	35	30	371	291	494100	10980	36,5	15820	1050	6,53	6290	78,5
1000	1000	300	19	36	30	400	314	644700	12890	40,1	16280	1090	6,38	7430	86,8

Anh. C 2 Tabelle 5. Blanker Rundstahl: Zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 8 nach DIN 670 (Auszug)
Übliche Ausführungen: $d < 45$ mm kaltgezogen (K) und anschließend geschliffen, $d \geq 45 \geq 150$ mm geschält (SH) und anschließend geschliffen

Nenndurchmesser d mm Bereich	Zulässige Abweichung von d	Zu bevorzugende Werte für d [a])
≧ 1 ≦ 3	0…0,014	1–1,5–2–2,5–3
> 3 ≦ 6	0…0,018	3,5–4–4,5–5–5,5–6
> 6 ≦ 10	0…0,022	6,5–7–7,5–8–8,5–9–9,5–10
> 10 ≦ 18	0…0,027	11–12–13–14–15–16–17–18
> 18 ≦ 30	0…0,033	19–20–21–22–23–24–25–26–27–28–29–30
> 30 ≦ 50	0…0,039	32–34–35–36–38–40–42–45–48–50
> 50 ≦ 80	0…0,046	52–55–58–60–63–65–70–75–80
> 80 ≦ 120	0…0,054	85–90–100–110–120
> 120 ≦ 150	0…0,063	125–130–140–150

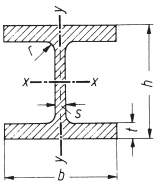
[a]) Andere Nenndurchmesser sind nach Vereinbarung ebenfalls lieferbar.

Anh. C 2 Tabelle 6. Blanker Rundstahl: Zulässige Abweichungen nach ISO-Toleranzfeld h 11 nach DIN 668 (Auszug)
Übliche Ausführungen: $d < 45$ mm kaltgezogen (K), $d \geq 45 \leq 200$ mm geschält (SH)

Nenndurchmesser d mm Bereich	Zulässige Abweichung von d	Zu bevorzugende Werte für d [a])
≧ 1 ≦ 3	0…0.060	1–1,5–2–2,5–3
> 3 ≦ 6	0…0.075	3,5–4–4,5–5–5,5–6
> 6 ≦ 10	0…0,090	6,5–7–7,5–8–8,5–9–9,5–10
> 10 ≦ 18	0…0,110	11–12–13–14–15–16–17–18
> 18 ≦ 30	0…0.130	19–20–21–22–23–24–25–26–27–28–29–30
> 30 ≦ 50	0…0.160	32–34–35–36–38–40–42–45–48–50
> 50 ≦ 80	0…0,190	52–55–58–60–63–65–70–75–80
> 80 ≦ 120	0…0.220	85–90–100–110–120
> 120 ≦ 180	0…0.250	125–130–140–150–160–180
> 180 ≦ 200	0…0,290	200

[a]) Andere Nenndurchmesser sind nach Vereinbarung ebenfalls lieferbar.

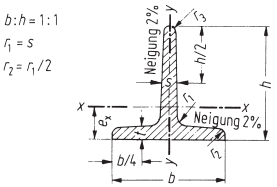
C



Anh. C 2 Tabelle 7. Warmgewalzte I-Träger, verstärkte Ausführung, IPBv-Reihe nach DIN 1025 Blatt 4 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
S_x Flächenmoment 1. Grades des halben Querschnitts,
$s_x = I_x/S_x$ Abstand Druck- und Zugmittelpunkt.

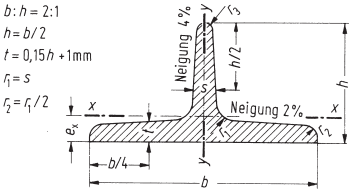
Kurzzeichen	Maße für					Querschnitt A	Gewicht G	Für die Biegeachse						S_x	s_x
								$x-x$			$y-y$				
I PBv	h mm	b mm	s mm	t mm	r	cm²	kg/m	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	cm³	cm
100	120	106	12	20	12	53,2	41,8	1140	190	4,63	399	75,3	2,74	118	9,69
120	140	126	12,5	21	12	66,4	52,1	2020	288	5,51	703	112	3,25	175	11,5
140	160	146	13	22	12	80,6	63,2	3290	411	6,39	1140	157	3,77	247	13,3
160	180	166	14	23	15	97,1	76,2	5100	566	7,25	1760	212	4,26	337	15,1
180	200	186	14,5	24	15	113	88,9	7480	748	8,13	2580	277	4,77	442	16,9
200	220	206	15	25	18	131	103	10640	967	9,00	3650	354	5,27	568	18,7
220	240	226	15,5	26	18	149	117	14600	1220	9,89	5010	444	5,79	710	20,6
240	270	248	18	32	21	200	157	24290	1800	11,0	8150	657	6,39	1060	22,9
260	290	268	18	32,5	24	220	172	31310	2160	11,9	10450	780	6,90	1260	24,8
280	310	288	18,5	33	24	240	189	39550	2550	12,8	13160	914	7,40	1480	26,7
300	340	310	21	39	27	303	238	59200	3480	14,0	19400	1250	8,00	2040	29,0
320/305	320	305	16	29	27	225	177	40950	2560	13,5	13740	901	7,81	1460	28,0
320	359	309	21	40	27	312	245	68130	3800	14,8	19710	1280	7,95	2220	30,7
340	377	309	21	40	27	316	248	76370	4050	15,6	19710	1280	7,90	2360	32,4
360	395	308	21	40	27	319	250	84870	4300	16,3	19520	1270	7,83	2490	34,0
400	432	307	21	40	27	326	256	104100	4820	17,9	19330	1260	7,70	2790	37,4
450	478	307	21	40	27	335	263	131500	5500	19,8	19340	1260	7,59	3170	41,5
500	524	306	21	40	27	344	270	161900	6180	21,7	19150	1250	7,46	3550	45,7
550	572	306	21	40	27	354	278	198000	6920	23,6	19160	1250	7,35	3970	49,9
600	620	305	21	40	27	364	285	237400	7660	25,6	18970	1240	7,22	4390	54,1
650	668	305	21	40	27	374	293	281700	8430	27,5	18980	1240	7,13	4830	58,3
700	716	304	21	40	27	383	301	329300	9200	29,3	18800	1240	7,01	5270	62,5
800	814	303	21	40	30	404	317	442600	10870	33,1	18630	1230	6,79	6240	70,9
900	910	302	21	40	30	424	333	570400	12540	36,7	18450	1220	6,60	7220	79,0
1000	1008	302	21	40	30	444	349	722300	14330	40,3	18460	1220	6,45	8280	87,2



Anh. C 2 Tabelle 8. Warmgewalzter rundkantiger, hochstegiger T-Stahl nach DIN 1024 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius.

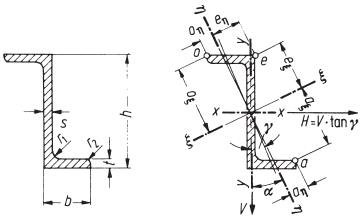
Kurzzeichen	Maße für				Querschnitt A	Gewicht G		Für die Biegeachse					
								$x-x$			$y-y$		
T	h mm	b mm	$s=t=r_1$ mm	r_3 mm	cm²	kg/m	e_x cm	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm
20	20		3	1	1,12	0,88	0,58	0,38	0,27	0,58	0,20	0,20	0,42
25	25		3,5	1	1,64	1,29	0,73	0,87	0,49	0,73	0,43	0,34	0,51
30	30		4	1	2,26	1,77	0,85	1,72	0,80	0,87	0,87	0,58	0,62
35	35		4,5	1	2,97	2,33	0,99	3,10	1,23	1,04	1,57	0,90	0,73
40	40		5	1	3,77	2,96	1,12	5,28	1,84	1,18	2,58	1,29	0,83
45	45		5,5	1,5	4,67	3,67	1,26	8,13	2,51	1,32	4,01	1,78	0,93
50	50		6	1,5	5,66	4,44	1,39	12,1	3,36	1,46	6,06	2,42	1,03
60	60		7	2	7,94	6,23	1,66	23,8	5,48	1,73	12,2	4,07	1,24
70	70		8	2	10,6	8,32	1,94	44,5	8,79	2,05	22,1	6,32	1,44
80	80		9	2	13,6	10,7	2,22	73,7	12,8	2,33	37,0	9,25	1,65
90	90		10	2,5	17,1	13,4	2,48	119	18,2	2,64	58,5	13,0	1,85
100	100		11	3	20,9	16,4	2,74	179	24,6	2,92	88,3	17,7	2,05
120	120		13	3	29,6	23,2	3,28	366	42,0	3,51	178	29,7	2,45
140	140		15	4	39,9	31,3	3,80	660	64,7	4,07	330	47,2	2,88



Anh. C 2 Tabelle 9. Warmgewalzter rundkantiger, breitfüßiger T-Stahl nach DIN 1024 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius.

Kurzzeichen	Maße für				Querschnitt	Gewicht		Für die Biegeachse					
								$x-x$			$y-y$		
	h	b	$s=t=r_1$	r_3	A	G	e_x	I_x	W_x	i_x	I_y	W_y	i_y
TB	mm	mm	mm	mm	cm²	kg/m	cm	cm⁴	cm³	cm	cm⁴	cm³	cm
30	30	60	5,5	1,5	4,64	3,64	0,67	2,58	1,11	0,75	8,62	2,87	1,36
35	35	70	6	1,5	5,94	4,66	0,77	4,49	1,65	0,87	15,1	4,31	1,59
40	40	80	7	2	7,91	6,21	0,88	7,81	2,50	0,99	28,5	7,13	1,90
50	50	100	8,5	2	12,0	9,42	1,09	18,7	4,78	1,25	67,7	13,5	2,38
60	60	120	10	2,5	17,0	13,4	1,30	38,0	8,09	1,49	137	22,8	2,84

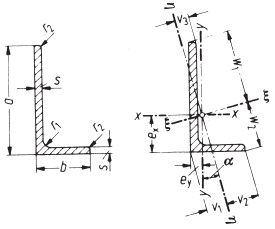


Anh. C 2 Tabelle 10. Warmgewalzter rundkantiger Z-Stahl nach DIN 1027 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius.

Kurzzeichen	Maße für						Querschnitt	Gewicht	Lage der Achse	Abstände der Achsen $\xi-\xi$ und $\eta-\eta$					
	h	b	s	t	r_1	r_2	A	G	$\eta-\eta$	o_ξ	o_η	e_ξ	e_η	a_ξ	a_η
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm²	kg/m	tan α	cm	cm	cm	cm	cm	cm
30	30	38	4	4,5	4,5	2,5	4,32	3,39	1,655	3,86	0,58	0,61	1,39	3,54	0,87
40	40	40	4,5	5	5	2,5	5,43	4,26	1,181	4,17	0,91	1,12	1,67	3,82	1,19
50	50	43	5	5,5	5,5	3	6,77	5,31	0,939	4,60	1,24	1,65	1,89	4,21	1,49
60	60	45	5	6	6	3	7,91	6,21	0,779	4,98	1,51	2,21	2,04	4,56	1,76
80	80	50	6	7	7	3,5	11,1	8,71	0,558	5,83	2,02	3,30	2,29	5,35	2,25
100	100	55	6,5	8	8	4	14,5	11,4	0,492	6,77	2,43	4,34	2,50	6,24	2,65
120	120	60	7	9	9	4,5	18,2	14,3	0,433	7,75	2,80	5,37	2,70	7,16	3,02
140	140	65	8	10	10	5	22,9	18,0	0,385	8,72	3,18	6,39	2,89	8,08	3,39
160	160	70	8,5	11	11	5,5	27,5	21,6	0,357	9,74	3,51	7,39	3,09	9,04	3,72
180	180	75	9,5	12	12	6	33,3	26,1	0,329	10,7	3,86	8,40	3,27	9,99	4,08
200	200	80	10	13	13	6,5	38,7	30,4	0,313	11,8	4,17	9,39	3,47	11,0	4,39

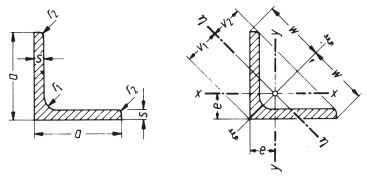
Kurzzeichen	Statische Werte für die Biegeachse												Zentrifugalmoment	Bei lotrechter Belastung V und bei		
														Verhinderung seitlicher Ausbiegung durch H		freier Ausbiegung zur Seite
	$x-x$			$y-y$			$\xi-\xi$			$\eta-\eta$						
	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	I_ξ cm⁴	W_ξ cm³	i_ξ cm	I_η cm⁴	W_η cm³	i_η cm	I_{xy} cm⁴	W_x cm³	$\frac{H}{V}=\tan\gamma$	W cm³
30	5,96	3,97	1,17	13,7	3,80	1,78	18,1	4,69	2,04	1,54	1,11	0,60	7,35	3,97	1,227	1,26
40	13,5	6,75	1,58	17,6	4,66	1,80	28,0	6,72	2,27	3,05	1,83	0,75	12,2	6,75	0,913	2,26
50	26,3	10,5	1,97	23,8	5,88	1,88	44,9	9,76	2,57	5,23	2,76	0,88	19,6	10,5	0,752	3,64
60	44,7	14,9	2,38	30,1	7,09	1,95	67,2	13,5	2,81	7,60	3,73	0,98	28,8	14,9	0,647	5,24
80	109	27,3	3,13	47,4	10,1	2,07	142	24,4	3,58	14,7	6,44	1,15	55,6	27,3	0,509	10,1
100	222	44,4	3,91	72,5	14,0	2,24	270	39,8	4,31	24,6	9,26	1,30	97,2	44,4	0,438	16,8
120	402	67,0	4,70	106	18,8	2,42	470	60,6	5,08	37,7	12,5	1,44	158	67,0	0,392	25,6
140	676	96,6	5,43	148	24,3	2,54	768	88,0	5,79	56,4	16,6	1,57	239	96,6	0,353	38,0
160	1060	132	6,20	204	31,0	2,72	1180	121	6,57	79,5	21,4	1,70	349	132	0,330	52,9
180	1600	178	6,92	270	38,4	2,84	1760	164	7,26	110	27,0	1,82	490	178	0,307	72,4
200	2300	230	7,71	357	47,6	3,04	2510	213	8,06	147	33,4	1,95	674	230	0,293	94,1



Anh. C 2 Tabelle 11. Warmgewalzter ungleichschenkliger rundkantiger Winkelstahl nach DIN 1029 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
Tabelle enthält nur die genormten Vorzugswerte.

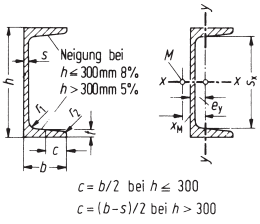
Kurzzeichen	Maße für					Quer-schnitt	Ge-wicht	Mantel-fläche	Abstände der Achsen							Lage der Achse	Für die Biegeachse									
																	$x-x$			$y-y$			$\xi-\xi$		$\eta-\eta$	
L	a mm	b mm	s mm	r_1 mm	r_2 mm	cm²	kg/m	m²/m	e_x cm	e_y cm	w_1 cm	w_2 cm	v_1 cm	v_2 cm	v_3 cm	$\eta-\eta$ tanα	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	I_ξ cm⁴	i_ξ cm	I_η cm⁴	i_η cm
30 × 20 × 3	30	20	3	3,5	2	1,42	1,11	0,097	0,99	0,50	2,04	1,51	0,86	1,04	0,56	0,431	1,25	0,62	0,94	0,44	0,29	0,56	1,43	1,00	0,25	0,42
30 × 20 × 4			4			1,85	1,45		1,03	0,54	2,02	1,52	0,91	1,03	0,58	0,423	1,59	0,81	0,93	0,55	0,38	0,55	1,81	0,99	0,33	0,42
40 × 20 × 3	40	20	3	3,5	2	1,72	1,35	0,117	1,43	0,44	2,61	1,77	0,79	1,19	0,46	0,259	2,79	1,08	1,27	0,47	0,30	0,52	2,96	1,31	0,30	0,42
40 × 20 × 4			4			2,25	1,77		1,47	0,48	2,57	1,80	0,83	1,18	0,50	0,252	3,59	1,42	1,26	0,60	0,39	0,52	3,79	1,30	0,39	0,42
45 × 30 × 4	45	30	4	4,5	2	2,87	2,25	0,146	1,48	0,74	3,07	2,26	1,27	1,58	0,83	0,436	5,78	1,91	1,42	2,05	0,91	0,85	6,65	1,52	1,18	0,64
45 × 30 × 5			5			3,53	2,77		1,52	0,78	3,05	2,27	1,32	1,58	0,85	0,430	6,99	2,35	1,41	2,47	1,11	0,84	8,02	1,51	1,44	0,64
50 × 30 × 4	50	30	4	4,5	2	3,07	2,41	0,156	1,68	0,70	3,36	2,35	1,24	1,67	0,78	0,356	7,71	2,33	1,59	2,09	0,91	0,82	8,53	1,67	1,27	0,64
50 × 30 × 5			5			3,78	2,96		1,73	0,74	3,33	2,38	1,28	1,66	0,80	0,353	9,41	2,88	1,58	2,54	1,12	0,82	10,4	1,66	1,56	0,64
50 × 40 × 5	50	40	5	4	2	4,27	3,35	0,177	1,56	1,07	3,49	2,88	1,73	1,84	1,27	0,625	10,4	3,02	1,56	5,89	2,01	1,18	13,3	1,76	3,02	0,84
60 × 30 × 5	60	30	5	6	3	4,29	3,37	0,175	2,15	0,68	3,90	2,67	1,20	1,77	0,72	0,256	15,6	4,04	1,90	2,60	1,12	0,78	16,5	1,96	1,69	0,63
60 × 40 × 5			5			4,79	3,76		1,96	0,97	4,08	3,01	1,68	2,09	1,10	0,437	17,2	4,25	1,89	6,11	2,02	1,13	19,8	2,03	3,50	0,86
60 × 40 × 6	60	40	6	6	3	5,68	4,46	0,195	2,00	1,01	4,06	3,02	1,72	2,08	1,12	0,433	20,1	5,03	1,88	7,12	2,38	1,12	23,1	2,02	4,12	0,85
65 × 50 × 5	65	50	5	6	3	5,54	4,35	0,224	1,99	1,25	4,52	3,61	2,08	2,38	1,50	0,583	23,1	5,11	2,04	11,9	3,18	1,47	28,8	2,28	6,21	1,06
70 × 50 × 6	70	50	6	6	3	6,88	5,40	0,235	2,24	1,25	4,82	3,68	2,20	2,52	1,42	0,497	33,5	7,04	2,21	14,3	3,81	1,44	39,9	2,41	7,94	1,07
75 × 50 × 7	75	50	7			8,30	6,51	0,244	2,48	1,25	5,10	3,77	2,13	2,63	1,38	0,433	46,4	9,24	2,36	16,5	4,39	1,41	53,3	2,53	9,56	1,07
75 × 55 × 5			5			6,30	4,95		2,31	1,33	5,19	4,00	2,27	2,71	1,58	0,530	35,5	6,84	2,37	16,2	3,89	1,60	43,1	2,61	8,68	1,17
75 × 55 × 7	75	55	7	7	3,5	8,66	6,80	0,254	2,40	1,41	5,16	4,02	2,37	2,70	1,62	0,525	47,9	9,39	2,35	21,8	5,52	1,59	57,9	2,59	11,8	1,17
80 × 40 × 6	80	40	6	7	3,5	6,89	5,41	0,234	2,85	0,88	5,21	3,53	1,55	2,42	0,89	0,259	44,9	8,73	2,55	7,59	2,44	1,05	47,6	2,63	4,90	0,84
80 × 40 × 8			8			9,01	7,07		2,94	0,95	5,15	3,57	1,65	2,38	1,04	0,253	57,6	11,4	2,53	9,68	3,18	1,04	60,9	2,60	6,41	0,84
80 × 60 × 7	80	60	7	8	4	9,38	7,36	0,274	2,51	1,52	5,55	4,42	2,70	2,92	1,68	0,546	59,0	10,7	2,51	28,4	6,34	1,74	72,0	2,77	15,4	1,28
80 × 65 × 8	80	65	8	8	4	11,0	8,66	0,283	2,47	1,73	5,59	4,65	2,79	2,94	2,05	0,645	68,1	12,3	2,49	40,1	8,41	1,91	88,0	2,82	20,3	1,36
90 × 60 × 6	90	60	6	7	3,5	8,69	6,82	0,294	2,89	1,41	6,14	4,50	2,46	3,16	1,60	0,442	71,7	11,7	2,87	25,8	5,61	1,72	82,8	3,09	14,6	1,30
90 × 60 × 8			8			11,4	8,96		2,97	1,49	6,11	4,54	2,56	3,15	1,69	0,437	92,5	15,4	2,85	33,0	7,31	1,70	107	3,06	19,0	1,29
100 × 50 × 6			6			8,73	6,85		3,49	1,04	6,50	4,39	1,91	2,98	1,15	0,263	89,7	13,8	3,20	15,3	3,86	1,32	95,2	3,30	9,78	1,06
100 × 50 × 8	100	50	8	9	4,5	11,5	8,99	0,292	3,59	1,13	6,48	4,44	2,00	2,95	1,18	0,258	116	18,0	3,18	19,5	5,04	1,31	123	3,28	12,6	1,05
100 × 50 × 10			10			14,1	11,1		3,67	1,20	6,43	4,49	2,08	2,91	1,22	0,252	141	22,2	3,16	23,4	6,17	1,29	149	3,25	15,5	1,04
100 × 65 × 7			7			11,2	8,77		3,23	1,51	6,83	4,91	2,66	3,48	1,73	0,419	113	16,6	3,17	37,6	7,54	1,84	128	3,39	21,6	1,39
100 × 65 × 9	100	65	9	10	5	14,2	11,1	0,321	3,32	1,59	6,78	4,94	2,76	3,46	1,78	0,415	141	21,0	3,15	46,7	9,52	1,82	160	3,36	27,2	1,39
100 × 75 × 9	100	75	9	10	5	15,1	11,8	0,341	3,15	1,91	6,91	5,45	3,22	3,63	2,22	0,549	148	21,5	3,13	71,0	12,7	2,17	181	3,47	37,8	1,59
120 × 80 × 8			8			15,5	12,2		3,83	1,87	8,23	5,99	3,27	4,20	2,16	0,441	226	27,6	3,82	80,8	13,2	2,29	261	4,10	45,8	1,72
120 × 80 × 10	120	80	10	11	5,5	19,1	15,0	0,391	3,92	1,95	8,18	6,03	3,37	4,19	2,19	0,438	276	34,1	3,80	98,1	16,2	2,27	318	4,07	56,1	1,71
120 × 80 × 12			12			22,7	17,8		4,00	2,03	8,14	6,06	3,46	4,18	2,25	0,433	323	40,4	3,77	114	19,1	2,25	371	4,04	66,1	1,71
130 × 65 × 8			8			15,1	11,9		4,56	1,37	8,50	5,71	2,49	3,86	1,47	0,263	263	31,1	4,17	44,8	8,72	1,72	280	4,31	28,6	1,38
130 × 65 × 10	130	65	10	11	5,5	18,6	14,6	0,381	4,65	1,45	8,43	5,76	2,58	3,82	1,54	0,259	321	38,4	4,15	54,2	10,7	1,71	340	4,27	35,0	1,37



Anh. C 2 Tabelle 12. Warmgewalzter gleichschenkliger rundkantiger Winkelstahl nach DIN 1028 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
Tabelle enthält nur die genormten Vorzugswerte.

Kurzzeichen	Maße für				Querschnitt	Gewicht	Mantelfläche	Abstände der Achsen				Statische Werte für die Biegeachse							
												$x-x=y-y$			$\xi-\xi$		$\eta-\eta$		
L	a mm	s mm	r_1 mm	r_2 mm	cm²	kg/m	m²/m	e cm	w cm	v_1 cm	v_2 cm	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_ξ cm⁴	i_ξ cm	I_η cm⁴	W_η cm³	i_η cm
20 × 3	20	3	3,5	2	1,12	0,88	0,077	0,60	1,41	0,85	0,70	0,39	0,28	0,59	0,62	0,74	0,15	0,18	0,37
25 × 3	25	3	3,5	2	1,42	1,12	0,097	0,73	1,77	1,03	0,87	0,79	0,45	0,75	1,27	0,95	0,31	0,30	0,47
30 × 3	30	3	5	2,5	1,74	1,36	0,116	0,84	2,12	1,18	1,04	1,41	0,65	0,90	2,24	1,14	0,57	0,48	0,57
35 × 4	35	4	5	2,5	2,67	2,1	0,136	1,00	2,47	1,41	1,24	2,96	1,18	1,05	4,68	1,33	1,24	0,88	0,68
40 × 4	40	4	6	3	3,08	2,42	0,155	1,12	2,83	1,58	1,40	4,48	1,55	1,21	7,09	1,52	1,86	1,18	0,78
45 × 5	45	5	7	3,5	4,3	3,38	0,174	1,28	3,18	1,81	1,58	7,83	2,43	1,35	12,4	1,70	3,25	1,80	0,87
50 × 5	50	5	7	3,5	4,8	3,77	0,194	1,40	3,54	1,98	1,76	11,0	3,05	1,51	17,4	1,90	4,59	2,32	0,98
60 × 6	60	6	8	4	6,91	5,42	0,233	1,69	4,24	2,39	2,11	22,8	5,29	1,82	36,1	2,29	9,43	3,95	1,17
70 × 7	70	7	9	4,5	9,4	7,38	0,272	1,97	4,95	2,79	2,47	42,4	8,43	2,12	67,1	2,67	17,6	6,31	1,37
80 × 8	80	8	10	5	12,3	9,66	0,311	2,26	5,66	3,20	2,82	72,3	12,6	2,42	115	3,06	29,6	9,25	1,55
90 × 9	90	9	11	5,5	15,5	12,2	0,351	2,54	6,36	3,59	3,18	116	18,0	2,74	184	3,45	47,8	13,3	1,76
100 × 10	100	10	12	6	19,2	15,1	0,390	2,82	7,07	3,99	3,54	177	24,7	3,04	280	3,82	73,3	18,4	1,95
110 × 10	110	10	12	6	21,2	16,6	0,430	3,07	7,78	4,34	3,89	239	30,1	3,36	379	4,23	98,6	22,7	2,16
120 × 12	120	12	13	6,5	27,5	21,6	0,469	3,40	8,49	4,80	4,26	368	42,7	3,65	584	4,60	152	31,6	2,35
150 × 15	150	15	16	8	43	33,8	0,586	4,25	10,6	6,01	5,33	898	83,5	4,57	1430	5,76	370	61,6	2,93
180 × 18	180	18	18	9	61,9	48,6	0,705	5,10	12,7	7,22	6,41	1870	145	5,49	2970	6,93	757	105	3,49
200 × 20	200	20	18	9	76,4	59,9	0,785	5,68	14,1	8,04	7,15	2850	199	6,11	4540	7.72	1160	144	3,89



Anh. C 2 Tabelle 13. Warmgewalzter rundkantiger U-Stahl nach DIN 1026 (Auszug)

I Flächenmoment 2. Grades,
W Widerstandsmoment,
i Trägheitsradius,
S_x Flächenmoment 1. Grades des halben Querschnitts,
$s_x = I_x/S_x$ Abstand Druck- und Zugmittelpunkt.
x_M Abstand des Schubmittelpunkts M von der $y-y$-Achse.

Kurzzeichen	Maße für						Querschnitt A	Gewicht G	Für die Biegeachse						S_x	s_x	Abstand der Achse $y-y$ e_y	x_M
									$x-x$			$y-y$						
U	h mm	b mm	s mm	t mm	r_1 mm	r_2 mm	cm²	kg/m	I_x cm⁴	W_x cm³	i_x cm	I_y cm⁴	W_y cm³	i_y cm	cm³	cm	cm	cm
30 × 15	30	15	4	4,5	4,5	2	2,21	1,74	2,53	1,69	1,07	0,38	0,39	0,42	–		0,52	0,74
30	30	33	5	7	7	3,5	5,44	4,27	6,39	4,26	1,08	5,33	2,68	0,99	–	–	1,31	2,22
40 × 20	40	20	5	5,5	5	2,5	3,66	2,87	7,58	3,79	1,44	1,14	0,86	0,56	–	–	0,67	1,01
40	40	35	5	7	7	3,5	6,21	4,87	14,1	7,05	1,50	6,68	3,08	1,04	–	–	1,33	2,32
50 × 25	50	25	5	6	6	3	4,92	3,86	16,8	6,73	1,85	2,49	1,48	0,71	–	–	0,81	1,34
50	50	38	5	7	7	3,5	7,12	5,59	26,4	10,6	1,92	9,12	3,75	1,13	–	–	1,37	2,47
60	60	30	6	6	6	3	6,46	5,07	31,6	10,5	2,21	4,51	2,16	0,84	–	–	0,91	1,50
65	65	42	5,5	7,5	7,5	4	9,03	7,09	57,5	17,7	2,52	14,1	5,07	1,25	–	–	1,42	2,60
80	80	45	6	8	8	4	11,0	8,64	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	15,9	6,65	1,45	2,67
100	100	50	6	8,5	8,5	4,5	13,5	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	24,5	8,42	1,55	2,93
120	120	55	7	9	9	4,5	17,0	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	36,3	10,0	1,60	3,03
140	140	60	7	10	10	5	20,4	16,0	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	51,4	11,8	1,75	3,37
160	160	65	7,5	10,5	10,5	5,5	24,0	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	68,8	13,3	1,84	3,56
180	180	70	8	11	11	5,5	28,0	22,0	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	89,6	15,1	1,92	3,75
200	200	75	8,5	11,5	11,5	6	32,2	25,3	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	114	16,8	2,01	3,94
220	220	80	9	12,5	12,5	6,5	37,4	29,4	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	146	18,5	2,14	4,20
240	240	85	9,5	13	13	6,5	42,3	33,2	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	179	20,1	2,23	4,39
260	260	90	10	14	14	7	48,3	37,9	4820	371	9,99	317	47,7	2,56	221	21,8	2,36	4,66
280	280	95	10	15	15	7,5	53,3	41,8	6280	448	10,9	399	57,2	2,74	266	23,6	2,53	5,02
300	300	100	10	16	16	8	58,8	46,2	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	316	25,4	2,70	5,41
320	320	100	14	17,5	17,5	8,75	75,8	59,5	10870	679	12,1	597	80,6	2,81	413	26,3	2,60	4,82
350	350	100	14	16	16	8	77,3	60,6	12840	734	12,9	570	75,0	2,72	459	28,6	2,40	4,45
380	380	102	13,5	16	16	8	80,4	63,1	15760	829	14,0	615	78,7	2,77	507	31,1	2,38	4,58
400	400	110	14	18	18	9	91,5	71,8	20350	1020	14,9	846	102	3,04	618	32,9	2,65	5,11

Anh. C 2 Tabelle 14. Warmgewalzter Flachstahl für allgemeine Verwendung nach DIN 1017 (Auszug)

Breite		Dicke s in mm											
b	Zul. Abweichung	5	6	8	10	12	15	20	25	30	40	50	60
mm		±0,5							±1,0			±1,5	
		Gewicht in kg/m											
20	±0,75	0,785	0,942	1,26	1,57	(1,88)	(2,36)	–	–	–	–	–	–
25		0,981	1,18	1,57	1,96	(2,36)	(2,94)	–	–	–	–	–	–
30		1,18	1,41	1,88	2,36	2,83	3,53	4,71	–	–	–	–	–
35		1,37	1,65	2,20	2,75	(3,30)	(4,12)	(5,50)	(6,87)	–	–	–	–
40	±1,0	1,57	1,88	2,51	3,14	3,77	4,71	6,28	(7,85)	(9,42)	–	–	–
45		(1,77)	(2,12)	(2,83)	(3,53)	(4,24)	(5,30)	(7,07)	(8,83)	(10,6)	–	–	–
50		1,96	2,36	3,14	3,93	4,71	5,89	7,85	9,81	11,8	(15,7)	–	–
60		2,36	2,83	3,77	4,71	5,65	7,07	9,42	(11,8)	14,1	(18,8)	–	–
70		2,75	3,30	4,40	5,50	6,59	8,24	11,0	(13,7)	(16,5)	(22,0)	–	–
80	±1,5	3,14	3,77	5,02	6,28	7,54	9,42	12,6	(15,7)	(18,8)	(25,1)	(31,4)	(37,7)
90		(3,53)	(4,24)	(5,65)	(7,07)	(8,48)	(10,6)	(14,1)	(17,7)	(21,2)	(28,3)	(35,3)	–
100		3,93	4,71	6,28	7,85	9,42	11,8	15,7	(19,6)	23,6	(31,4)	(39,3)	(47,1)
110	±2,0	–	–	(6,91)	(8,64)	(10,4)	–	(17,3)	–	(25,9)	–	–	–
120		–	(5,65)	7,54	9,42	11,3	14,1	18,8	(23,6)	(28,3)	(37,7)	(47,1)	(56,5)
130	±2,5	–	–	(8,16)	(10,2)	(12,2)	–	–	–	–	–	–	–
140		–	–	(8,79)	(11,0)	(13,2)	(16,5)	(22,0)	–	–	–	–	(66,0)
150		–	(7,06)	9,42	11,8	14,1	17,7	23,6	(29,4)	(35,3)	(47,1)	(58,9)	(70,7)

Klammer-Werte sollten nach Möglichkeit vermieden werden.

Anh. C 2 Tabelle 15. Warmgewalzter Rundstahl für allgemeine Verwendung nach DIN 1013 (Auszug)

Durchmesser d in mm			Quer-schnitt	Ge-wicht	Mantel-fläche
Reihe A[a])	Reihe B	Regel-abweichung	cm^2	kg/m	cm^2/m
8		±0,4	0,503	0,395	251
10			0,785	0,617	314
12			1,13	0,888	377
	13		1,33	1,04	408
14			1,54	1,21	440
	15		1,77	1,39	471
16		±0,5	2,01	1,58	503
	17		2,27	1,78	534
18			2,54	2,00	565
	19		2,84	2,23	597
20			3,14	2,47	628
	21		3,46	2,72	660
22			3,80	2,98	691
	23		4,15	3,26	723
24			4,52	3,55	754
25			4,91	3,85	785
	26	±0,6	5,31	4,17	817
27			5,73	4,49	848
28			6,16	4,83	880
30			7,07	5,55	942
31			7,55	5,92	974
32			8,04	6,31	1010
	34		9,08	7,13	1070
35			9,62	7,55	1100
	36	±0,8	10,2	7,99	1130
37			10,8	8,44	1160
38			11,3	8,90	1190
40			12,6	9,86	1260
42			13,9	10,9	1320

Durchmesser d in mm			Quer-schnitt	Ge-wicht	Mantel-fläche
Reihe A[a])	Reihe B	Regel-abweichung	cm^2	kg/m	cm^2/m
44		±0,8	15,2	11,9	1380
45			15,9	12,5	1410
	47		17,3	13,6	1480
	48		18,1	14,2	1510
50			19,6	15,4	1570
52		±1	21,2	16,7	1630
	53		22,1	17,3	1670
55			23,8	18,7	1730
60			28,3	22,2	1880
	63		31,2	24,5	1980
65			33,2	26,0	2040
70			38,5	30,2	2200
75			44,2	34,7	2360
80			50,3	39,5	2510
	85	±1,3	56,7	44,5	2670
90			63,6	49,9	2830
	95		70,9	55,6	2980
100			78,5	61,7	3140
110		±1,5	95,0	74,6	3460
120			113	88,8	3770
	130	±2	133	104	4080
140			154	121	4400
150			177	139	4710
160			201	158	5030
	170	±2,5	227	178	5340
180			254	200	5650
	190		284	223	5970
200			314	247	6280

[a]) Reihe A enthält die zu bevorzugenden Durchmesser.

Anh. C 2 Tabelle 16. Nahtlose Stahlrohre nach DIN 2448 (Auszug). Fettdruck weist Rohre der Reihe 1 in Vorzugswanddicken aus

Rohr-Außendurchmesser in mm			Normal-Wanddicke	Längenbezogene Massen in kg/m für Wanddicken in mm																										
Reihe																														
1	2	3	mm	1,6	1,8	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,6	4	4,5	5	5,4	5,6	6,3	7,1	8	8,8	10	11	12,5	14,2	16	17,5	20	22,2	25	28
10,2			1,6	0,339	0,373	0,404	0,448	0,487																						
13,5			2		0,519	**0,567**	0,635	0,699	0,758	0,813	0,879																			
	16		2		0,630	0,691	0,777	0,859	0,937	1,01	1,10	1,18																		
17,2			2		0,684	**0,750**	0,845	0,936	1,02	1,10	1,21	1,30	1,41																	
	19		2			0,838	0,947	1,05	1,15	1,25	1,37	1,48	1,61	1,73																
	20		2			0,888	1,00	1,12	1,22	1,33	1,46	1,58	1,72	1,85																
21,3			2			**0,952**	1,08	1,20	1,32	**1,43**	1,57	**1,71**	1,86	2,01	2,12															
	25		2			1,13	1,29	1,44	1,58	1,72	1,90	2,07	2,28	2,47	2,61	2,68	2,91													
		25,4	2			1,15	1,31	1,46	1,61	1,75	1,94	2,11	2,32	2,52	2,66	2,73	2,97													
26,9			2			**1,23**	1,40	1,56	1,72	**1,87**	2,07	**2,26**	2,49	2,70	2,86	2,94	3,20	3,47												
		30	2,3				1,57	1,76	1,94	2,11	2,34	2,56	2,83	3,08	3,28	3,37	3,68	4,01	4,34											
	31,8		2,3				1,67	1,87	2,07	2,26	2,50	2,74	3,03	3,30	3,52	3,62	3,96	4,32	4,70											
33,7			2,3				**1,78**	1,99	2,20	**2,41**	2,67	2,93	**3,24**	3,54	3,77	3,88	4,26	4,66	5,07	5,40										
	38		2,6					2,27	2,51	2,75	3,05	3,35	3,72	4,07	4,34	4,47	4,93	5,41	5,92	6,34	6,91									
42,4			2,6					**2,55**	2,82	3,09	**3,44**	3,79	4,21	**4,61**	4,93	5,08	5,61	6,18	6,79	7,29	7,99	8,52								
		44,5	2,6					2,69	2,98	3,26	3,63	4,00	4,44	4,87	5,21	5,37	5,94	6,55	7,20	7,75	8,51	9,09	9,86							
48,3			2,6					**2,93**	3,25	3,56	**3,97**	4,37	4,86	**5,34**	5,71	5,70	6,53	7,21	7,95	8,57	9,45	10,1	11,0							
	51		2,6					3,10	3,44	3,77	4,21	4,64	5,16	5,67	6,07	6,27	6,94	7,69	8,48	9,16	10,1	10,9	11,9							
		54	2,6						3,65	4,01	4,47	4,93	5,49	6,04	6,47	6,68	7,41	8,21	9,08	9,81	10,9	11,7	12,8							
	57		2,9						3,87	4,25	4,74	5,23	5,83	6,41	6,87	7,10	7,88	8,74	9,67	10,5	11,6	12,5	13,7	15,0						
60,3			2,9						**4,11**	4,51	5,03	**5,55**	6,19	6,82	7,31	**7,55**	8,39	9,32	10,3	11,2	12,4	13,4	14,7	16,1	17,5					
	63,5		2,9						4,33	4,76	5,32	5,87	6,55	7,21	7,74	8,00	8,89	9,88	10,9	11,9	13,2	14,2	15,7	17,3	18,7					
	70		2,9						4,80	5,27	5,90	6,51	7,27	8,01	8,60	8,89	9,90	11,0	12,2	13,3	14,8	16,0	17,7	19,5	21,3	22,7				
		73	2,9						5,01	5,51	6,16	6,81	7,60	8,38	9,00	9,31	10,4	11,5	12,8	13,9	15,5	16,8	18,7	20,6	22,5	24,0				
76,1			2,9						**5,24**	5,75	6,44	7,11	7,95	**8,77**	9,42	9,74	10,8	**12,1**	13,4	14,6	16,3	17,7	19,6	21,7	23,7	25,3	27,7			
		82,5	3,2							6,26	7,00	7,74	8,66	9,56	10,3	10,6	11,8	13,2	14,7	16,0	17,9	19,4	21,6	23,9	26,2	28,1	30,8	33,0		
88,9			3,2							**6,76**	7,57	8,38	9,37	10,3	11,1	**11,5**	12,8	14,3	**16,0**	17,4	19,5	21,1	23,6	26,2	28,8	30,8	34,0	36,5	39,4	
	101,6		3,6								8,70	9,63	10,8	11,9	12,8	13,3	14,8	16,5	18,5	20,1	22,6	24,6	27,5	30,6	33,8	36,3	40,2	43,5	47,2	50,8
		108	3,6								9,27	10,3	11,5	12,7	13,7	14,1	15,8	17,7	19,7	21,5	24,2	26,3	29,4	32,8	36,3	39,1	43,4	47,0	51,2	55,2
114,3			3,6								**9,83**	10,9	12,2	13,5	14,5	15,0	**16,8**	18,8	21,0	**22,9**	25,7	28,0	31,4	35,1	38,8	41,8	46,5	50,4	55,1	59,6
	127		4									12,1	13,6	15,0	16,2	16,8	18,8	21,0	23,5	25,7	28,9	31,5	35,3	39,5	43,8	47,3	52,8	57,4	62,9	68,4

Anh. C 2 Tabelle 17. Geschweißte Rohre nach DIN 2458 (Auszug). Fettdruck weist Rohre der Reihe 1 in Vorzugswanddicken aus

Rohr-Außendurchmesser in mm			Normal-Wanddicke	Längenbezogene Massen in kg/m für Wanddicken in mm																		
Reihe																						
1	2	3	mm	1,4	1,6	1,8	2	2,3	2,6	2,9	3,2	3,6	4	4,5	5	5,4	5,6	6,3	7,1	8	8,8	10	11
10,2			1,6	0,304	**0,339**	0,373	0,404	0,448	0,487														
13,5			1,6	0,418	**0,490**	0,519	**0,567**	0,635	0,699	0,758	0,813	0,879											
	16		1,6	0,504	0,568	0,630	0,691	0,777	0,859	0,937	1,01	1,10											
17,2			1,6	0,546	**0,616**	0,684	**0,750**	0,845	0,936	1,02	1,10	1,21	1,30										
	19		1,8	0,608	0,687	0,764	0,838	0,947	1,05	1,15	1,25	1,37	1,48										
	20		1,8	0,642	0,726	0,808	0,888	1,00	1,12	1,22	1,33	1,46	1,58										
21,3			1,8	0,687	**0,777**	**0,866**	**0,952**	1,08	1,20	1,32	**1,43**	1,57	**1,71**	1,86									
	25		1,8	0,815	0,923	1,03	1,13	1,29	1,44	1,58	1,72	1,90	2,07	2,28	2,47								
		25,4	1,8	0,829	0,939	1,05	1,15	1,31	1,46	1,61	1,75	1,94	2,11	2,32	2,52								
26,9			1,8	0,880	**0,998**	**1,11**	**1,23**	1,40	1,56	1,72	**1,87**	2,07	**2,26**	2,49	2,70								
		30	2	0,987	1,12	1,25	1,38	1,57	1,76	1,94	2,11	2,34	2,56	2,83	3,08	3,28	3,37	3,68					
	31,8		2	1,05	1,19	1,33	1,47	1,67	1,87	2,07	2,26	2,50	2,74	3,03	3,30	3,52	3,62	3,96	4,32				
33,7			2	1,12	**1,27**	1,42	**1,56**	**1,78**	1,99	2,20	**2,41**	2,67	2,93	**3,24**	3,54	3,77	3,88	4,26	4,66	5,07			
	38		2,3	1,26	1,44	1,61	1,78	2,02	2,27	2,51	2,75	3,05	3,35	3,72	4,07	4,34	4,47	4,93	5,41	5,92	6,34		
42,4			2,3	1,42	**1,61**	1,80	**1,99**	**2,27**	**2,55**	2,82	3,09	**3,44**	3,79	4,21	**4,61**	4,93	5,08	5,61	6,18	6,79	7,29		
		44,5	2,3	1,49	1,69	1,90	2,10	2,39	2,69	2,98	3,26	3,63	4,00	4,44	4,87	5,21	5,37	5,94	6,55	7,20	7,75		
48,3			2,3	1,62	**1,84**	2,06	**2,28**	**2,61**	**2,93**	3,25	3,56	**3,97**	4,37	4,86	**5,34**	5,71	5,70	6,53	7,21	7,95	8,57		
	51		2,3	1,71	1,95	2,18	2,42	2,76	3,10	3,44	3,77	4,21	4,64	5,16	5,67	6,07	6,27	6,94	7,69	8,48	9,16		
		54	2,3	1,82	2,07	2,32	2,56	2,93	3,30	3,65	4,01	4,47	4,93	5,49	6,04	6,47	6,68	7,41	8,21	9,08	9,81	10,9	
	57		2,3	1,92	2,19	2,45	2,71	3,10	3,49	3,87	4,25	4,74	5,23	5,83	6,41	6,87	7,10	7,88	8,74	9,67	10,5	11,6	
60,3			2,3	2,03	**2,32**	2,60	**2,88**	**3,29**	3,70	**4,11**	4,51	5,03	**5,55**	6,19	6,82	7,31	**7,55**	8,39	9,32	10,3	11,2	12,4	
	63,5		2,3		2,44	2,74	3,03	3,47	3,90	4,33	4,76	5,32	5,87	6,55	7,21	7,74	8,00	8,89	9,88	10,9	11,9	13,2	
	70		2,6		2,70	3,03	3,35	3,84	4,32	4,80	5,27	5,90	6,51	7,27	8,01	8,60	8,89	9,90	11,0	12,2	13,3	14,8	
		73	2,6		2,82	3,16	3,50	4,01	4,51	5,01	5,51	6,16	6,81	7,60	8,38	9,00	9,31	10,4	11,5	12,8	13,9	15,5	
76,1			2,6		**2,94**	3,30	3,65	**4,19**	**4,71**	**5,24**	5,75	6,44	7,11	7,95	**8,77**	9,42	9,74	10,8	**12,1**	13,4	14,6	16,3	
		82,5	2,6		3,19	3,58	3,97	4,55	5,12	5,69	6,26	7,00	7,74	8,66	9,56	10,3	10,6	11,8	13,2	14,7	16,0	17,9	
88,9			2,9		3,44	3,87	**4,29**	**4,91**	5,53	**6,15**	**6,76**	7,57	8,38	9,37	10,3	11,1	**11,5**	12,8	14,3	**16,0**	17,4	19,5	
	101,6		2,9				4,91	5,63	6,35	7,06	7,77	8,70	9,63	10,8	11,9	12,8	13,3	14,8	16,5	18,5	20,1	22,6	
		108	2,9				5,23	6,00	6,76	7,52	8,27	9,27	10,3	11,5	12,7	13,7	14,1	15,8	17,7	19,7	21,5	24,2	26,3
114,3			3,2				**5,54**	6,35	**7,16**	**7,97**	**8,77**	**9,83**	10,9	12,2	13,5	14,5	15,0	**16,8**	18,8	21,0	**22,9**	25,7	28,0
	127		3,2				6,17	7,07	7,98	8,88	9,77	11,0	12,1	13,6	15,0	16,2	16,8	18,8	21,0	23,5	25,7	28,9	31,5

12 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu C 1 Allgemeine Grundlagen
[1] *Leipholz, H.:* Einführung in die Elastizitätstheorie. Karlsruhe: Braun 1968. – [2] *Biezeno, C.; Grammel, R.:* Technische Dynamik, 2. Aufl. Berlin: Springer 1971. – [3] *Müller, W.:* Theorie der elastischen Verformung. Leipzig: Akad. Verlagsgesell. Geest u. Portig 1959. – [4] *Neuber, H.:* Technische Mechanik, Teil II. Berlin: Springer 1971. – [5] *Betten, J.:* Elastizitäts- und Plastizitätstheorie, 2. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1986. – [6] *Siebel, E.:* Neue Wege der Festigkeitsrechnung. VDI – Z. 90 (1948) 135–139. – [7] *Siebel, E.; Rühl, K.:* Formdehngrenzen für die Festigkeitsberechnung. Die Technik 3 (1948) 218–223. – [8] *Siebel, E.; Schwaigerer, S.:* Das Rechnen mit Formdehngrenzen. VDI-Z: 90 (1948) 335–341. – [9] *Schwaigerer, S.:* Werkstoffkennwert und Sicherheit bei der Festigkeitsberechnung. Konstruktion 3 (1951) 233–239. – [10] *Wellinger, K.; Dietmann, H.:* Festigkeitsberechnung, 3. Aufl. Stuttgart: Kröner 1976.

zu C 2 Beanspruchung stabförmiger Bauteile
[1] *Szabó, I.:* Einführung in die Technische Mechanik, 8. Aufl. Berlin: Springer 1975. – [2] *Weber, C.:* Biegung und Schub in geraden Balken. Z. angew. Math. u. Mech. 4 (1924) 334–348. – [3] *Schultz-Grunow, F.:* Einführung in die Festigkeitslehre. Düsseldorf: Werner 1949. – [4] *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1977. – [5] *Neuber, H.:* Technische Mechanik, Teil II. Berlin: Springer 1971. – [6] *Leipholz, H.:* Festigkeitslehre für den Konstrukteur. Berlin: Springer 1969. – [7] *Young, W.C.; Budynas, R.G.:* Roark's Formulars for Stress und Stain, 7th ed. Singapore: McGraw-Hill 2002.

zu C 3 Elastizitätstheorie
[1] *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1977. – [2] *Girkmann, K.:* Flächentragwerke, 3. Aufl. Wien: Springer 1954. – [3] *Timoshenko, S.; Goodier, J.N.:* Theory of Elasticity, 3rd ed. Singapore: McGraw-Hill 1982.

zu C 4 Beanspruchung bei Berührung zweier Körper (Hertzsche Formeln)
[1] *Hertz, H.:* Über die Berührung fester elastischer Körper. Ges. Werke, Bd. I. Leipzig: Barth 1895. – [2] *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1977. – [3] *Föppl, L.:* Der Spannungszustand und die Anstrengung der Werkstoffe bei der Berührung zweier Körper. Forsch. Ing.-Wes. 7 (1936) 209–221. – [4] *Timoshenko, S.; Goodier, J.N.:* Theory of elasticity, 3rd ed. Singapore: McGraw-Hill 1982.

zu C 5 Flächentragwerke
[1] *Girkmann, K.:* Flächentragwerke, 3. Aufl. Wien: Springer 1954. – [2] *Nádai, A.:* Die elastischen Platten. Berlin: Springer 1925 (Nachdruck 1968). – [3] *Wolmir, A.S.:* Biegsame Platten und Schalen. Berlin: VEB Verlag f. Bauwesen 1962. – [4] *Czerny, f.:* Tafeln für vierseitig und dreiseitig gelagerte Rechteckplatten. Betonkal. 1984, Bd. I. Berlin: Ernst 1984. – [5] *Beyer, K.:* Die Statik im Stahlbetonbau. Berlin: Springer 1948. – [6] *Worch, G.:* Elastische Platten. Betonkal 1960, Bdd. II. Berlin: Ernst 1960. – [7] *Timoshenko, S.; Woinowsky-Krieger, S.:* Theory of plates and shells, 2nd ed. Kogakusha: McGraw-Hill 1983.

zu C 6 Dynamische Beanspruchung umlaufender Bauteile durch Fliehkräfte
[1] *Biezeno, C.; Grammel, R.:* Technische Dynamik, 2. Aufl. Berlin: Springer 1971.

zu C 7 Stabilitätsprobleme
[1] *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1977. – [2] *Kollbrunner, C.F.; Meister, M.:* Knikken, Biegedrillknicken, Kippen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1961. – [3] *Biezeno, C.; Grammel, R.:* Technische Dynamik, 2. Aufl. Berlin: Springer 1971. – [4] *Pflüger, A.:* Stabilitätsprobleme der Elastostatik. Berlin: Springer 1950. – [5] *Bürgermeister, G.; Steup, H.:* Stabilitätstheorie. Berlin: Akademie-Verlag 1959. – [6] *Timoshenko, S.:* Theory of elastic stability. New York: McGraw-Hill 1936. – [7] *Wolmir, A.S.:* Biegsame Platten und Schalen. Berlin: VEB Verlag f. Bauwesen 1962. – [8] *Flügge, W.:* Statik und Dynamik der Schalen, 2. Aufl. Berlin 1957. – [9] *Schapitz, E.:* Festigkeitslehre für den Leichtbau, 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963.

zu C 8 Methode der Finiten Elemente (FEM), der Randelemente (BEM) und der Finiten Differenzen (FDM)
[1] *Zienkiewicz, O.C.:* Methoden der finiten Elemente. München: Hanser 1975. – [2] *Gallagher, R.H.:* Finite-Element-Analysis. Berlin: Springer 1976. – [3] *Schwarz, H.R.:* Methode der finiten Elemente. Stuttgart: Teubner 1980. – [4] *Link, M.:* Finite Elemente in der Statik und Dynamik. Stuttgart: Teubner 1984. – [5] *Argyris, J.; Mlejnek, H.-P.:* Die Methode der finiten Elemente. Bd. I–III. Braunschweig: Vieweg 1986–1988. – [6] *Bathe, K.-J.:* Finite-Element-Methoden. Berlin: Springer 1986. – [7] *Oldenburg, W.:* Die Finite-Elemente-Methode auf dem PC. Braunschweig: Vieweg 1989. – [8] *Wellinger, K.; Dietmann, H.:* Festigkeitsberechnung, Grundlagen und technische Anwendung. 3. Aufl. Stuttgart: Kröner 1976. – [9] *Hampel, H.:* Rohrleitungsstatik, Grundlagen, Gebrauchsformeln, Beispiele. Berlin: Springer 1972. – [10] *Collatz, L.:* Numerische Behandlung von Differentialgleichungen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1955. – [11] *Girkmann, K.:* Flächentragwerke, 3. Aufl. Wien: Springer 1954. – [12] *Hartmann, F.:* Methode der Randelemente. Berlin: Springer 1987. – [13] *Brebbia, C.A.; Telles, J.C.F.; Wrobel, L.C.:* Boundary Element Techniques, Berlin: Springer 1987. – [14] *Zotemantel, R.:* Berechnung von Platten nach der Methode der Randelemente, Dissertation 1985: Universität Dortmund. – [15] *Giencke, E; Petersen, J.:* Ein finites Verfahren zur Berechnung schubweicher orthotroper Platten. Der Stahlbau 6/1970. – [16] *Müller, G.; Rehfeld, J.; Katheder, W.:* FEM für Praktiker, 2. Aufl. Grafenau: expert verlag 1995.

zu C 9 Plastizitätstheorie
[1] *Wellinger, K.; Dietmann, H.:* Festigkeitsberechnung. Grundlagen und technische Anwendung, 3. Aufl. Stuttgart: Kröner 1976. – [2] *Reckling, K.A.:* Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf Festigkeitsprobleme. Berlin: Springer 1967. – [3] *Lippmann, H.; Mahrenholtz, O.:* Plastomechanik der Umformung metallischer Werkstoffe. Berlin: Springer 1967. – [4] *Schreyer, G.:* Konstruieren mit Kunststoffen. München: Hanser 1972. – [5] *Szabó, I.:* Höhere Technische Mechanik. Korrigierter Nachdruck der 5. Aufl. Berlin: Springer 1977. – [6] *Ismar, H.; Mahrenholtz, O.:* Technische Plastomechanik, Braunschweig: Vieweg 1979. – [7] *Kreißig, R.; Drey, K.-D., Naumann, J.:* Methoden der Plastizität. München: Hanser 1980. – [8] *Lippmann, H.:* Mechanik des plastischen Fließens. Berlin: Springer 1980.

zu C 10 Festigkeitsnachweis
[1] *Mertens, H.:* Kerbgrund- und Nennspannungskonzept zur Dauerfestigkeitsberechnung – Weiterentwicklung des Konzepts der Richtlinie VDI 2226. In VDI-Berichte 661: Dauerfestigkeit und Zeitfestigkeit – Zeitgemäße Berechnungskonzepte. Tagung Bad Soden, 1988. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1988. – [2] *Gerber, H.W.:* Statisch überbestimmte Flanschverbindungen mit Reib- und Formschlußelementen unter Tor-

sions-, Biege- und Querkraftbelastung. Forschungsheft 356 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Frankfurt 1992. – [3] *Hahn, M.:* Festigkeitsberechnung und Lebensdauerabschätzung für Bauteile unter mehrachsig schwingender Beanspruchung. Dissertation TU Berlin 1995. Berlin: Wissenschaft und Technik Verlag Dr. Jürgen Groß, 1995. – [4] *FKM-Richtlinie:* Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 3., vollständig überarbeitete und erweiterte Ausgabe. Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Frankfurt 1998. – [5] *Mertens, H.; Hahn, M.:* Vergleichspannungshypothese zur Schwingfestigkeit bei zweiachsiger Beanspruchung ohne und mit Phasenverschiebung. Konstruktion 45 (1993) 192–202. – [6] *Mertens, H.; Hahn, M.:* Vorhersage von Bauteil-Wöhlerlinien für Nennspannungskonzepte. Konstruktion 49 (1997) 31–37. – [7] FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen. 4., erweiterte Ausgabe, Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., VDMA-Verlag Frankfurt am Main 2002. – [8] FKM-Richtlinie: Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 1. Ausgabe, Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., VDMA-Verlag GmbH Frankfurt am Main 2001. – *Normen:* DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen. – DIN 15018, Teil 1–3: Krane, Stahltragwerke, Berechnung und Ausführung.

D | Thermodynamik
Thermodynamics

K. Stephan, Stuttgart, und **P. Stephan**, Darmstadt

Allgemeine Literatur zu D 1 bis D 10

Bücher: *Baehr, H.D.:* Mollier-*i, x*-Diagramm für feuchte Luft in den Einheiten des Internationalen Einheitensystems. Berlin: Springer 1961. – *Baehr, H.D.:* Thermodynamik. Grundlagen und technische Anwendungen. 11. Aufl. Berlin: Springer 2002. – *Baehr, H.D.; Stephan, K.:* Wärme- und Stoffübertragung. 4. Aufl. Berlin: Springer 2003. – *Bošnjaković, F.; Knoche, K.F.:* Technische Thermodynamik, Teil 1, 8. Aufl. 1998, Darmstadt: Steinkopff, Teil 2, 6. Aufl. 1997. Darmstadt: Steinkopff. – *Brandt, F.:* Brennstoffe und Verbrennungsrechnung. Fachverband Dampfkessel-Behälter- und Rohrleitungsbau. Fachbuchreihe, Bd. 1, 3. Aufl. 1999. Essen: Vulkan. – *Brandt, F.:* Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmetauschern. Fachverband Dampfkessel-Behälter- und Rohrleitungsbau. Fachbuchreihe, Bd. 2, 2. Aufl. 1995 Essen: Vulkan. – *Cammerer, J.S.:* Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. 5. Aufl. Berlin: Springer 1995. – *Cerbe, G.; Hoffmann, H.-J.:* Einführung in die Thermodynamik. 15. Aufl. München: Hanser 2002. – *Grigull, U.:* Technische Thermodynamik. 3. Aufl. Berlin: de Gruyter 1977. – *Wagner, W.; Kruse, A.:* Properties of water and steam. Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf. Berlin: Springer 1998. – *Hausen, H.:* Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. 2. Aufl. Berlin: Springer 1976. – *Langeheinecke, K.* (Hrsg).; *Jany, P.; Sapper, E.:* Thermodynamik für Ingenieure. 3. Aufl. Braunschweig: Vieweg 2001. – *Lucas, K.:* Thermodynamik. 3. Aufl. Berlin: Springer 2001. – *Merker, G.P.; Baumgarten, C.:* Fluid- und Wärmetransport, Strömungslehre. Stuttgart: Teubner 2000. – *Stephan, K.:* Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden. Berlin: Springer 1988. – *Stephan, K.; Mayinger, F.:* Thermodynamik, Bd. 1: Einstoffsysteme. 15. Aufl. Bd. 2: Mehrstoffsysteme und chemische Reaktionen. 14. Aufl. Berlin: Springer 1998 und 1999.

1 Thermodynamik. Grundbegriffe
Scope of Thermodynamics. Definitions

Die Thermodynamik ist als Teilgebiet der Physik eine allgemeine Energielehre. Sie befasst sich mit den verschiedenen Erscheinungsformen der Energie und deren Umwandlung ineinander. Sie stellt die allgemeinen Gesetze bereit, die jeder Energieumwandlung zugrunde liegen.

1.1 Systeme, Systemgrenzen, Umgebung
Systems, boundaries of systems, surroundings

Unter einem thermodynamischen System, kurz auch *System* genannt, versteht man dasjenige materielle Gebilde oder Gebiet, das Gegenstand der thermodynamischen Untersuchung sein soll. Beispiele für Systeme sind eine Gasmenge, eine Flüssigkeit und ihr Dampf, ein Gemisch mehrerer Flüssigkeiten, ein Kristall oder eine energietechnische Anlage. Das System wird durch eine materielle oder gedachte *Systemgrenze* von seiner Umwelt, der sog. Umgebung getrennt. Eine Systemgrenze darf sich während des zu untersuchenden Vorgangs verschieben, beispielsweise wenn sich eine Gasmenge ausdehnt, und sie darf außerdem für Energie und Materie durchlässig sein. Energie kann über eine Systemgrenze mit einer ein- oder austretenden Materie sowie in Form von Wärme (**D 3.2.3**) und Arbeit (**D 3.2.1**) transportiert werden. Das System mit seiner Systemgrenze dient bei der Betrachtung und Berechnung von Energieumwandlungsprozessen als Bilanzraum mit seiner Bilanzgrenze. Stellt man z. B. eine Energiebilanz (**D 3** Erster Hauptsatz) für das System auf, so werden die über die Systemgrenze ein- und austretenden Energien und die Energieänderungen und Eigenschaften im System in Form einer Bilanzgleichung miteinander verknüpft. Ein System heißt *geschlossen*, wenn die Systemgrenze für Materie undurchlässig und *offen*, wenn sie für Materie durchlässig ist. Während die Masse eines geschlossenen Systems unveränderlich ist, ändert sich die Masse eines offenen Systems, wenn die während einer bestimmten Zeit in das System einströmende Masse von der ausströmenden verschieden ist. Sind einströmende und ausströmende Masse gleich, so bleibt auch die Masse des offenen Systems konstant. Beispiele für geschlossene Systeme sind feste Körper oder Massenelemente in der Mechanik, Beispiele für offene Systeme sind Turbinen, Strahltriebwerke, strömende Fluide (Gase oder Flüssigkeiten) in Kanälen. Ist ein System gegenüber seiner Umgebung vollkommen thermisch isoliert, kann also keine Wärme über die Systemgrenze transportiert werden, so spricht man von einem *adiabaten* System. *Abgeschlossen* nennt man ein System, das von allen Einwirkungen seiner Umgebung isoliert ist, sodass weder Energie in Form von Wärme oder Arbeit noch Materie mit der Umgebung ausgetauscht werden.

Die Unterscheidung zwischen geschlossenem und offenem System entspricht der Unterscheidung zwischen *Lagrangeschem* und *Eulerschem Bezugssystem* in der Strömungsmechanik. Im Lagrangeschen Bezugssystem, das dem geschlossenen System entspricht, untersucht man die Bewegung eines Fluids, indem man dieses in kleine Elemente von unveränderlicher Masse zerlegt und deren Bewegungsgleichung ableitet. Im Eulerschen Bezugssystem, das dem offenen System entspricht, denkt man sich im Raum ein festes Volumenelement aufgespannt und untersucht die Strömung des Fluids durch das Volumenelement hindurch. Beide Arten der Beschreibung sind einander äquivalent, und es ist oft nur eine Frage der Zweckmäßigkeit, ob man ein geschlossenes oder offenes System der Betrachtung zugrunde legt.

1.2 Beschreibung des Zustands eines Systems. Thermodynamische Prozesse
Description of the state of a system. Thermodynamic processes

Ein System wird durch bestimmte physikalische Größen charakterisiert, die man messen kann, beispielsweise Druck, Temperatur, Dichte, elektrische Leitfähigkeit, Brechungsindex und andere. Der *Zustand eines Systems* ist dadurch bestimmt, dass alle diese physikalischen Größen, die sog. *Zu-*

standsgrößen, feste Werte annehmen. Den Übergang eines Systems von einem Zustand in einen anderen nennt man *Zustandsänderung*.

Beispiel: Ein Ballon ist mit Gas gefüllt. Thermodynamisches System sei das Gas. Die Masse des Gases ist, wie die Messung zeigt, durch Volumen, Druck und Temperatur bestimmt. Zustandsgrößen des Systems sind also Volumen, Druck und Temperatur, und der Zustand des Systems (Gases) ist durch ein festes Wertetripel von Volumen, Druck und Temperatur gekennzeichnet. Den Übergang zu einem anderen festen Wertetripel, beispielsweise wenn eine gewisse Gasmasse ausströmt, nennt man Zustandsänderung.

Den mathematischen Zusammenhang zwischen Zustandsgrößen nennt man *Zustandsgleichung* .

Beispiel: Das Volumen des Gases in einem Ballon erweist sich als eine Funktion von Druck und Temperatur. Der mathematische Zusammenhang zwischen diesen Zustandsgrößen ist eine solche Zustandsgleichung.

Zustandsgrößen unterteilt man in drei Klassen: *Intensive* Zustandsgrößen sind unabhängig von der Größe des Systems und behalten somit bei einer Teilung des Systems in Untersysteme ihre Werte bei.

Beispiel: Unterteilt man einen mit Gas von einheitlicher Temperatur gefüllten Raum in kleinere Räume, so bleibt die Temperatur unverändert. Sie ist eine intensive Zustandsgröße.

Zustandsgrößen, die proportional zur Masse des Systems sind, heißen *extensive* Zustandsgrößen.

Beispiel: Das Volumen, die Energie oder die Masse selbst.

Dividiert man eine extensive Zustandsgröße X durch die Masse m des Systems, so erhält man eine *spezifische* Zustandsgröße $x = X/m$.

Beispiel: Extensive Zustandsgröße sei das Volumen eines Gases, spezifische Zustandsgröße ist dann das *spezifische Volumen* $\upsilon = V/m$, wenn m die Masse des Gases ist. SI-Einheit des spez. Volumens ist $\mathrm{m^3/kg}$.

Zustandsänderungen kommen durch Wechselwirkungen mit der Umgebung des Systems zustande, beispielsweise dadurch, dass Energie über die Systemgrenze zu- oder abgeführt wird. Zur Beschreibung einer Zustandsänderung genügt es, allein den zeitlichen Verlauf der Zustandsgrößen anzugeben. Die Beschreibung eines Prozesses erfordert zusätzlich Angaben über Größe und Art der Wechselwirkungen mit der Umgebung. Unter einem *Prozess* versteht man somit die durch bestimmte äußere Einwirkungen hervorgerufenen Zustandsänderungen. Der Begriff Prozess ist also weiter gefasst als der Begriff Zustandsänderung. So kann z. B. ein und dieselbe Zustandsänderung durch verschiedene Prozesse hervorgerufen werden.

2 Temperaturen. Gleichgewichte
Temperatures. Equilibria

2.1 Thermisches Gleichgewicht
Thermal equilibrium

Häufig sprechen wir von „heißen“ oder „kalten“ Körpern, ohne solche Zustände zunächst genau durch eine Zustandsgröße zu quantifizieren.
Bringt man nun ein solches geschlossenes heißes System A mit einem geschlossenen kalten System B in Kontakt, so wird über die Kontaktfläche Energie in Form von Wärme transportiert. Dabei ändern sich die Zustandsgrößen beider Systeme mit der Zeit bis sich nach hinreichend langer Zeit neue feste Werte einstellen und der Energietransport zum Stillstand kommt. In diesem Endzustand herrscht *thermisches Gleichgewicht* zwischen den Systemen.
Die Geschwindigkeit, mit der die Systeme diesen Gleichgewichtszustand erreichen, hängt von der Art des Kontakts der Systeme sowie ihrer thermischen Eigenschaften ab. Sind die Systeme z. B. nur durch eine dünne Metallwand voneinander getrennt, so wird sich das Gleichgewicht schneller einstellen, als wenn sie durch eine dicke Wand aus Polystyrolschaum getrennt sind.
Eine Trennwand, die lediglich jeden Stoffaustausch und auch jede mechanische, magnetische oder elektrische Wechselwirkung verhindert, den Transport von Wärme jedoch zulässt, nennt man *diatherm*. Eine diatherme Wand ist „thermisch“ leitend. Eine thermisch vollkommen isolierende Wand, nennt man *adiabat*.

2.2 Nullter Hauptsatz und empirische Temperatur
Zeroth law and empirical temperature

Herrscht thermisches Gleichgewicht zwischen den Systemen A und C und den Systemen B und C, dann befinden sich erfahrungsgemäß auch die Systeme A und B im thermischen Gleichgewicht, wenn man sie über eine diatherme Wand miteinander in Kontakt bringt. Diesen Erfahrungssatz bezeichnet man als *„nullten Hauptsatz der Thermodynamik“*. Er lautet: Zwei Systeme im thermischen Gleichgewicht mit einem dritten befinden sich auch untereinander im thermischen Gleichgewicht.
Um festzustellen, ob sich zwei Systeme A und B im thermischen Gleichgewicht befinden, bringt man sie nacheinander in Kontakt mit einem System C, dessen Masse klein sei im Vergleich zu derjenigen der Systeme A und B, damit Zustandsänderungen in den Systemen A und B während der Gleichgewichtseinstellung vernachlässigbar sind. Bringt man C erst mit A in Kontakt, so ändern sich bestimmte Zustandsgrößen von C, beispielsweise sein elektrischer Widerstand. Diese Zustandsgrößen bleiben beim anschließenden Kontakt zwischen B und C unverändert, wenn zuvor thermisches Gleichgewicht zwischen A und B herrschte. Mit C kann man so prüfen, ob zwischen A und B thermisches Gleichgewicht herrscht. Den Zustandsgrößen von C nach Einstellung des Gleichgewichts kann man beliebige feste Zahlen zuordnen. Diese nennt man *empirische Temperaturen*, das Messgerät selbst ist ein *Thermometer*.

2.3 Temperaturskalen. Temperature scales

Zur Konstruktion und Definition der empirischen Temperaturskalen dient das Gasthermometer (**Bild 1**), mit dem man den Druck p misst, der vom Gasvolumen V ausgeübt wird. Das Gasthermometer wird nun mit Systemen in Kontakt gebracht, deren thermischer Zustand konstant ist, z. B. ein Gemisch aus Eis und Wasser bei festgelegtem Druck. Nach hinreichend langer Zeit wird das Gasthermometer im thermischen Gleichgewicht mit dem in Kontakt befindlichen System sein. Das Gasvolumen V wird dabei durch Verändern der Höhe Δz der Quecksilbersäule konstant gehalten. Der durch die Quecksilbersäule und die Umgebung ausgeübte Druck p wird gemessen und das Produkt pV gebildet. Messungen bei verschiedenen hinreichend geringen Drücken ergeben durch Extrapolation einen Grenzwert $\lim_{p \to 0} pV = A$. Diesem aus den

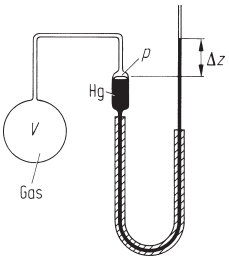


Bild 1. Gasthermometer mit Gasvolumen V im Kolben bis zur Quecksilbersäule

Messungen ermittelten Wert A ordnet man eine empirische Temperatur zu durch den linearen Ansatz

$$T = \text{const} \cdot A. \tag{1}$$

Nach Festlegung der Konstanten „const" braucht man nur jeweils den Wert A aus den Messungen zu ermitteln und kann dann aus Gl. (1) die empirische Temperatur T berechnen. Dem zur Festlegung der empirischen Temperaturskala benötigten „Fixpunkt" hat die 10. Generalkonferenz für Maße und Gewichte in Paris 1954 den Tripelpunkt des Wassers mit der Temperatur $T_{tr} = 273{,}16$ Kelvin (abgekürzt 273,16 K) zugeordnet. Am Tripelpunkt des Wassers stehen Dampf, flüssiges Wasser und Eis miteinander im Gleichgewicht bei einem Druck von $(611{,}657 \pm 0{,}010)$ Pa. Die so eingeführte Temperaturskala bezeichnet man als *Kelvin-Skala*. Sie ist identisch mit der *thermodynamischen Temperaturskala*. Es ist

$$T = T_{tr}\, A/A_{tr}, \tag{1a}$$

wenn A_{tr} der mit einem Gasthermometer am Tripelpunkt des Wassers gemessene Wert der Größe A ist.

Auf der *Celsius-Skala*, deren Temperatur t man in °C angibt, wurde der Eispunkt des Wassers beim Druck von 0,101325 MPa mit $t_0 = 0\,°C$ und der Siedepunkt beim gleichen Druck mit $t_l = 100\,°C$ festgelegt. In absoluten Temperaturen entspricht dies recht genau $T_0 = 273{,}15$ K bzw. $T_l = 373{,}15$ K. Die Temperatur $T_{tr} = 273{,}16$ K am Tripelpunkt des Wassers liegt um rund 0,01 K höher als die Temperatur am Eispunkt. Die Umrechnung der Temperaturen erfolgt entsprechend der Zahlenwertgleichung

$$T = t + 273{,}15 \tag{2}$$

mit t in °C und T in K.

Im Angelsächsischen ist noch die *Fahrenheit-Skala* üblich mit der Temperatur am Eispunkt des Wassers bei 32 °F und der am Siedepunkt bei 212 °F (Druck jeweils 0,101325 MPa). Zur Umrechnung einer in °F angegebenen Temperatur t_F in die Celsius-Temperatur t in °C gilt

$$t = \tfrac{5}{9}(t_F - 32). \tag{3}$$

Die vom absoluten Nullpunkt in °F gezählte Skala bezeichnet man als *Rankine-Skala* (°R). Es ist

$$T_R = \tfrac{9}{5} T, \tag{4}$$

T_R in °R, T in K. Der Eispunkt des Wassers liegt bei 491,67 °R.

2.3.1 Die Internationale Praktische Temperaturskala
The international practical temperature scale

Da die genaue Messung von Temperaturen mit Hilfe des Gasthermometers schwierig und zeitraubend ist, hat man die Internationale Praktische Temperaturskala durch Gesetz eingeführt. Sie wird vom internationalen Komitee für Maß und Gewicht so festgelegt, dass die Temperatur in ihr möglichst genau die thermodynamische Temperatur bestimmter Stoffe annähert. Die Internationale Praktische Temperaturskala ist durch die Schmelz- und Siedepunkte dieser Stoffe festgelegt, die so genau wie möglich mit Hilfe des Gasthermometers in den wissenschaftlichen Staatsinstituten der verschiedenen Länder bestimmt wurden. Zwischen diesen Festpunkten wird durch Widerstandsthermometer, Thermoelemente und Strahlungsmessgeräte interpoliert, wobei bestimmte Vorschriften für die Beziehungen zwischen den unmittelbar gemessenen Größen und der Temperatur gegeben werden.

Die wesentlichen, in allen Staaten gleichen Bestimmungen über die Internationale Temperaturskala lauten:

1. In der Internationalen Temperaturskala von 1948 werden die Temperaturen mit „°C" oder „°C (Int. 1948)" bezeichnet und durch das Formelzeichen t dargestellt.
2. Die Skala beruht einerseits auf einer Anzahl fester und stets wieder herstellbarer Gleichgewichtstemperaturen (Fixpunkte), denen bestimmte Zahlenwerte zugeordnet werden, andererseits auf genau festgelegten Formeln, die die Beziehungen zwischen der Temperatur und den Anzeigen von Messinstrumenten, die bei diesen Fixpunkten kalibriert werden, herstellen.
3. Die Fixpunkte und die ihnen zugeordneten Zahlenwerte sind in Tabellen (s. **Anh. D 2 Tab. 1**) zusammengestellt. Mit Ausnahme der Tripelpunkte entsprechen die zugeordneten Temperaturen Gleichgewichtszuständen bei dem Druck der physikalischen Normalatmosphäre, d. h. per definitionem bei 0,101325 MPa.
4. Zwischen den Fixpunkttemperaturen wird mit Hilfe von Formeln interpoliert, die ebenfalls durch internationale Vereinbarungen festgelegt sind. Dadurch werden Anzeigen der sog. Normalgeräte, mit denen die Temperaturen zu messen sind, Zahlenwerte der Internationalen Praktischen Temperatur zugeordnet.

Zur Erleichterung von Temperaturmessungen hat man eine Reihe weiterer thermometrischer Festpunkte von leicht genügend rein herstellbaren Stoffen so genau wie möglich an die gesetzliche Temperaturskala angeschlossen. Die wichtigsten sind im **Anh. D 2 Tab. 2** zusammengestellt. Als Normalgerät wird zwischen dem Tripelpunkt von 13,8033 K (=–259,3467 °C) des Gleichgewichtswasserstoffs und dem Erstarrungspunkt des Silbers bei 1234,93 K (=961,78 °C) das Platinwiderstandsthermometer verwendet. Zwischen dem Erstarrungspunkt des Silbers und dem Erstarrungspunkt des Goldes von 1337,33 K (=1064,18 °C) benutzt man als Normalgerät ein Platinrhodium (10% Rhodium)/Platin-Thermopaar. Oberhalb des Erstarrungspunkts von Gold wird die Internationale Praktische Temperatur durch das *Plancksche Strahlungsgesetz*

$$\frac{J_t}{J_{Au}} = \frac{\exp\left[\frac{c_2}{\lambda(t_{Au}+T_0)}\right] - 1}{\exp\left[\frac{c_2}{\lambda(t+T_0)}\right] - 1} \tag{5}$$

definiert; J_t und J_{Au} bedeuten die Strahlungsenergien, die ein schwarzer Körper bei der Wellenlänge λ je Fläche, Zeit und Wellenlängenintervall bei der Temperatur t und beim Goldpunkt t_{Au} aussendet; c_2 ist der als 0,014388 Meterkelvin festgesetzte Wert der Konstante c_2; $T_0 = 273{,}15$ K ist der Zahlenwert der Temperatur des Eisschmelzpunkts; λ ist der Zahlenwert einer Wellenlänge des sichtbaren Spektralgebiets in m.

Praktische Temperaturmessung s. **W 2.7** und [1].

3 Erster Hauptsatz. First law

3.1 Allgemeine Formulierung. General formulation

Der erste Hauptsatz ist ein *Erfahrungssatz*. Er kann nicht bewiesen werden und gilt nur deshalb, weil alle Schlussfolgerungen, die man aus ihm zieht, mit der Erfahrung in Einklang stehen. Er besagt allgemein, dass Energie nicht verloren geht und nicht aus dem Nichts entsteht. Energie ist also eine Erhaltungsgröße. Das bedeutet, dass die Energie eines Systems E nur durch Austausch von Energie mit der Umgebung geändert werden kann, wobei man vereinbart, dass eine dem System zugeführte Energie positiv, eine abgeführte negativ ist. Eine grundlegende Formulierung des ersten Hauptsatzes lautet:
Jedes System besitzt eine extensive Zustandsgröße Energie. Sie ist in einem abgeschlossenen System konstant.

3.2 Die verschiedenen Energieformen
The different forms of energy

Um den ersten Hauptsatz mathematisch formulieren zu können, muss man zwischen den verschiedenen Energieformen unterscheiden und diese definieren.

3.2.1 Arbeit. Work

In der Thermodynamik übernimmt man den Begriff der Arbeit aus der Mechanik und definiert:
Greift an einem System eine Kraft an, so ist die an dem System verrichtete Arbeit gleich dem Produkt aus der Kraft und der Verschiebung des Angriffspunkts der Kraft.
Es ist die längs eines Wegs z zwischen den Punkten *1* und *2* von der Kraft F verrichtete Arbeit

$$W_{12} = \int_1^2 \boldsymbol{F} \cdot \mathrm{d}z. \tag{1}$$

Unter *mechanischer Arbeit* $W_{\mathrm{m}12}$ versteht man die Arbeit der Kräfte, die ein geschlossenes System der Masse m von der Geschwindigkeit w_1 auf w_2 beschleunigen und es im Schwerefeld gegen die Fallbeschleunigung g von der Höhe z_1 auf z_2 anheben. Das heißt die kinetische Energie $m\,w^2/2$ und die potentielle Energie des Systems mgz werden verändert. Es gilt

$$W_{\mathrm{m}12} = m\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + mg(z_2 - z_1). \tag{2}$$

Gleichung (2) ist bekannt als der Energiesatz der Mechanik. *Volumenarbeit* ist die Arbeit, die man verrichten muss, um das Volumen eines Systems zu ändern. In einem System vom Volumen V, das den veränderlichen Druck p besitzt, verschiebt sich dabei ein Element $\mathrm{d}A$ der Oberfläche um die Strecke $\mathrm{d}z$. Die verrichtete Arbeit ist

$$\mathrm{d}W_{\mathrm{v}} = -p \int_A \mathrm{d}\boldsymbol{A} \cdot \mathrm{d}z = -p\mathrm{d}V, \tag{3}$$

und es ist

$$W_{\mathrm{v}12} = -\int_1^2 p\,\mathrm{d}V. \tag{4}$$

Das Minuszeichen kommt dadurch zustande, dass eine zugeführte Arbeit vereinbarungsgemäß positiv ist und zu einer Volumenverkleinerung führt. Gleichung (4) gilt nur, wenn der Druck p im Inneren des Systems in jedem Augenblick der Zustandsänderung eine eindeutige Funktion des Volumens und gleich dem von der Umgebung ausgeübten Druck ist. Ein kleiner Über- oder Unterdruck der Umgebung bewirkt dann entweder eine Volumenabnahme oder -zunahme des Systems. Man bezeichnet solche Zustandsänderungen, bei denen ein beliebig kleines „Übergewicht“ genügt, um sie in der einen oder anderen Richtung ablaufen zu lassen, als *reversibel*. Gleichung (4) ist daher die Volumenarbeit bei reversibler Zustandsänderung. In wirklichen Prozessen bedarf es zur Überwindung der Reibung im Inneren des Systems eines endlichen Überdrucks der Umgebung. Solche Zustandsänderungen sind *irreversibel*. Die zugeführte Arbeit ist um den dissipierten Anteil $(W_{\mathrm{diss}})_{12}$ größer. Die Volumenarbeit bei irreversibler Zustandsänderung ist

$$W_{\mathrm{v}12} = -\int_1^2 p\,\mathrm{d}V + (W_{\mathrm{diss}})_{12}. \tag{5}$$

Die stets positive *Dissipationsarbeit* erhöht die Energie des Systems und bewirkt einen anderen Zustandsverlauf $p(V)$ als im reversiblen Fall. Voraussetzung für die Berechnung des Integrals in Gl. (5) ist, dass p eine eindeutige Funktion von V ist. Die Gl. (5) gilt also beispielsweise nicht mehr in einem Systembereich, durch den eine Schallwelle läuft.
Allgemein lässt sich Arbeit als Produkt aus einer generalisierten Kraft F_{k} und einer generalisierten Verschiebung $\mathrm{d}X_{\mathrm{k}}$ herleiten. Hinzuzufügen ist bei wirklichen Prozessen die dissipierte Arbeit

$$\mathrm{d}W = \sum F_{\mathrm{k}}\mathrm{d}X_{\mathrm{k}} + \mathrm{d}W_{\mathrm{diss}}. \tag{6}$$

Man erkennt: In irreversiblen Prozessen, $W_{\mathrm{diss}} > 0$, ist mehr Arbeit aufzuwenden, oder es wird weniger Arbeit gewonnen als in reversiblen, $W_{\mathrm{diss}} = 0$.
In **Tab. 1** sind verschiedene Formen der Arbeit aufgeführt.
Unter *technischer Arbeit* versteht man die von einer Maschine – Verdichter, Turbine, Strahltriebwerk u. a. – an einem Stoffstrom verrichtete Arbeit. Erfährt eine Masse m längs eines Wegs $\mathrm{d}z$ durch eine Maschine eine Druckerhöhung $\mathrm{d}p$, so ist die technische Arbeit

$$\mathrm{d}W_{\mathrm{t}} = m\upsilon\,\mathrm{d}p + \mathrm{d}W_{\mathrm{diss}}.$$

Werden außerdem kinetische und potentielle Energie des Stoffstroms geändert, so wird noch eine mechanische Arbeit verrichtet. Die längs des Wegs *1–2* verrichtete technische Arbeit ist

$$W_{\mathrm{t}12} = \int_1^2 V\mathrm{d}p + (W_{\mathrm{diss}})_{12} + W_{\mathrm{m}12}, \tag{7}$$

mit $W_{\mathrm{m}12}$ nach Gl. (2).

3.2.2 Innere Energie. Internal energy

Außer der kinetischen und potentiellen Energie besitzt jedes System noch in seinem Inneren *gespeicherte Energie* in Form von Translations-, Rotations- und Schwingungsenergie der Elementarteilchen. Man nennt diese die *innere Energie* U des Systems. Sie ist eine extensive Zustandsgröße. Die gesamte Energie E eines Systems der Masse m besteht aus innerer Energie, kinetischer Energie E_{kin} und potentieller Energie E_{pot}

$$E = U + E_{\mathrm{kin}} + E_{\mathrm{pot}}. \tag{8}$$

3.2.3 Wärme. Heat

Die innere Energie eines Systems kann man ändern, indem man an ihm Arbeit verrichtet oder Materie zu- oder abführt. Man kann sie aber auch ändern, indem man das System mit seiner Umgebung, die eine andere Temperatur aufweist, in Kontakt bringt. Als Folge wird Energie über die Systemgrenze transportiert, um dem thermischen Gleichgewicht zwischen System und Umgebung zuzustreben. Diese Energie nennt man Wärme.

Tabelle 1. Verschiedene Formen der Arbeit. Einheiten im Internationalen Einheitensystem sind in Klammern angegeben

Art der Arbeit	Generalisierte Kraft	Generalisierte Verschiebung	Verrichtete Arbeit
lineare elastische Verschiebung	Kraft F [N]	Verschiebung $\mathrm{d}z$ [m]	$\mathrm{d}W = F\,\mathrm{d}z = \sigma\,\mathrm{d}\varepsilon V$ [Nm]
Drehung eines starren Körpers	Drehmoment M_d [Nm]	Drehwinkel $\mathrm{d}\alpha$ [−]	$\mathrm{d}W = M_\mathrm{d}\,\mathrm{d}\alpha$ [Nm]
Volumenarbeit	Druck p [N/m^2]	Volumen $\mathrm{d}V$ [m^3]	$\mathrm{d}W_\mathrm{v} = -p\,\mathrm{d}V$ [Nm]
Oberflächenvergrößerung	Oberflächenspannung σ' [N/m]	Fläche A [m^2]	$\mathrm{d}W = \sigma'\,\mathrm{d}A$ [Nm]
elektrische Arbeit	Spannung U_e [V]	Ladung Q_e [C]	$\mathrm{d}W = U_\mathrm{e}\,\mathrm{d}Q_\mathrm{e}$ [Ws] in einem linearen Leiter vom Widerstand R $\mathrm{d}W = U_\mathrm{e}\,I\,\mathrm{d}t = RI^2\,\mathrm{d}t = (U^2/R)\,\mathrm{d}t$ [Ws]
magnetische Arbeit, im Vakuum	magnetische Feldstärke H_0 [A/m]	magnetische Induktion $\mathrm{d}B_0 = \mu_0 H_0$ [Vs/m^2]	$\mathrm{d}W_\mathrm{V} = \mu_0 \boldsymbol{H}_0 \cdot \mathrm{d}\boldsymbol{H}_0$ [Ws/m^3]
Magnetisierung	magnetische Feldstärke H [A/m]	magnetische Induktion $\mathrm{d}B = \mathrm{d}(\mu_0 H + M)$ [Vs/m^2]	$\mathrm{d}W_\mathrm{V} = \boldsymbol{H} \cdot \mathrm{d}\boldsymbol{B}$ [Ws/m^3]
elektrische Polarisation	elektrische Feldstärke E [V/m]	dielektrische Verschiebung $\mathrm{d}D = \mathrm{d}(\varepsilon_0 E + P)$ [As/m^2]	$\mathrm{d}W_\mathrm{V} = \boldsymbol{E} \cdot \mathrm{d}\boldsymbol{D}$ [Ws/m^3]

Wärme lässt sich demnach allgemein als diejenige Energie definieren, die ein System mit seiner Umgebung austauscht und die nicht als Arbeit oder mit Materie die Systemgrenze überschreitet.

Man schreibt hierfür Q_{12}, wenn das System durch Wärme vom Zustand *1* in den Zustand *2* überführt wird. Vereinbarungsgemäß ist eine *zugeführte* Wärme *positiv*, eine *abgeführte negativ* .

3.3 Anwendung auf geschlossene Systeme
Application to closed systems

Die einem geschlossenen System während einer Zustandsänderung von *1* nach *2* zugeführte Wärme Q_{12} und Arbeit W_{12} bewirken eine Änderung der Energie E des Systems um

$$E_2 - E_1 = Q_{12} + W_{12}. \tag{9}$$

W_{12} umfasst alle am System verrichteten Arbeiten. Wird keine mechanische Arbeit verrichtet, so wird nur die innere Energie geändert, nach Gl. (8) ist dann $E = U$. Setzt man weiter voraus, dass am System nur Volumenarbeit verrichtet wird, so lautet Gl. (9)

$$U_2 - U_1 = Q_{12} - \int_1^2 p\,\mathrm{d}V + (W_\mathrm{diss})_{12}. \tag{10}$$

3.4 Anwendung auf offene Systeme
Application to open systems

3.4.1 Stationäre Prozesse. Steady state processes

In der Technik wird meistens von einem stetig durch eine Maschine fließenden Stoffstrom Arbeit verrichtet. Ist die zeitlich verrichtete Arbeit konstant, so bezeichnet man den Prozess als *stationären Fließprozess*. Ein typisches Beispiel zeigt **Bild 1**: Ein Stoffstrom eines Fluids (Gas oder Flüssigkeit) vom Druck p_1 und der Temperatur T_1 ströme mit der Geschwindigkeit w_1 in das System σ ein. In einer Maschine wird Arbeit verrichtet, die als technische Arbeit W_{t12} an der Welle zugeführt wird. Das Fluid durchströmt einen Wärmeübertrager, in dem mit der Umgebung eine Wärme Q_{12} ausgetauscht wird, und verlässt dann das System σ bei einem Druck p_2, der Temperatur T_2 und der Geschwindigkeit w_2. Verfolgt man den Weg einer konstanten Masse Δm durch das System σ, so würde ein mitbewegter Beobachter die Masse Δm als geschlossenes System ansehen. Dies entspricht der Lagrangeschen Betrachtungsweise in der Strömungslehre. Entsprechend gilt hierfür der erste Hauptsatz, Gl. (9) für geschlossene Systeme. Die an Δm verrichtete Arbeit setzt sich zusammen aus $\Delta m\, p_1 v_1$, um Δm aus der Umgebung über die Systemgrenze zu schieben, aus der technischen Arbeit W_{t12} und der Arbeit $-\Delta m\, p_2 v_2$, um Δm über die Systemgrenze wieder in die Umgebung zu bringen. Es ist somit die am geschlossenen System verrichtete Arbeit

$$W_{12} = W_{t12} + \Delta m(p_1 v_1 - p_2 v_2). \tag{11}$$

Den Term $\Delta m(p_1 v_1 - p_2 v_2)$ nennt man *Verschiebearbeit*. Um sie unterscheidet sich die technische Arbeit W_{t12} von der Arbeit am geschlossenen System. Der erste Hauptsatz für das geschlossene System, Gl. (9) lautet damit

$$E_2 - E_1 = Q_{12} + W_{t12} + \Delta m(p_1 v_1 - p_2 v_2) \tag{12}$$

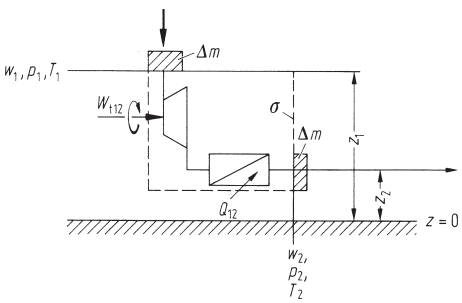


Bild 1. Arbeit am offenen System

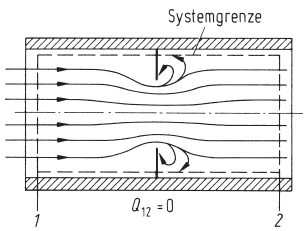


Bild 2. Adiabate Drosselung

mit E nach Gl. (8). Man definiert die Zustandsgröße *Enthalpie* H durch

$$H = U + pV \quad \text{bzw.} \quad h = u + pv \tag{13}$$

und kann damit Gl. (12) schreiben

$$0 = Q_{12} + W_{t12} + \Delta m\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right) - \Delta m\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right). \tag{14}$$

In dieser Form verwendet man den ersten Hauptsatz für stationäre Fließprozesse offener Systeme. Man erkennt aus Gl. (14), dass die Summe der über die Systemgrenze σ (**Bild 1**) transportierten Energien gleich null ist, da es sich um einen stationären Prozess handelt. Diese Energien sind die Wärme Q_{12}, die technische Arbeit W_{12} sowie die mit dem Massenelement Δm zugeführte Energie $\Delta m\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right)$ und die mit ihm abgeführte Energie $\Delta m\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right)$. In differenzieller Form kann man Gl. (14) wie folgt schreiben

$$0 = \mathrm{d}Q + \mathrm{d}W_t + \mathrm{d}m\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right) - \mathrm{d}m\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right).$$

Betrachtet man einen kontinuierlich ablaufenden Prozess, so wählt man anstatt Gl. (14) besser folgende Form der Bilanzgleichung

$$0 = \dot{Q} + P + \dot{m}\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right),$$

wobei $\dot{Q} = \mathrm{d}Q/\mathrm{d}\tau$ der Wärmestrom, $P = \mathrm{d}W_t/\mathrm{d}\tau$ die technische Leistung und $\dot{m}$ der Massenstrom sind. Häufig sind Änderungen von kinetischer und potentieller Energie vernachlässigbar. Dann vereinfacht sich Gl. (14) zu

$$0 = Q_{12} + W_{t12} + H_1 - H_2. \tag{15}$$

Sonderfälle hiervon sind:

a) *Adiabate* Zustandsänderungen, wie sie in Verdichtern, Turbinen und Triebwerken näherungsweise auftreten

$$0 = W_{t12} + H_1 - H_2. \tag{16}$$

b) Die *Drosselung* einer Strömung in einer adiabaten Rohrleitung durch eingebaute Hindernisse, **Bild 2**. Diese bewirken eine Druckabsenkung. Es ist

$$H_1 = H_2 \tag{17}$$

vor und nach der Drosselstelle. Bei der Drosselung bleibt die Enthalpie konstant. Man beachte, dass die Änderung der kinetischen und der potentiellen Energie vernachlässigt wurde.

3.4.2 Instationäre Prozesse. Unsteady state processes

Ist im System nach **Bild 1** die während einer bestimmten Zeit zugeführte Materie Δm_1 von der während der gleichen Zeit abgeführten Materie Δm_2 verschieden, so wird Materie im Inneren des Systems gespeichert, was zu einer zeitlichen Änderung von dessen innerer Energie und u. U. auch der kinetischen und potentiellen Energie führt. Die Energie des Systems ändert sich während einer Zustandsänderung *1–2* um $E_2 - E_1$, sodass an Stelle von Gl. (14) folgende Form des ersten Hauptsatzes tritt

$$E_2 - E_1 = Q_{12} + W_{t12} + \Delta m_1\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right) - \Delta m_2\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right). \tag{18}$$

Sind die Fluidzustände *1* beim Einströmen und *2* beim Ausströmen zeitlich veränderlich, so geht man zweckmäßigerweise zur differentiellen Schreibweise über:

$$\mathrm{d}E = \mathrm{d}Q + \mathrm{d}W_t + \mathrm{d}m_1\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right) - \mathrm{d}m_2\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right). \tag{19}$$

Um das Füllen oder Entleeren von Behältern zu untersuchen, kann man meistens die Änderungen von kinetischer und potentieller Energie vernachlässigen, außerdem wird oft keine technische Arbeit verrichtet, sodass sich Gl. (19) verkürzt zu

$$\mathrm{d}U = \mathrm{d}Q + h_1\mathrm{d}m_1 - h_2\mathrm{d}m_2 \tag{20}$$

mit der (zeitlich veränderlichen) inneren Energie $U = um$ des im Behälter eingeschlossenen Stoffs. Vereinbarungsgemäß ist hierin $\mathrm{d}m_1$ die dem System zugeführte, $\mathrm{d}m_2$ die abgeführte Stoffmenge; wird nur Materie zugeführt, so ist $\mathrm{d}m_2 = 0$, wird nur Materie abgeführt, so ist $\mathrm{d}m_1 = 0$.

Untersucht man einen kontinuierlich ablaufenden Prozess, so wählt man anstatt Gl. (18) besser folgende Form der Bilanzgleichung

$$\mathrm{d}E/\mathrm{d}\tau = \dot{Q} + P + \dot{m}_1\left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1\right) - \dot{m}_2\left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2\right). \tag{21}$$

4 Zweiter Hauptsatz. Second law

4.1 Das Prinzip der Irreversibilität
The principle of irreversibility

Bringt man zwei Systeme A und B miteinander in Kontakt, so laufen Austauschvorgänge ab, und es stellt sich nach hinreichend langer Zeit ein neuer Gleichgewichtszustand ein. Als Beispiel sei ein System A mit einem System B verschiedener Temperatur in Kontakt gebracht. Im Endzustand besitzen die Systeme gleiche Temperatur. Es hat sich thermisches Gleichgewicht eingestellt. Bis zum Erreichen des Gleichgewichts werden in kontinuierlicher Folge Nichtgleichgewichtszustände durchlaufen.

Unsere Erfahrung lehrt uns, dass dieser Prozess nicht von selbst, d. h. ohne Austausch mit der Umgebung, in umgekehrter Richtung abläuft. Solche Prozesse nennt man *irreversibel* oder *nicht umkehrbar*.

Austauschprozesse, bei denen Nichtgleichgewichtszustände durchlaufen werden, sind grundsätzlich irreversibel. Ein Prozess aus einer kontinuierlichen Folge von Gleichgewichtszuständen ist hingegen *reversibel* oder *umkehrbar*.

Beispielhaft sei die reibungsfreie adiabate Kompression eines Gases genannt. Dem System Gas kann man Volumenarbeit zuführen, indem man eine Kraft, z.B. durch einen Überdruck der Umgebung, auf die Systemgrenze ausübt. Wird diese Kraft sehr langsam erhöht, so wird das Volumen des Gases ab- und seine Temperatur zunehmen, wobei sich das Gas zu jeder Zeit in einem Gleichgewichtszustand befindet. Reduziert man die Kraft langsam wieder auf null, so gelangt das Gas wieder in seinen Ausgangszustand. Dieser Vorgang ist also reversibel oder umkehrbar.

Reversible Prozesse sind idealisierte Grenzfälle der wirklichen Prozesse und kommen in der Natur nicht vor. Alle *natürlichen* Prozesse sind *irreversibel*, weil es einer endlichen „Kraft“ bedarf, um einen Prozess auszulösen, beispielsweise einer endlichen Kraft, um einen Körper bei Reibung zu verschieben oder einer endlichen Temperaturdifferenz, um ihm Wärme zuzuführen. Sie laufen, bedingt durch die endliche Kraft, in einer bestimmten Richtung ab. Diese Erfahrungstatsache führt zu folgenden Formulierungen des *zweiten Hauptsatzes*:

- Alle natürlichen Prozesse sind irreversibel.
- Alle Prozesse mit Reibung sind irreversibel.
- Wärme kann nie *von selbst* von einem Körper niederer auf einen Körper höherer Temperatur übergehen.

„Von selbst“ bedeutet hierbei, dass man den genannten Vorgang nicht ausführen kann, ohne dass Änderungen in der Natur zurückbleiben. Neben den oben genannten gibt es noch viele für andere spezielle Prozesse gültige Formulierungen.

4.2 Allgemeine Formulierung. General formulation

Die mathematische Formulierung des zweiten Hauptsatzes gelingt mit dem Begriff der *Entropie* als weiterer Zustandsgröße eines Systems. Dass es zweckmäßig ist, eine solche Zustandsgröße einzuführen, kann man sich am Beispiel der Wärmeübertragung zwischen einem System und seiner Umgebung verständlich machen. Nach dem ersten Hauptsatz kann ein System mit seiner Umgebung Arbeit und Wärme austauschen. Die Zufuhr von Arbeit bewirkt eine Änderung der inneren Energie dadurch, dass beispielsweise das Volumen des Systems auf Kosten des Volumens der Umgebung geändert wird. Somit ist $U = U(V, \ldots)$. Das Volumen ist eine *Austauschvariable*: Es ist eine extensive Zustandsgröße, die zwischen System und Umgebung „ausgetauscht“ wird. Auch die Wärmezufuhr zwischen einem System und seiner Umgebung kann man sich so vorstellen, dass eine extensive Zustandsgröße zwischen System und Umgebung ausgetauscht wird. Damit wird lediglich die Existenz einer solchen Zustandsgröße postuliert, deren Einführung allein dadurch gerechtfertigt ist, dass alle Aussagen, die man mit dieser Größe gewinnt, mit der Erfahrung in Einklang stehen. Man nennt die neue extensive Zustandsgröße Entropie und bezeichnet sie mit S. Somit ist $U = U(V, S, \ldots)$. Wenn nur Volumenarbeit verrichtet und Wärme zugeführt wird, ist $U = U(V, S)$. Durch Differenziation folgt hieraus die *Gibbssche Fundamentalgleichung*

$$\mathrm{d}U = T\mathrm{d}S - p\,\mathrm{d}V \tag{1}$$

mit der thermodynamischen Temperatur

$$T = (\partial U/\partial S)_V \tag{2}$$

und dem Druck

$$p = -(\partial U/\partial V)_S. \tag{3}$$

Eine der Gl. (1) äquivalente Beziehung ergibt sich, wenn man U eliminiert und durch die Enthalpie $H = U + pV$ ersetzt

$$\mathrm{d}H = T\mathrm{d}S + V\mathrm{d}p. \tag{4}$$

Man kann zeigen, dass die thermodynamische Temperatur identisch ist mit der mit dem Gasthermometer (s. **D 2.3**) gemessenen Temperatur.

Das Studium der Eigenschaften der Entropie ergibt, dass in einem abgeschlossenen System, das sich zunächst im inneren Ungleichgewicht befindet (beispielsweise durch eine inhomogene Temperaturverteilung) und dann dem Gleichgewichtszustand zustrebt, die Entropie stets zunimmt. Im Grenzfall des Gleichgewichts wird ein Maximum der Entropie erreicht. Die Entropiezunahme im Innern bezeichnen wir als $\mathrm{d}S_\mathrm{i}$. Für den betrachteten Fall des abgeschlossenen Systems gilt dann

$$\mathrm{d}S = \mathrm{d}S_\mathrm{i},$$

mit $\mathrm{d}S_\mathrm{i} > 0$.

In einem nicht abgeschlossenen System ändert sich die Systementropie auch durch Wärmeaustausch mit der Umgebung um $\mathrm{d}S_\mathrm{Q}$ und mit Materieaustausch mit der Umgebung um $\mathrm{d}S_\mathrm{m}$. Die Systementropie ändert sich jedoch nicht mit dem Austausch von Arbeit mit der Umgebung. Es gilt also allgemein

$$\mathrm{d}S = \mathrm{d}S_\mathrm{Q} + \mathrm{d}S_\mathrm{m} + \mathrm{d}S_\mathrm{i}. \tag{5}$$

Betrachtet man die zeitliche Änderung der Systementropie $\dot{S} = \mathrm{d}S/\mathrm{d}\tau$

$$\dot{S} = \dot{S}_\mathrm{Q} + \dot{S}_\mathrm{m} + \dot{S}_\mathrm{i},$$

wobei $\dot{S}_\mathrm{i}$ die zeitliche Entropieerzeugung durch irreversible Vorgänge im Innern ist. $\dot{S}_\mathrm{Q} + \dot{S}_\mathrm{m}$ bezeichnet man als Entropieströmung. Man fasst diese über die Systemgrenze ausgetauschten Größen auch zusammen zu

$$\dot{S}_\mathrm{a} = \dot{S}_\mathrm{Q} + \dot{S}_\mathrm{m}. \tag{7}$$

Die zeitliche Änderung der Systemtropie S setzt sich also aus Entropieströmung $\dot{S}_\mathrm{a}$ und Entropieerzeugung $\dot{S}_\mathrm{i}$ zusammen,

$$\dot{S} = \dot{S}_\mathrm{a} + \dot{S}_\mathrm{i}. \tag{8}$$

Für die Entropieerzeugung gilt:

$$\begin{aligned} &\dot{S}_\mathrm{i} = 0 \quad \textit{für reversible} \text{ Prozesse},\\ &\dot{S}_\mathrm{i} > 0 \quad \textit{für irreversible} \text{ Prozesse},\\ &\dot{S}_\mathrm{i} < 0 \quad \textit{nicht möglich}. \end{aligned} \tag{9}$$

4.3 Spezielle Formulierungen. Special formulations

4.3.1 Adiabate, geschlossene Systeme

Adiabatic, closed systems

Für adiabate Systeme ist $\dot{S}_\mathrm{Q} = 0$, für geschlossene Systeme ist $\dot{S}_\mathrm{m} = 0$, und daher folgt $\dot{S} = \dot{S}_\mathrm{i}$. Es gilt also:

In adiabaten, geschlossenen Systemen kann die Entropie niemals abnehmen, sie kann nur zunehmen bei irreversiblen oder konstant bleiben bei reversiblen Prozessen.

Setzt sich ein adiabates, geschlossenes System aus α Untersystemen zusammen, so gilt für die Summe der Entropieänderungen $\Delta S^{(\alpha)}$ der Untersysteme

$$\sum_\alpha \Delta S^{(\alpha)} \geq 0. \tag{10}$$

In einem adiabaten, geschlossenen System ist nach Gl. (1) mit $\mathrm{d}S = \mathrm{d}S_\mathrm{i}$

$$\mathrm{d}U = T\mathrm{d}S_\mathrm{i} - p\,\mathrm{d}V.$$

Andererseits folgt aus dem ersten Hauptsatz nach D 3 Gl. (10)

$$\mathrm{d}U = \mathrm{d}W_\mathrm{diss} - p\,\mathrm{d}V$$

und daher

$$\mathrm{d}W_\mathrm{diss} = T\mathrm{d}S_\mathrm{i} = \mathrm{d}\Psi \tag{11}$$

oder

$$(W_\mathrm{diss})_{12} = T(S_\mathrm{i})_{12} = \Psi_{12}.$$

Man nennt Ψ_{12} die während einer Zustandsänderung *1–2 dissipierte Energie*. Es gilt: Die dissipierte Energie ist stets positiv.

Diese Aussage gilt nicht nur für adiabate Systeme, sondern ganz allgemein, da die Entropieerzeugung definitionsgemäß der Anteil der Entropieänderung ist, der auftritt, wenn das System adiabat und geschlossen ist, also $\dot{S}_\mathrm{a} = 0$ gilt.

4.3.2 Systeme mit Wärmezufuhr

Systems with heat addition

Für geschlossene Systeme mit Wärmezufuhr kann man Gl. (1) schreiben

$$\mathrm{d}U = T\,\mathrm{d}S_Q + T\,\mathrm{d}S_i - p\,\mathrm{d}V = T\,\mathrm{d}S_Q + \mathrm{d}W_{\mathrm{diss}} - p\,\mathrm{d}V. \quad (12)$$

Ein Vergleich mit dem ersten Hauptsatz, D 3 Gl. (10), ergibt

$$\mathrm{d}Q = T\,\mathrm{d}S_{\mathrm{Q}}. \quad (13)$$

Wärme ist demnach Energie, die mit Entropie über die Systemgrenze strömt, während Arbeit ohne Entropieaustausch übertragen wird.
Addiert man in Gl. (13) auf der rechten Seite den stets positiven Term $T\,\mathrm{d}S_{\mathrm{i}}$, so folgt die *Clausiussche Ungleichung*

$$\mathrm{d}Q \le T\mathrm{d}S \quad \text{oder} \quad \Delta S \ge \int_1^2 \frac{\mathrm{d}Q}{T}. \quad (14)$$

In irreversiblen Prozessen ist die Entropieänderung größer als das Integral über alle $\mathrm{d}Q/T$, nur bei reversiblen gilt das Gleichheitszeichen.
Für offene Systeme mit Wärmezufuhr hat man in Gl. (12) $\mathrm{d}S_Q$ durch $\mathrm{d}S_a = \mathrm{d}S_Q + \mathrm{d}S_m$ zu ersetzen.

D

5 Exergie und Anergie
Exergy and anergy

Nach dem ersten Hauptsatz bleibt die Energie in einem abgeschlossenen System konstant. Da man jedes nicht abgeschlossene System durch Hinzunahme der Umgebung in ein abgeschlossenes verwandeln kann, ist es stets möglich, ein System zu bilden, in dem während eines thermodynamischen Prozesses die Energie konstant bleibt. Ein Energieverlust ist daher nicht möglich. In einem thermodynamischen Prozeß wird lediglich Energie umgewandelt. Wie viel von der in einem System gespeicherten Energie umgewandelt wird, hängt vom Zustand der Umgebung ab. Befindet sich diese im Gleichgewicht mit dem System, so wird keine Energie umgewandelt, je stärker die Abweichung vom Gleichgewicht ist, desto mehr Energie des Systems kann umgewandelt werden.
Viele thermodynamische Prozesse laufen in der irdischen Atmosphäre ab, die somit die Umgebung der meisten thermodynamischen Systeme darstellt. Die irdische Atmosphäre kann man im Vergleich zu den sehr viel kleineren thermodynamischen Systemen als ein unendlich großes System ansehen, dessen intensive Zustandsgrößen Druck, Temperatur und Zusammensetzung sich während eines Prozesses nicht ändern, wenn man die täglich und jahreszeitlich bedingten Schwankungen der intensiven Zustandsgrößen außer Acht lässt.
In vielen technischen Prozessen wird Arbeit gewonnen, indem man ein System von gegebenem Anfangszustand mit der Umgebung ins Gleichgewicht bringt. Das Maximum an Arbeit wird dann gewonnen, wenn alle Zustandsänderungen reversibel sind.
Man bezeichnet die bei Einstellung des Gleichgewichts mit der Umgebung maximal gewinnbare Arbeit als *Exergie* W_{ex}.

5.1 Exergie eines geschlossenen Systems
Exergy of a closed system

Um die Exergie eines geschlossenen Systems, das sich im Zustand 1 befindet, zu berechnen, betrachtet man einen Prozess, bei dem das System reversibel mit seiner Umgebung ins thermische und mechanische Gleichgewicht gebracht wird. Gleichgewicht liegt vor, wenn die Temperatur des Systems im Endzustand 2 gleich der Temperatur in der Umgebung, $T_2 = T_{\mathrm{u}}$, und der Druck des Systems im Zustand 2 gleich dem Druck der Umgebung, $p_2 = p_{\mathrm{u}}$, sind.
Unter Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energie des Systems gilt nach dem ersten Hauptsatz, D3 Gl. (9),

$$U_2 - U_1 = Q_{12} + W_{12}. \quad (1)$$

Damit der Prozess reversibel verläuft, muss das System zunächst reversibel adiabat auf Umgebungstemperatur gebracht und dann Wärme reversibel bei der konstanten Temperatur T_u übertragen werden. Für den Wärmetransport folgt aus dem zweiten Hauptsatz, D4 Gl. (13),

$$Q_{12} = T_u(S_2 - S_1). \quad (2)$$

Die Arbeit W_{12}, die am System verrichtet wird, setzt sich zusammen aus der maximalen Arbeit, die man nutzbar machen kann und der Volumenarbeit $-p_{\mathrm{u}}(V_2 - V_1)$, die zur Überwindung des Druckes der Umgebung aufgewendet werden muss. Die maximal nutzbare Arbeit ist die Exergie W_{ex}. Es folgt

$$W_{12} = W_{\mathrm{ex}} - p_{\mathrm{u}}(V_2 - V_1). \quad (3)$$

Setzt man Gln. (3) und (2) in Gl. (1) ein, so ergibt sich

$$U_2 - U_1 = T_{\mathrm{u}}(S_2 - S_1) + W_{\mathrm{ex}} - p_{\mathrm{u}}(V_2 - V_1). \quad (4)$$

Im Zustand *2* ist das System im Gleichgewicht mit der Umgebung, gekennzeichnet durch den Index u. Die Exergie des geschlossenen Systems ist somit

$$-W_{\mathrm{ex}} = U_1 - U_{\mathrm{u}} - T_{\mathrm{u}}(S_1 - S_{\mathrm{u}}) + p_{\mathrm{u}}(V_1 - V_{\mathrm{u}}). \quad (5)$$

Hat das System starre Wände, so ist $V_1 = V_{\mathrm{u}}$ und der letzte Term entfällt.
Ist das System bereits im Ausgangszustand im Gleichgewicht mit der Umgebung, Zustand 1=Zustand u, so kann nach Gl. (5) keine Arbeit gewonnen werden. Es gilt also:
Die innere Energie der Umgebung kann nicht in Exergie umgewandelt werden.
Die gewaltigen in der uns umgebenden Atmosphäre gespeicherten Energien können somit nicht zum Antrieb von Fahrzeugen genützt werden.

5.2 Exergie eines offenen Systems
Exergy of an open system

Die maximale technische Arbeit oder die Exergie eines Stoffstroms erhält man dadurch, daß der Stoffstrom auf reversiblem Weg durch Verrichten von Arbeit und durch Wärmezu- oder -abfuhr mit der Umgebung ins Gleichgewicht gebracht wird. Aus dem ersten Hauptsatz für stationäre Prozesse offener Systeme, unter Vernachlässigung der Änderung von kinetischer und potentieller Energie, D 3 Gl. (15), folgt dann

$$-W_{\mathrm{ex}} = H_1 - H_{\mathrm{u}} - T_{\mathrm{u}}(S_1 - S_{\mathrm{u}}). \quad (6)$$

Von der Enthalpie H_1 wird somit nur der um $H_{\mathrm{u}} + T_{\mathrm{u}}(S_1 - S_{\mathrm{u}})$ verminderte Anteil in technische Arbeit umgewandelt. Wird einem Stoffstrom Wärme aus der Umgebung zugeführt, so ist $T_{\mathrm{u}}(S_1 - S_{\mathrm{u}})$ negativ und die Exergie um den Anteil dieser zugeführten Wärme größer als die Änderung der Enthalpie.

5.3 Exergie einer Wärme. Exergy and heat

Einer Maschine soll Wärme Q_{12} aus einem Energiespeicher der Temperatur T zugeführt und in Arbeit W_{12} verwandelt werden, **Bild 1**. Die nicht in Arbeit umwandelbare Wärme

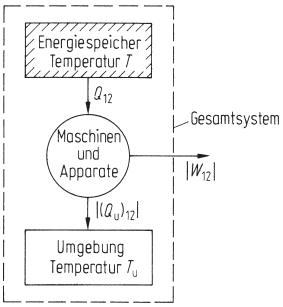


Bild 1. Zur Umwandlung von Wärme in Arbeit

$(Q_u)_{12}$ wird an die Umgebung abgeführt. Das Maximum an Arbeit gewinnt man, wenn alle Zustandsänderungen reversibel ablaufen. Dieses Maximum an Arbeit ist gleich der Exergie der Wärme. Alle Zustandsänderungen sind reversibel, wenn

$$\int_1^2 \frac{\mathrm{d}Q}{T} + \int_1^2 \frac{\mathrm{d}Q_u}{T_u} = 0$$

mit $\mathrm{d}Q + \mathrm{d}Q_u + \mathrm{d}W_{ex} = 0$ nach dem ersten Hauptsatz. Daraus ergibt sich die Exergie der den Maschinen und Apparaten zugeführten Wärmen

$$-W_{ex} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \mathrm{d}Q \tag{7}$$

oder in differenzieller Schreibweise

$$-\mathrm{d}W_{ex} = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \mathrm{d}Q. \tag{8}$$

In einem reversiblen Prozess ist nur der mit dem sog. *Carnot-Faktor* $1 - (T_u/T)$ multiplizierte Anteil der zugeführten Wärme $\mathrm{d}Q$ in Arbeit umwandelbar. Der Anteil $\mathrm{d}Q_u = -T_u(\mathrm{d}Q/T)$ wird wieder an die Umgebung abgegeben und kann nicht als Arbeit gewonnen werden.
Man erkennt außerdem: Wärme, die bei Umgebungstemperatur zur Verfügung steht, kann nicht in Exergie umgewandelt werden.

5.4 Anergie. Anergy

Als Anergie B bezeichnet man diejenige Energie, die sich nicht in Exergie W_{ex} umwandeln lässt.

Jede Energie setzt sich aus Exergie W_{ex} und Anergie B zusammen, d. h.

$$E = W_{ex} + B. \tag{9}$$

Somit gilt für

– ein geschlossenes System nach Gl. (5) mit $E = U_1$

$$B = U_u + T_u(S_1 - S_u) - p_u(V_1 - V_u), \tag{10}$$

– ein offenes System nach Gl. (6) mit $E = H_1$

$$B = H_u + T_u(S_1 - S_u), \tag{11}$$

– eine Wärme nach Gl. (8) mit $\mathrm{d}E = \mathrm{d}Q$

$$B = \int_1^2 \frac{T_u}{T} \mathrm{d}Q. \tag{12}$$

5.5 Exergieverluste. Exergy losses

Die in einem Prozess dissipierte Energie ist nicht vollständig verloren. Sie erhöht die Entropie und damit wegen $U(S, V)$ auch die innere Energie eines Systems. Die dissipierte Energie kann man sich auch in einem reversiblen Ersatzprozess als Wärme vorstellen, die von außen zugeführt wird $(\mathrm{d}\Psi = \mathrm{d}Q)$ und die gleiche Entropieerhöhung bewirkt wie in dem irreversiblen Prozess. Da man die zugeführte Wärme $\mathrm{d}Q$, Gl. (8), zum Teil in Arbeit umwandeln kann, ist auch der Anteil

$$-\mathrm{d}W_{ex} = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) \mathrm{d}\Psi \tag{13}$$

der dissipierten Energie $\mathrm{d}\Psi$ als Arbeit (Exergie) gewinnbar. Der restliche Anteil $T_u\mathrm{d}\Psi/T$ der zugeführten Dissipationsenergie muss als Wärme an die Umgebung abgeführt werden und ist nicht in Arbeit umwandelbar. Man bezeichnet ihn als *Exergieverlust*: Dieser ist gleich der Anergie der Dissipationsenergie und nach Gl. (12) gegeben durch

$$(W_{\mathrm{Verlust}})_{12} = \int_1^2 \frac{T_u}{T} \mathrm{d}\Psi = \int_1^2 T_u \,\mathrm{d}S_i. \tag{14}$$

Für einen geschlossenen, adiabaten Prozess ist wegen $\mathrm{d}S_i = \mathrm{d}S$

$$(W_{\mathrm{Verlust}})_{12} = \int_1^2 T_u \,\mathrm{d}S = T_u(S_2 - S_1). \tag{15}$$

Für die Exergie gilt im Gegensatz zur Energie kein Erhaltungssatz. Die einem System zugeführten Exergien sind gleich den abgeführten und den Exergieverlusten. Verluste durch Nichtumkehrbarkeiten wirken sich thermodynamisch um so ungünstiger aus je tiefer die Temperatur T ist, bei der ein Prozess abläuft, vgl. Gl. (14).

6 Stoffthermodynamik
Thermodynamics of substances

Um mit den allgemeinen für beliebige Stoffe gültigen Hauptsätzen der Thermodynamik umgehen und um Exergien und Anergien berechnen zu können, muss man Zahlenwerte für die Zustandsgrößen U, H, S, p, V, T ermitteln. Hiervon bezeichnet man die Größen U, H, S als *kalorische* und p, V, T als *thermische* Zustandsgrößen. Die Zusammenhänge zwischen ihnen sind stoffspezifisch. Gleichungen, die Zusammenhänge zwischen Zustandsgrößen angeben, bezeichnet man als *Zustandsgleichungen*.

6.1 Thermische Zustandsgrößen von Gasen und Dämpfen
Thermal properties of gases and vapours

Eine thermische Zustandsgleichung reiner Stoffe ist von der Form

$$F(p, v, T) = 0 \tag{1}$$

oder $p = p(v, T)$, $v = v(p, T)$ und $T = T(p, v)$. Für technische Berechnungen bevorzugt man Zustandsgleichungen der Form $v = v(p, T)$, da Druck und Temperatur meistens als unabhängige Variablen vorgegeben sind.

6.1.1 Ideale Gase. Ideal gases

Von besonders einfacher Art ist die thermische Zustandsgleichung idealer Gase

$$pV = mRT \quad \text{oder} \quad p\upsilon = RT, \tag{2}$$

mit: p absoluter Druck, V Volumen, υ spezifisches Volumen, R individuelle Gaskonstante, T thermodynamische Temperatur. Gase verhalten sich nur dann näherungsweise ideal, wenn ihr Druck hinreichend klein ist, $p \to 0$.

6.1.2 Gaskonstante und das Gesetz von Avogadro
Gas constant and the law of Avogadro

Als Einheit der Stoffmenge definiert man das *Mol* mit dem Einheitensymbol mol.
Die Zahl der Teilchen (Moleküle, Atome, Elementarteilchen) eines Stoffs nennt man dann 1 Mol, wenn dieser Stoff aus ebenso vielen unter sich gleichen Teilchen besteht wie in genau 12 g reinen atomaren Kohlenstoffs des Nuklids ^{12}C enthalten sind.
Man bezeichnet die in einem Mol enthaltene Anzahl von unter sich gleichen Teilchen als *Avogadro-Konstante* (in der deutschsprachigen Literatur oftmals als *Loschmidt-Zahl*). Sie ist eine universelle Naturkonstante und hat den Zahlenwert

$$N_\mathrm{A} = (6{,}02214199 \pm 4{,}7 \cdot 10^{-7})\, 10^{26}/\mathrm{kmol}.$$

Die Masse eines Mols, also von N_A unter sich gleichen Teilchen, ist eine stoffspezifische Größe und wird Molmasse genannt (Werte s. **Anh. D6 Tab. 1**):

$$M = m/n \tag{3}$$

(SI-Einheit kg/kmol, m Masse in kg, n Molmenge in kmol). Nach Avogadro (1831) gilt: Ideale Gase enthalten bei gleichem Druck und gleicher Temperatur in gleichen Räumen gleich viel Moleküle.
Daraus folgt nach Einführen der Molmasse in die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases, Gl. (2), dass $pV/nT = MR$ eine für alle Gase feste Größe ist

$$MR = \boldsymbol{R}. \tag{4}$$

Man nennt $\boldsymbol{R}$ die universelle Gaskonstante. Sie ist eine Naturkonstante. Es ist

$$\boldsymbol{R} = 8{,}314472 \pm 1{,}5 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{kJ/kmolK}.$$

Die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases lautet mit ihr

$$pV = n\boldsymbol{R}T. \tag{5}$$

Beispiel: In einer Stahlflasche von $V_1 = 200$ l Inhalt befindet sich Wasserstoff von $p_1 = 120$ bar und $t_1 = 10$ °C. Welchen Raum nimmt der Wasserstoff bei $p_2 = 1$ bar und $t_2 = 0$ °C ein, wenn man die geringen Abweichungen des Wasserstoffs vom Verhalten des idealen Gases vernachlässigt?

Nach Gl. (5) ist $p_1V_1 = nRT_1$; $p_2V_2 = nRT_2$ und somit

$$V_2 = \frac{p_1T_2}{p_2T_1}V_1 = \frac{120\,\mathrm{bar} \cdot 273{,}15\,\mathrm{K}}{1\,\mathrm{bar} \cdot 283{,}15\,\mathrm{K}}\, 0{,}2\,\mathrm{m}^3 = 23{,}15\,\mathrm{m}^3.$$

6.1.3 Reale Gase. Real gases

Die thermische Zustandsgleichung des idealen Gases gilt für wirkliche Gase und Dämpfe nur als Grenzgesetz bei unendlich kleinen Drücken. Die Abweichung des Verhaltens des gasförmigen Wassers von der Zustandsgleichung der idealen Gase zeigt **Bild 1**, in dem $p\upsilon/RT$ über t für verschiedene Drücke dargestellt ist. Der Realgasfaktor $Z = p\upsilon/RT$ ist für ideale Gase gleich eins, weicht aber für reale Gase hiervon ab. Bei Luft zwischen 0 und 200 °C und für Wasserstoff von

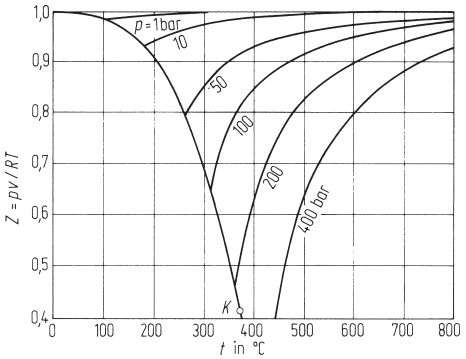


Bild 1. Realgasfaktor von Wasserdampf

–15 bis 200 °C erreichen die Abweichungen in Z bei Drücken von 20 bar etwa 1% vom Wert eins. Bei atmosphärischen Drücken sind bei fast allen Gasen die Abweichungen vom Gesetz des idealen Gases zu vernachlässigen. Zur Beschreibung des Zustandsverhaltens realer Gase haben sich verschiedene Arten von Zustandsgleichungen bewährt. Eine davon besteht darin, dass man den Realgasfaktor Z in Form einer Reihe darstellt und additiv an den Wert 1 für das ideale Gas Korrekturglieder anfügt

$$Z = \frac{p\upsilon}{RT} = 1 + \frac{B(T)}{\upsilon} + \frac{C(T)}{\upsilon^2} + \frac{D(T)}{\upsilon^3}. \tag{6}$$

Man nennt B den zweiten, C den dritten und D den vierten Virialkoeffizienten. Eine Zusammenstellung von zweiten Virialkoeffizienten vieler Gase findet man in Tabellenwerken [2, 3]. Die Virialgleichung mit zwei oder drei Virialkoeffizienten ist nur im Bereich mäßiger Drücke gültig. Zur Beschreibung des Zustandsverhaltens dichter Gase stellt die Zustandsgleichung von Benedict-Webb-Rubin [4] einen ausgewogenen Kompromiss zwischen rechnerischem Aufwand und erzielbarer Genauigkeit dar. Sie lautet

$$\begin{aligned} Z = 1 &+ \frac{B(T)}{\upsilon} + \frac{C(T)}{\upsilon^2} \\ &+ \frac{a\alpha}{\upsilon^5 RT} + \frac{c}{\upsilon^3 RT^2}\left(1 + \frac{\gamma}{\upsilon^2}\right)\exp\left(-\frac{\gamma}{\upsilon^2}\right), \end{aligned} \tag{7}$$

mit

$$B(T) = B_0 - \frac{A_0}{RT} - \frac{C_0}{RT^3} \quad \text{und} \quad C(T) = b - \frac{a}{RT}.$$

Die Gleichung enthält die acht Konstanten A_0, B_0, C_0, a, b, c, α, γ, die für viele Stoffe vertafelt sind [4]. Hochgenaue Zustandsgleichungen benötigt man für die in Wärmekraft- und Kälteanlagen verwendeten Arbeitsstoffe Wasser [5], Luft [6] und die Kältemittel [7]. Die Gleichungen für diese Stoffe sind aufwendiger, enthalten mehr Konstanten und sind nur mit einer elektronischen Rechenanlage auszuwerten.

6.1.4 Dämpfe. Vapours

Dämpfe sind Gase in der Nähe ihrer Verflüssigung. Man nennt einen Dampf *gesättigt*, wenn schon eine beliebig kleine Temperatursenkung ihn verflüssigt, er heißt *überhitzt*, wenn es dazu einer endlichen Temperatursenkung bedarf. Führt man einer Flüssigkeit bei konstantem Druck Wärme zu, so beginnt sich von einer bestimmten Temperatur an Dampf von gleicher Temperatur zu bilden. Dampf und Flüssigkeit befinden sich im Gleichgewicht. Man nennt diesen Zustand *Sättigungszustand*; er ist durch zueinander gehörende Werte von *Sättigungstemperatur* und *Sättigungsdruck* gekennzeichnet, deren Abhängigkeit voneinander durch die *Dampfdruckkurve*

dargestellt wird, **Bild 2**. Sie beginnt am *Tripelpunkt* und endet am *kritischen Punkt K* eines Stoffs. Darunter versteht man den Zustandspunkt p_k, T_k oberhalb dessen Dampf und Flüssigkeit nicht mehr durch eine deutlich wahrnehmbare Grenze getrennt sind, sondern kontinuierlich ineinander übergehen (s. **Anh. D6 Tab. 1**). Der kritische Punkt ist ebenso wie der Tripelpunkt, an dem Dampf, Flüssigkeit und feste Phase eines Stoffs miteinander im Gleichgewicht stehen, ein für jeden Stoff charakteristischer Punkt. Den Dampfdruck vieler Stoffe kann man vom Tripelpunkt bis zum Siedepunkt bei Atmosphärendruck durch die Antoine-Gleichung darstellen

$$\ln p = A - B/(C+T), \tag{8}$$

in der die Größen A, B, C stoffabhängige Konstanten sind (s. **Anh. D6 Tab. 2**).

Verdichtet man überhitzten Dampf bei konstanter Temperatur durch Verkleinern des Volumens, so nimmt der Druck ähnlich wie bei einem idealen Gas nahezu nach einer Hyperbel zu, s. z. B. die *Isotherme* 300 °C in **Bild 3**. Die Kondensation beginnt, sobald der Sättigungsdruck erreicht ist, und das Volumen verkleinert sich ohne Steigen des Drucks so lange, bis aller Dampf verflüssigt ist. Bei weiterer Volumenverkleinerung steigt der Druck stark an. Die Kurvenschar von **Bild 3** ist als graphische Darstellung einer Zustandsgleichung für viele Stoffe charakteristisch. Verbindet man die spezifischen Volumina der Flüssigkeit bei Sättigungstemperaturen vor der Verdampfung und des gesättigten Dampfes, v' und v'', so erhält man zwei Kurven *a* und *b* , die linke und die rechte Grenzkurve genannt, die sich im kritischen Punkt *K* treffen. Ist x der Dampfgehalt, definiert als Masse des gesättigten Dampfes m'' bezogen auf die Gesamtmasse von gesättigtem Dampf m'' und siedender Flüssigkeit m', v' das spezifische Volumen von siedender Flüssigkeit und v'' das von Sattdampf, so gilt für Nassdampf

$$v = x v'' + (1-x) v'. \tag{9}$$

Linien $x = \text{const}$ zeigt **Bild 3**.

Beispiel: In einem Kessel von 2 m^3/kg Inhalt befinden sich 1 000 kg Wasser und Dampf von 121 bar im Sättigungszustand. Welches spez. Volumen hat der Dampf? Aus der Dampftafel (**Anh. D6 Tab. 5**) findet man durch Interpolieren bei 121 bar das spez. Volumen des Dampfes $v'' = 0{,}01410\ m^3/kg$, das der Flüssigkeit $v' = 0{,}001530\ m^3$. Das mittlere spez. Volumen $v = V/m$ ist $v = 2\ m^3/1000\ kg = 0{,}002\ m^3/kg$. Mit Gl. (9) folgt

$x = (v - v')/(v'' - v') = (0{,}002 - 0{,}001530)/(0{,}01410 - 0{,}001530) = 0{,}03739 = m''/m$, also $m'' = 1000 \cdot 0{,}03739\ kg = 37{,}39\ kg$,

$m' = 1000 - 37{,}39\ kg = 962{,}61\ kg$.

Man kann die Zustandsgleichung auch als eine Fläche im Raum mit den Koordinaten p, v, t darstellen, **Bild 4**. Die Projektion der Grenzkurve in die p, T-Ebene ergibt die Dampf-

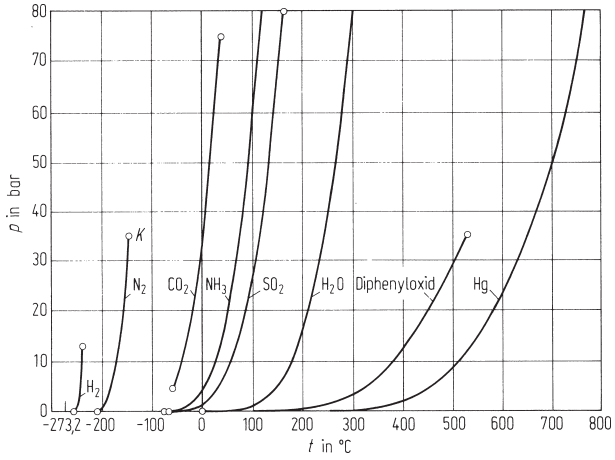


Bild 2. Dampfdruckkurven einiger Stoffe

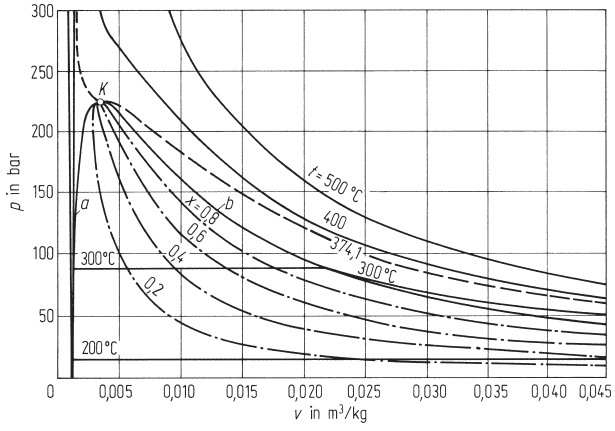


Bild 3. p, v-Diagramm des Wassers

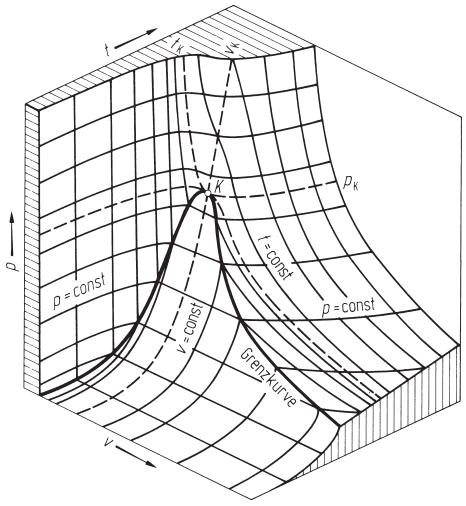


Bild 4. Zustandsfläche des Wassers in perspektivischer Darstellung

druckkurve, die Projektion der Fläche in die p, v-Ebene liefert die Darstellung nach **Bild 3**.

6.2 Kalorische Zustandsgrößen von Gasen und Dämpfen

Caloric properties of gases and vapours

6.2.1 Ideale Gase. Ideal gases

Die innere Energie idealer Gase hängt nur von der Temperatur ab, $u=u(T)$, infolgedessen ist auch die Enthalpie $h=u+pv=u+RT$ eine reine Temperaturfunktion $h=h(T)$. Die Ableitungen von u und h nach der Temperatur nennt man *spezifische Wärmekapazitäten.* Sie steigen mit der Temperatur (s. **Anh. D6 Tab. 3** mit Werten für Luft). Es ist

$$\mathrm{d}u/\mathrm{d}T = c_\mathrm{v} \tag{10}$$

die spez. Wärmekapazität bei konstantem Volumen und

$$\mathrm{d}h/\mathrm{d}T = c_\mathrm{p} \tag{11}$$

die spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck.
Die Ableitung von $h-u=RT$ ergibt

$$c_\mathrm{p} - c_\mathrm{v} = R. \tag{12}$$

Die Differenz der molaren Wärmekapazitäten oder Molwärmen $\bar{C}_\mathrm{p} = Mc_\mathrm{p}$, $\bar{C}_\mathrm{v} = Mc_\mathrm{v}$ ist gleich der universellen Gaskonstanten

$$\bar{C}_\mathrm{p} - \bar{C}_\mathrm{v} = \boldsymbol{R}.$$

Das Verhältnis $\varkappa = c_\mathrm{p}/c_\mathrm{v}$ spielt bei reversiblen adiabaten Zustandsänderungen eine wichtige Rolle und wird daher Adiabatenexponent oder Isentropenexponent genannt. Für einatomige Gase ist recht genau $\varkappa=1{,}66$, für zweiatomige $\varkappa=1{,}40$ und für dreiatomige $\varkappa=1{,}30$. Die mittlere spezifische Wärmekapazität ist der integrale Mittelwert definiert durch

$$[c_\mathrm{p}]_{t_1}^{t_2} = \frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2} c_\mathrm{p}\mathrm{d}t; \quad [c_\mathrm{v}]_{t_1}^{t_2} = \frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2} c_\mathrm{v}\mathrm{d}t. \tag{13}$$

Aus Gln. (10) und (11) folgen für die *Änderungen* von *innerer Energie und Enthalpie*

$$u_2 - u_1 = [c_\mathrm{v}]_{t_1}^{t_2}(t_2-t_1) = [c_\mathrm{v}]_0^{t_2}t_2 - [c_\mathrm{v}]_0^{t_1}t_1 \tag{14}$$

und

$$h_2 - h_1 = [c_\mathrm{p}]_{t_1}^{t_2}(t_2-t_1) = [c_\mathrm{p}]_0^{t_2}t_2 - [c_\mathrm{p}]_0^{t_1}t_1. \tag{15}$$

Zahlenwerte von $[c_\mathrm{v}]_0^t$ und $[c_\mathrm{p}]_0^t$ ermittelt man aus den im **Anh. D6 Tab. 4** angegebenen mittleren Molwärmen. Die spezifische *Entropie* ergibt sich aus D4 Gl. (1) unter Beachtung von Gl. (10) und Gl. (2)

$$\mathrm{d}s = \frac{\mathrm{d}u + p\,\mathrm{d}v}{T} = c_\mathrm{v}\frac{\mathrm{d}T}{T} + R\frac{\mathrm{d}v}{v}$$

durch Integration mit $c_\mathrm{v}=\mathrm{const}$ zu

$$s_2 - s_1 = c_\mathrm{v}\ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1}. \tag{16}$$

Einen äquivalenten Ausdruck erhält man durch Integration von D4 Gl. (4) mit $c_\mathrm{p}=\mathrm{const}$

$$s_2 - s_1 = c_\mathrm{p}\ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1}. \tag{17}$$

6.2.2 Reale Gase und Dämpfe. Real gases and vapours

Die kalorischen Zustandsgrößen realer Gase und Dämpfe werden i. Allg. aus Messungen bestimmt, können aber bis auf einen Anfangswert auch aus der thermischen Zustandsgleichung abgeleitet werden. Sie werden in Tabellen oder Diagrammen in folgender Weise dargestellt $u=u(v, T)$, $h=h(p, T)$, $s=s(p, T)$, $c_\mathrm{v}=c_\mathrm{v}(v, T)$, $c_\mathrm{p}=c_\mathrm{p}(p, T)$. Häufig erfordert die Auswertung von Zustandsgleichungen einen Computer.
Für *Dämpfe* gilt: Die Enthalpie h'' des gesättigten Dampfes unterscheidet sich von der Enthalpie h' der Flüssigkeit im Sättigungszustand bei p, $T=\mathrm{const}$ um die *Verdampfungsenthalpie*

$$r = h'' - h', \tag{18}$$

die mit steigender Temperatur abnimmt und am kritischen Punkt, wo $h''=h'$ ist, zu null wird. Die Enthalpie von Nassdampf ist

$$h = (1-x)h' + xh'' = h' + xr. \tag{19}$$

Entsprechend ist die innere Energie

$$u = (1-x)u' + xu'' = u' + x(u''-u') \tag{20}$$

und die Entropie

$$s = (1-x)s' + xs'' = s' + xr/T, \tag{21}$$

da Verdampfungsenthalpie und Verdampfungsentropie $s''-s'$ zusammenhängen durch

$$r = T(s''-s'). \tag{22}$$

Nach *Clausius-Clapeyron* ist die Verdampfungsenthalpie mit der Steigung $\mathrm{d}p/\mathrm{d}T$ der Dampfdruckkurve $p(T)$ verknüpft durch

$$r = T(v''-v')\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}T}, \tag{23}$$

wenn T die Siedetemperatur beim Druck p ist. Man kann diese Beziehung verwenden, um aus zwei der drei Größen r, $v''-v'$ und $\mathrm{d}p/\mathrm{d}T$ die dritte zu berechnen.
Wenn nicht häufig Zustandsgrößen zu berechnen sind oder keine leistungsfähigen Rechner zu Verfügung stehen, verwendet man für praktische Rechnungen *Dampftafeln*, in denen die Ergebnisse theoretischer und experimenteller Untersuchungen der Zustandsgrößen zusammengefasst sind. Für die in der Technik wichtigen Arbeitsstoffe findet man Dampftafeln in **Anh. D6 Tab. 5** bis **10**. Zur Ermittlung von Anhaltswerten und zur Darstellung von Zustandsänderungen sind Dia-

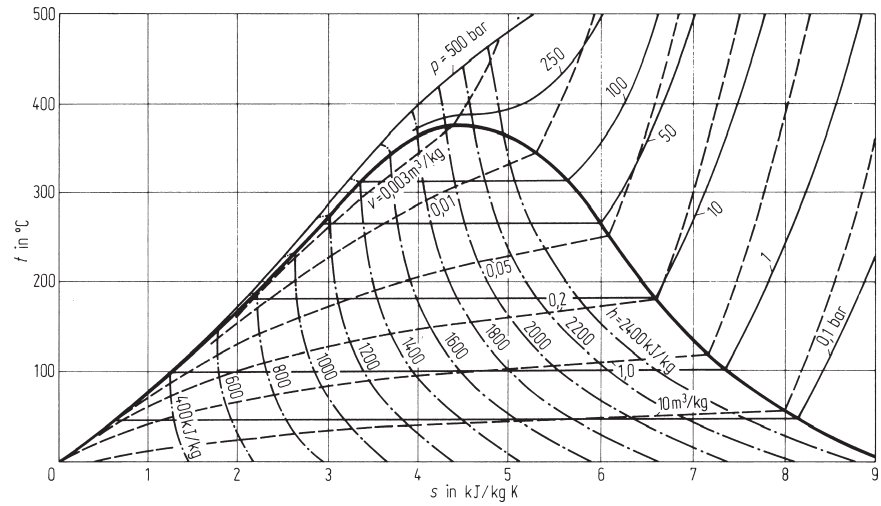


Bild 5. t, s-Diagramm des Wassers mit Kurven $p=$const (ausgezogen), $=$const (gestrichelt) und Kurven gleicher Enthalpie (strichpunktiert)

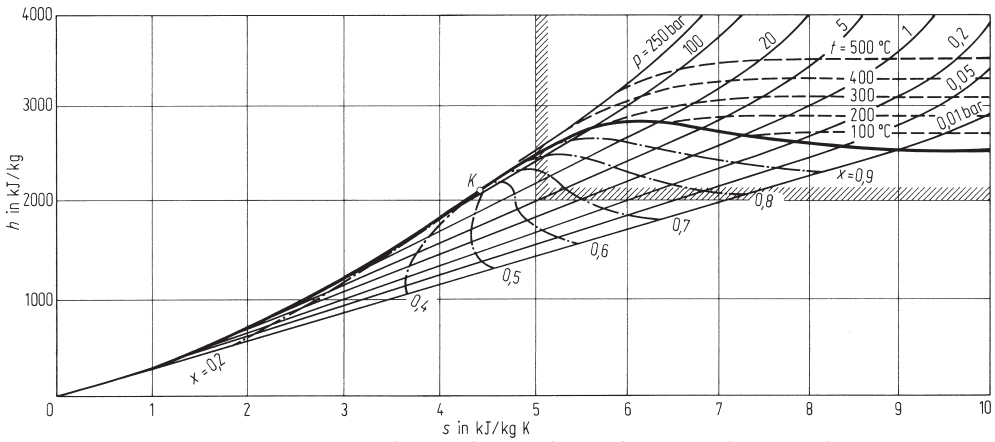


Bild 6. h, s-Diagramm des Wassers mit Kurven $p=$const (ausgezogen), $t=$const (gestrichelt) und $x=$const (strichpunktiert). Der für die Zwecke der Dampftechnik interessante Bereich ist durch die schraffierte Umrandung abgegrenzt

gramme vorteilhaft, z. B. ein t, s-Diagramm wie **Bild 5**. Am häufigsten verwendet man in der Praxis *Mollier-Diagramme*. Das sind solche Diagramme, welche die Enthalpie als eine der Koordinaten enthalten, **Bild 6**.

Die spezifische Wärmekapazität $c_p = (\partial h/\partial T)_p$ eines Dampfes hängt außer von der Temperatur in erheblichem Maße vom Druck ab, ebenso hängt $c_v = (\partial u/\partial T)_v$ außer von der Temperatur noch vom spez. Volumen ab. Bei Annäherung an die Grenzkurve wächst c_p des überhitzten Dampfes mit abnehmender Temperatur stark an und wird im kritischen Punkt sogar unendlich. Bei Dämpfen ist $c_p - c_v$ keine konstante Größe mehr wie bei idealen Gasen.

6.3 Inkompressible Fluide. Incompressible fluids

Ein inkompressibles Fluid ist ein Fluid, dessen spez. Volumen v weder von der Temperatur noch vom Druck abhängt. Die thermische Zustandsgleichung lautet $v = \text{const}$. Flüssigkeiten und Feststoffe können im Allgemeinen in guter Näherung als inkompressibel betrachtet werden.

Die spez. Wärmekapazitäten c_p und c_v unterscheiden sich bei inkompressiblen Fluiden nicht voneinander, $c_p = c_v = c$. Daher gelten die kalorischen Zustandsgleichungen

$$\mathrm{d}u = c\,\mathrm{d}T \tag{24}$$

und

$$\mathrm{d}h = c\,\mathrm{d}T + v\,\mathrm{d}p \tag{25}$$

sowie

$$\mathrm{d}s = c\,\frac{\mathrm{d}T}{T}. \tag{26}$$

6.4 Feste Stoffe. Solid materials

6.4.1 Wärmedehnung. Thermal expansion

In der Zustandsgleichung $V = V(p, T)$ fester Stoffe ist der Einfluss des Drucks auf das Volumen ebenso wie bei Flüssigkeiten meistens vernachlässigbar gering. Fast alle Feststoffe dehnen sich wie die Flüssigkeiten mit zunehmender Temperatur

aus und schrumpfen bei Temperaturabnahme, ausgenommen Wasser, das bei 4 °C seine größte Dichte hat und sich sowohl bei höheren als auch bei geringeren Temperaturen als 4 °C ausdehnt. Entwickelt man die Zustandsgleichung in eine Taylorreihe nach der Temperatur und bricht nach dem linearen Glied ab, so erhält man die Volumendehnung mit dem kubischen Volumendehnungskoeffizienten γ_v (SI-Einheit 1/K)

$$V = V_0[1 + \gamma_v(t - t_0)].$$

Entsprechend ist die Flächendehnung

$$A = A_0[1 + \gamma_A(t - t_0)]$$

und die Längendehnung

$$l = l_0[1 + \gamma_L(t - t_0)].$$

Es ist $\gamma_A = (2/3)\gamma_v$ und $\gamma_L = (1/3)\gamma_v$. Mittelwerte für γ_L im Temperaturintervall zwischen 0 °C und t °C findet man für einige Feststoffe aus den Werten im **Anh. D 6 Tab. 11**, indem man die dort angegebene Längenänderung $(l - l_0)/l_0$ noch durch das Temperaturintervall $(t - 0)$ °C dividiert.

6.4.2 Schmelz- und Sublimationsdruckkurve
Melting and sublimation curve

Innerhalb gewisser Grenzen gibt es zu jedem Druck einer Flüssigkeit eine Temperatur, bei der sie mit ihrem Feststoff im Gleichgewicht steht. Dieser Zusammenhang $p(T)$ wird durch die *Schmelzdruckkurve* (**Bild 7**) festgelegt, während die *Sublimationsdruckkurve* das Gleichgewicht zwischen Gas und Feststoff wiedergibt. In **Bild 7** ist außerdem noch die *Dampfdruckkurve* eingezeichnet. Alle drei Kurven treffen sich im Tripelpunkt, in dem die feste, die flüssige und die gasförmige Phase eines Stoffs miteinander im Gleichgewicht stehen. Der Tripelpunkt des Wassers liegt definitionsgemäß bei 273,16 K, der Druck beträgt am Tripelpunkt 611,657 Pa.

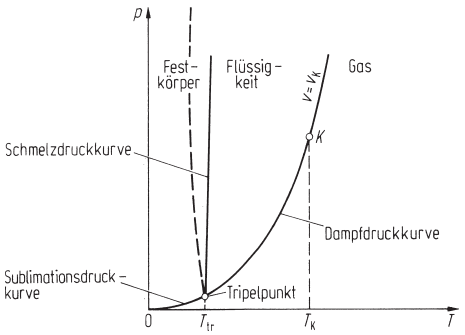


Bild 7. p, T-Diagramm mit den drei Grenzkurven der Phasen. (Die Steigung der Schmelzdruckkurve von Wasser ist negativ, gestrichelte Kurve.)

6.4.3 Kalorische Zustandsgrößen.
Caloric properties

Beim Gefrieren einer Flüssigkeit wird die Schmelzenthalpie Δh_E (E = Erstarren) abgeführt (**Anh. D 6 Tab. 12**). Dabei erfährt die Flüssigkeit eine Entropieabnahme $\Delta s_E = \Delta h_E / T_E$, wenn T_E die Schmelz- oder Erstarrungstemperatur ist. Nach der *Dulong-Petitschen Regel* hat oberhalb der Umgebungstemperatur die molare Wärmekapazität geteilt durch die Anzahl der Atome im Molekül ungefähr den Wert 25,9 kJ/(kmol K). Bei Annäherung an den absoluten Nullpunkt gilt diese grobe Regel nicht mehr. Dort ist die molare Wärmekapazität bei konstantem Volumen für alle festen Stoffe

$$\bar{C} = a(T/\Theta)^3, \quad \text{für} \quad T/\Theta < 0,1$$

worin $a = 472{,}5$ J/(mol K) und Θ die Debye-Temperatur ist (**Anh. D 6 Tab. 13**).

6.5 Mischtemperatur. Messung von spezifischen Wärmekapazitäten
Mixing temperature. Measurement of specific heat capacities

Mischt man bei konstantem Druck und ohne äußere Wärmezufuhr mehrere Stoffe verschiedener Massen m_i, Temperaturen t_i und spez. Wärmekapazitäten c_{pi} $(i = 1, 2 \ldots)$, so stellt sich nach hinreichend langer Zeit eine Mischtemperatur t_m ein. Es ist

$$t_m = \frac{\sum m_i c_{pi} t_i}{\sum m_i c_{pi}},$$

worin die c_{pi} die mittleren spez. Wärmekapazitäten zwischen 0 °C und t_i °C sind. Durch Messen von t_m lässt sich eine unbekannte spez. Wärmekapazität berechnen, wenn alle übrigen bekannt sind.

Beispiel: In ein vollkommen gegen Wärmeverlust geschütztes Kalorimeter, das mit 0,8 kg Wasser von 15 °C, $c_p = 4{,}186$ kJ/kgK gefüllt ist und das aus 0,25 kg Silber $c_{pS} = 0{,}234$ kJ/kgK besteht, werden $m_a = 0{,}2$ kg Aluminium von $t_a = 100$ °C geworfen. Nach dem Ausgleich misst man eine Mischungstemperatur von 19,24 °C. Wie groß ist die spez. Wärmekapazität von Aluminium? Es ist

$$t_m = [(mc_p + m_S c_{pS})t + m_a c_{pa} t_a]/[mc_p + m_S c_{pS} + m_a c_{pa}],$$

aufgelöst nach

$$c_{pa} = [(mc_p + m_S c_{pS})(t - t_m)]/[m_a(t_m - t_a)],$$

$$c_{pa} = \frac{(0{,}8\,\text{kg} \cdot 4{,}186\,\text{kJ/kgK} + 0{,}25\,\text{kg} \cdot 0{,}234\,\text{kJ/kgK})(15\,°\text{C} - 19{,}24\,°\text{C})}{0{,}2\,\text{kg}(19{,}24\,°\text{C} - 100\,°\text{C})}$$

$$= 0{,}894\,\text{kJ/kgK}.$$

7 Zustandsänderungen von Gasen und Dämpfen
Changes of state of gases and vapours

7.1 Zustandsänderungen ruhender Gase und Dämpfe
Change of state of quiescent gases and vapours

Das geschlossene thermodynamische System habe die Masse Δm, die als Ganzes nicht bewegt wird. Man unterscheidet folgende Zustandsänderungen als idealisierte Grenzfälle der wirklichen Zustandsänderungen.

Zustandsänderungen bei *konstantem Volumen* oder *isochore Zustandsänderungen*. Hierbei bleibt das Gasvolumen unverändert; z. B. wenn sich ein Gasvolumen in einem Behälter mit starren Wänden befindet. Es wird keine Arbeit verrichtet. Die zugeführte Wärme dient zur Änderung der inneren Energie.
Zustandsänderungen bei *konstantem Druck* oder *isobare Zustandsänderungen*. Um den Druck konstant zu halten, muss ein Gas bei Wärmezufuhr sein Volumen ausreichend vergrößern. Die zugeführte Wärme bewirkt bei reversibler Zustandsänderung eine Erhöhung der Enthalpie.

Zustandsänderungen bei *konstanter Temperatur* oder *isotherme Zustandsänderungen*. Damit bei der Expansion eines

Gases die Temperatur konstant bleibt, muss man Wärme zuführen, bei der Kompression Wärme abführen (von einigen wenigen Ausnahmen abgesehen). Im Fall des idealen Gases ist $U(T) = \text{const}$, und daher nach dem ersten Hauptsatz ($\mathrm{d}Q + \mathrm{d}W = 0$) die zugeführte Wärme gleich der abgegebenen Arbeit. Die Isotherme des idealen Gases ($pV = mRT = \text{const}$) stellt sich im p, V-Diagramm als Hyperbel dar.

Adiabate Zustandsänderungen sind gekennzeichnet durch wärmedichten Abschluss des Systems von seiner Umgebung. Sie werden näherungsweise in Verdichtern und Entspannungsmaschinen verwirklicht, weil dort Verdichtung und Entspannung der Gase so rasch ablaufen, dass während einer Zustandsänderung wenig Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird. Nach dem zweiten Hauptsatz (s. **D 4.3.1**) wird die gesamte Entropieänderung durch Irreversibilitäten im Inneren des Systems bewirkt, $\dot{S} = \dot{S}_\mathrm{i}$. Eine reversible Adiabate verläuft bei konstanter Entropie $\dot{S} = 0$. Man nennt eine solche Zustandsänderung *isentrop*. Eine reversible Adiabate ist daher gleichzeitig *Isentrope*. Die Isentrope braucht aber keine Adiabate zu sein (da $\dot{S} = \dot{S}_\mathrm{Q} + \dot{S}_\mathrm{i} = 0$ nicht auch $\dot{S}_\mathrm{Q} = 0$ zur Folge hat).

In **Bild 1** sind die verschiedenen Zustandsänderungen im p, V- und T, S-Diagramm dargestellt und die wichtigsten Zusammenhänge für Zustandsgrößen idealer Gase angegeben.

Polytrope Zustandsänderungen. Während die isotherme Zustandsänderung vollkommenen Wärmeaustausch voraussetzt, ist bei der adiabaten Zustandsänderung jeder Wärmeaustausch mit der Umgebung unterbunden. In Wirklichkeit lässt sich beides nicht völlig erreichen. Man führt daher eine polytrope Zustandsänderung ein durch die Gleichung

$$pV^n = \text{const}, \tag{1}$$

wobei n in praktischen Fällen meist zwischen 1 und $\varkappa$ liegt. Isochore, Isobare, Isotherme und reversible Adiabate sind Sonderfälle der Polytrope mit folgenden Exponenten (**Bild 2**): *Isochore:* $n = \infty$, *Isobare:* $n = 0$, *Isotherme:* $n = 1$, *reversible Adiabate:* $n = \varkappa$. Es gilt weiter

$$v_2/v_1 = (p_1/p_2)^{1/n} = (T_1/T_2)^{1/(n-1)}, \tag{2}$$

$$W_{12} = mR(T_2 - T_1)/(n-1) = (p_2V_2 - p_1V_1)/(n-1)$$
$$= p_1V_1[(p_2/p_1)^{(n-1)/n} - 1]/(n-1)$$

und

$$W_{t12} = nW_{12}. \tag{3}$$

Die ausgetauschte Wärme ist

$$Q_{12} = mc_\mathrm{v}(n - \varkappa)(T_2 - T_1)/(n-1). \tag{4}$$

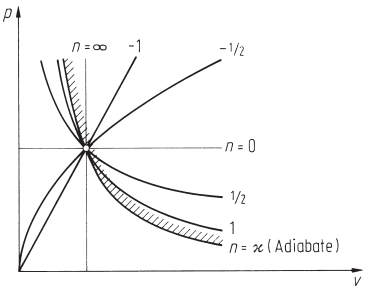


Bild 2. Polytropen mit verschiedenen Exponenten

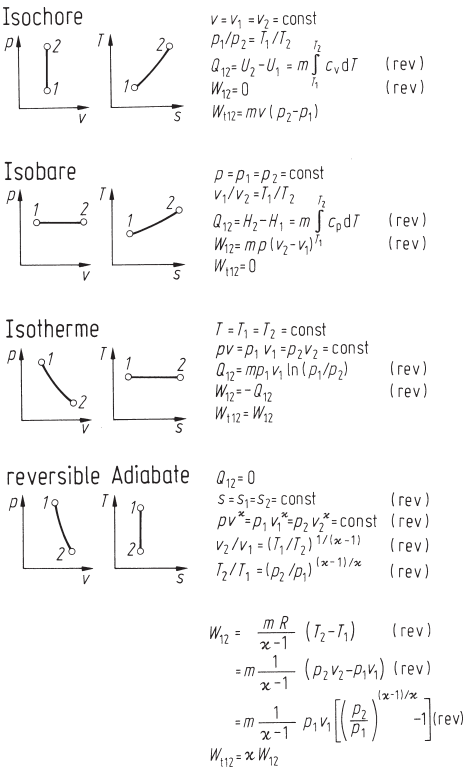


Bild 1. Zustandsänderungen idealer Gase. Der Zusatz (rev.) zeigt an, dass die Zustandsänderung reversibel sein soll

Beispiel: Eine Druckluftanlage soll stündlich 1000 $\mathrm{m_n^3}$ Druckluft von 15 bar liefern (Anmerkung: 1 $\mathrm{m_n^3} = 1$ Normkubikmeter ist das Gasvolumen umgerechnet auf 0 °C und 1,01325 bar), die bei einem Druck von $p_1 = 1$ bar und einer Temperatur von $t_1 = 20\,^\circ\mathrm{C}$ angesaugt wird. Für Luft ist $\varkappa = 1{,}4$. Welche Leistung ist erforderlich, wenn die Verdichtung polytrop mit $n = 1{,}3$ erfolgt? Welcher Wärmestrom muss dabei abgeführt werden?

Der angesaugte Luftvolumenstrom beträgt nach Aufgabenstellung 1000 $\mathrm{m^3}$ bei 0 °C und 1,01325 bar,

$$\dot{V}_1 = \frac{p_0T_1}{p_1T_0}\dot{V}_0 = \frac{1{,}01325 \cdot 293{,}15}{1 \cdot 273{,}15} 1000\frac{\mathrm{m^3}}{\mathrm{h}} = 1087{,}44\frac{\mathrm{m^3}}{\mathrm{h}}.$$

Bei polytroper Zustandsänderung ist nach Gln. (3) und (2)

$$P = \dot{W}_t = \frac{np_1\dot{V}_1}{n-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$$
$$= \frac{1{,}3 \cdot 10^5\,\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{m^2}}\; 1087{,}44\,\frac{\mathrm{m^3}}{\mathrm{h}}}{1{,}3-1}\left[15^{\frac{1{,}3-1}{1{,}3}} - 1\right] = 113{,}6\,\mathrm{kW}.$$

Nach Gln. (4) und (3) ist

$$\frac{Q_{12}}{W_{t12}} = \frac{\dot{Q}}{P} = c_\mathrm{v}\frac{n-\varkappa}{nR}$$

oder da

$$R = c_\mathrm{p} - c_\mathrm{v} \quad \text{und} \quad \varkappa = c_\mathrm{p}/c_\mathrm{v}:$$
$$\frac{\dot{Q}}{P} = \frac{1}{n}\frac{n-\varkappa}{\varkappa - 1}.$$

Somit ist $\dot{Q} = \frac{1}{1{,}3} \cdot \frac{1{,}3-1{,}4}{1{,}4-1}\, 113{,}6\,\mathrm{kW} = -21{,}85\,\mathrm{kW}$.

7.2 Zustandsänderungen strömender Gase und Dämpfe

Changes of state of flowing gases and vapours

Zur Kennzeichnung der Strömung einer Fluidmasse Δm braucht man neben den thermodynamischen Zustandsgrößen noch Größe und Richtung der Geschwindigkeit an jeder Stelle des Felds. Wir beschränken uns hier auf stationäre Strömungen in Kanälen, deren Querschnitt konstant, erweitert oder verjüngt sein kann.

Neben dem ersten und dem zweiten Hauptsatz gilt zusätzlich der Satz von der Erhaltung der Masse

$$\dot{m} = Aw\varrho = \text{const}. \tag{5}$$

In einer Strömung, die keine Arbeit an die Umgebung abgibt, $W_{t12} = 0$, geht der erste Hauptsatz D 3 Gl. (14) über in

$$\Delta m(h_2 - h_1) + \Delta m\left(\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2}\right) + \Delta m g(z_2 - z_1) = Q_{12}, \tag{6}$$

gleichgültig, ob es sich um reversible oder irreversible Strömungsvorgänge handelt. Lässt man die meist vernachlässigbare Hubarbeit weg, so gilt für eine adiabate Strömung

$$h_2 - h_1 + \frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = 0. \tag{7}$$

Eine Zunahme der kinetischen Energie ist gleich der Abnahme der Enthalpie des Fluids. In einer adiabaten Drossel und unter der Voraussetzung A, $\varrho = \text{const}$ folgt aus Gl. (5) $w = \text{const}$ und somit aus Gl. (7) für die adiabate Drossel $h_1 = h_2 = \text{const}$. Der Druckabbau in einer adiabaten Drossel ist mit einer Entropiezunahme verbunden, der Vorgang ist irreversibel. Nach D 4 Gl. (4) wird bei der reversibel adiabaten Strömung die Enthalpieänderung durch eine Druckänderung hervorgerufen, $\mathrm{d}h = v\,\mathrm{d}p$.

7.2.1 Strömung idealer Gase. Flow of ideal gases

Anwendung von Gl. (7) auf ein ideales Gas, das aus einem Behälter ausströmt (**Bild 3**), in dem das Gas den konstanten Zustand p_0, v_0, T_0 hat und $w_0 = 0$ ist, ergibt wegen $h_e - h_0 = c_p(T_e - T_0)$ und $w_0 = 0$:

$$\frac{w_e^2}{2} = c_p(T_0 - T_e) = c_p T_0\left(1 - \frac{T_e}{T_0}\right).$$

Bei reversibel adiabater Zustandsänderung ist nach Gl. (2) $T_e/T_0 = (p_e/p_0)^{(\varkappa-1)/\varkappa}$, außerdem gilt $T_0 = p_0 v_0/R$ nach D 6 Gl. (2) und $c_p/R = \varkappa/(\varkappa - 1)$ nach D 6 Gl. (12). Die Austrittsgeschwindigkeit ist somit

$$w_e = \sqrt{2\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}p_0 v_0\left[1 - \left(\frac{p_e}{p_0}\right)^{(\varkappa-1)/\varkappa}\right]}. \tag{8}$$

Der ausströmende Mengenstrom $\dot{m} = A_e w_e/v_e$ folgt unter Beachtung von $p_0 v_0^\varkappa = p_e v_e^\varkappa$ zu

$$\dot{m} = A\Psi\sqrt{2p_0/v_0} \tag{9}$$

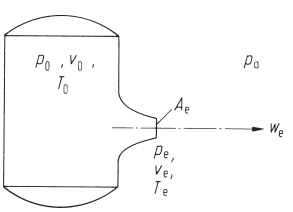


Bild 3. Ausströmen aus einem Druckbehälter

mit der Ausflussfunktion

$$\Psi = \sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}}\sqrt{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/\varkappa} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\varkappa+1)/\varkappa}}. \tag{10}$$

Sie ist eine Funktion des Adiabatenexponenten $\varkappa$ und des Druckverhältnisses p/p_0 (**Bild 4**) und besitzt ein Maximum Ψ_{max}, das man aus $\mathrm{d}\Psi/\mathrm{d}(p/p_0) = 0$ erhält. Das Maximum liegt bei einem bestimmten Druckverhältnis, das man *Laval-Druckverhältnis* nennt

$$\frac{p_S}{p_0} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\varkappa/(\varkappa-1)}. \tag{11}$$

Bei diesem Druckverhältnis ist

$$\Psi_{max} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{1/(\varkappa-1)}\sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa + 1}}. \tag{12}$$

Zum Druckverhältnis p_S/p_0 gehört nach Gl. (8) mit $p_e/p_0 = p_S/p_0$ eine Geschwindigkeit $w_e = w_S$. Es ist

$$w_S = \sqrt{2\frac{\varkappa}{\varkappa + 1}p_0 v_0} = \sqrt{\varkappa p_S v_S} = \sqrt{\varkappa R T_S}. \tag{13}$$

Diese ist gleich der *Schallgeschwindigkeit* im Zustand p_S, v_S. Allgemein ist die Schallgeschwindigkeit diejenige Geschwindigkeit, mit der sich Druck und Dichteschwankungen fortpflanzen, und bei reversibler adiabater Zustandsänderung gegeben durch

$$w_S = \sqrt{(\partial p/\partial\varrho)_S},$$

woraus für ideale Gase $w_S = \sqrt{\varkappa RT}$ folgt. Die Schallgeschwindigkeit ist eine Zustandsgröße.

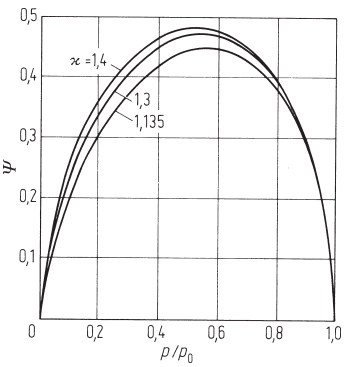


Bild 4. Ausflussfunktion Ψ

Beispiel: Ein Dampfkessel erzeugt stündlich 10 t Sattdampf von $p_0 = 15$ bar. Den Dampf kann man als ideales Gas ($\varkappa = 1{,}3$) behandeln; wie groß muss der freie Querschnitt des Sicherheitsventils mindestens sein?

Das Sicherheitsventil muss den ganzen Massenstrom des erzeugten Dampfes abführen können. Da beim Ausströmen $\dot{m}$ in jedem Querschnitt konstant ist, ist nach Gl. (9) auch $A\Psi = \text{const}$. Da sich die Strömung einschnürt, A also abnimmt, nimmt Ψ zu. Es kann höchstens den Wert Ψ_{max} erreichen. Dann ist der Gegendruck kleiner oder gleich dem Lavaldruck. Im vorliegenden Fall ist der Gegendruck der Atmosphäre von $p = 1$ bar kleiner als der Lavaldruck, den man nach Gl. (11) zu 8,186 bar errechnet. Damit ergibt sich der notwendige Querschnitt aus Gl. (9), wenn man dort $\Psi = \Psi_{max} = 0{,}472$ nach Gl. (12) einsetzt.

Man erhält mit $\dot{m} = 10 \cdot 10^3 \frac{1}{3600}\,\mathrm{kg/s} = 2{,}7778\,\mathrm{kg/s}$ und $v_0 = v'' = 0{,}1317\,\mathrm{m^3/kg}$ (nach **Anh. D 6 Tab. 5** bei $p_0 = 15$ bar) aus Gl. (9) $A = 12{,}33\,\mathrm{cm^2}$. Wegen der Strahleinschnürung, deren Größe von der Formgebung des Ventils abhängt, muss man hierauf noch einen Zuschlag machen.

7.2.2 Düsen- und Diffusorströmung. Jet and diffusion flow

Nach **Bild 4** gehört bei vorgegebenem Adiabatenexponenten $\varkappa$ zu einem bestimmten Druckverhältnis p/p_0 ein bestimmter Wert der Ausflussfunktion Ψ. Da der Massenstrom $\dot{m}$ in jedem Querschnitt konstant ist, gilt nach Gl. (9) auch $A\Psi = \text{const}$. Jedem Druckverhältnis kann man somit einen bestimmten Querschnitt A zuordnen, **Bild 5**. Es sind zwei Fälle zu unterscheiden:

a: Der Druck sinkt in Strömungsrichtung. Die Kurven Ψ, A, w werden in **Bild 5** von rechts nach links durchlaufen. Der Querschnitt A nimmt zunächst ab, dann wieder zu. Die Geschwindigkeit steigt von Unterschall auf Überschall. Die kinetische Energie der Strömung nimmt zu. Man bezeichnet einen solchen Apparat als Düse. In einer Düse, die nur im Unterschallbereich arbeitet, nimmt der Querschnitt stets ab, im Überschallbereich nimmt er stetig zu.

In einer in Richtung der Strömung verjüngten Düse kann der Druck im Austrittsquerschnitt nicht unter den Lavaldruck sinken, auch wenn man den Druck im Außenraum beliebig klein macht. Dies folgt aus $A\Psi = \text{const}$. Da A in Strömungsrichtung abnimmt, kann Ψ nur zunehmen. Es kann höchstens den Wert $\Psi_{\max}$ erreichen, wozu das Lavaldruckverhältnis gehört.

Senkt man den Druck am Austrittsquerschnitt einer Düse unter den zum Austrittsquerschnitt gehörenden Wert des Drucks, so expandiert der Strahl nach Verlassen der Düse. Erhöht man den Gegendruck über den richtigen Wert, so läuft die Druckerhöhung stromaufwärts falls das Gas mit Unterschallgeschwindigkeit ausströmt. Strömt das Gas mit Schallgeschwindigkeit oder in einer erweiterten Düse mit Überschallgeschwindigkeit aus, so entsteht an der Mündung der Düse ein Verdichtungsstoß, in dem der Druck auf den Wert der Umgebung springt.

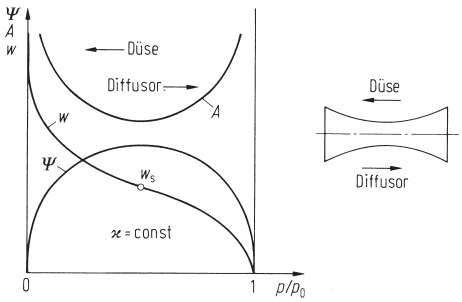


Bild 5. Düsen- und Diffusorströmung

b: Der Druck nimmt in Strömungsrichtung zu. Die Kurven Ψ, A, w werden in **Bild 4** von links nach rechts durchlaufen. Der Querschnitt nimmt ebenfalls zunächst ab, dann wieder zu. Die Geschwindigkeit sinkt von Überschall auf Unterschall. Die kinetische Energie nimmt ab und der Druck zu. Man bezeichnet einen solchen Apparat als Diffusor. In einem Diffusor, der nur im Unterschallbereich arbeitet, nimmt der Querschnitt stetig zu, im Überschallbereich nimmt er stetig ab.

8 Thermodynamische Prozesse
Thermodynamic processes

8.1 Verbrennungsprozesse. Combustion processes

Wärme in technischen Prozessen wird heute noch größtenteils durch Verbrennung gewonnen. Verbrennung ist die chemische Reaktion eines Stoffs, i. Allg. Kohlenstoff, Wasserstoff und Kohlenwasserstoffe, mit Sauerstoff, die stark exotherm, also unter Wärmefreisetzung abläuft. Die Brennstoffe können fest, flüssig oder gasförmig sein, und als Sauerstoffträger dient meistens die atmosphärische Luft. Zur Einleitung der Verbrennung muss der Brennstoff erst auf Zündtemperatur gebracht werden, die von der Art des Brennstoffs abhängt. Hauptbestandteil aller technisch wichtigen Brennstoffe sind Kohlenstoff C und Wasserstoff H, daneben ist häufig auch noch Sauerstoff O und, mit Ausnahme von Erdgas, noch eine gewisse Menge Schwefel S vorhanden, aus dem bei Verbrennung das unerwünschte Schwefeldioxid SO_2 entsteht.

8.1.1 Reaktionsgleichungen. Equations of reactions

Die in den Brennstoffen vorkommenden Elemente H, C und S werden bei vollständiger Verbrennung zu CO_2, H_2O und SO_2 verbrannt. Aus den Reaktionsgleichungen erhält man den Sauerstoffbedarf und die Stoffmenge im Rauchgas. Es gilt für die Verbrennung von Kohlenstoff C

$$\begin{array}{lll} \mathrm{C} & +\mathrm{O_2} & = \mathrm{CO_2} \\ 1\,\mathrm{kmol\ C} & +1\,\mathrm{kmol\ O_2} & = 1\,\mathrm{kmol\ CO_2} \\ 12\,\mathrm{kg\ C} & +32\,\mathrm{kg\ O_2} & = 44\,\mathrm{kg\ CO_2}. \end{array}$$

Daraus folgen der *Mindestsauerstoffbedarf,* den man zur vollständigen Verbrennung benötigt, zu

$$o_{\min} = (1/12)\,\mathrm{kmol/kg\,C}$$

oder

$$O_{\min} = 1\,\mathrm{kmol/kmol\,C}.$$

Der *Mindestluftbedarf* ergibt sich aus dem Sauerstoffanteil von 21 Mol-% in der Luft zu

$$l_{\min} = (o_{\min}/0,21)\,\mathrm{kmol\ Luft/kg\,C}$$

oder

$$L_{\min} = (O_{\min}/0,21)\,\mathrm{kmol\ Luft/kmol\,C}$$

und die CO_2-Menge im Rauchgas zu $(1/12)$ kmol/kg C. Entsprechend gelten die folgenden Reaktionsgleichungen für die Verbrennung von Wasserstoff H_2 und Schwefel S:

$$\begin{array}{lll} \mathrm{H_2} & +\frac{1}{2}\,\mathrm{O_2} & = \mathrm{H_2O} \\ 1\,\mathrm{kmol\ H_2} & +\frac{1}{2}\,\mathrm{kmol\ O_2} & = 1\,\mathrm{kmol\ H_2O} \\ 2\,\mathrm{kg\ H_2} & +16\,\mathrm{kg\ O_2} & = 18\,\mathrm{kg\ H_2O} \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} \mathrm{S} & +\mathrm{O_2} & = \mathrm{SO_2} \\ 1\,\mathrm{kmol\ S} & +1\,\mathrm{kmol\ O_2} & = 1\,\mathrm{kmol\ SO_2} \\ 32\,\mathrm{kg\ S} & +32\,\mathrm{kg\ O_2} & = 64\,\mathrm{kg\ SO_2}. \end{array}$$

Bezeichnen c, h, s, o die Kohlenstoff-, Wasserstoff-, Schwefel- und Sauerstoffgehalte in kg je kg Brennstoff, so ist der Mindestsauerstoffbedarf entsprechend der obigen Rechnung

$$o_{\min} = \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32}\right)\mathrm{kmol/kg}. \tag{1}$$

Man schreibt abkürzend

$$o_{\min} = \tfrac{1}{12}\,c\sigma\,\mathrm{kmol/kg}, \tag{2}$$

worin σ eine Kennzahl des Brennstoffs ist (O_2-Bedarf in kmol bezogen auf die kmol C im Brennstoff).

Der *tatsächliche Luftbedarf* (bezogen auf 1 kg Brennstoff) ist

$$l = \lambda l_{\min} = (\lambda o_{\min}/0,21)\,\mathrm{kmol\ Luft/kg}, \tag{3}$$

λ ist die Luftüberschusszahl.

In den Rauchgasen treten außer den Verbrennungsprodukten CO_2, H_2O, SO_2 noch der Wassergehalt $w/18$ (SI-Einheit

kmol je kg Brennstoff) und die zugeführte Verbrennungsluft l abzüglich der verbrauchten Sauerstoffmenge $o_{\min}$ auf.
Hierbei wird angenommen, dass die zugeführte Verbrennungsluft trocken oder deren Wasserdampfgehalt vernachlässigbar gering ist.
Es entstehen folgende auf 1 kg Brennstoff bezogene Abgasmengen

$$n_{CO_2} = \frac{c}{12};\quad n_{H_2O} = \frac{h}{2} + \frac{w}{18};\quad n_{SO_2} = \frac{s}{32}$$
$$n_{O_2} = (\lambda - 1)\, o_{\min};\quad n_{N_2} = 0{,}79 \cdot l.$$

Die Summe ergibt die gesamte Rauchgasmenge

$$n_R = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + \frac{w}{18} + \frac{s}{32} + (\lambda - 1)\, o_{\min} + 0{,}79 \cdot l \ \text{kmol/kg}.$$

Dies lässt sich mit den Gln. (1) und (3) vereinfachen zu

$$n_R = l + \tfrac{1}{12}\,(3h + \tfrac{3}{8}\, o + \tfrac{2}{3}\, w)\ \text{kmol/kg}. \qquad (4)$$

Beispiel: In einer Feuerung werden stündlich 500 kg Kohle von der Zusammensetzung $c = 0{,}78$, $h = 0{,}05$, $o = 0{,}08$, $s = 0{,}01$, $w = 0{,}02$ und einem Aschegehalt $a = 0{,}06$ mit einem Luftüberschuss $\lambda = 1{,}4$ vollkommen verbrannt. Wie viel Luft muss der Feuerung zugeführt werden, wie viel Rauchgas entsteht und wie ist seine Zusammensetzung?

Der Mindestsauerstoffbedarf ist nach Gl. (1) $o_{\min} = 0{,}78/12 + 0{,}05/4 + 0{,}01/32 - 0{,}08/32\ \text{kmol/kg} = 0{,}0753\ \text{kmol/kg}$. Der Mindestluftbedarf ist $l_{\min} = o_{\min}/0{,}21 = 0{,}3586\ \text{kmol/kg}$, die zuzuführende Luftmenge $l = \lambda l_{\min} = 1{,}4 \cdot 0{,}3586 = 0{,}502\ \text{kmol/kg}$, also 0,502 kmol/kg · 500 kg/h = 251 kmol/h. Das ergibt mit der Molmasse $M = 28{,}953$ kg/kmol der Luft einen Luftbedarf von 0,502 · 28,953 kg/kg = 14,54 kg/kg, also 14,54 kg/kg · 500 kg/h = 7270 kg/h. Die Rauchgasmenge ist nach Gl. (4) $n_R = 0{,}502 + \frac{1}{12}(3 \cdot 0{,}05 + \frac{3}{8} \cdot 0{,}08 + \frac{2}{3} \cdot 0{,}02)\ \text{kmol/kg} = 0{,}518\ \text{kmol/kg}$, also 0,518 kmol/kg · 500 kg/h = 259 kmol/h mit 0,065 kmol CO_2/kg, 0,0261 kmol H_2O/kg, 0,0003 kmol SO_2/kg, 0,3966 kmol N_2/kg und 0,0301 kmol O_2 /kg.

8.1.2 Heizwert und Brennwert
Net calorific value and gros calorific value

Heizwert ist die bei der Verbrennung frei werdende Wärme, wenn die Verbrennungsgase bis auf die Temperatur abgekühlt werden, mit der Brennstoff und Luft zugeführt werden. Das Wasser ist in den Rauchgasen als Gas enthalten. Wird der Wasserdampf kondensiert, so bezeichnet man die frei werdende Wärme als *Brennwert*. Nach DIN 51 900 gelten Heiz- und Brennwertangaben für die Verbrennung bei Atmosphärendruck, wenn die beteiligten Stoffe vor und nach der Verbrennung eine Temperatur von 25 °C haben. Heiz- und Brennwert (s. **Anh. D 8 Tab. 1** bis **4**) sind unabhängig von dem Luftüberschuss und nur eine Eigenschaft des Brennstoffs. Der Brennwert Δh_0 ist um die Verdampfungsenthalpie r des im Rauchgas enthaltenen Wassers größer als der Heizwert Δh_u,

$$\Delta h_0 = \Delta h_u + (8{,}937\, h + w)\, r.$$

Da das Wasser technische Feuerungen meistens als Dampf verlässt, kann häufig nur der Heizwert nutzbar gemacht werden. Der Heizwert von Heizölen läßt sich erfahrungsgemäß [8] gut wiedergeben durch die Zahlenwertgleichung

$$\Delta h_u = 54{,}04 - 13{,}29\, \varrho - 29{,}31\, s\ \text{MJ/kg}, \qquad (5)$$

in der ϱ die Dichte des Heizöls in kg/dm³ bei 15 °C und s der Schwefelgehalt in kg/kg sind. Heizwerte fester Brennstoffe: s. **Anh. L 2 Tab. 2** bis **4**.

Beispiel: Wie groß ist der Heizwert eines leichten Heizöls der Dichte $\varrho = 0{,}86\ \text{kg/dm}^3$, dessen Schwefelgehalt $s = 0{,}8$ Gew.-% beträgt? Nach Gl. (5) ist

$$\Delta h_u = 54{,}04 - 13{,}29 \cdot 0{,}86 - 29{,}31 \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-2} = 42{,}38\ \text{MJ/kg}.$$

8.1.3 Verbrennungstemperatur. Combustion temperature

Die theoretische Verbrennungstemperatur ist die Temperatur des Rauchgases bei vollkommener isobar-adiabater Verbrennung, wenn keine Dissoziation auftritt. Die bei der Verbrennung frei werdende Wärme dient der Erhöhung der inneren Energie und damit der Temperatur der Gase sowie zur Verrichtung der Verschiebearbeit. Die theoretische Verbrennungstemperatur berechnet sich aus der Bedingung, dass die Enthalpie aller dem Brennraum zugeführten Stoffe gleich der Enthalpie des abgeführten Rauchgases sein muss.

$$\Delta h_u + [c_B]_{25\,°C}^{t_B} \cdot (t_B - 25\,°C) + l\,[\bar{C}_{pL}]_{25\,°C}^{t_L} \cdot (t_L - 25\,°C) = n_R\,[\bar{C}_{pR}]_{25\,°C}^{t} \cdot (t - 25\,°C). \qquad (6)$$

Es bedeuten t_B die Temperatur des Brennstoffs, t_L die der Luft, und t die theoretische Verbrennungstemperatur, $[c]_{25\,°C}^{t_B}$ ist die mittlere spez. Wärmekapazität des Brennstoffs, $[\bar{C}_{pL}]_{25\,°C}^{t_L}$ die mittlere molare Wärmekapazität der Luft und $[\bar{C}_{pR}]_{25\,°C}^{t}$ die des Rauchgases. Diese setzt sich aus den mittleren molaren Wärmekapazitäten der einzelnen Bestandteile zusammen:

$$n_R[\bar{C}_{pR}]_{25\,°C}^{t} = \frac{c}{12}[\bar{C}_{pCO_2}]_{25\,°C}^{t} + \left(\frac{h}{2} + \frac{w}{18}\right)[\bar{C}_{pH_2O}]_{25\,°C}^{t} + \frac{s}{32}[\bar{C}_{pSO_2}]_{25\,°C}^{t} + (\lambda - 1) o_{\min}[\bar{C}_{pO_2}]_{25\,°C}^{t} + 0{,}79 \cdot l[\bar{C}_{pN_2}]_{25\,°C}^{t} \qquad (7)$$

Die theoretische Verbrennungstemperatur muss man iterativ aus Gln. (6) und (7) ermitteln.
Die wirkliche Verbrennungstemperatur ist auch bei vollkommener Verbrennung des Brennstoffs niedriger als die theoretische wegen der Wärmeabgabe an die Umgebung, hauptsächlich durch Strahlung, dem über 1 500 °C beginnenden Zerfall der Moleküle und der ab 2 000 °C merklichen Dissoziation. Die Dissoziationswärme wird bei Unterschreiten der Dissoziationstemperatur wieder frei.

8.2 Verbrennungskraftanlagen
Internal combustion engines

In der Verbrennungskraftanlage dient das Brenngas als Arbeitsstoff. Er durchläuft keinen in sich geschlossenen Prozess, sondern wird als Abgas an die Umgebung abgeführt, nachdem er in einer Turbine oder einem Kolbenmotor Arbeit verrichtet hat. Zu den Verbrennungskraftanlagen gehören die offenen Gasturbinenanlagen und die Verbrennungsmotoren (Otto- und Dieselmotor) sowie Brennstoffzellen.
Zur Kennzeichnung der Effektivität der Energieumwandlung dient der *energetische Gesamtwirkungsgrad*

$$\eta = -P/(\dot{m}_B \Delta h_u).$$

P ist die Nutzleistung der Anlage, $\dot{m}_B$ der Massenstrom des zugeführten Brennstoffs, Δh_u dessen Heizwert. Der exergetische Gesamtwirkungsgrad $\zeta = -P/(\dot{m}_B (w_{ex})_B)$ gibt an, welcher Teil des mit dem Brennstoff zugeführten Exergiestroms in Nutzleistung umgewandelt wird. w_{ex} ist i. Allg. nur wenig größer als der Heizwert, sodass sich η und ζ zahlenmäßig kaum unterscheiden. Für Großmotoren (Diesel) ist der Gesamtwirkungsgrad etwa 42%, für Kraftfahrzeugmotoren etwa 25% und für offene Gasturbinen 20 bis 30%.

8.2.1 Offene Gasturbinenanlage. Open gas turbine cycle

In der *offenen Gasturbinenanlage* (s. **R 8**) wird die angesaugte Luft in einem Verdichter auf hohen Druck gebracht, vorgewärmt und in einer Brennkammer durch Verbrennen des eingespritzten Brennstoffs erhitzt. Die Brenngase werden in einer Turbine unter Arbeitsleistung entspannt, geben in einem Wärmeübertrager einen Teil ihrer Restwärme zur Luftvorwärmung ab und treten ins Freie aus. Verdichter und Turbine sind auf einer Welle angeordnet. In einem an die Welle angeschlossenen Generator wird die Nutzarbeit in elektrische Energie verwandelt (s. **R 8 Bild 1 a**).

8.2.2 **Ottomotor.** Otto engine

Im *Ottomotor* (s. **P4.2**) befindet sich der Zylinder am Ende des Saughubs im Zustandspunkt *1* (**Bild 1**); er ist mit dem brennbaren Gemisch von Umgebungstemperatur und Atmosphärendruck gefüllt. Das Gemisch wird längs der Adiabaten *1 2* vom Anfangsvolumen $V_k + V_h$ auf das Kompressionsvolumen V_k verdichtet. V_h ist das Hubvolumen. Am oberen Totpunkt *2* erfolgt durch elektrische Zündung die Verbrennung, wodurch der Druck von Punkt *2* auf Punkt *3* ansteigt. Dieser Vorgang läuft so schnell ab, dass er als isochor angenommen werden kann. Im **Bild 1** ist dabei vereinfachend angenommen, dass das Gas unverändert bleibt und dass die bei der Verbrennung freiwerdende Wärme $Q_{23} = Q$ von außen zugeführt ist. Beim Zurückgehen des Kolbens expandiert das Gas längs der Adiabaten *3 4 4″ 4′*. Der in *4* beginnende Auspuff ist durch Entzug einer Wärme $|Q_0|$ bei konstantem Volumen ersetzt, wobei der Druck von Punkt *4* nach Punkt *1* sinkt. In Punkt *1* müssen die Verbrennungsgase durch neues Gemisch ersetzt werden, wozu beim 4-Takt-Ottomotor ein nicht dargestellter Doppelhub erforderlich ist.
Die zugeführte Wärme ist

$$Q = Q_{23} = mc_v(T_3 - T_2), \tag{8}$$

die abgeführte

$$|Q_0| = |Q_{41}| = mc_v(T_4 - T_1), \tag{9}$$

die verrichtete Arbeit

$$|W_t| = Q - |Q_0| \tag{10}$$

und der thermische Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{|W_t|}{Q} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(\varkappa-1)/\varkappa} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa-1}}. \tag{11}$$

Das Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = V_1/V_2 = (V_K + V_h)/V_K$ gibt den Grad der Verdichtung bei der adiabaten Kompression des Gemisches an. Der thermische Wirkungsgrad hängt also außer vom Adiabatenexponenten $\varkappa$ nur vom Druckverhältnis p_2/p_1 bzw. dem Verdichtungsverhältnis ε und nicht von der Größe der Wärmezufuhr ab. Je höher man verdichtet, desto besser ist die Wärme ausgenutzt. Das Verdichtungsverhältnis wird durch die Selbstzündungstemperaturen des Brennstoff-Luftgemisches begrenzt.

8.2.3 **Dieselmotor.** Diesel engine

Die Beschränkung auf moderate Verdichtungsverhältnisse und Drücke entfällt beim *Dieselmotor* (s. **P4.2**), in dem die Verbrennungsluft durch hohe Verdichtung über die Selbstzündungstemperatur des Brennstoffs erhitzt, und dieser in die heiße Luft eingespritzt wird. Den vereinfachten Prozess des Dieselmotors zeigt **Bild 2**. Er besteht aus adiabater Verdichtung *1 2* der Verbrennungsluft, isobarer Verbrennung *2 3′* nach Einspritzen des Brennstoffs in die heiße, verdichtete Verbrennungsluft, adiabater Entspannung *3′4* und Auspuffen *4 1*, das durch eine Isochore mit Wärmeabfuhr $|Q_0|$ in **Bild 2** ersetzt ist. Die zugeführte Wärme ist

$$Q'_{23} = Q = mc_p(T_{3'} - T_2), \tag{12}$$

die längs der Isochore *4 1* abgeführt gedachte Auspuffwärme ist

$$|Q_{41}| = |Q_0| = mc_v(T_4 - T_1), \tag{13}$$

die verrichtete Arbeit

$$|W_t| = Q - |Q_0|$$

und der thermische Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{|W_t|}{Q} = 1 - \frac{1}{\varkappa}\frac{T_4 - T_1}{T_{3'} - T_2} = 1 - \frac{1}{\varkappa}\frac{\frac{T_4}{T_3}\frac{T_3}{T_2} - \frac{T_1}{T_2}}{\frac{T_{3'}}{T_2} - 1}. \tag{14}$$

Mit dem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = V_1/V_2 = (V_k + V_h)/V_k$ und dem Einspritzverhältnis $\varphi = (V_k + V_e)/V_k$ folgt für den thermischen Wirkungsgrad

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varkappa\varepsilon^{\varkappa-1}}\frac{\varphi^{\varkappa} - 1}{\varphi - 1}. \tag{15}$$

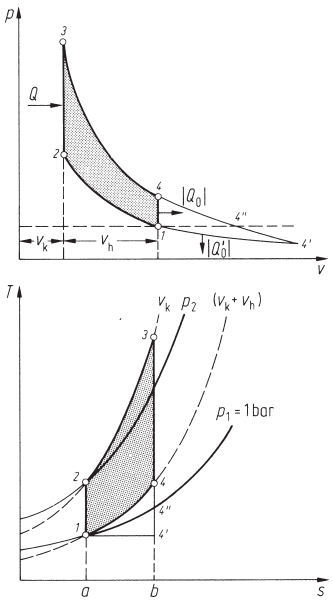


Bild 1. Theoretischer Prozess des Ottomotors im *p*, *V*- und *T*, *S*-Diagramm

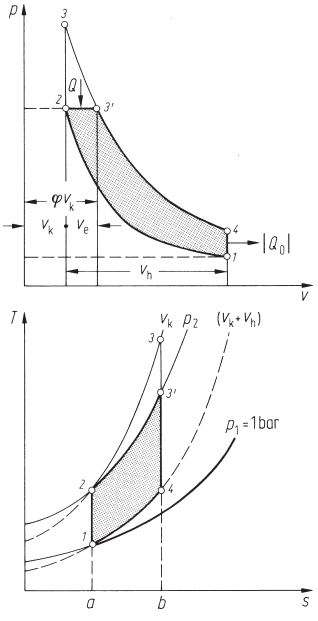


Bild 2. Theoretischer Prozess des Dieselmotors im *p*, *V*- und im *T*, *S*-Diagramm

Der thermische Wirkungsgrad des Dieselprozesses hängt außer vom Adiabatenexponenten $\varkappa$ nur vom Verdichtungsverhältnis ε und vom Einspritzverhältnis φ ab, das sich mit steigender Belastung vergrößert.

8.2.4 Brennstoffzellen. Fuel Cells

In der Brennstoffzelle reagiert Wasserstoff mit Sauerstoff elektrochemisch zu Wasser:

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \quad \rightarrow \quad H_2O.$$

Bei dieser so genannten kalten Verbrennung wird die chemische Bindungsenergie direkt in elektrische Energie umgewandelt.

Bild 3 zeigt beispielhaft eine Brennstoffzelle mit protonenleitendem Elektrolyten.

Wasserstoff H_2 wird an der Anodenseite zugeführt. Mit Hilfe eines Katalysators spaltet er sich dort in zwei Protonen (H^+) und zwei Elektronen (e^-). Die Elektronen wandern über eine Last, z. B. einen Motor, zur Kathode. Die Protonen wandern durch den Elektrolyten zur Kathode, wo sie unterstützt durch einen Katalysator mit dem zugeführten Sauerstoff O_2 und den Elektronen zu Wasser H_2O reagieren. Zwischen Anode und Kathode besteht eine Spannung U, und es fließt ein elektrischer Strom $I = F\dot{n}_{El}$ mit $\dot{n}_{El} = 2\dot{n}_{H_2}$. F ist die Faraday Konstante $F = 96485{,}3\ \mathrm{As/mol}$, $\dot{n}_{El}$ der Stoffmengenstrom der Elektronen (SI-Einheit mol/s) und $\dot{n}_{H_2}$ der Stoffmengenstrom des zugeführten Wasserstoffs (SI-Einheit mol/s). Verluste durch Energiedissipation in der Zelle führen dazu, dass die wirkliche Klemmenspannung geringer ist als die reversible Klemmenspannung.

Die elektrische Leistung P der Brennstoffzelle errechnet sich aus

$$\dot{Q} + P = \dot{n}_{H_2} \cdot \Delta H^R_{H_2}$$

mit $\dot{n}_{H_2}$ dem Mengenstrom des zugeführten Wasserstoffs und $\Delta H^R_{H_2}$ seiner molaren Reaktionsenthalpie (SI-Einheit J/mol). Sie ist gleich dem negativen molaren Heizwert $\Delta H_{mu} = M_{H_2} \Delta h_u$, s. **D 8.1.2**. In Analogie zu anderen Verbrennungskraftanlagen ist der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle definiert zu

$$\eta_{BZ} = \frac{-P}{\dot{n}_{H_2} \cdot \Delta H_{mu}}.$$

Er beträgt im Allgemeinen etwa 50 %.

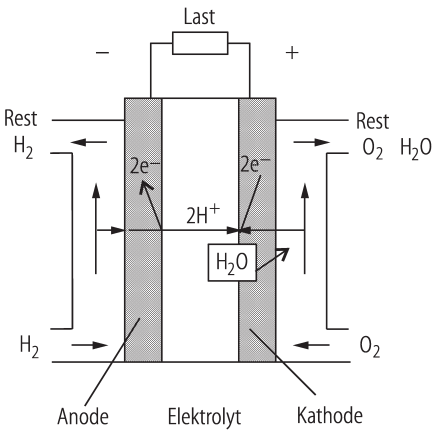


Bild 3 Schema einer Brennstoffzelle mit protonenleitenden Elektrolyten

8.3 Kreisprozesse, Grundlagen
Cyclic processes, principles

Ein Prozess, der ein System wieder in seinen Ausgangszustand zurückbringt, heißt *Kreisprozess*. Nachdem er durchlaufen ist, nehmen alle Zustandsgrößen des Systems wie Druck, Temperatur, Volumen, innere Energie und Enthalpie die Werte an, die sie im Ausgangszustand hatten. Nach dem ersten Hauptsatz, D 3 Gl. (9), ist nach Durchlaufen des Prozesses die Energie des Systems wieder gleich der Energie im Ausgangszustand und daher

$$\sum Q_{ik} + \sum W_{ik} = 0. \tag{16}$$

Die gesamte verrichtete Arbeit ist $-W = -\sum W_{ik} = \sum Q_{ik}$.

Maschinen, in denen ein Fluid einen Kreisprozess durchläuft, dienen der Umwandlung von Wärme in Arbeit oder umgekehrt der Umwandlung von Arbeit in Wärme. Nach dem zweiten Hauptsatz kann die zugeführte Wärme nicht vollständig in Arbeit verwandelt werden.

Ist die zugeführte Wärme größer als die abgegebene, so arbeitet der Prozess als Wärmekraftanlage oder *Wärmekraftmaschine*, deren Zweck darin besteht, Arbeit zu liefern. Ist die abgeführte Wärme größer als die zugeführte, so muss man Arbeit zuführen. Mit einem derartigen Prozess kann man einem Stoff bei tiefer Temperatur Wärme entziehen und sie bei höherer Temperatur, z. B. der Umgebungstemperatur, zusammen mit der zugeführten Arbeit wieder abgeben. Ein solcher Prozess arbeitet als *Kälteprozess.* In einem *Wärmepumpenprozess* wird die Wärme der Umgebung entzogen und zusammen mit der zugeführten Arbeit bei höherer Temperatur abgegeben.

8.3.1 Carnot-Prozess. Carnot cycle

In der historischen Entwicklung, wenn auch nicht für die Praxis, hat der 1824 von Carnot eingeführte Kreisprozess eine entscheidende Rolle gespielt, **Bild 4** und **5**. Er besteht aus folgenden Zustandsänderungen (hier rechtsläufiger Prozess für eine Wärmekraftmaschine):

1–2: Isotherme Expansion bei der Temperatur T unter Zufuhr der Wärme Q.

2–3: Reversibel adiabate Expansion vom Druck p_2 auf den Druck p_3.

3–4: Isotherme Kompression bei der Temperatur T_0 unter Abfuhr der Wärme $|Q_0|$.

4–1: Reversibel adiabate Kompression vom Druck p_4 auf den Druck p_1.

Die zugeführte Wärme ist

$$Q = mRT \ln V_2/V_1 = T(S_2 - S_1) \tag{17}$$

und die abgeführte Wärme

$$|Q_0| = mRT_0 \ln V_3/V_4 = T_0(S_3 - S_4) = T_0(S_2 - S_1). \tag{18}$$

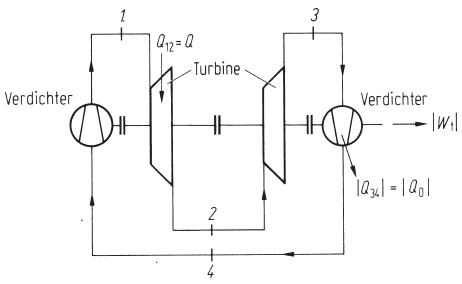


Bild 4. Schaltschema einer nach dem Carnot-Prozess arbeitenden Wärmekraftmaschine

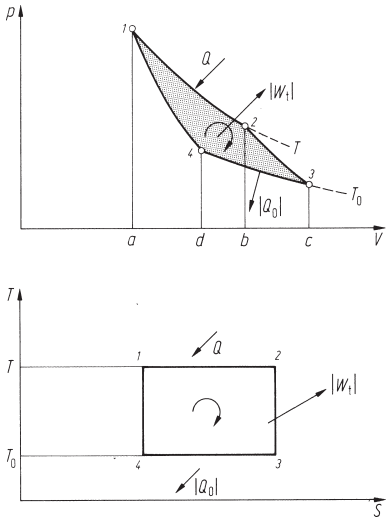


Bild 5. Carnot-Prozess der Wärmekraftmaschine im *p*, *V*- und im *T*, *S*-Diagramm

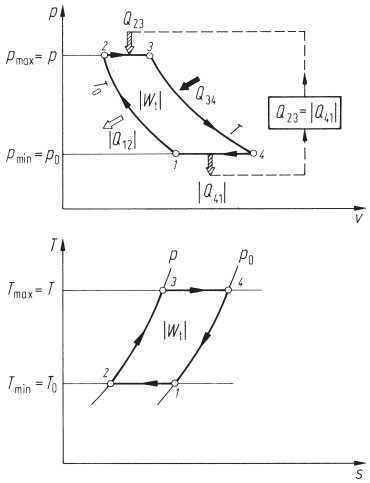


Bild 6. Ackeret-Keller-Prozess im *p*, *v*- und im *T*, *s*-Diagramm

Die verrichtete technische Arbeit ist $-W_t = Q - |Q_0|$ und der *thermische Wirkungsgrad*

$$\eta = |W_t|/Q = 1 - (T_0/T). \tag{19}$$

Bei umgekehrter Reihenfolge *4–3–2–1* der Zustandsänderungen wird unter Zufuhr von technischer Arbeit W_t einem Körper der niedrigen Temperatur T_0 die Wärme Q_0 entzogen und bei höherer Temperatur T die Wärme Q abgegeben. Ein solcher linksläufig ausgeführter Carnotprozess kann zum Zweck haben, einem zu kühlenden Gut die Wärme Q_0 bei der tiefen Temperatur T_0 zu entziehen, also als Kältemaschine zu arbeiten, und die Wärme $|Q| = W_t + Q_0$ bei höherer Temperatur T wieder an die Umgebung abzugeben. Besteht der Zweck des Prozesses darin, die Wärme $|Q|$ bei der höheren Temperatur T zu Heizzwecken abzugeben, so arbeitet der Prozess als Wärmepumpe. Die Wärme Q_0 wird dann von der Umgebung bei der niederen Temperatur T_0 aufgenommen. Carnotprozesse haben keine praktische Bedeutung erlangt, weil ihre Leistung bezogen auf das Bauvolumen sehr gering ist.
Als idealer, weil reversibler, Prozess wird der Carnot-Prozess jedoch häufig zu Vergleichszwecken für die Beurteilung anderer Kreisprozesse herangezogen.

8.4 Wärmekraftanlagen. Thermal power plants

In Wärmekraftanlagen wird dem Arbeitsstoff von den Verbrennungsgasen Energie als Wärme zugeführt. Der Arbeitsstoff durchläuft einen Kreisprozess.
Der *Ackeret-Keller-Prozess* besteht aus folgenden Zustandsänderungen, die im *p*, *υ*- und *T*, *s*-Diagramm dargestellt sind; **Bild 6**:

1–2: Isotherme Kompression bei der Temperatur T_0 vom Druck p_0 auf den Druck p.
2–3: Isobare Wärmezufuhr beim Druck p.
3–4: Isotherme Expansion bei der Temperatur T vom Druck p auf den Druck p_0.
4–1: Isobare Wärmeabfuhr beim Druck p_0.

Der Prozess geht auf einen Vorschlag des schwedischen Ingenieurs J. Ericson (1803–1899) zurück und wird daher auch als *Ericson-Prozess* bezeichnet. Er wurde jedoch zuerst von Ackeret und Keller 1941 als Vergleichsprozess für Gasturbinenanlagen verwendet.
Die zur isobaren Erwärmung *2–3* des verdichteten Arbeitsstoffs erforderliche Wärme wird durch isobare Abkühlung *4–1* des entspannten Arbeitsstoffs bereitgestellt, $Q_{23} = |Q_{41}|$. Der thermische Wirkungsgrad stimmt mit dem des Carnot-Prozesses überein, denn es ist

$$-W_t = Q_{34} - |Q_{21}| \tag{20}$$

und

$$\eta = 1 - \frac{|Q_{21}|}{Q_{34}} = 1 - \frac{T_0}{T}. \tag{21}$$

Die technische Realisierung des Prozesses ist jedoch schwierig, weil isotherme Verdichtung und Entspannung kaum zu verwirklichen sind, da man diese nur durch mehrstufige adiabate Verdichtung mit Zwischenkühlung annähern kann. Der Ackeret-Keller-Prozess dient vor allem als Vergleichsprozess für den Gasturbinenprozess mit mehrstufiger Verdichtung und Entspannung.
In einer *geschlossenen Gasturbinenanlage* (**Bild 7**) wird ein Gas im Verdichter komprimiert, im Wärmeübertrager und Gaserhitzer auf eine hohe Temperatur erwärmt, dann in einer Turbine unter Verrichtung von Arbeit entspannt und im Wärmeübertrager und dem sich anschließenden Kühler wieder auf die Anfangstemperatur gekühlt, worauf das Gas erneut vom Verdichter angesaugt wird. Als Arbeitsstoffe kommen Luft, aber auch andere Gase wie Helium oder Stickstoff infrage. Die geschlossene Gasturbinenanlage ist gut regelbar, und eine Verschmutzung der Turbinenschaufeln kann durch Verwendung geeigneter Gase vermieden werden. Von Nachteil sind die im Vergleich zu offenen Anlagen höheren Energiekosten, da ein Kühler benötigt wird und für den Erhitzer hochwertige Stähle erforderlich sind. **Bild 8** zeigt den Prozess im *p*, *υ*- und *T*, *s*-Diagramm.
Der aus zwei Isobaren und zwei Isentropen bestehende reversible Kreisprozess wird *Joule-Prozess* genannt (Zustandspunkte *1, 2, 3, 4*). Der zugeführte Wärmestrom ist

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_3 - T_2), \tag{22}$$

der abgeführte

$$|\dot{Q}_0| = \dot{m} c_p (T_4 - T_1). \tag{23}$$

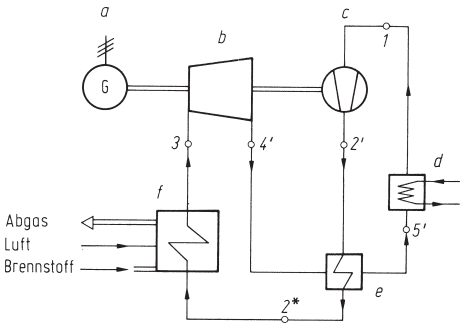


Bild 7. Gasturbinenprozess mit geschlossenem Kreislauf. *a* Generator, *b* Turbine, *c* Verdichter, *d* Kühler, *e* Wärmeübertrager, *f* Gaserhitzer

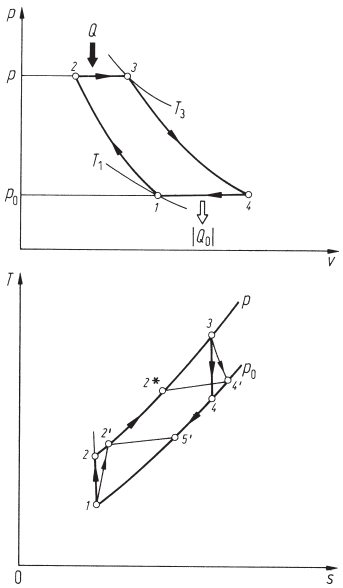


Bild 8. Gasturbinenprozess im *p*, *v*- und *T*, *s*-Diagramm. Das *p*, *v*-Diagramm zeigt nur den reversiblen Prozess (Joule-Prozess) *1, 2, 3, 4*

Die verrichtete Leistung beträgt

$$-P = -\dot{m}w_t = \dot{Q} - |\dot{Q}_0| = \dot{m}c_p(T_3 - T_2)\left(1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}\right) \quad (24)$$

und der thermische Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{|P|}{\dot{Q}} = \left(1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}\right). \quad (25)$$

Wegen der Isentropengleichung

$$\left(\frac{p_0}{p}\right)^{(\varkappa-1)/\varkappa} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{ist} \quad \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{(\varkappa-1)}{\varkappa}} \quad (26)$$

ist der thermische Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{|P|}{\dot{Q}} = 1 - \left(\frac{p_0}{p}\right)^{(\varkappa-1)/\varkappa} \quad (27)$$

nur vom Druckverhältnis p/p_0 oder dem Temperaturverhältnis T_2/T_1 der Verdichtung abhängig. Die Verdichterleistung wächst rascher mit dem Druckverhältnis als die Turbinenleistung, sodass die gewonnene Nutzleistung nach Gl. (24) unter Beachtung von Gl. (26)

$$-P = \dot{m}c_pT_1\left(\frac{T_3}{T_1} - \left[\frac{p}{p_0}\right]^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)\left(1 - \left[\frac{p_0}{p}\right]^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right) \quad (28)$$

bei einem bestimmten Druckverhältnis für vorgegebene Werte der höchsten Temperatur T_3 und der niedrigsten Temperatur T_1 ein Maximum erreicht. Dieses optimale Druckverhältnis folgt durch Differentiation aus Gl. (28) zu

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{opt}}^{(\varkappa-1)/\varkappa} = \sqrt{(T_3/T_1)}, \quad (29)$$

was wegen Gl. (26) gleichbedeutend mit $T_4 = T_2$ ist. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrads η_T für die Turbine, η_V des Verdichters und des mechanischen Wirkungsgrads η_m für die Energieübertragung zwischen Turbine und Verdichter ergibt sich das optimale Druckverhältnis zu

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{opt}}^{(\varkappa-1)/\varkappa} = \sqrt{\eta_m\eta_T\eta_V(T_3/T_1)}. \quad (30)$$

Mehr als die Hälfte der Turbinenleistung einer Gasturbinenanlage wird zum Antrieb des Verdichters benötigt. Die insgesamt installierte Leistung ist daher das Vier- bis Sechsfache der Nutzleistung.

Dampfkraftanlagen werden mit einem Arbeitsstoff – meistens Wasser – betrieben, der während des Prozesses verdampft und wieder kondensiert wird. Mit ihnen wird der weitaus größte Teil der elektrischen Energie unserer Stromnetze erzeugt. Der Arbeitsprozess in seiner einfachsten Form (**Bild 9**) ist folgender: Im Kessel *a* wird der Arbeitsstoff bei hohem Druck isobar bis zum Siedepunkt erwärmt, verdampft und anschließend im Überhitzer *b* noch überhitzt. Der Dampf wird dann in der Turbine *c* unter Verrichtung von Arbeit adiabat entspannt und im Kondensator *d* unter Wärmeabgabe verflüssigt. Die Flüssigkeit wird von der Speisewasserpumpe *e* auf Kesseldruck gebracht und wieder in den Kessel gefördert. Der reversible Kreisprozess *01′23′0* (**Bild 10**), bestehend aus zwei Isobaren und zwei Isentropen, wird *Clausius-Rankine-Prozess* genannt. Der wirkliche Kreisprozess folgt den Zustandsänderungen *01230* in **Bild 10**.

Die Wärmeaufnahme im Dampferzeuger ist

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}(h_2 - h_1), \quad (31)$$

die Leistung der adiabaten Turbine

$$|P_T| = |\dot{m}w_{t23}| = \dot{m}\eta_T(h_2 - h_3) = \dot{m}\eta_T(h_2 - h_3') \quad (32)$$

mit dem isentropen Turbinenwirkungsgrad η_T. Der im Kondensator abgeführte Wärmestrom ist

$$-\dot{Q}_{ab} = \dot{m}(h_3 - h_0). \quad (33)$$

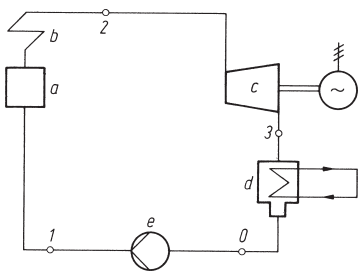


Bild 9. Dampfkraftanlage. *a* Kessel; *b* Überhitzer; *c* Turbine; *d* Kondensator; *e* Speisewasserpumpe

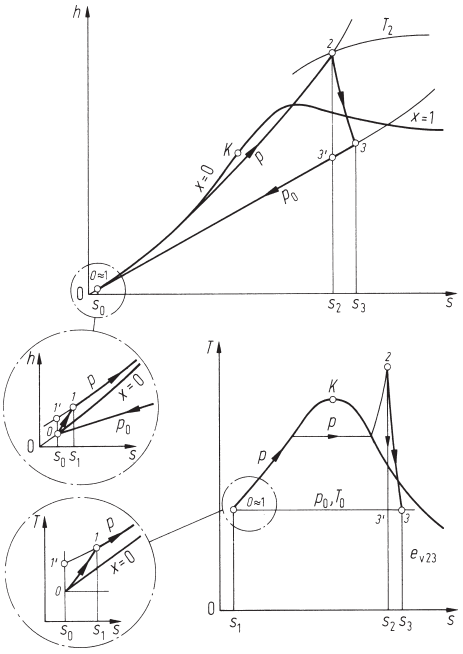


Bild 10. Zustandsänderung des Wassers beim Kreisprozess der einfachen Dampfkraftanlage im *T*, *s*- und im *h*, *s*-Diagramm

Die Nutzleistung des Kreisprozesses ist

$$-P = -\dot{m} w_t = -P_T - P_P, \tag{34}$$

mit der Pumpenleistung

$$P_P = \dot{m}(h_1 - h_0) = \dot{m}\frac{1}{\eta_V}(h_{1'} - h_0), \tag{35}$$

worin η_V der Wirkungsgrad der Speisewasserpumpe ist. Die Nutzleistung unterscheidet sich nur geringfügig von der Leistung der Turbine. Der thermische Wirkungsgrad ist

$$\eta = -\frac{\dot{m} w_t}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_0)}{h_2 - h_1}. \tag{36}$$

Thermische Wirkungsgrade erreichen bei einem Gegendruck $p_0 = 0,05$ bar, einem Frischdampfdruck von 150 bar und einer Dampftemperatur von 500 °C Werte von $\eta \approx 0{,}42$. Deutlich größere thermische Wirkungsgrade von derzeit bis zu $\eta \approx 0{,}58$ erreicht man in kombinierten Gas-Dampfkraftwerken, so genannten GuD-Kraftwerken (s. **R 6.2.1**). In ihnen wird das Verbrennungsgas zuerst in einer Gasturbine unter Arbeitsleistung entspannt und anschließend zur Dampferzeugung einem Dampfkraftwerk zugeführt.

8.5 Kälteanlagen und Wärmepumpen
Refrigeration plants and heat pumps

8.5.1 Kompressionskälteanlage
Compression refrigeration plant

In Kältemaschinen (s. **M 5**) verwendet man ebenso wie in den Wärmekraftanlagen Gase oder Dämpfe als Arbeitsstoffe. Man bezeichnet sie als *Kältemittel*. Zweck einer Kältemaschine ist es, einem Kühlgut Wärme zu entziehen. Dazu muss eine Arbeit verrichtet werden, die in Form von Wärme zusammen mit der dem Kühlgut entzogenen Wärme an die Umgebung abgegeben wird. Zur Kälteerzeugung bei Temperaturen bis etwa -100 °C dienen vorwiegend Kompressionskältemaschinen.

Das Schaltbild einer *Kompressionskältemaschine* zeigt **Bild 11**. Der Verdichter *a*, der für kleine Leistungen meist als Kolben-, für große Leistungen als Turboverdichter ausgebildet ist, saugt Dampf aus dem Verdampfer *b* beim Druck p_0 und der zugehörigen Sättigungstemperatur T_0 an und verdichtet ihn längs der Adiabaten *1 2* (**Bild 12**) auf den Druck *p*. Der Dampf wird dann im Kondensator *c* beim Druck *p* verflüssigt. Das flüssige Kältemittel wird im Drosselventil *d* entspannt und gelangt dann wieder in den Verdampfer, wo ihm Wärme zugeführt wird. Die Kältemaschine entzieht dem Kühlgut eine Wärme Q_0, die dem Verdampfer *b* zugeführt wird. Im Kondensator *c* gibt sie die Wärme $|Q| = Q_0 + W_t$ an die Umgebung ab.

Da Wasser bei 0 °C gefriert und Wasserdampf ein unbequem großes spezifisches Volumen hat, verwendet man als Kältemittel andere Fluide wie Ammoniak NH_3, Kohlendioxid CO_2, Propan C_3H_8, Butan C_4H_{10}, Tetrafluorethan $C_2H_2F_4$, Difluormonochlormethan CHF_2Cl. Dampftafeln von Kältemitteln enthält **Anh. D 6 Tab. 7** bis **10**. Mit $\dot{m}$ als dem Mas-

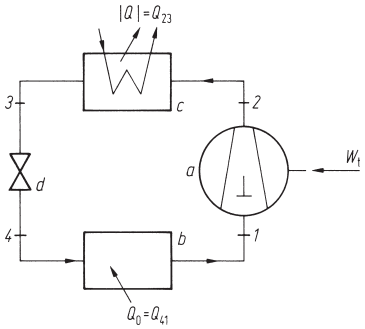


Bild 11. Schaltbild einer Kaltdampfmaschine, Erläuterungen im Text

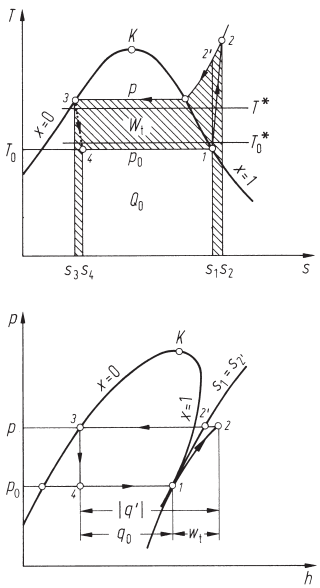


Bild 12. Kreisprozess des Kältemittels einer Kaltdampfmaschine im *T*, *s*- und im Mollier-*p*, *h*-Diagramm

senstrom des umlaufenden Kältemittels ist die Kälteleistung

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} q_0 = \dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m}(h''(p_0) - h'(p)), \tag{37}$$

weil $h_4 = h_3 = h'(p)$ ist. Die Antriebsleistung des Verdichters ist

$$P_V = \dot{m} w_{t12} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{m}\frac{1}{\eta_V}(h_{2'} - h''(p_0)), \tag{38}$$

worin η_V sein isentroper Wirkungsgrad ist. Der vom Kondensator abgeführte Wärmestrom ist

$$|\dot{Q}| = \dot{m}|q| = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}(h_2 - h'(p)). \tag{39}$$

Die Leistungszahl einer Kältemaschine ist definiert als das Verhältnis von Kälteleistung $\dot{Q}_0$ zur Leistungsaufnahme P des Verdichters

$$\varepsilon_{KM} = \frac{\dot{Q}_0}{P_V} = \frac{q_0}{w_{t12}} = \eta_V \frac{h''(p_0) - h'(p)}{h_{2'} - h''(p_0)}. \tag{40}$$

Sie hängt außer vom isentropen Verdichtungswirkungsgrad nur noch von den beiden Drücken p und p_0 ab.

8.5.2 Kompressionswärmepumpe. Compression heat pump

Sie arbeitet nach dem gleichen Prozess wie die in **Bild 11** und **Bild 12** dargestellte Kompressionskälteanlage (s. **M 6**). Ihr Zweck besteht darin, einem Körper Wärme zuzuführen. Dazu wird der Umgebung Wärme Q_0 (Anergie) entzogen und zusammen mit der verrichteten Arbeit W_t (Exergie) als Wärme dem zu erwärmenden Körper zugeführt $|Q| = Q_0 + W_t$. Die Leistungszahl einer Wärmepumpe ist definiert als Verhältnis der von der Wärmepumpe abgegebenen Heizleistung $|\dot{Q}|$ zur Leistungsaufnahme P des Verdichters

$$\varepsilon_{WP} = \frac{|\dot{Q}|}{P} = \frac{|q|}{w_t} = \eta_V \frac{h_2 - h'(p)}{h_{2'} - h''(p_0)}. \tag{41}$$

Wie das T, s-Diagramm (**Bild 12**) zeigt, wird die Fläche w_t bei hoher Umgebungstemperatur T_0^* und bei niedriger Heiztemperatur T^* kleiner. Es wird weniger Antriebsleistung für den Verdichter benötigt. Die Leistungszahl wächst. Um Wärmepumpen zur Beheizung von Wohnräumen wirtschaftlich betreiben zu können, muss man die Heiztemperatur niedrig halten, beispielsweise durch eine Fußbodenheizung, bei der $t^* \lessapprox 29\,°C$ ist. Die Wärmepumpe wird außerdem bei zu tiefen Umgebungstemperaturen unwirtschaftlich. Sinkt die Leistungszahl ε_{WP} unter Werte von rund 2,3, so spart man im Vergleich mit der konventionellen Heizung keine Primärenergie mehr ein, denn Wirkungsgrade der Umwandlung von Primärenergie P_{Pr} im Kraftwerk in elektrische Energie P zum Antrieb der Wärmepumpe $\eta_{el} = P/P_{Pr}$ liegen in Deutschland im Mittel bei 0,4. Damit ist die Heizzahl $\zeta = |\dot{Q}|/P_{Pr}$ mit 0,92 etwa gleich dem Wirkungsgrad einer konventionellen Heizung. Heutige elektrisch angetriebene Wärmepumpen erreichen im Jahresmittel selten Heizzahlen von 2,3, es sei denn man schaltet die Wärmepumpe bei zu tiefen Außentemperaturen unter rund 3 °C ab und heizt dann konventionell. Motorgetriebene Wärmepumpen mit Abwärmenutzung nutzen ebenso wie Sorptionswärmepumpen die Primärenergie besser als elektrisch angetriebene Wärmepumpen.

8.6 Kraft-Wärme-Kopplung
Combined power and heat generation (co-generation)

Die gleichzeitige Erzeugung von Heizwärme und elektrischer Energie in Heizkraftwerken bezeichnet man als Kraft-Wärme-Kopplung (s. **L 3.2**). Dabei wird die ohnehin in großer Menge anfallende Kraftwerksabwärme zu Heizzwecken genutzt. Da die zur Heizung benötigte Wärme überwiegend und zwar zu mehr als 90% aus Anergie besteht, wird weniger Primärenergie, die ja überwiegend aus Exergie besteht, als bei konventioneller Heizung in Heizwärme umgewandelt. Man führt aus der Dampfturbine Niederdruckdampf ab, der neben Anergie noch soviel Exergie enthält, dass die Heizenergie und die Exergieverluste in der Wärmeverteilung – in der Regel ein Fernheiznetz – gedeckt werden können. Gegenüber dem reinen Kraftwerksbetrieb büßt man durch die Dampfentnahme zwar Arbeit ein, der Primärenergieumsatz zur gleichzeitigen Erzeugung von Arbeit und Heizwärme ist aber geringer als zur getrennten Gewinnung der Arbeit im Kraftwerk und der Heizwärme im konventionellen Heizsystem. Eine vereinfachte Schaltung zeigt **Bild 13**. Je nach Art der Schaltung sind Heizzahlen $\zeta = |\dot{Q}|/P_{Pr}$ bis rund 2,2 erreichbar [9], wobei P_{Pr} der nur auf die Heizung entfallende Anteil der Primärenergie ist. Die Heizzahlen liegen deutlich über denen der meisten Wärmepumpen-Heizsysteme.

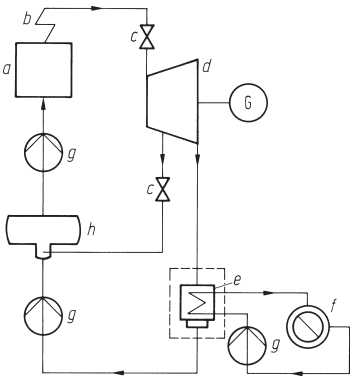


Bild 13. Schema der Kraft-Wärme-Kopplung im Entnahme-Gegendruck-Betrieb. *a* Dampferzeuger, *b* Überhitzer, *c* Drossel, *d* Turbine, G Generator, *e* Kondensator (Wärmeerzeuger), *f* Wärmeverbraucher, *g* Pumpe, *h* Speicher

9 Gemische idealer Gase
Ideal gas mixtures

9.1 Gesetz von Dalton. Thermische und kalorische Zustandsgrößen
Dalton's law. Thermal and caloric properties

Ein Gemisch von idealen Gasen, die miteinander nicht chemisch reagieren, verhält sich ebenfalls wie ein ideales Gas. Es gilt die thermische Zustandsgleichung

$$pV = n\boldsymbol{R}T. \tag{1}$$

Jedes einzelne Gas, Komponente genannt, verteilt sich auf den gesamten Raum V so, als ob andere Gase nicht vorhanden wären. Für jede Komponente i gilt daher

$$p_i V = n_i \boldsymbol{R}T, \tag{2}$$

wobei p_i der von jedem einzelnen Gas ausgeübte Druck ist, den man als *Partialdruck* bezeichnet. Summiert man über alle Einzelgase, so folgt $\sum p_i V = \sum n_i \boldsymbol{R}T$ oder

$V\sum p_i = \boldsymbol{RT}\sum n_i$. Der Vergleich mit Gl. (1) zeigt, dass

$$p = \sum p_i \tag{3}$$

gilt: Der Gesamtdruck p des Gasgemisches ist gleich der Summe der Partialdrücke der Einzelgase, wenn diese bei der Temperatur T das Volumen V des Gemisches einnehmen (*Gesetz von Dalton*).
Die thermische Zustandsgleichung Gl. (1) eines idealen Gasgemisches kann man auch schreiben

$$pV = mRT, \tag{4}$$

mit der Gaskonstante R des Gemisches

$$R = \sum R_i m_i/m. \tag{5}$$

Spezifische, auf die Masse in kg bezogene kalorische Zustandsgrößen eines Gemisches vom Druck p und der Temperatur T ergeben sich durch Addition der kalorischen Zustandsgrößen bei gleichen Werten p, T der Einzelgase entsprechend ihrer Massenanteile. Es ist

$$\begin{aligned} c_v &= \frac{1}{m}\sum m_i c_{vi}, \quad c_p = \frac{1}{m}\sum m_i c_{pi}, \\ u &= \frac{1}{m}\sum m_i u_i, \qquad h = \frac{1}{m}\sum m_i h_i. \end{aligned} \tag{6}$$

Eine Ausnahme bildet die Entropie, da bei der Mischung von Einzelgasen vom Zustand p, T zu einem Gemisch vom gleichen Zustand, eine Entropiezunahme auftritt. Es ist

$$s = \frac{1}{m}\left(\sum m_i s_i - \sum m_i R_i \ln\frac{n_i}{n}\right), \tag{7}$$

wenn n_i die Molmengen der Einzelgase und n die des Gemisches sind. Es sind $n_i = m_i/M_i$ und $n = \sum n_i$, mit der Masse m_i und der Molmasse M_i der Einzelgase.
Mischungen realer Gase und Flüssigkeiten weichen besonders bei höheren Drücken von vorstehenden Beziehungen ab.

9.2 Gas-Dampf-Gemische. Feuchte Luft

Mixtures of gas and vapour. Humid air

Mischungen von Gasen und leicht kondensierenden Dämpfen kommen in Physik und Technik häufig vor. Die atmosphärische Luft besteht im wesentlichen aus trockener Luft und Wasserdampf. Trocknungs- und Klimatisierungsvorgänge werden durch die Anwendung der Gesetze der Dampf-Luftgemische bestimmt, ebenso die Bildung der Brennstoffdampf-Luftgemische im Verbrennungsmotor.
Im Folgenden beschränken wir uns auf die Betrachtung atmosphärischer Luft. Trockene Luft besteht aus 78,04 Mol-% Stickstoff, 21,00 Mol-% Sauerstoff, 0,93 Mol-% Argon und 0,03 Mol-% Kohlendioxid. Die atmosphärische Luft kann man als Zweistoffgemisch betrachten, bestehend aus trockener Luft und Wasser, das in dampfförmiger, flüssiger oder fester Form vorliegen kann. Man bezeichnet das Gemisch auch als *feuchte* Luft. Die *trockene* Luft betrachtet man als einheitlichen Stoff. Da der Gesamtdruck bei Zustandsänderungen fast immer in der Nähe des Atmosphärendrucks liegt, kann man die feuchte Luft aus trockener Luft und Wasserdampf als ein Gemisch idealer Gase ansehen. Es ist dann für die trockene Luft bzw. für den Wasserdampf

$$p_L V = m_L R_L T \quad \text{bzw.} \quad p_D V = m_D R_D T. \tag{8}$$

Mit $p = p_L + p_D$ folgt aus den vorstehenden Gleichungen die Wasserdampfmasse, die 1 kg trockener Luft beigemischt ist.

$$x_D = \frac{m_D}{m_L} = \frac{R_L p_D}{R_D(p - p_D)}. \tag{9}$$

Man bezeichnet die Größe $x_D = m_D/m_L$ als *Wasserdampfbeladung* der feuchten Luft, im Folgenden kurz *Dampfbeladung* genannt und nicht zu verwechseln mit dem Dampfgehalt von Gemischen aus dampfförmigen und flüssigen Wasser. Ist Wasser in der Luft nicht nur in Form von Dampf, sondern auch in flüssiger oder fester Form vorhanden, so ist die Wasserbeladung x von der *Dampfbeladung* x_D zu unterscheiden.
Die Wasserbeladung ist definiert zu

$$x = \frac{m_W}{m_L} = \frac{m_D + m_{Fl} + m_E}{m_L} = x_D + x_{Fl} + x_E \tag{10}$$

wobei m_D die Dampfmasse, m_{Fl} die Flüssigkeitsmasse und m_E die Eismasse in der trockenen Luftmasse m_L bedeuten. x_D, x_{Fl} und x_E sind die Dampf-, Flüssigkeits- und Eisbeladung. Die Wasserbeladung x kann zwischen 0 (trockene Luft) und ∞ (reines Wasser) liegen. Ist feuchte Luft der Temperatur T mit Wasserdampf gesättigt, so wird der Partialdruck des Wasserdampfes gleich dem Sättigungsdruck $p_D = p_{DS}$ bei der Temperatur T und die Dampfbeladung wird

$$x_S = \frac{R_L p_{DS}}{R_D(p - p_{DS})}. \tag{11}$$

Beispiel: Man berechne die Dampfbeladung x_S von gesättigter feuchter Luft bei einer Temperatur von 20 °C und einem Gesamtdruck von 1 000 mbar. Es ist $R_L = 0,2872$ kJ/kg K, $R_D = 0,4615$ kJ/kg K. Aus der Wasserdampftafel **Anh. D 6 Tab. 5** findet man den Dampfdruck p_{DS} (20 °C) = 23,39 mbar.

Damit wird

$$x_S = \frac{0,2872 \cdot 23,39}{0,4615(1000 - 23,39)} \cdot 10^3 \frac{\text{g}}{\text{kg}} = 14,905\ \text{g/kg}.$$

Weitere Werte x_S in **Anh. D 9 Tab. 1**.

Feuchtegrad, relative Feuchte. Als relatives Maß für die Dampfbeladung definiert man den Feuchtegrad $\psi = x_D/x_S$. In der Meteorologie wird dagegen meistens mit der relativen Feuchte $\varphi = p_D(t)/p_{DS}(t)$ gerechnet. Beide Werte weichen in der Nähe der Sättigung nur wenig voneinander ab, denn es ist

$$\frac{x_D}{x_S} = \frac{p_D}{p_{DS}}\frac{(p - p_{DS})}{(p - p_D)} \quad \text{oder} \quad \psi = \varphi\frac{(p - p_{DS})}{(p - p_D)}.$$

Bei Sättigung ist $\psi = \varphi = 1$. Erhöht man den Druck oder senkt man die Temperatur gesättigter feuchter Luft, so kondensiert der überschüssige Wasserdampf. Der kondensierte Dampf fällt als Nebel oder Niederschlag (Regen) aus; bei Temperaturen unter 0 °C bilden sich Eiskristalle (Schnee). Die Wasserbeladung ist in diesem Fall größer als die Dampfbeladung $x > x_D = x_S$. Die relative Luftfeuchte kann mit direkt anzeigenden Geräten (z. B. *Haarhygrometern*) oder mit Hilfe des *Aspirationspsychrometers* nach Assmann bestimmt werden (s. **W 2.9**).

Enthalpie feuchter Luft. Da bei Zustandsänderungen feuchter Luft die beteiligte Luftmenge dieselbe bleibt und sich nur die zugemischte Wassermenge durch Tauen oder Verdunsten ändert, bezieht man alle Zustandsgrößen auf 1 kg trockene Luft. Diese enthält dann $x = m_W/m_L$ kg Wasser wovon $x_D = m_D/m_L$ dampfförmig sind. Für die Enthalpie h_{1+x} des ungesättigten ($x = x_D < x_S$) Gemisches aus 1 kg trockener Luft und x kg Dampf gilt

$$h_{1+x} = c_{pL}t + x_D(c_{pD}t + r). \tag{12}$$

Es sind $c_{pL} = 1,005$ kJ/kg K die isobare spez. Wärmekapazität der Luft, $c_{pD} = 1,86$ kJ/kg K die des Wasserdampfes und $r = 2\,500,5$ kJ/kg die Verdampfungsenthalpie des Wassers bei 0 °C. In dem interessierenden Temperaturbereich von –60 bis +100 °C kann man konstante Werte c_p annehmen. Bei Sättigung wird $x_D = x_S$ und $h_{1+x} = (h_{1+x})_S$. Ist die Wasserbeladung x größer als die Sättigungsbeladung x_S so fällt bei Temperaturen $t > 0\,^{\circ}$C der Wasseranteil $x - x_S = x_{Fl}$ in Form von

Nebel oder auch als Bodenkörper in dem Gemisch aus, und es wird

$$h_{1+x} = (h_{1+x})_S + (x - x_S) c_W t. \quad (13)$$

Bei Temperaturen $t < 0^\circ$C fällt der Wasseranteil $x - x_S = x_E$ als Schnee oder Eis aus, und es ist

$$h_{1+x} = (h_{1+x})_S - (x - x_S)(\Delta h_E - c_E t). \quad (14)$$

Es ist $c_W = 4{,}19$ kJ/kg K die spez. Wärmekapazität des Wassers, $c_E = 2{,}04$ kJ/kg K die des Eises und $\Delta h_E = 333{,}5$ kJ/kg die Schmelzenthalpie des Eises. In **Anh. D 9 Tab. 1** sind die Sättigungsdrücke, die Dampfbeladungen und die Enthalpien gesättigter feuchter Luft bei Temperaturen zwischen –20 und +100 °C für einen Gesamtdruck von 1 000 mbar angegeben.

Bei $t = 0^\circ C$ kann Wasser gleichzeitig in allen drei Aggregatszuständen vorliegen. Für die Enthalpie h_{1+x} des Gemisches gilt dann

$$h_{1+x} = x_S \cdot r - x_E \cdot \Delta h_E. \quad (15)$$

9.2.1 Mollier-Diagramm der feuchten Luft

Mollier-diagram of humid air

Für die graphische Darstellung von Zustandsänderungen feuchter Luft hat Mollier ein h_{1+x}, x-Diagramm angegeben, **Bild 1 a**. Darin ist die Enthalpie h_{1+x} von $(1+x)$ kg feuchter Luft in einem schiefwinkligen Koordinatensystem über der Wasserbeladung aufgetragen. Die Achse $h = 0$, entsprechend feuchter Luft von 0 °C ist schräg nach unten rechts gelegt, derart, dass die 0 °C Isotherme der feuchten ungesättigten Luft waagrecht verläuft. **Bild 1 b** zeigt die Konstruktion der Isothermen nach Gl. (12) und Gl. (13). Die Linien $x = \text{const}$ sind senkrechte, die Linien $h = \text{const}$ zur Achse $h_{1+x} = 0$ parallele Geraden. In **Bild 1 a** ist die Grenzkurve $\varphi = 1$ für den Gesamtdruck 1 000 mbar eingezeichnet. Sie trennt das Gebiet der ungesättigten Gemische (oben) von dem *Nebelgebiet* (unten), in dem die Feuchtigkeit teils als Dampf, teils in flüssiger (Nebel, Niederschlag) oder fester Form (Eisnebel, Schnee) im Gemisch enthalten ist. Isothermen im ungesättigten Gebiet nach Gl. (12) sind nach rechts schwach ansteigende Geraden, die an der Grenzkurve nach unten abknicken und im Nebelgebiet den Geraden konstanter Enthalpie nahezu parallel verlaufen entsprechend Gl. (13). Für einen Punkt im Nebelgebiet mit der Temperatur t und der Wasserbeladung x findet man den dampfförmigen Anteil, indem man die Isotherme t bis zum Schnitt mit der Grenzkurve $\varphi = 1$ verfolgt. Der im Schnittpunkt abgelesene Anteil x_S ist als Dampf und damit der Anteil $x - x_S$ als Flüssigkeit und/oder Eis im Gemisch enthalten. Die schrägen, strahlenartigen Geradenstücke $\Delta h_{1+x}/\Delta x$ legen zusammen mit dem Nullpunkt die Richtung fest, in der man sich von einem beliebigen Diagrammpunkt aus bewegt, wenn man dem Gemisch Wasser oder Wasserdampf zusetzt, dessen Enthalpie in kJ/kg gleich den Zahlen an den Randstrahlen ist. Um die Richtung der Zustandsänderung zu finden, hat man durch den Zustandspunkt der feuchten Luft eine Parallele zur Geraden zu zeichnen, die durch den Nullpunkt ($h = 0$, $x = 0$) und den Randstrahl festgelegt ist.

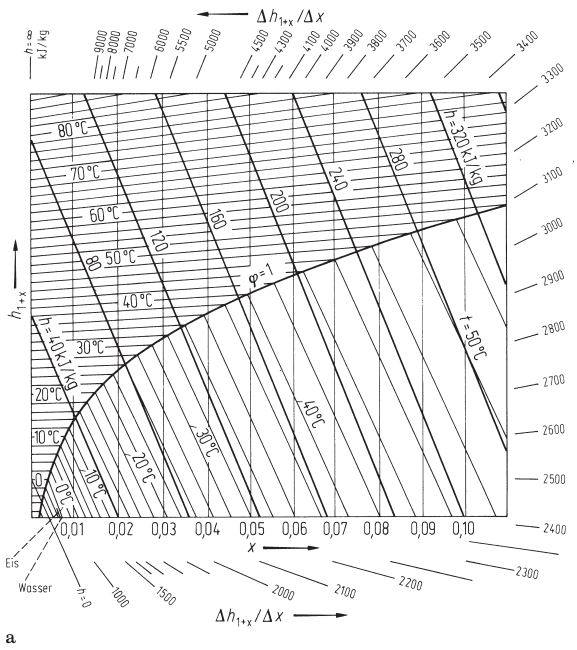
9.2.2 Zustandsänderungen feuchter Luft

Changes of state of humid air

Erwärmung oder Abkühlung. Wird ein gegebenes Gemisch erwärmt, so bewegt man sich auf einer Senkrechten nach oben (*1–2* in **Bild 2 a**), wird es abgekühlt, so bewegt man sich auf einer Senkrechten nach unten (*2–1*). Solange sich die Zustände *1* und *2* im ungesättigten Gebiet befinden, ist die senkrechte Entfernung zweier Zustandspunkte gemessen im Enthalpiemaßstab gleich der ausgetauschten Wärme bezogen auf 1 kg trockene Luft:

$$Q_{12} = m_L (c_{pL} + c_{pD} x)(t_2 - t_1), \quad (16)$$

mit $c_{pL} = 1{,}005$ kJ/kg K und $c_{pD} = 1{,}852$ kJ/kg K. Bei Abkühlung feuchter Luft unter den Taupunkt des Wassers (*1–2* in **Bild 2 b**) fällt ein Niederschlag aus. Die abgeführte Wärme ist



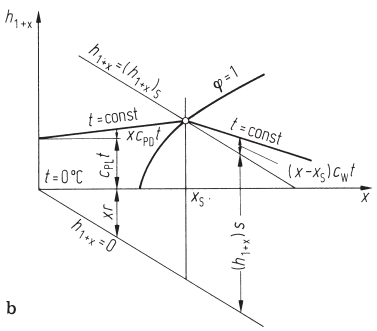


Bild 1 a, b. h_{1+x}, x-Diagramm der feuchten Luft nach Mollier

$$Q_{12} = m_L((h_{1+x})_2 - (h_{1+x})_1), \tag{17}$$

worin $(h_{1+x})_1$ durch Gl. (12) und $(h_{1+x})_2$ durch Gl. (13) gegeben ist. Es fällt eine Wassermenge

$$m_W = m_L(x_1 - x_3) \tag{18}$$

aus.

Beispiel: 1 000 kg feuchte Luft von $t_1 = 30\,°C$, $\varphi_1 = 0{,}6$ und $p = 1\,000$ mbar werden auf 15 °C abgekühlt. Wie viel Kondensat entsteht? Die Dampfbeladung x_1 erhält man aus Gl. (9) mit $p_D = \varphi_1 p_{DS}$. Nach **Anh. D9 Tab. 1** ist p_{DS} (30 °C) = 42,46 mbar. Damit wird

$$x_1 = \frac{R_L(\varphi_1 p_{DS})}{R_D(p - \varphi_1 p_{DS})} = \frac{0{,}2872 \cdot 0{,}6 \cdot 42{,}46}{0{,}4615(1\,000 - 0{,}6 \cdot 42{,}46)}$$
$$= 16{,}25 \cdot 10^{-3}\ \text{kg/kg} = 16{,}25\ \text{g/kg}.$$

Die 1 000 kg feuchte Luft bestehen aus $1000/(1 + x_1) = 1000/1{,}01625$ kg = 984,01 kg trockener Luft und 1000 − 984,01 = 15,99 kg Wasserdampf. Die Wasserbeladung im Punkt *3*, $x_3 = x_S$, folgt aus **Anh. D9 Tab. 1** bei $t_3 = 15\,°C$ zu $x_3 = 10{,}79$ g/kg. Damit wird $m_{Fl} = 984{,}01 \cdot (16{,}25 - 10{,}80) \cdot 10^{-3}$ kg = 5,36 kg.

Mischung zweier Luftmengen. Mischt man zwei Luftmengen vom Zustand *1* und *2* (**Bild 2c**) und sorgt dafür, dass mit der Umgebung keine Wärme ausgetauscht wird, so liegt der Zustand *m* (Punkt 3 in **Bild 2c**) nach der Mischung auf der Verbindungsgeraden *1–2*. Den Punkt *m* erhält man durch Unterteilen der Geraden *1–2* im Verhältnis der Trockenluftmengen m_{L2}/m_{L1}. Es ist

$$x_m = (m_{L1}\,x_1 + m_{L2}\,x_2)/(m_{L1} + m_{L2}). \tag{19}$$

Mischen von gesättigten Luftmengen verschiedener Temperaturen liefert stets Nebel unter Ausscheiden der Wassermenge $x_m - x_S$, wobei x_S der Sättigungsgehalt auf der Nebelisotherme durch den Mischungspunkt ist.

Beispiel: 1 000 kg feuchte Luft von $t_1 = 30\,°C$ und $\varphi_1 = 0{,}6$ werden mit 1 500 kg gesättigter feuchter Luft von $t_2 = 10\,°C$ bei 1 000 mbar gemischt. Wie groß ist die Temperatur nach der Mischung? Wie im vorigen Beispiel schon berechnet, ist $x_1 = 16{,}25$ g/kg. Aus **Anh. D9 Tab. 1** entnimmt man bei $t_2 = 10\,°C$ die Wasserbeladung $x_{2s} = 7{,}7377$ g/kg. Die Trockenluftmengen sind $m_{L1} = 1\,000/(1 + x_1)$ kg $= 1\,000/(1 + 16{,}25 \cdot 10^{-3})$ kg = 984,01 kg und $m_{L2} = 1\,500/(1 + x_{2s})$ kg $= 1\,500/(1 + 7{,}7377 \cdot 10^{-3})$ kg = 1 488,5 kg. Damit wird

$$x_m = (984{,}01 \cdot 16{,}25 + 1\,488{,}5 \cdot 7{,}7377)/(984{,}01 + 1\,488{,}5)\ \text{g/kg}$$
$$= 11{,}12\ \text{g/kg}.$$

Die Enthalpie berechnet man nach Gl. (12). Es ist

$$(h_{1+x})_1 = (1{,}005 \cdot 30 + 16{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot (1{,}86 \cdot 30 + 2\,500{,}5))\ \text{kJ/kg}$$
$$= 71{,}69\ \text{kJ/kg},$$
$$(h_{1+x})_2 = (1{,}005 \cdot 10 + 7{,}7377 \cdot 10^{-3} \cdot (1{,}86 \cdot 10 + 2\,500{,}5))\ \text{kJ/kg}$$
$$= 29{,}54\ \text{kJ/kg}.$$

Die Enthalpie des Gemisches ist

$$(h_{1+x})_m = (m_{L1}(h_{1+x})_1 + m_{L2}(h_{1+x})_2)/(m_{L1} + m_{L2})$$
$$= (984{,}01 \cdot 71{,}69 + 1\,488{,}5 \cdot 29{,}54)/$$
$$(984{,}01 + 1\,488{,}5)\ \text{kJ/kg}$$
$$= 46{,}31\ \text{kJ/kg}.$$

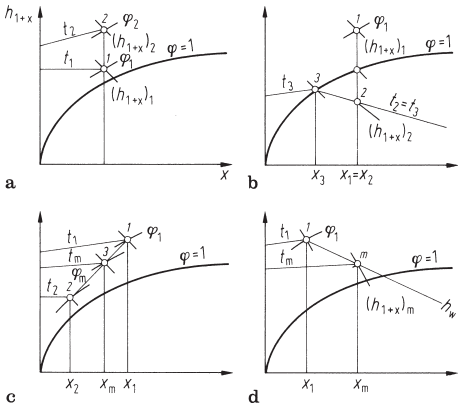


Bild 2a–d. Zustandsänderungen feuchter Luft. **a** Erwärmung und Abkühlung; **b** Abkühlung unter den Taupunkt; **c** Mischung; **d** Zusatz von Wasser oder Wasserdampf

Andererseits ist nach Gl. (12)

$$(h_{1+x})_m = (1{,}005\,t_m + 11{,}12 \cdot 10^{-3}(1{,}86\,t_m + 2\,500{,}5))\ \text{kJ/kg}.$$

Daraus folgt t_m = 18 °C.

Zusatz von Wasser oder Wasserdampf. Mischt man Luft mit m_W kg Wasser oder Wasserdampf, so beträgt der Wassergehalt nach der Mischung $x_m = (m_{L1}x_1 + m_W)/m_{L1}$. Die Enthalpie ist

$$(h_{1+x})_m = (m_{L1}(h_{1+x})_1 + m_W\,h_W)/m_{L1}. \tag{20}$$

Im Mollier-Diagramm für feuchte Luft (**Bild 2d**) liegt der Endzustand nach der Mischung auf derjenigen Geraden durch den Anfangszustand *1* der feuchten Luft, die parallel zu der durch den Koordinatenursprung gehenden Geraden mit der Steigung h_W verläuft, wobei $h_W = \Delta h_{1+x}/\Delta x$ durch die Geradenstücke des Randmaßstabs gegeben ist.

Kühlgrenztemperatur. Streicht ungesättigte feuchte Luft vom Zustand t_1, x_1 über eine Wasser- oder Eisoberfläche, so verdunstet bzw. sublimiert Wasser und wird von der Luft aufgenommen, wodurch deren Wassergehalt zunimmt. Hierbei sinkt die Temperatur des Wassers bzw. des Eises und erreicht nach hinreichend langer Zeit einen stationären Endwert, den man Kühlgrenztemperatur nennt. Man findet die Kühlgrenztemperatur t_g mit Hilfe des Mollier-Diagramms, indem man diejenige Nebelisotherme t_g sucht, deren Verlängerung durch den Zustandspunkt *1* geht.

10 Wärmeübertragung. Heat transfer

Bestehen zwischen verschiedenen, nicht voneinander isolierten Körpern oder innerhalb verschiedener Bereiche eines Körpers Temperaturunterschiede, so fließt Wärme so lange von der *höheren* zur *tieferen* Temperatur, bis sich die verschiedenen Temperaturen angeglichen haben. Man bezeichnet diesen Vorgang als Wärmeübertragung. Es sind drei Fälle der Wärmeübertragung zu unterscheiden:

- Die Wärmeübertragung durch *Leitung* in festen oder in unbewegten flüssigen und gasförmigen Körpern. Dabei wird kinetische Energie von einem Molekül oder von Elementarteilchen auf seine Nachbarn übertragen.
- Die Wärmeübertragung durch Mitführung oder *Konvektion* in bewegten flüssigen oder gasförmigen Körpern.
- Die Wärmeübertragung durch *Strahlung*, die sich ohne materiellen Träger mit Hilfe der elektromagnetischen Wellen vollzieht.

In der Technik wirken oft alle drei Arten der Wärmeübertragung zusammen.

10.1 Stationäre Wärmeleitung
Steady state heat conduction

Stationäre Wärmeleitung durch eine ebene Wand. Werden die beiden Oberflächen einer ebenen Wand der Dicke δ auf verschiedenen Temperaturen T_1 und T_2 gehalten, so strömt durch die Fläche A in der Zeit τ nach dem *Fourierschen Gesetz* die Wärme

$$Q = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{\delta} \tau.$$

Darin ist λ ein Stoffwert (SI-Einheit W/(Km)), den man *Wärmeleitfähigkeit* nennt (s. **Anh. D 10 Tab. 1**). Man bezeichnet $Q/\tau = \dot{Q}$ als *Wärmestrom* (SI-Einheit W) und $Q/(\tau A) = \dot{q}$ (SI-Einheit W/m^2) als *Wärmestromdichte.* Es ist

$$\dot{Q} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{\delta} \quad \text{und} \quad \dot{q} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{\delta}. \tag{1}$$

Ähnlich wie bei der Elektrizitätsleitung ein Strom I nur fließt, wenn man eine Spannung U anlegt, um den Widerstand R zu überwinden ($I = U/R$), fließt ein Wärmestrom $\dot{Q}$ nur dann, wenn eine Temperaturdifferenz $\Delta T = T_1 - T_2$ vorhanden ist:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda A}{\delta} \Delta T.$$

In Analogie zum Ohmschen Gesetz nennt man $R_W = \delta/(\lambda A)$ einen *Wärmeleitwiderstand* (SI-Einheit K/W).

Fouriersches Gesetz. Betrachtet man statt der Wand der endlichen Dicke δ eine aus ihr senkrecht zum Wärmestrom herausgeschnittene Scheibe der Dicke dx, so erhält man das Fouriersche Gesetz in der Form

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \quad \text{und} \quad \dot{q} = -\lambda \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}, \tag{2}$$

wobei das negative Vorzeichen ausdrückt, dass die Wärme in Richtung abnehmender Temperatur strömt. $\dot{Q}$ ist hierbei der Wärmestrom in Richtung der x-Achse, Entsprechendes gilt für $\dot{q}$. Der Wärmestrom in Richtung der drei Koordinaten x, y, z ist ein Vektor

$$\dot{\boldsymbol{q}} = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \boldsymbol{e}_x + \frac{\partial T}{\partial y} \boldsymbol{e}_y + \frac{\partial T}{\partial z} \boldsymbol{e}_z \right) \tag{3}$$

mit den Einheitsvektoren $\boldsymbol{e}_x$, $\boldsymbol{e}_y$, $\boldsymbol{e}_z$. Gl. (3) ist zugleich die allgemeine Form des Fourierschen Gesetzes. Es gilt in dieser Form für isotrope Körper, d. h. solche, deren Wärmeleitfähigkeit in Richtung der drei Koordinatenachsen gleich groß ist.

Stationäre Wärmeleitung durch eine Rohrwand. Nach dem Fourierschen Gesetz wird durch eine Zylinderfläche vom Radius r und der Länge l ein Wärmestrom $\dot{Q} = -\lambda 2\pi r l (\mathrm{d}T/\mathrm{d}r)$ übertragen. Bei stationärer Wärmeleitung ist der Wärmestrom für alle Radien gleich, $\dot{Q} = \text{const}$, sodass man die Veränderlichen T und r trennen und von der inneren Oberfläche bei $r = r_i$ des Zylinders mit der Temperatur T_i bis zu einer beliebigen Stelle r mit der Temperatur T integrieren kann. Man erhält als Temperaturverlauf in einer Rohrschale der Dicke $r - r_i$:

$$T_i - T = \frac{\dot{Q}}{\lambda 2\pi l} \ln \frac{r}{r_i}.$$

Mit der Temperatur T_a der äußeren Oberfläche vom Radius r_a erhält man den Wärmestrom in einem Rohr der Dicke $r_a - r_i$ und der Länge l:

$$\dot{Q} = \lambda 2\pi l \frac{T_i - T_a}{\ln r_a / r_i}. \tag{4}$$

Um formale Übereinstimmung mit Gl. (1) zu erreichen, kann man auch

$$\dot{Q} = \lambda A_m \frac{T_i - T_a}{\delta} \tag{5}$$

mit $\delta = r_a - r_i$ und $A_m = \dfrac{A_a - A_i}{\ln (A_a/A_i)}$ schreiben, wenn $A_a = 2\pi r_a l$ die äußere und $A_i = 2\pi r_i l$ die innere Oberfläche des Rohrs ist. A_m ist das logarithmische Mittel zwischen äußerer und innerer Rohroberfläche.

Der „Wärmeleitwiderstand" des Rohrs $R_W = \delta/(\lambda A_m)$ (SI-Einheit K/W) muss durch eine Temperaturdifferenz überwunden werden, damit ein Wärmestrom fließen kann.

10.2 Wärmeübergang und Wärmedurchgang
Heat transfer and heat transmission

Geht von einem Fluid Wärme an eine Wand über, wird darin fortgeleitet und auf der anderen Seite an ein zweites Fluid übertragen, so spricht man von *Wärmedurchgang*. Dabei sind zwei *Wärmeübergänge* und ein *Wärmeleitvorgang* hintereinander geschaltet. Die Temperatur fällt in einer Schicht unmittelbar an der Wand steil ab (**Bild 1**), während sich die Temperaturen in einiger Entfernung von der Wand nur wenig unterscheiden. Man kann vereinfachend annehmen, dass an der Wand eine dünne ruhende Fluidgrenzschicht von der Filmdicke δ_i bzw. δ_a haftet, während das Fluid außerhalb Temperaturunterschiede ausgleicht. In dem dünnen Fluidfilm wird Wärme durch Leitung übertragen, und es gilt nach Fourier für den an die linke Wandseite übertragenen Wärmestrom

$$\dot{Q} = \lambda A \frac{T_i - T_1}{\delta_i},$$

worin λ die Wärmeleitfähigkeit des Fluids ist. Die Filmdicke δ_i hängt von vielen Größen ab, wie Geschwindigkeit des Fluids entlang der Wand, Form und Oberflächenbeschaffenheit der Wand. Es hat sich als zweckmäßig erwiesen, statt mit der Filmdicke δ_i mit dem Quotienten $\lambda/\delta_i = \alpha$ zu rechnen. Man kommt zu dem Newtonschen Ansatz für den Wärmeübergang eines Fluids an einer festen Oberfläche

$$\dot{Q} = \alpha A (T_f - T_0), \tag{6}$$

in dem allgemein T_f die Fluidtemperatur und T_0 die Oberflächentemperatur bedeuten. Die Größe α nennt man *Wärmeübergangskoeffizient* (SI-Einheit W/(m^2 K)). Größenordnungen von Wärmeübergangskoeffizienten gibt **Tab. 1**. Grundlagen zur Berechnung von α findet man in **D 10.4**.

In Anlehnung an das Ohmsche Gesetz $I = (1/R)U$ nennt man $1/\alpha$ $A = R_W$ den *Wärmeübergangswiderstand* (SI-Einheit K/W). Er muss durch die Temperaturdifferenz $\Delta T = T_f - T_0$ überwunden werden, damit der Wärmestrom $\dot{Q}$ fließen kann.

In **Bild 1** sind vom Wärmestrom drei hintereinanderliegende Einzelwiderstände zu überwinden. Diese summieren sich zum Gesamtwiderstand.

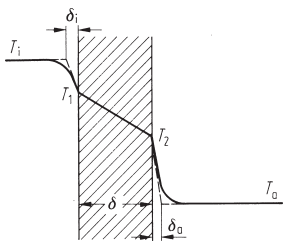


Bild 1. Wärmedurchgang durch eine ebene Wand

Tabelle 1. Wärmeübergangskoeffizienten α in W/(m² K)

	α
freie Konvektion in:	
Gasen	3 … 20
Wasser	100 … 600
siedendem Wasser	1000 … 20000
erzwungene Konvektion in:	
Gasen	10 … 100
Flüssigkeiten	50 … 500
Wasser	500 … 10000
kondensierendem Dampf	1000 … 100000

Wärmedurchgang durch ebene Wände. Der durch eine ebene Wand (**Bild 1**) durchtretende Wärmestrom ist

$$\dot{Q} = kA(T_\mathrm{i} - T_\mathrm{a}) \tag{7}$$

mit dem gesamten Wärmewiderstand $1/(kA)$, der sich additiv aus den Einzelwiderständen zusammensetzt:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_\mathrm{i} A} + \frac{\delta}{\lambda A} + \frac{1}{\alpha_\mathrm{a} A}. \tag{8}$$

Die durch Gl. (7) definierte Größe k nennt man den *Wärmedurchgangskoeffizienten* (SI-Einheit W/(m² K)). Besteht die Wand aus mehreren homogenen Schichten (**Bild 2**) mit den Dicken $\delta_1, \delta_2, \ldots$ und den Wärmeleitfähigkeiten $\lambda_1, \lambda_2, \ldots$, so gilt ebenfalls Gl. (7), jedoch ist jetzt der gesamte Wärmewiderstand

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_\mathrm{i} A} + \sum \frac{\delta_\mathrm{j}}{\lambda_\mathrm{j} A} + \frac{1}{\alpha_\mathrm{a} A}. \tag{9}$$

Beispiel: Die Wand eines Kühlhauses besteht aus einer 5 cm dicken inneren Betonschicht ($\lambda = 1\,\mathrm{W/(Km)}$), einer 10 cm dicken Korksteinisolierung ($\lambda = 0{,}04\,\mathrm{W/(Km)}$) und einer 50 cm dicken äußeren Ziegelmauer ($\lambda = 0{,}75\,\mathrm{W/(Km)}$). Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Innenseite ist $\alpha_\mathrm{i} = 7\,\mathrm{W/(m^2\,K)}$, der auf der Außenseite $\alpha_\mathrm{a} = 20\,\mathrm{W/(m^2\,K)}$. Wie viel Wärme strömt durch 1 m² Wand bei einer Innentemperatur von $-5\,^\circ\mathrm{C}$ und einer Außentemperatur von 25 °C? Nach Gl. (9) ist der Wärmedurchgangswiderstand

$$\frac{1}{kA} = \left(\frac{1}{7\cdot 1} + \frac{0{,}05}{1\cdot 1} + \frac{0{,}1}{0{,}04\cdot 1} + \frac{0{,}5}{0{,}75\cdot 1} + \frac{1}{20\cdot 1}\right)\frac{\mathrm{K}}{\mathrm{W}}$$
$$= 3{,}41\,\mathrm{K/W}.$$

Der Wärmestrom ist $\dot{Q} = \dfrac{1}{3{,}41}(-5-25)\mathrm{W}$, $|\dot{Q}| = 8{,}8\,\mathrm{W}$.

Wärmedurchgang durch Rohre. Es gilt wiederum die Gl. (7) für den Wärmedurchgang durch ein Rohr. Der Wärmewiderstand setzt sich additiv aus den Einzelwiderständen zusammen $\dfrac{1}{kA} = \dfrac{1}{\alpha_\mathrm{i} A_\mathrm{i}} + \dfrac{\delta}{\lambda A_\mathrm{m}} + \dfrac{1}{\alpha_\mathrm{a} A_\mathrm{a}}$.
Es ist üblich, den Wärmedurchgangskoeffizienten k auf die meist leicht zu ermittelnde äußere Rohroberfläche $A = A_\mathrm{a}$ zu beziehen, sodass der gesamte Wärmewiderstand gegeben ist durch

$$\frac{1}{kA_\mathrm{a}} = \frac{1}{\alpha_\mathrm{i} A_\mathrm{i}} + \frac{\delta}{\lambda A_\mathrm{m}} + \frac{1}{\alpha_\mathrm{a} A_\mathrm{a}} \tag{10}$$

mit $A_\mathrm{m} = (A_\mathrm{a} - A_\mathrm{i})/\ln(A_\mathrm{a}/A_\mathrm{i})$.

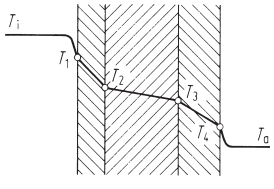


Bild 2. Wärmedurchgang durch eine ebene, mehrschichtige Wand

Besteht das Rohr aus mehreren homogenen Einzelrohren mit der Dicke $\delta_1, \delta_2, \ldots$ und den Wärmeleitfähigkeiten $\lambda_1, \lambda_2, \ldots$, so gilt wieder Gl. (7), jedoch ist jetzt der gesamte Wärmewiderstand

$$\frac{1}{kA_\mathrm{a}} = \frac{1}{\alpha_\mathrm{i} A_\mathrm{i}} + \sum \frac{\delta_\mathrm{j}}{\lambda_\mathrm{j} A_\mathrm{mj}} + \frac{1}{\alpha_\mathrm{a} A_\mathrm{a}}, \tag{11}$$

wobei die Summe über alle Einzelrohre zu bilden ist und A_mj die mittlere logarithmische Fläche des Einzelrohrs j $A_\mathrm{mj} = (A_\mathrm{aj} - A_\mathrm{ij})/\ln(A_\mathrm{aj}/A_\mathrm{ij})$ ist.

D

10.3 Nichtstationäre Wärmeleitung
Transient heat conduction

Bei nichtstationärer Wärmeleitung ändern sich die Temperaturen zeitabhängig. In einer ebenen Wand mit fest vorgegebenen Oberflächentemperaturen ist der Temperaturverlauf nicht mehr geradlinig, da die in eine Scheibe einströmende Wärme von der ausströmenden verschieden ist. Der Unterschied zwischen ein- und austretendem Wärmestrom erhöht (oder erniedrigt) die innere Energie in der Scheibe und damit deren Temperatur als Funktion der Zeit. Für ebene Wände mit einem Wärmestrom in Richtung der x-Achse gilt die Fouriersche Wärmeleitgleichung

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \tag{12}$$

Bei mehrdimensionaler Wärmeleitung ist

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right). \tag{13}$$

Beide Gleichungen setzen in dieser Form konstante Wärmeleitfähigkeit λ voraus (Isotropie). Die Größe $a = \lambda/(\varrho c)$ ist die *Temperaturleitfähigkeit* (SI-Einheit m²/s), Zahlenwerte **Anh. D 10 Tab. 2**.
Zur Lösung der Fourierschen Wärmeleitgleichung ist es zweckmäßig, wie bei anderen Problemen der Wärmeübertragung dimensionslose Größen einführen, weil sich dadurch die Zahl der Variablen verringern lässt. Um das Grundsätzliche zu zeigen, wird Gl. (12) betrachtet. Gesetzt wird $\Theta = (T - T_\mathrm{c})/(T_0 - T_\mathrm{c})$, worin T_c eine charakteristische konstante Temperatur, T_0 eine Bezugstemperatur ist. Zum Beispiel kann T_c bei der Abkühlung einer Platte von anfänglich konstanter Temperatur T_0 in einer kalten Umgebung die Umgebungstemperatur $T_\mathrm{c} = T_\mathrm{u}$ bedeuten. Alle Längen bezieht man auf eine charakteristische Länge X, z. B. die halbe Plattendicke. Es ist weiter zweckmäßig, durch $Fo = a\tau/X^2$ eine dimensionslose Zeit einzuführen, die man die *Fourier-Zahl* nennt.
Lösungen der Wärmeleitgleichung sind dann von der Form

$$\Theta = f(x/X,\ Fo).$$

In vielen Problemen wird die durch Leitung an die Oberfläche eines Körpers gelangende Wärme durch Konvektion an das umgebende Fluid der Temperatur T_u abgegeben. Es gilt dann die Energiebilanz an der Oberfläche (Index w = Wand)

$$-\lambda\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_\mathrm{w} = \alpha(T_\mathrm{w} - T_\mathrm{u}) \quad \text{oder} \quad \frac{1}{\Theta_\mathrm{w}}\left(\frac{\partial \Theta}{\partial \zeta}\right)_\mathrm{w} = -\frac{\alpha X}{\lambda}$$

mit $\zeta = x/X$, $\Theta = (T - T_\mathrm{u})/(T_0 - T_\mathrm{u})$ und $\Theta_\mathrm{w} = (T_\mathrm{w} - T_\mathrm{u})/(T_0 - T_\mathrm{u})$. Die Lösung ist auch eine Funktion der dimensionslosen Größe $\alpha X/\lambda$: Man nennt $\alpha X/\lambda$ die *Biot-Zahl Bi*, in ihr ist λ die als konstant vorausgesetzte Wärmeleitfähigkeit des Körpers und α der Wärmeübergangskoeffizient an das umgebende Fluid. Lösungen der Gl. (12) sind von der Form

$$\Theta = f(x/X,\ Fo,\ Bi). \tag{14}$$

10.3.1 Der halbunendliche Körper. The semi-infinite body

Die Temperaturänderungen sollen sich in einer im Vergleich zur Größe des Körpers dünnen *Randzone* abspielen. Man nennt einen solchen Körper *halbunendlich*. Betrachtet wird eine halbunendliche ebene Wand (**Bild 3**) der konstanten Anfangstemperatur T_0. Die Oberflächentemperatur der Wand werde zur Zeit $\tau = 0$ auf $T(x=0) = T_u$ abgesenkt und bleibe anschließend konstant. Man erhält für verschiedene Zeiten $\tau_1, \tau_2, \ldots$ Temperaturprofile. Sie sind gegeben durch

$$\frac{T - T_u}{T_0 - T_u} = f\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right) \tag{15}$$

mit der Gaußschen Fehlerfunktion $f(x/(2\sqrt{a\tau}))$, **Bild 4**. Die Wärmestromdichte an der Oberfläche erhält man durch Differentiation $\dot{q} = -\lambda(\partial T/\partial x)_{x=0}$ zu

$$\dot{q} = \frac{b}{\sqrt{\pi\tau}}(T_u - T_0) \tag{16}$$

mit dem Wärmeeindringkoeffizienten $b = \sqrt{\lambda\varrho c}$ (SI-Einheit $\mathrm{Ws^{\frac{1}{2}}/(m^2\,K)}$) (**Tab. 2**), der ein Maß für die Größe des Wärmestroms ist, der zu einer bestimmten Zeit in den Körper eingedrungen ist, wenn die Oberflächentemperatur plötzlich um einen bestimmten Betrag $T_u - T_0$ gegenüber der Anfangstemperatur T_0 erhöht wurde.

Beispiel: Bei einem plötzlichen Wetterwechsel fällt die Temperatur an der Erdoberfläche von $+5$ auf $-5\,°C$. Wie tief sinkt die Temperatur in 1 m Tiefe nach 20 Tagen? Die Temperaturleitfähigkeit des Erdreichs beträgt $a = 6,94 \cdot 10^{-7}\,\mathrm{m^2/s}$. Nach Gl. (15) ist

$$\frac{T-(-5)}{5-(-5)} = f\left(\frac{1}{2(6,94\cdot 10^{-7}\cdot 20\cdot 24\cdot 3600)^{\frac{1}{2}}}\right) = f(0,456).$$

In **Bild 4** liest man ab $f(0,456) = 0,48$. Damit wird $T = -0,2\,°C$.

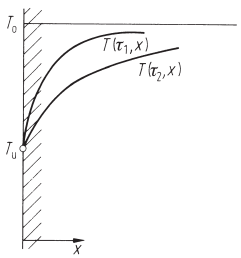


Bild 3. Halbunendlicher Körper

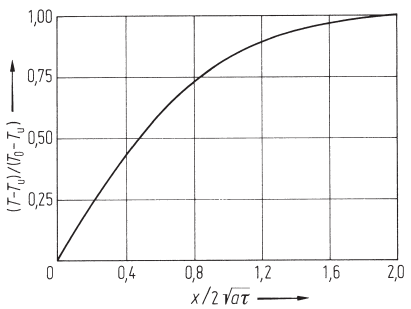


Bild 4. Temperaturverlauf in einem halbunendlichen Körper

Tabelle 2. Wärmeeindringkoeffizienten $b = \sqrt{\lambda\varrho c}$ in $\mathrm{Ws^{\frac{1}{2}}/(m^2\ K)}$

Kupfer	36000	Sand	1200
Eisen	15000	Holz	400
Beton	1600	Schaumstoffe	40
Wasser	1400	Gase	6

Endlicher Wärmeübergang an der Oberfläche. Wird an der Oberfläche des Körpers nach **Bild 3** Wärme durch Konvektion an die Umgebung übertragen, sodass an der Oberfläche $\dot{q} = -\lambda(\partial T/\partial x) = \alpha(T_w - T_u)$ gilt, wobei T_u die Umgebungstemperatur und $T_w = T(x=0)$ die zeitlich veränderliche Wandtemperatur ist, so gilt Gl. (15) nicht mehr, sondern es ist

$$\dot{q} = \frac{b}{\sqrt{\pi\tau}}(T_u - T_0)\,\Phi(z) \tag{17}$$

mit $\Phi(z) = 1 - \frac{1}{2z^2} + \frac{1\cdot 3}{2^2 z^4} - \ldots + (-1)^{n-1}\,\frac{1\cdot 3\ldots(2n-3)}{2^{n-1} z^{2n-2}}$

worin $z = \alpha\sqrt{a\tau}/\lambda$ ist.

10.3.2 Zwei halbunendliche Körper in thermischem Kontakt

Two semi-infinite bodies in thermal contact

Zwei halbunendliche Körper verschiedener, aber anfänglich konstanter Temperatur T_1 und T_2 mit den thermischen Eigenschaften λ_1, a_1 und λ_2, a_2 werden zur Zeit $\tau = 0$ plötzlich in Kontakt gebracht, **Bild 5**. Nach sehr kurzer Zeit stellt sich zu beiden Seiten der Kontaktfläche eine Temperatur T_m ein, die konstant bleibt. Es ist

$$\frac{T_m - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{b_2}{b_1 + b_2}.$$

Die Kontakttemperatur T_m liegt näher bei der Temperatur des Körpers mit dem größeren Wärmeeindringkoeffizienten b. Durch Messen von T_m kann man einen der Werte b ermitteln, wenn der andere bekannt ist.

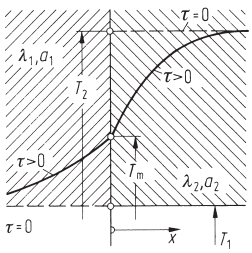


Bild 5. Kontakttemperatur T_m zwischen zwei halbunendlichen Körpern

10.3.3 Temperaturausgleich in einfachen Körpern

Temperature equalization in simple bodies

Ein einfacher Körper, worunter man eine Platte, einen Zylinder oder eine Kugel versteht, befinde sich zur Zeit $\tau = 0$ auf einer einheitlichen Temperatur T_0 und werde anschließend für $\tau > 0$ durch Wärmeübertragung an ein den Körper umgebendes Fluid von der Temperatur T_u gemäß der Randbedingung $-\lambda(\partial T/\partial n)_w = \alpha(T_w - T_u)$ abgekühlt oder erwärmt (n sei die Koordinate normal zur Oberfläche des Körpers).

Ebene Platte. Es gelten die Bezeichnungen in **Bild 6**, in das auch ein Temperaturprofil eingezeichnet ist.
Das Temperaturprofil wird durch eine unendliche Reihe beschrieben, kann aber für $a\tau/X^2 \geqq 0,24$ ($a = \lambda/(\varrho c)$ ist die Temperaturleitfähigkeit) mit einem Fehler in der Temperatur unter 1% angenähert werden durch

$$\frac{T - T_u}{T_0 - T_u} = C\exp\left(-\delta^2\frac{a\tau}{X^2}\right)\cos\left(\delta\frac{x}{X}\right). \tag{18}$$

Die Konstanten C und δ hängen gemäß **Tab. 3** von der Biot-Zahl $Bi = \alpha X/\lambda$ ab.

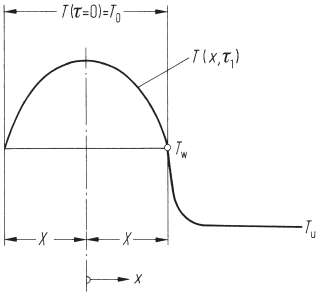


Bild 6. Abkühlung einer ebenen Platte

Die Oberflächentemperatur der Wand T_w erhält man aus Gl. (18), indem man $x = X$ setzt. Der Wärmestrom folgt aus $\dot{Q} = -\lambda A(\partial T/\partial x)_{x=X}$.

Zylinder. Anstelle der Ortskoordinate x in **Bild 6** tritt die radiale Koordinate r. Der Radius des Zylinders ist R. Das Temperaturprofil wird wieder durch eine unendliche Reihe beschrieben, die sich für $a\tau/R^2 \geq 0{,}21$ mit einem Fehler unter 1% annähern lässt durch

$$\frac{T - T_u}{T_0 - T_u} = C \exp\left(-\delta \frac{a\tau}{R^2}\right) I_0\left(\delta \frac{r}{R}\right). \tag{19}$$

I_0 ist eine Besselfunktion nullter Ordnung, deren Werte man in Tabellenwerken findet, z. B. [10]. Die Konstanten C und δ hängen gemäß **Tab. 4** von der Biot-Zahl ab.

Die Oberflächentemperatur der Wand ergibt sich aus Gl. (19), wenn man $r = R$ setzt und der Wärmestrom aus $\dot{Q} = -\lambda A(\partial T/\partial r)_{r=R}$. Dabei tritt die Ableitung der Besselfunktion $I_0' = -I_1$ auf. Die Besselfunktion erster Ordnung I_1 ist ebenfalls vertafelt [10].

Kugel. Die Abkühlung oder Erwärmung einer Kugel vom Radius R wird ebenfalls durch eine unendliche Reihe beschrieben. Sie lässt sich für $a\tau/R^2 \geq 0{,}18$ mit einem Fehler unter 2% annähern durch

$$\frac{T - T_u}{T_0 - T_u} = C \exp\left(-\delta \frac{a\tau}{R^2}\right) \frac{\sin(\delta r/R)}{\delta r/R}. \tag{20}$$

Die Konstanten C und δ hängen gemäß **Tab. 5** von der Biot-Zahl ab.

10.4 Wärmeübergang durch Konvektion

Heat transfer by convection

Bei der Wärmeübertragung in strömenden Fluiden tritt zur (molekularen) Wärmeleitung noch der Energietransport durch Konvektion hinzu. Jedes Volumenelement des Fluids ist Träger von innerer Energie, die es durch Strömung weitertransportiert und im vorliegenden Fall des Wärmeübergangs durch Konvektion als Wärme an einen festen Körper überträgt.

Dimensionslose Kenngrößen. Grundlagen für die Darstellung von Vorgängen des konvektiven Übergangs bildet die Ähnlichkeitsmechanik (s. **B 7**). Sie erlaubt es, die Zahl der Einflussgrössen deutlich zu mindern, und man kann Wärmeübergangsgesetze allgemein für geometrisch ähnliche Körper und die verschiedensten Stoffe einheitlich formulieren. Es sind folgende dimensionslose Kennzahlen von Bedeutung:

Nußelt-Zahl	$Nu = \alpha l/\lambda$
Reynolds-Zahl	$Re = wl/\nu$
Prandtl-Zahl	$Pr = \nu/a$
Péclet-Zahl	$Pe = wl/a = Re\,Pr$
Grashof-Zahl	$Gr = l^3 g\beta\Delta T/\nu^2$
Stanton-Zahl	$St = \alpha/(\varrho w c_p) = Nu/(Re\,Pr)$
geometrische Kenngrößen	$l_n/l; n = 1, 2, \ldots$

Es bedeuten: λ Wärmeleitfähigkeit des Fluids, l eine charakteristische Abmessung des Strömungsraums $l_1, l_2, \ldots, \nu$ die kinematische Viskosität des Fluids, ϱ seine Dichte, $a = \lambda/(\varrho c_p)$ seine Temperaturleitfähigkeit, c_p die spez. Wärmekapazität des Fluids bei konstantem Druck, g die Fallbeschleunigung, $\Delta T = T_w - T_f$ die Differenz zwischen Wandtemperatur T_w eines gekühlten oder erwärmten Körpers und T_f der mittleren Temperatur des an ihm entlang strömenden Fluids, β der thermische Ausdehnungskoeffizient bei Wandtemperatur, mit $\beta = 1/T_w$ bei idealen Gasen. Die Prandtl-Zahl ist ein Stoffwert (s. **Anh. D 10 Tab. 2**).

Man unterscheidet erzwungene und freie Konvektion. Bei der erzwungenen Konvektion wird die Strömung des Fluids durch äußere Kräfte hervorgerufen, z. B. durch eine Druckerhöhung in einer Pumpe.

Bei der freien Konvektion wird die Strömung des Fluids durch Dichteunterschiede in einem Schwerefeld hervorgerufen, die im Allgemeinen durch Temperaturunterschiede, seltener durch Druckunterschiede, entstehen. Bei Gemischen werden Dichteunterschiede auch durch Konzentrationsunterschiede hervorgerufen. Der Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion wird durch Gleichungen der Form

$$Nu = f_1(Re, Pr, l_n/l) \tag{21}$$

Tabelle 3. Konstanten C und δ in Gl. (18)

Bi	∞	10	5	2	1	0,5	0,2	0,1	0,01
C	1,2732	1,2620	1,2402	1,1784	1,1191	1,0701	1,0311	1.0161	1.0017
δ	1,5708	1,4289	1,3138	1,0769	0,8603	0,6533	0,4328	0,3111	0,0998

Tabelle 4. Konstanten C und δ in Gl. (19)

Bi	∞	10	5	2	1	0,5	0,2	0,1	0,01
C	1,6020	1,5678	1,5029	1,3386	1,2068	1,1141	1,0482	1,0245	1,0025
δ	2,4048	2,1795	1,9898	1,5994	1,2558	0,9408	0,6170	0,4417	0,1412

Tabelle 5. Konstanten C und δ in Gl. (20)

Bi	∞	10	5	2	1	0,5	0,2	0,1	0,01
C	2,0000	1,9249	1,7870	1,4793	1,2732	1,1441	1,0592	1,0298	1,0030
δ	3,1416	2,8363	2,5704	2,0288	1,5708	1,1656	0,7593	0,5423	0,1730

und der bei freier Konvektion durch

$$Nu = f_2(Gr, Pr, l_n/l) \tag{22}$$

beschrieben. Den gesuchten Wärmeübergangskoeffizienten erhält man aus der Nußelt-Zahl zu $\alpha = Nu\lambda/l$. Die Funktionen f_1 und f_2 kann man nur in seltenen Fällen theoretisch ermitteln, sie müssen i. Allg. durch Experimente bestimmt werden und hängen von der Form der Heiz- und Kühlfläche (eben oder gewölbt; glatt, rau oder berippt), der Strömungsführung und, in wenn auch meistens geringem Umfang, von der Richtung des Wärmestroms (Erwärmung oder Kühlung des strömenden Fluids) ab.

10.4.1 Wärmeübergang ohne Phasenumwandlung

Heat transfer without change of phase

Erzwungene Konvektion

Längsangeströmte ebene Platte bei Laminarströmung. Für die mittlere Nußelt-Zahl einer Platte der Länge l gilt nach Pohlhausen

$$Nu = 0,664\, Re^{1/2} Pr^{1/3} \tag{23}$$

mit $Nu = \alpha l/\lambda$, $Re = wl/\nu < 10^5$ und $0,6 \leq Pr \leq 2000$. Die Stoffwerte sind bei mittlerer Fluidtemperatur $T_m = (T_w + T_\infty)/2$ einzusetzen. T_w ist die Wandtemperatur, T_∞ die Temperatur in großer Entfernung von der Wand.

Längsangeströmte ebene Platte bei turbulenter Strömung. Etwa von $Re = 5 \cdot 10^5$ an wird die Grenzschicht turbulent. Die mittlere Nußelt-Zahl einer Platte der Länge l ist

$$Nu = \frac{0,037\, Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443\, Re^{-0,1}(Pr^{2/3} - 1)} \tag{24}$$

mit $Nu = \alpha l/\lambda$, $Re = wl/\nu$, $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ und $0,6 \leq Pr \leq 2000$. Die Stoffwerte sind bei mittlerer Fluidtemperatur $T_m = (T_w + T_\infty)/2$ zu bilden. T_w ist die Wandtemperatur, T_∞ die Temperatur in großer Entfernung von der Wand.

Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre (Allgemeines). Unterhalb einer Reynolds-Zahl $Re = 2300$ ($Re = wd/\nu, w$ ist die mittlere Geschwindigkeit in einem Querschnitt, d der Rohrdurchmesser) ist die Strömung stets laminar, oberhalb von $Re = 10^4$ ist sie turbulent. Im Bereich $2300 < Re < 10^4$ hängt es von der Rauigkeit, der Art der Zuströmung und der Form des Rohreinlaufs ab, ob die Strömung laminar oder turbulent ist. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient α über die Rohrlänge l ist definiert durch $\dot{q} = \alpha \Delta\vartheta$, mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz

$$\Delta\vartheta = \frac{(T_w - T_E) - (T_w - T_A)}{\ln \dfrac{T_w - T_E}{T_w - T_A}}. \tag{25}$$

T_w ist die Wandtemperatur, T_E die Temperatur im Eintritts- und T_A die im Austrittsquerschnitt.

Wärmeübergang bei laminarer Strömung durch Rohre. Eine Strömung heißt hydrodynamisch ausgebildet, wenn sich das Geschwindigkeitsprofil mit dem Strömungsweg nicht mehr ändert. In der Laminarströmung eines Fluids hoher Viskosität stellt sich schon nach kurzem Strömungsweg als Geschwindigkeitsprofil eine Poiseuillesche Parabel ein. Die mittlere Nußelt-Zahl bei konstanter Wandtemperatur lässt sich exakt durch eine unendliche Reihe berechnen (Graetz-Lösung), die jedoch schlecht konvergiert. Als Näherungslösung für die hydrodynamisch ausgebildete Laminarströmung gilt nach *Stephan*

$$Nu_0 = \frac{3,657}{\tanh(2,264\, X^{1/3} + 1,7\, X^{2/3})} + \frac{0,0499}{X} \tanh X. \tag{26}$$

Mit $Nu_0 = \alpha_0 d/\lambda$, $X = l/(dRePr)$, $Re = wd/\nu$, $Pr = \nu/a$. Die Gleichung gilt für laminare Strömung $Re \leq 2300$ im gesamten Bereich $0 \leq X \leq \infty$; die größte Abweichung von den exakten Werten der Nußelt-Zahl beträgt 1%. Die Stoffwerte sind bei der mittleren Fluidtemperatur $T_m = (T_w + T_B)/2$ einzusetzen mit $T_B = (T_E + T_A)/2$.

Tritt ein Fluid mit annähernd konstanter Geschwindigkeit in ein Rohr ein, so ändert sich das Geschwindigkeitsprofil mit dem Strömungsweg, bis es nach einer Lauflänge von $l/(dRe) = 5,75 \cdot 10^{-2}$ in die Poiseuillesche Parabel übergeht. Für diesen Fall einer *hydrodynamisch nicht ausgebildeten Laminarströmung* gilt nach *Stephan* im Bereich $0,1 \leq Pr \leq \infty$:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{1}{\tanh(2,43 Pr^{1/6} X^{1/6})} \tag{27}$$

mit $Nu = \alpha d/\lambda$ und den oben bereits definierten Größen. Der Fehler beträgt für $1 \leq Pr \leq \infty$ weniger als 5% und für $0,1 \leq Pr < 1$ bis zu 10%. Die Stoffwerte sind bei der mittleren Fluidtemperatur $T_m = (T_w + T_B)/2$ mit $T_B = (T_E + T_A)/2$ einzusetzen.

Wärmeübergang bei turbulenter Strömung durch Rohre. Für eine hydrodynamisch ausgebildete Strömung $l/d \geq 60$ gilt im Bereich $10^4 \leq Re \leq 10^5$ und $0,5 < Pr < 100$ die Gleichung von *McAdams*

$$Nu = 0,024\, Re^{0,8} Pr^{1/3}. \tag{28}$$

Die Stoffwerte sind bei der mittleren Temperatur $T_m = (T_w + T_B)/2$ mit $T_B = (T_E + T_A)/2$ einzusetzen. Für die hydrodynamisch nicht ausgebildete und die ausgebildete Strömung gilt im Bereich $10^4 \leq Re \leq 10^6$ und $0,6 \leq Pr \leq 1000$ die von *Gnielinski* modifizierte Gleichung von *Petukhov*

$$Nu = \frac{Re\, Pr\zeta/8}{1 + 12,7\sqrt{\zeta/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left(1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3}\right) \tag{29}$$

mit dem Widerstandsbeiwert $\zeta = (0,78 \ln Re - 1,5)^{-2}$. Es ist $Nu = \alpha d/\lambda$, $Re = wd/\nu$. Die Stoffwerte sind bei der mittleren Temperatur $T_m = (T_E + T_A)/2$ zu bilden.

In *Rohrkrümmern* sind unter sonst gleichen Bedingungen Wärmeübergangskoeffizienten größer als in geraden Rohren von gleichem Strömungsquerschnitt. Für einen Rohrbogen mit dem Krümmungsdurchmesser D gilt nach Hausen bei turbulenter Strömung

$$\alpha = \alpha_{gerade}(1 + (21/Re^{0,14})(d/D)). \tag{30}$$

Wärmeübergang an ein quer angeströmtes Einzelrohr. Für ein quer angeströmtes Einzelrohr erhält man mittlere Wärmeübergangskoeffizienten aus der Gleichung von *Gnielinski*

$$Nu = 0,3 + (Nu_l^2 + Nu_t^2)^{1/2} \tag{31}$$

mit der Nußelt-Zahl Nu_l der laminaren Plattenströmung nach Gl. (23) und Nu_t der turbulenten Plattenströmung nach Gl. (24). Es ist $Nu = \alpha l/\lambda$, $1 < Re = wl/\nu < 10^7$ und $0,6 < Pr < 1000$. Als Länge l hat man die überströmte Länge $l = d\pi/2$ einzusetzen. Die Stoffwerte sind bei der Mitteltemperatur $T_m = (T_E + T_A)/2$ zu bilden. Die Gleichung gilt für einen bei technischen Anwendungen zu erwartenden mittleren Turbulenzgrad der Anströmung von 6 bis 10%.

Wärmeübergang an eine quer angeströmte Rohrreihe. Für eine quer angeströmte einzelne Rohrreihe (**Bild 7**) gilt wiederum Gl. (31). Die Reynolds-Zahl ist jedoch mit der mittleren Geschwindigkeit w_m in der quer angeströmten Rohrreihe zu bilden. Es ist jetzt $Re = w_m l/\nu$ mit $w_m = w/\psi$, worin w die Anströmgeschwindigkeit der Rohrreihe und $\psi = 1 - \pi/4a$ der Hohlraumanteil ist mit $a = s_1/d$ (**Bild 7**).

Wärmeübergang an ein Rohrbündel. Bei fluchtender Anordnung liegen die Achsen aller Rohre in Strömungsrichtung hintereinander, bei versetzter Anordnung sind die Achsen ei-

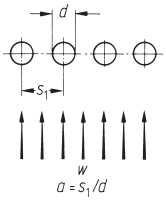


Bild 7. Querangeströmte Rohrreihe

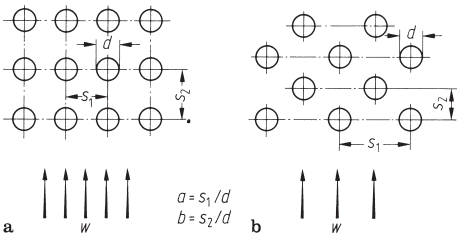


Bild 8a, b. Anordnung von Rohren in Rohrbündeln. **a** fluchtende Rohranordnung; **b** versetzte Rohranordnung

ner Rohrreihe gegenüber der davorliegenden Reihe verschoben, **Bild 8**. Der Wärmeübergang hängt zusätzlich von Quer- und Längsteilung der Rohre $a = s_1/d$ und $b = s_2/d$ ab. Zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten berechnet man zunächst die Nußelt-Zahl am quer angeströmten Einzelrohr nach Gl. (31), in der die Reynolds-Zahl mit der mittleren Geschwindigkeit w_m im quer angeströmten Rohrbündel zu bilden ist, $Re = w_m l/\nu$ mit $w_m = w/\psi$, worin w die Anströmgeschwindigkeit der Rohrreihe und ψ der Hohlraumanteil $\psi = 1 - \pi/(4a)$ für $b > 1$ und $\psi = 1 - \pi/(4ab)$ für $b < 1$ ist. Die so berechnete Nußelt-Zahl Nu hat man mit einem Anordnungsfaktor f_A zu multiplizieren. Man erhält dann die Nußelt-Zahl $Nu_B = \alpha_B l/\lambda$ (mit $l = d\pi/2$) des Bündels

$$Nu_B = f_A Nu. \tag{32}$$

Bei fluchtender Anordnung ist

$$f_A = 1 + 0{,}7(b/a - 0{,}3)/(\psi^{3/2}(b/a + 0{,}7)^2) \tag{33}$$

und bei versetzter Anordnung

$$f_A = 1 + 2/(3b). \tag{34}$$

Die Wärmestromdichte ist $\dot{q} = \alpha \Delta\vartheta$ mit $\Delta\vartheta$ nach Gl. (25). Die Gln. (33) und (34) gelten für Rohrbündel aus 10 und mehr Rohrreihen. In Austauschern mit weniger Rohrreihen ist der Wärmeübergangskoeffizient (Gl. (32)) noch mit einem Faktor $(1 + (n-1)\, f_A)/\, n$ zu multiplizieren, wobei n die Anzahl der Rohrreihen bedeutet.

Freie Konvektion

Der Wärmeübergangskoeffizient an einer senkrechten Wand berechnet sich aus der Gleichung von *Churchill* und *Chu* zu

$$Nu = [0{,}825 + 0{,}387 Ra^{1/6}/(1 + (0{,}492/Pr)^{9/16})^{8/27}]^2, \tag{35}$$

in der die mittlere Nußelt-Zahl $Nu = \alpha l/\lambda$ mit der Plattenhöhe l gebildet ist und die Rayleigh-Zahl definiert ist durch $Ra = GrPr$ mit der Grashof-Zahl

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \frac{\varrho_\infty - \varrho_w}{\varrho_w}$$

und der Prandtl-Zahl $Pr = \nu/a$.
Wird die freie Konvektion nur durch Temperaturunterschiede hervorgerufen, so lässt sich die Grashof-Zahl schreiben

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta (T_w - T_\infty),$$

β ist der thermische Ausdehnungskoeffizient. Er ist bei idealen Gasen $\beta = 1/T_w$.
Die Gl. (35) gilt im Bereich $0 < Pr < \infty$ und $0 < Ra < 10^{12}$. Die Stoffwerte sind mit der Mitteltemperatur $T_m = (T_w + T_\infty)/2$ zu bilden. Eine ähnliche Gleichung gilt nach VDI-Wärmeatlas auch für die freie Konvektion um *waagrechte Zylinder*

$$Nu = [0{,}752 + 0{,}387 Ra^{1/6}/(1 + (0{,}559/Pr)^{9/16})^{8/27}]^2. \tag{36}$$

Es gelten die Definitionen wie zu Gl. (35), die charakteristische Länge ist $l = d\pi/2$ und der Gültigkeitsbereich ist $0 < Pr < \infty$ und $0 \le Ra \le 10^{12}$.
Für *waagrechte Rechteckplatten* gilt für $0 < Pr < \infty$

$$Nu = 0{,}766 \cdot (Ra \cdot f_2)^{1/5} \quad \text{falls} \quad Ra \cdot f_2 < 7 \cdot 10^4 \tag{37}$$

und

$$Nu = 0{,}15 (Ra \cdot f_2)^{1/3} \quad \text{falls} \quad Ra \cdot f_2 > 7 \cdot 10^4 \tag{38}$$

mit $f_2 = [1 + (0{,}322/\mathrm{Pr})^{11/20}]^{-20/11}$, wobei $Nu = \alpha l/\lambda$, wenn l die kürzere Rechteckseite ist.

10.4.2 Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden

Heat transfer in condensation and in boiling

Kondensation. Ist die Temperatur einer Wandoberfläche niedriger als die Sättigungstemperatur von angrenzendem Dampf, so wird Dampf an der Wandoberfläche verflüssigt. Kondensat kann sich je nach Benetzungseigenschaften entweder in Form von Tropfen oder als geschlossener Flüssigkeitsfilm bilden. Bei *Tropfenkondensation* treten i. Allg. größere Wärmeübergangskoeffizienten auf als bei *Filmkondensation.* Tropfenkondensation lässt sich aber nur unter besonderen Vorkehrungen wie Anwendung von Entnetzungsmitteln über eine bestimmte Zeit aufrechterhalten und tritt daher nur selten auf.

Filmkondensation. Läuft das Kondensat als laminarer Film an einer *senkrechten Wand* der Höhe l ab, so ist der mittlere Wärmeübergangskoeffizient α gegeben durch

$$\alpha = 0{,}943 \left(\frac{\varrho g r \lambda^3}{\nu (T_S - T_w)} \frac{1}{l} \right)^{1/4}. \tag{39}$$

Für die Kondensation an *waagrechten Einzelrohren* vom Außendurchmesser d gilt

$$\alpha = 0{,}728 \left(\frac{\varrho g r \lambda^3}{\nu (T_S - T_w)} \frac{1}{d} \right)^{1/4}, \tag{40}$$

Die Gleichungen setzen voraus, dass vom Dampf keine merkliche Schubspannung auf den Kondensatfilm ausgeübt wird.
Bei Reynolds-Zahlen $Re_\delta = w_m \delta/\nu$ (w_m mittlere Geschwindigkeit des Kondensats, δ Filmdicke, ν kinematische Viskosität) zwischen 75 und 1200 erfolgt allmählich der Übergang zu turbulenter Strömung im Kondensatfilm. Im Übergangsgebiet ist

$$\alpha = 0{,}22\, \lambda/(\nu^2/g)^{1/3}, \tag{41}$$

während bei turbulenter Filmströmung $Re_\delta > 1200$ nach *Grigull* folgende Beziehung gilt

$$\alpha = 0{,}003 \left(\frac{\lambda^3 g (T_S - T_w)}{\varrho \nu^3 r} l \right)^{1/2}. \tag{42}$$

Die Gln. (41) und (42) gelten auch für senkrechte Rohre und Platten, nicht aber für waagrechte Rohre.

Verdampfung. Erhitzt man eine Flüssigkeit in einem Gefäß, so setzt nach Überschreiten der Siedetemperatur T_S Verdampfung ein. Bei kleinen Übertemperaturen $T_w - T_S$ der Wand verdampft die Flüssigkeit nur an ihrer freien Oberfläche (*stilles Sieden*). Wärme wird durch Auftriebsströmung von der Heizfläche an die Flüssigkeitsoberfläche transportiert. Bei größeren Übertemperaturen $T_w - T_S$ bilden sich an der Heizfläche Dampfblasen (*Blasensieden*) und steigen auf. Sie erhöhen die Flüssigkeitsbewegung und damit den Wärmeübergang. Mit zunehmender Übertemperatur schließen sich die Blasen immer mehr zu einem Dampffilm zusammen, wodurch der Wärmeübergang wieder vermindert wird (*Übergangssieden*), bei ausreichend großen Übertemperaturen steigt er wieder an (*Filmsieden*). **Bild 9** zeigt die verschiedenen Wärmeübergangsbereiche. Der Wärmeübergangskoeffizient α ist definiert durch

$$\alpha = \dot{q}/(T_w - T_S),$$

mit $\dot{q}$ Wärmestromdichte in W/m^2.

Technische Verdampfer arbeiten im Bereich des stillen Siedens oder häufiger noch in dem des Blasensiedens. Im Bereich des stillen Siedens gelten die Gesetze des Wärmeübergangs bei freier Konvektion, Gln. (35) und (36). Im Bereich des Blasensiedens ist

$$\alpha = c\dot{q}^n F(p) \quad \text{mit} \quad 0{,}5 < n < 0{,}8.$$

Für Wasser gilt bei Siededrücken zwischen 0,5 und 20 bar nach *Fritz*

$$\alpha = 1{,}95\,\dot{q}^{0{,}72} p^{0{,}24}, \tag{43}$$

mit α in $W/(m^2\,K)$, $\dot{q}$ in W/m^2 und p in bar.
Für beliebige Flüssigkeiten gilt bei Blasenverdampfung in der Nähe des Umgebungsdrucks nach *Stephan* und *Preußer*

$$Nu = 0{,}0871 \left(\frac{\dot{q}d}{\lambda' T_S}\right)^{0{,}674} \left(\frac{\varrho''}{\varrho'}\right)^{0{,}156} \left(\frac{rd^2}{a'^2}\right)^{0{,}371} \cdot \left(\frac{a'^2\varrho'}{\sigma d}\right)^{0{,}350} (Pr')^{-0{,}162} \tag{44}$$

$Nu = \alpha d/\lambda'$ ist der Abreißdurchmesser der Dampfblasen, $d = 0{,}851\,\beta_0[2\sigma/g(\varrho' - \varrho'')]^{1/2}$ mit dem Randwinkel $\beta_0 = 45°$ für Wasser, 1° für tiefsiedende und 35° für andere Flüssigkeiten. Mit $'$ bezeichnete Größen beziehen sich auf siedende Flüssigkeit, mit $''$ bezeichnete auf gesättigten Dampf. Die vorstehenden Gleichungen gelten nicht mehr beim Sieden in erzwungener Strömung.

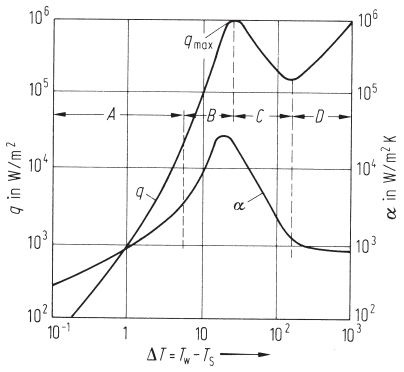


Bild 9. Bereiche des Siedens für Wasser von 1 bar. *A* freie Konvektion (Stilles Sieden), *B* Blasensieden, *C* Übergangssieden, *D* Filmsieden

10.5 Wärmeübertragung durch Strahlung
Radiative heat transfer

Außer durch direkten Kontakt kann Wärme auch durch Strahlung übertragen werden. Die thermische Strahlung (Wärmestrahlung) besteht aus einem Spektrum elektromagnetischer Wellen im Wellenlängenbereich zwischen 0,76 und 360 μm und unterscheidet sich vom sichtbaren Licht, dessen Wellenlängenbereich zwischen 0,36 und 0,78 µm liegt, durch ihre größere Wellenlänge.
Trifft ein Wärmestrom $\dot{Q}$ durch Strahlung auf einen Körper, so wird ein Bruchteil $r\dot{Q}$ reflektiert, ein anderer Teil $a\dot{Q}$ absorbiert und ein Teil $d\dot{Q}$ hindurchgelassen, wobei $r + d + a = 1$ ist. Einen Körper, der alle Strahlung reflektiert ($r = 1$, $d = a = 0$) nennt man einen *idealen Spiegel*, ein Körper, der alle auftreffende Strahlung absorbiert ($a = 1$, $r = d = 0$) heißt *schwarzer Körper*. Ein Körper heißt *diatherman* ($d = 1$, $r = a = 0$), wenn er alle Strahlung durchlässt. Beispiele dafür sind Gase wie O_2, N_2 und andere.

10.5.1 Gesetz von Stefan-Boltzmann
Law of Stefan-Boltzmann

Jeder Körper sendet entsprechend seiner Temperatur *Strahlung* aus. Den möglichen Höchstbetrag an Strahlung emittiert ein schwarzer Körper. Man kann ihn versuchstechnisch annähern durch eine geschwärzte, z. B. berußte Oberfläche oder durch einen Hohlraum, dessen Wände überall gleiche Temperatur haben, und in dem man eine kleine Öffnung zum Austritt der Strahlung anbringt. Die von einem schwarzen Körper je Flächeneinheit emittierte Gesamtstrahlung ist gegeben durch

$$\dot{e}_S = \sigma T^4. \tag{45}$$

$\dot{e}_S$ nennt man *Emission* (W/m^2) des schwarzen Strahlers, $\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\,W/(m^2\,K^4)$ ist der *Strahlungskoeffizient*, auch Stefan-Boltzmann-Konstante genannt.
Die Emission $\dot{e}_S$ ist eine Energiestromdichte und damit gleich der Wärmestromdichte $\dot{q}_S = d\dot{Q}/dA$, die ein schwarzer Strahler emittiert.
Ist $\dot{e}_n$ die Emission in Normalrichtung, $\dot{e}_\varphi$ die in der Richtung φ gegen die Normale, so gilt für schwarze Strahler das *Lambertsche Cosinusgesetz* $\dot{e}_\varphi = \dot{e}_n \cos\varphi$.
Die Strahlung wirklicher Körper weicht häufig hiervon ab.

10.5.2 Kirchhoffsches Gesetz. Kirchhoff's Law

Wirkliche Körper emittieren weniger als *schwarze Strahler*. Die von ihnen emittierte Energie ist

$$\dot{e} = \varepsilon \dot{e}_S = \varepsilon \sigma T^4, \tag{46}$$

worin $\varepsilon \leq 1$ die i. Allg. von der Temperatur abhängige Emissionszahl ist (s. **Anh. D 10 Tab. 3**). In begrenzten Temperaturbereichen lassen sich viele technische Oberflächen (mit Ausnahme blanker Metallflächen) als *graue Strahler* ansehen. Bei ihnen ist die gestrahlte Energie in gleicher Weise auf die Wellenlängen verteilt wie bei einem schwarzen Strahler, sie ist nur gegenüber diesem um den Faktor $\varepsilon < 1$ verkleinert. Streng genommen ist für graue Strahler $\varepsilon = \varepsilon(T)$, in kleinen Temperaturbereichen darf man jedoch ε konstant setzen. Trifft die von der Flächeneinheit eines Strahlungssenders der Temperatur T emittierte Energie mit einer Energiestromdichte $\dot{e}$ auf einen Körper der Temperatur T' und der Oberfläche dA, so wird von diesem der Energie- bzw. Wärmestrom

$$d\dot{Q} = a\dot{e}\,dA \tag{47}$$

absorbiert. Die durch diese Gleichung definierte *Absorptionszahl* ist von der Temperatur T des Strahlungssenders und der

Temperatur T' des Strahlungsempfängers abhängig. Für schwarze Körper ist $a=1$, da sie alle auftreffende Strahlung absorbieren, für nicht schwarze Oberflächen ist $a<1$. Für graue Strahler ist $a=\varepsilon$. Nach dem Kirchhoffschen Gesetz ist für jede Oberfläche, die mit ihrer Umgebung im thermischen Gleichgewicht steht, sodass die Temperatur der Oberfläche sich zeitlich nicht ändert, die *Emissionszahl* gleich der Absorptionszahl, $\varepsilon=a$.

10.5.3 Wärmeaustausch durch Strahlung
Heat exchange by radiation

Zwischen zwei parallelen im Vergleich zu ihrem Abstand sehr großen schwarzen Flächen der Größe A und der Temperaturen T_1 und T_2 wird durch Strahlung ein Wärmestrom

$$\dot{Q}_{12}=\sigma A(T_1^4-T_2^4) \tag{48}$$

übertragen. Zwischen grauen Strahlern mit den Emissionszahlen ε_1 und ε_2 wird ein Wärmestrom

$$\dot{Q}_{12}=C_{12}A(T_1^4-T_2^4) \tag{49}$$

mit der *Strahlungsaustauschzahl*

$$C_{12}=\sigma\Big/\left(\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right). \tag{50}$$

übertragen.
Zwischen einem Innenrohr mit der äußeren Oberfläche A_1 und einem Mantelrohr mit der inneren Oberfläche A_2, die beide graue Strahler sind mit den Emissionszahlen ε_1 und ε_2, fließt ebenfalls ein Wärmestrom nach Gl. (49), jedoch ist jetzt

$$C_{12}=\sigma\Big/\left(\frac{1}{\varepsilon_1}+\frac{A_1}{A_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)\right). \tag{51}$$

Wenn $A_1 \ll A_2$ ist, z. B. bei einer Rohrleitung in einem großen Raum, ist $C_{12}=\sigma\varepsilon_1$.
Zwischen zwei beliebig im Raum angeordneten Flächen mit den Temperaturen T_1, T_2 und den Emissionszahlen $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ wird ein Wärmestrom

$$\dot{Q}_{12}=\frac{\varepsilon_1\varepsilon_2\varphi_{12}}{1-(1-\varepsilon_1)(1-\varepsilon_2)\varphi_{12}\varphi_{21}}\sigma A_1(T_1^4-T_2^4) \tag{52}$$

übertragen, wobei φ_{12} und φ_{21} die von der geometrischen Anordnung der Flächen abhängigen Einstrahlzahlen (auch Sichtfaktoren genannt) sind. Werte hierzu in [11].

10.5.4 Gasstrahlung. Gas radiation

Die meisten Gase sind für thermische Strahlung durchlässig, sie emittieren und absorbieren keine Strahlung. Ausnahmen sind einige Gase wie Kohlendioxid, Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe, Wasserdampf, Schwefeldioxid, Ammoniak, Salzsäure und Alkohole. Sie emittieren und absorbieren Strahlung nur in bestimmten Wellenlängenbereichen. Emissions- und Absorptionszahl dieser Gase hängen nicht nur von der Temperatur, sondern auch von der geometrischen Gestalt des Gaskörpers ab.

11 Anhang D: Diagramme und Tabellen
Appendix D: Diagrams and tables

Anh. D 2 Tabelle 1. Fixpunkte der Internationalen Temperaturskala von 1990 (IPTS-90)

Gleichgewichtszustand	Zugeordnete Werte der Internationalen Praktischen Temperatur	
	T_{90} in K	t_{90} in °C
Dampfdruck des Heliums	3 bis 5	−270,15 bis −268,15
Tripelpunkt des Gleichgewichtswasserstoffs	13,8033	−259,3467
Dampfdruck des Gleichgewichtswasserstoffs	≈17	≈−256,15
	≈20,3	≈−252,85
Tripelpunkt des Neons	24,5561	−248,5939
Tripelpunkt des Sauerstoffs	54,3584	−218,7916
Tripelpunkt des Argons	83,8058	−189,3442
Tripelpunkt des Quecksilbers	234,3156	−38,8344
Tripelpunkt des Wassers	273,16	0,01
Schmelzpunkt des Galliums	302,9146	29,7646
Erstarrungspunkt des Indiums	429,7485	156,5985
Erstarrungspunkt des Zinns	505,078	231,928
Erstarrungspunkt des Zinks	692,677	419,527
Erstarrungspunkt des Aluminiums	933,473	660,323
Erstarrungspunkt des Silbers	1234,93	961,78
Erstarrungspunkt des Goldes	1337,33	1064,18
Erstarrungspunkt des Kupfers	1357,77	1084,62

Alle Stoffe außer Helium sollen die natürliche Isotopenzusammensetzung haben. Wasserstoff besteht aus Ortho- und Parawasserstoff bei Gleichgewichtszusammensetzung.

Anh. D 2 Tabelle 2. Einige thermometrische Festpunkte E: Erstarrungspunkt und Sd: Siedepunkt beim Druck 101,325 kPa, Tr: Tripelpunkt

		°C
Normalwasserstoff	Tr	−259,198
Normalwasserstoff	Sd	−252,762
Stickstoff	Sd	−195,798
Kohlendioxid	Tr	− 56,559
Brombenzol	Tr	− 30,726
Wasser (luftgesättigt)	E	0
Benzoesäure	Tr	122,34
Indium	Tr	156,593
Wismut	E	271,346
Cadmium	E	320,995
Blei	E	327,387
Quecksilber	Sd	356,619
Schwefel	Sd	444,613
Antimon	E	630,63
Palladium	E	1555
Platin	E	1768
Rhodium	E	1962
Iridium	E	2446
Wolfram	E	3418

Aus: Pavese, F.; Molinar, G.F.: Modern gas-based temperature and pressure measurements. New York: Plenum Publ. 1992.

Anh. D6 Tabelle 1. Kritische Daten einiger Stoffe, geordnet nach den kritischen Temperaturen[1])

	Zeichen	M kg/kmol	p_k bar	T_k K	v_k dm³/kg
Quecksilber	Hg	200,59	1490	1765	0,213
Anilin	C_6H_7N	93,1283	53,1	698,7	2,941
Wasser	H_2O	18,0153	220,55	647,13	3,11
Benzol	C_6H_6	78,1136	48,98	562,1	3,311
Ethylalkohol	C_2H_5OH	46,0690	61,37	513,9	3,623
Diethylether	$C_4H_{10}O$	74,1228	36,42	466,7	3,774
Ethylchlorid	C_2H_5Cl	64,5147	52,7	460,4	2,994
Schwefeldioxid	SO_2	64,0588	78,84	430,7	1,901
Methylchlorid	CH_3Cl	50,4878	66,79	416,3	2,755
Ammoniak	NH_3	17,0305	113,5	405,5	4,255
Chlorwasserstoff	HCl	36,4609	83,1	324,7	2,222
Distickstoffmonoxid	N_2O	44,0128	72,4	309,6	2,212
Acetylen	C_2H_2	26,0379	61,39	308,3	4,329
Ethan	C_2H_6	30,0696	48,72	305,3	4,926
Kohlendioxid	CO_2	44,0098	73,77	304,1	2,139
Ethylen	C_2H_4	28,0528	50,39	282,3	4,651
Methan	CH_4	16,0428	45,95	190,6	6,173
Stickstoffmonoxid	NO	30,0061	65	180	1,901
Sauerstoff	O_2	31,999	50,43	154,6	2,294
Argon	Ar	39,948	48,65	150,7	1,873
Kohlenmonoxid	CO	28,0104	34,98	132,9	3,322
Luft	–	28,953	37,66	132,5	3,195
Stickstoff	N_2	28,0134	33,9	126,2	3,195
Wasserstoff	H_2	2,0159	12,97	33,2	32,26
Helium-4	He	4,0026	2,27	5,19	14,29

[1]) Zusammengestellt nach:

- Rathmann, D.; Bauer, J.; Thompson, Ph.A.: A table of miscellaneous thermodynamic properties for various substances, with emphasis on the critical properties. Max-Planck-Inst. f. Strömungsforschung, Göttingen. Bericht 6/1978.
- Atomic weight of elements 1981. Pure Appl. Chem. 55 (1983) 1102–1118.
- Ambrose, D.: Vapour-liquid critical properties. Nat. Phys. Lab., Teddington 1980.

Anh. D6 Tabelle 2. Antoine-Gleichung. Konstanten einiger Stoffe[1])

$\log_{10} p = A - \frac{B}{C+t}$. p in hPa, t in °C

Stoff	A	B	C
Methan	6,82051	405,42	267,777
Ethan	6,95942	663,70	256,470
Propan	6,92888	803,81	246,99
Butan	6,93386	935,86	238,73
Isobutan	7,03538	946,35	246,68
Pentan	7,00122	1075,78	233,205
Isopentan	6,95805	1040,73	235,445
Neopentan	6,72917	883,42	227,780
Hexan	6,99514	1168,72	224,210
Heptan	7,01875	1264,37	216,636
Oktan	7,03430	1349,82	209,385
Cyclopentan	7,01166	1124,162	231,361
Methylcyclopentan	6,98773	1186,059	226,042
Cyclohexan	6,96620	1201,531	222,647
Methylcyclohexan	6,94790	1270,763	221,416
Ethylen	6,87246	585,00	255,00
Propylen	6,94450	785,00	247,00
Buten-(1)	6,96780	926,10	240,00
Buten-(2) cis	6,99416	960,100	237,000
Buten-(2) trans	6,99442	960,80	240,00
Isobuten	6,96624	923,200	240,000
Penten-(1)	6,97140	1044,895	233,516
Hexen-(1)	6,99063	1152,971	225,849
Propadien	5,8386	458,06	196,07
Butadien-(1,3)	6,97489	930,546	238,854
Isopren	7,01054	1071,578	233,513
Benzol	7,03055	1211,033	220,790
Toluol	7,07954	1344,800	219,482
Ethylbenzol	7,08209	1424,255	213,206
m-Xylol	7,13398	1462,266	215,105
p-Xylol	7,11542	1453,430	215,307
Isopropylbenzol	7,06156	1460,793	207,777
Wasser (90–100 °C)	8,0732991	1656,390	226,86

[1]) Aus: Wilhoit, R.C.; Zwolinski, B.J.: Handbook of vapor pressures and heats of vaporization of hydrocarbons and related compounds. Publication 101. Thermodynamics Research Center, Dept. of Chemistry, Texas A&M University, 1971 (American Petroleum Institute Research Project 44).

Anh. D6 Tabelle 3. Spezifische Wärmekapazität der Luft bei verschiedenen Drücken berechnet mit der Zustandsgleichung von Baehr und Schwier [6]

$p =$		1	25	50	100	150	200	300	bar
$t =$ 0 °C	$c_p =$	1,0065	1,0579	1,1116	1,2156	1,3022	1,3612	1,4087	kJ/(kg K)
$t =$ 50 °C	$c_p =$	1,0080	1,0395	1,0720	1,1335	1,1866	1,2288	1,2816	kJ/(kg K)
$t =$ 100 °C	$c_p =$	1,0117	1,0330	1,0549	1,0959	1,1316	1,1614	1,2045	kJ/(kg K)

Anh. D6 Tabelle 4. Mittlere Molwärme $[\bar{C}_p]_0^t$ von idealen Gasen in kJ/(kmol K) zwischen 0 °C und t °C. Die mittlere molare Wärmekapazität $[\bar{C}_v]_0^t$ erhält man durch Verkleinern der Zahlen der Tabelle um den Wert der universellen Gaskonstanten 8,3143 kJ/(kmol K). Zur Umrechnung auf 1 kg sind die Zahlen durch die in der letzten Zeile angegebenen Molmassen zu dividieren

t in °C	$[\bar{C}_p]_0^t$ in kJ/(kmol K)							
	H_2	N_2	O_2	CO	H_2O	CO_2	Luft	NH_3
0	28,6202	29,0899	29,2642	29,1063	33,4708	35,9176	29,0825	34,99
100	28,9427	29,1151	29,5266	29,1595	33,7121	38,1699	29,1547	36,37
200	29,0717	29,1992	29,9232	29,2882	34,0831	40,1275	29,3033	38,13
300	29,1362	29,3504	30,3871	29,4982	34,5388	41,8299	29,5207	40,02
400	29,1886	29,5632	30,8669	29,7697	35,0485	43,3299	29,7914	41,98
500	29,2470	29,8209	31,3244	30,0805	35,5888	44,6584	30,0927	44,04
600	29,3176	30,1066	31,7499	30,4080	36,1544	45,8462	30,4065	46,09
700	29,4083	30,4006	32,1401	30,7356	36,7415	46,9063	30,7203	48,01
800	29,5171	30,6947	32,4920	31,0519	37,3413	47,8609	31,0265	49,85
900	29,6461	30,9804	32,8151	31,3571	37,9482	48,7231	31,3205	51,53
1000	29,7892	31,2548	33,1094	31,6454	38,5570	49,5017	31,5999	53,08
1100	29,9485	31,5181	33,3781	31,9198	39,1621	50,2055	31,8638	54,50
1200	30,1158	31,7673	33,6245	32,1717	39,7583	50,8522	32,1123	55,84
1300	30,2891	31,9998	33,8548	32,4097	40,3418	51,4373	32,3458	57,06
1400	30,4705	32,2182	34,0723	32,6308	40,9127	51,9783	32,5651	58,14
1500	30,6540	32,4255	34,2771	32,8380	41,4675	52,4710	32,7713	59,19
1600	30,8394	32,6187	34,4690	33,0312	42,0042	52,9285	32,9653	60,20
1700	31,0248	32,7979	34,6513	33,2103	42,5229	53,3508	33,1482	61,12
1800	31,2103	32,9688	34,8305	33,3811	43,0254	53,7423	33,3209	61,95
1900	31,3937	33,1284	35,0000	33,5379	43,5081	54,1030	33,4843	62,75
2000	31,5751	33,2797	35,1664	33,6890	43,9745	54,4418	33,6392	63,46
M in kg/kmol	2,01588	28,01340	31,999	28,01040	18,01528	44,00980	28,953	17,03052

Anh. D 6 Tabelle 5. Wasserdampftafel. Sättigungszustand (Temperaturtafel) [a])

t °C	p bar	v' m³/kg	v'' m³/kg	h' kJ/kg	h''	r kJ/kg	s' kJ/(kg K)	s''
0,01	0,006117	0,001000	205,998	0,00	2500,91	2500,91	0,0000	9,1555
2	0,007060	0,001000	179,764	8,39	2504,57	2496,17	0,0306	9,1027
4	0,008135	0,001000	157,121	16,81	2508,24	2491,42	0,0611	9,0506
6	0,009354	0,001000	137,638	25,22	2511,91	2486,68	0,0913	8,9994
8	0,010730	0,001000	120,834	33,63	2515,57	2481,94	0,1213	8,9492
10	0,012282	0,001000	106,309	42,02	2519,23	2477,21	0,1511	8,8998
12	0,014028	0,001001	93,724	50,41	2522,89	2472,48	0,1806	8,8514
14	0,015989	0,001001	82,798	58,79	2526,54	2467,75	0,2099	8,8038
16	0,018188	0,001001	73,292	67,17	2530,19	2463,01	0,2390	8,7571
18	0,020647	0,001001	65,003	75,55	2533,83	2458,28	0,2678	8,7112
20	0,023392	0,001002	57,762	83,92	2537,47	2453,55	0,2965	8,6661
22	0,026452	0,001002	51,422	92,29	2541,10	2448,81	0,3250	8,6218
24	0,029856	0,001003	45,863	100,66	2544,73	2444,08	0,3532	8,5783
26	0,033637	0,001003	40,977	109,02	2548,35	2439,33	0,3813	8,5355
28	0,037828	0,001004	36,675	117,38	2551,97	2434,59	0,4091	8,4934
30	0,042467	0,001004	32,882	125,75	2555,58	2429,84	0,4368	8,4521
32	0,047593	0,001005	29,529	134,11	2559,19	2425,08	0,4643	8,4115
34	0,053247	0,001006	26,562	142,47	2562,79	2420,32	0,4916	8,3715
36	0,059475	0,001006	23,932	150,82	2566,38	2415,56	0,5187	8,3323
38	0,066324	0,001007	21,595	159,18	2569,96	2410,78	0,5457	8,2936
40	0,073844	0,001008	19,517	167,54	2573,54	2406,00	0,5724	8,2557
42	0,082090	0,001009	17,665	175,90	2577,11	2401,21	0,5990	8,2183
44	0,091118	0,001009	16,013	184,26	2580,67	2396,42	0,6255	8,1816
46	0,10099	0,001010	14,535	192,62	2584,23	2391,61	0,6517	8,1454
48	0,11176	0,001011	13,213	200,98	2587,77	2386,80	0,6778	8,1099
50	0,12351	0,001012	12,028	209,34	2591,31	2381,97	0,7038	8,0749
52	0,13631	0,001013	10,964	217,70	2594,84	2377,14	0,7296	8,0405
54	0,15022	0,001014	10,007	226,06	2598,35	2372,30	0,7552	8,0066
56	0,16532	0,001015	9,145	234,42	2601,86	2367,44	0,7807	7,9733
58	0,18171	0,001016	8,369	242,79	2605,36	2362,57	0,8060	7,9405
60	0,19946	0,001017	7,668	251,15	2608,85	2357,69	0,8312	7,9082
62	0,21866	0,001018	7,034	259,52	2612,32	2352,80	0,8563	7,8764
64	0,23942	0,001019	6,460	267,89	2615,78	2347,89	0,8811	7,8451
66	0,26183	0,001020	5,940	276,27	2619,23	2342,97	0,9059	7,8142
68	0,28599	0,001022	5,468	284,64	2622,67	2338,03	0,9305	7,7839
70	0,31201	0,001023	5,040	293,02	2626,10	2333,08	0,9550	7,7540
72	0,34000	0,001024	4,650	301,40	2629,51	2328,11	0,9793	7,7245
74	0,37009	0,001025	4,295	309,78	2632,91	2323,13	1,0035	7,6955
76	0,40239	0,001026	3,971	318,17	2636,29	2318,13	1,0276	7,6669
78	0,43703	0,001028	3,675	326,56	2639,66	2313,11	1,0516	7,6388
80	0,47415	0,001029	3,405	334,95	2643,01	2308,07	1,0754	7,6110
82	0,51387	0,001030	3,158	343,34	2646,35	2303,01	1,0991	7,5837
84	0,55636	0,001032	2,932	351,74	2649,67	2297,93	1,1227	7,5567
86	0,60174	0,001033	2,724	360,15	2652,98	2292,83	1,1461	7,5301
88	0,65017	0,001035	2,534	368,56	2656,26	2287,70	1,1694	7,5039
90	0,70182	0,001036	2,359	376,97	2659,53	2282,56	1,1927	7,4781
92	0,75685	0,001037	2,198	385,38	2662,78	2277,39	1,2158	7,4526
94	0,81542	0,001039	2,050	393,81	2666,01	2272,20	1,2387	7,4275
96	0,87771	0,001040	1,914	402,23	2669,22	2266,98	1,2616	7,4027
98	0,94390	0,001042	1,788	410,66	2672,40	2261,74	1,2844	7,3782
100	1,0142	0,001043	1,672	419,10	2675,57	2256,47	1,3070	7,3541
105	1,2090	0,001047	1,418	440,21	2683,39	2243,18	1,3632	7,2951
110	1,4338	0,001052	1,209	461,36	2691,07	2229,70	1,4187	7,2380
115	1,6918	0,001056	1,036	482,55	2698,58	2216,03	1,4735	7,1827
120	1,9867	0,001060	0,8913	503,78	2705,93	2202,15	1,5278	7,1291
125	2,3222	0,001065	0,7701	525,06	2713,11	2188,04	1,5815	7,0770
130	2,7026	0,001070	0,6681	546,39	2720,09	2173,70	1,6346	7,0264
135	3,1320	0,001075	0,5818	567,77	2726,87	2159,10	1,6872	6,9772
140	3,6150	0,001080	0,5085	589,20	2733,44	2144,24	1,7393	6,9293
145	4,1564	0,001085	0,4460	610,69	2739,80	2129,10	1,7909	6,8826
150	4,7610	0,001091	0,3925	632,25	2745,92	2113,67	1,8420	6,8370
155	5,4342	0,001096	0,3465	653,88	2751,80	2097,92	1,8926	6,7926
160	6,1814	0,001102	0,3068	675,57	2757,43	2081,86	1,9428	6,7491
165	7,0082	0,001108	0,2725	697,35	2762,80	2065,45	1,9926	6,7066
170	7,9205	0,001114	0,2426	719,21	2767,89	2048,69	2,0419	6,6649
175	8,9245	0,001121	0,2166	741,15	2772,70	2031,55	2,0909	6,6241
180	10,026	0,001127	0,1939	763,19	2777,22	2014,03	2,1395	6,5841
185	11,233	0,001134	0,1739	785,32	2781,43	1996,10	2,1878	6,5447
190	12,550	0,001141	0,1564	807,57	2785,31	1977,75	2,2358	6,5060
195	13,986	0,001149	0,1409	829,92	2788,86	1958,94	2,2834	6,4679
200	15,547	0,001157	0,1272	852,39	2792,06	1939,67	2,3308	6,4303
205	17,240	0,001164	0,1151	874,99	2794,90	1919,90	2,3779	6,3932
210	19,074	0,001173	0,1043	897,73	2797,35	1899,62	2,4248	6,3565
215	21,056	0,001181	0,09469	920,61	2799,41	1878,80	2,4714	6,3202
220	23,193	0,001190	0,08610	943,64	2801,05	1857,41	2,5178	6,2842
225	25,494	0,001199	0,07841	966,84	2802,26	1835,42	2,5641	6,2485
230	27,968	0,001209	0,07151	990,21	2803,01	1812,80	2,6102	6,2131
235	30,622	0,001219	0,06530	1013,77	2803,28	1789,52	2,6561	6,1777
240	33,467	0,001229	0,05971	1037,52	2803,06	1765,54	2,7019	6,1425
245	36,509	0,001240	0,05466	1061,49	2802,31	1740,82	2,7477	6,1074
250	39,759	0,001252	0,05009	1085,69	2801,01	1715,33	2,7934	6,0722
255	43,227	0,001264	0,04594	1110,13	2799,13	1689,01	2,8391	6,0370
260	46,921	0,001276	0,04218	1134,83	2796,64	1661,82	2,8847	6,0017
265	50,851	0,001289	0,03875	1159,81	2793,51	1633,70	2,9304	5,9662
270	55,028	0,001303	0,03562	1185,09	2789,69	1604,60	2,9762	5,9304
275	59,463	0,001318	0,03277	1210,70	2785,14	1574,44	3,0221	5,8943
280	64,165	0,001333	0,03015	1236,67	2779,82	1543,15	3,0681	5,8578
285	69,145	0,001349	0,02776	1263,02	2773,67	1510,65	3,1143	5,8208
290	74,416	0,001366	0,02556	1289,80	2766,63	1476,84	3,1608	5,7832
295	79,990	0,001385	0,02353	1317,03	2758,63	1441,60	3,2076	5,7449
300	85,877	0,001404	0,02166	1344,77	2749,57	1404,80	3,2547	5,7058
305	92,092	0,001425	0,01994	1373,07	2739,38	1366,30	3,3024	5,6656
310	98,647	0,001448	0,01834	1402,00	2727,92	1325,92	3,3506	5,6243
315	105,56	0,001472	0,01686	1431,63	2715,08	1283,45	3,3994	5,5816
320	112,84	0,001499	0,01548	1462,05	2700,67	1238,62	3,4491	5,5373
325	120,51	0,001528	0,01419	1493,37	2684,48	1191,11	3,4997	5,4911
330	128,58	0,001561	0,01298	1525,74	2666,25	1140,51	3,5516	5,4425
335	137,07	0,001597	0,01185	1559,34	2645,60	1086,26	3,6048	5,3910
340	146,00	0,001638	0,01078	1594,45	2622,07	1027,62	3,6599	5,3359
345	155,40	0,001685	0,009770	1631,44	2595,01	963,57	3,7175	5,2763
350	165,29	0,001740	0,008801	1670,86	2563,59	892,73	3,7783	5,2109
355	175,70	0,001808	0,007866	1713,71	2526,45	812,74	3,8438	5,1377
360	186,66	0,001895	0,006945	1761,49	2480,99	719,50	3,9164	5,0527
365	198,22	0,002016	0,006004	1817,59	2422,00	604,41	4,0010	4,9482
370	210,43	0,002222	0,004946	1892,64	2333,50	440,86	4,1142	4,7996
373,946	220,64	0,003106	0,003106	2087,55	2087,55	0,00	4,4120	4,4120

[a]) Auszug aus: *Wagner, W.; Kruse, A.*: Properties of water and steam. Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf. Berlin: Springer 1998

Anh. D 6 Tabelle 6. Zustandsgrößen von Wasser und überhitztem Wasserdampf [a])

$p \rightarrow$	1 bar $t_s = 99{,}61$ °C			5 bar $t_s = 151{,}884$ °C			10 bar $t_s = 179{,}89$ °C			15 bar $t_s = 198{,}330$ °C			20 bar $t_s = 212{,}38$ °C		
	v''	h''	s''	v''	h''	s''	v''	h''	s''	v''	h''	s''	v''	h''	s''
	1,69402	2674,9	7,3588	0,37480	2748,1	6,8206	0,19435	2777,1	6,5850	0,13170	2791,0	6,4431	0,09958	2798,4	6,3392
t	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s
°C	m^3/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	m^3/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	m^3/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	m^3/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)	m3/kg	kJ/kg	kJ/(kg K)
0	0,001000	0,06	– 0,0001	0,001000	0,47	– 0,0001	0,001000	0,98	– 0,0001	0,000999	1,48	– 0,0001	0,000999	1,99	0,0000
10	0,001000	42,12	0,1511	0,001000	42,51	0,1510	0,001000	42,99	0,1510	0,001000	43,48	0,1510	0,000999	43,97	0,1509
20	0,001002	84,01	0,2965	0,001002	84,39	0,2964	0,001001	84,86	0,2963	0,001001	85,33	0,2962	0,001001	85,80	0,2961
40	0,001008	167,62	0,5724	0,001008	167,98	0,5722	0,001007	168,42	0,5720	0,001007	168,86	0,5719	0,001007	169,31	0,5717
60	0,001017	251,22	0,8312	0,001017	251,56	0,8310	0,001017	251,98	0,8307	0,001016	252,40	0,8304	0,001016	252,82	0,8302
80	0,001029	334,99	1,0754	0,001029	335,31	1,0751	0,001029	335,71	1,0748	0,001028	336,10	1,0744	0,001028	336,50	1,0741
100	1,695959	2675,77	7,3610	0,001043	419,40	1,3067	0,001043	419,77	1,3063	0,001043	420,15	1,3059	0,001042	420,53	1,3055
120	1,793238	2716,61	7,4676	0,001060	504,00	1,5275	0,001060	504,35	1,5271	0,001060	504,70	1,5266	0,001059	505,05	1,5262
140	1,889133	2756,70	7,5671	0,001080	589,29	1,7391	0,001079	589,61	1,7386	0,001079	589,94	1,7381	0,001079	590,26	1,7376
160	1,984139	2796,42	7,6610	0,383660	2767,38	6,8655	0,001102	675,80	1,9423	0,001101	676,09	1,9417	0,001101	676,38	1,9411
180	2,078533	2835,97	7,7503	0,404655	2812,45	6,9672	0,194418	2777,43	6,5857	0,001127	763,44	2,1389	0,001127	763,69	2,1382
200	2,172495	2875,48	7,8356	0,425034	2855,90	7,0611	0,206004	2828,27	6,6955	0,132441	2796,02	6,4537	0,001156	852,57	2,3301
220	2,266142	2915,02	7,9174	0,445001	2898,40	7,1491	0,216966	2875,55	6,7934	0,140630	2850,19	6,5658	0,102167	2821,67	6,3868
240	2,359555	2954,66	7,9962	0,464676	2940,31	7,2324	0,227551	2920,98	6,8837	0,148295	2900,00	6,6649	0,108488	2877,21	6,4972
260	2,452789	2994,45	8,0723	0,484135	2981,88	7,3119	0,237871	2965,23	6,9683	0,155637	2947,45	6,7556	0,114400	2928,47	6,5952
280	2,545883	3034,40	8,1458	0,503432	3023,28	7,3881	0,247998	3008,71	7,0484	0,162752	2993,37	6,8402	0,120046	2977,21	6,6850
300	2,638868	3074,54	8,2171	0,522603	3064,60	7,4614	0,257979	3051,70	7,1247	0,169699	3038,27	6,9199	0,125501	3024,25	6,7685
320	2,731763	3114,89	8,2863	0,541675	3105,93	7,5323	0,267848	3094,40	7,1979	0,176521	3082,48	6,9957	0,130816	3070,16	6,8472
340	2,824585	3155,45	8,3536	0,560667	3147,32	7,6010	0,277629	3136,93	7,2685	0,183245	3126,25	7,0683	0,136023	3115,28	6,9221
360	2,917346	3196,24	8,4190	0,579594	3188,83	7,6676	0,287339	3179,39	7,3366	0,189893	3169,75	7,1381	0,141147	3159,89	6,9937
380	3,010056	3237,27	8,4828	0,598467	3230,48	7,7323	0,296991	3221,86	7,4026	0,196478	3213,09	7,2055	0,146205	3204,16	7.0625
400	3,102722	3278,54	8,5451	0,617294	3272,29	7,7954	0,306595	3264,39	7,4668	0,203012	3256,37	7,2708	0,151208	3248,23	7,1290
420	3,195351	3320,06	8,6059	0,636083	3314,29	7,8569	0,316158	3307,01	7,5292	0,209504	3299,64	7,3341	0,156167	3292,18	7,1933
440	3,287948	3361,83	8,6653	0,654838	3356,49	7,9169	0,325687	3349,76	7,5900	0,215960	3342,96	7,3957	0,161088	3336,09	7,2558
460	3,380516	3403,86	8,7234	0,673565	3398,90	7,9756	0,335186	3392,66	7,6493	0,222385	3386,37	7,4558	0,165978	3380,02	7,3165
480	3,473061	3446,15	8,7803	0,692267	3441,54	8,0329	0,344659	3435,74	7,7073	0,228784	3429,90	7,5143	0,170841	3424,01	7,3757
500	3,565583	3488,71	8,8361	0,710947	3484,41	8,0891	0,354110	3479,00	7,7640	0,235160	3473,57	7,5716	0,175680	3468,09	7,4335
520	3,658087	3531,53	8,8907	0,729607	3527,52	8,1442	0,363541	3522,47	7,8195	0,241515	3517,40	7,6275	0,180499	3512,30	7,4899
540	3,750573	3574,63	8,9444	0,748250	3570,87	8,1981	0,372955	3566,15	7,8739	0,247854	3561,41	7,6823	0,185300	3556,64	7,5451
560	3,843045	3618,00	8,9971	0,766878	3614,48	8,2511	0,382354	3610,05	7,9272	0,254176	3605,61	7,7360	0,190085	3601,15	7,5992
580	3,935503	3661,65	9,0489	0,785493	3658,34	8,3031	0,391738	3654,19	7,9795	0,260485	3650,02	7,7887	0,194856	3645,84	7,6522
600	4,027949	3705,57	9,0998	0,804095	3702,46	8,3543	0,401111	3698,56	8,0309	0,266781	3694,64	7,8404	0,199614	3690,71	7,7042
620	4,120384	3749,77	9,1498	0,822687	3746,84	8,4045	0,410472	3743,17	8,0815	0,273066	3739,48	7,8912	0,204362	3735,78	7,7552
640	4,212810	3794,26	9,1991	0,841269	3791,49	8,4539	0,419824	3788,03	8,1311	0,279341	3784,55	7,9411	0,209099	3781,07	7,8054
660	4,305227	3839,02	9,2476	0,859842	3836,41	8,5026	0,429167	3833,14	8,1800	0,285608	3829,86	7,9902	0,213827	3826,57	7,8547
680	4,397636	3884,06	9,2953	0,878406	3881,59	8,5505	0,438502	3878,50	8,2281	0,291866	3875,40	8,0384	0,218547	3872,29	7,9032
700	4,490037	3929,38	9,3424	0,896964	3927,05	8,5977	0,447829	3924,12	8,2755	0,298117	3921,18	8,0860	0,223260	3918,24	7,9509
720	4,582433	3974,99	9,3888	0,915516	3972,77	8,6442	0,457150	3970,00	8,3221	0,304361	3967,22	8,1328	0,227966	3964,43	7,9978
740	4,674822	4020,87	9,4345	0,934061	4018,77	8,6901	0,466465	4016,14	8,3681	0,310600	4013,50	8,1789	0,232667	4010,86	8,0441
760	4,767206	4067,04	9,4796	0,952601	4065,04	8,7353	0,475775	4062,54	8,4135	0,316833	4060,03	8,2244	0,237361	4057,52	8,0897
780	4,859585	4113,48	9,5241	0,971136	4111,58	8,7799	0,485080	4109,21	8,4582	0,323061	4106,82	8,2693	0,242051	4104,43	8,1347
800	4,951960	4160,21	9,5681	0,989667	4158,40	8,8240	0,494380	4156,14	8,5024	0,329284	4153,87	8,3135	0,246737	4151,59	8,1791

[a]) Auszug aus: *Wagner, W.; Kruse, A.*: Properties of water and steam. Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf. Berlin: Springer 1998

Anh. D 6 Tabelle 6. (Fortsetzung)

$p \rightarrow$	25 bar $t_s = 223{,}96$ °C			50 bar $t_s = 263{,}94$ °C			100 bar $t_s = 311{,}0$ °C			150 bar $t_s = 342{,}16$ °C			200 bar $t_s = 365{,}765$ °C		
	v'' 0,07995	h'' 2802,0	s'' 6,2560	v'' 0,03945	h'' 2794,2	s'' 5,9737	v'' 0,01803	h'' 2725,5	s'' 5,6159	v'' 0,01034	h'' 2610,9	s'' 5,3108	v'' 0,00586	h'' 2411,4	s'' 4,9299
t °C	v m³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v dm³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m3/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)
0	0,000999	2,50	0,0000	0,000998	5,03	0,0001	0,000995	10,07	0,0003	0,000993	15,07	0,0004	0,000990	20,03	0,0005
10	0,000999	44,45	0,1509	0,000998	46,88	0,1506	0,000996	51,72	0,1501	0,000993	56,52	0,1495	0,000991	61,30	0,1489
20	0,001001	86,27	0,2960	0,001000	88,61	0,2955	0,000997	93,29	0,2944	0,000995	97,94	0,2932	0,000993	102,57	0,2921
40	0,001007	169,75	0,5715	0,001006	171,96	0,5705	0,001004	176,37	0,5685	0,001001	180,78	0,5666	0,000999	185,17	0,5646
60	0,001016	253,24	0,8299	0,001015	255,33	0,8286	0,001013	259,53	0,8259	0,001011	263,71	0,8233	0,001008	267,89	0,8207
80	0,001028	336,90	1,0738	0,001027	338,89	1,0721	0,001024	342,87	1,0689	0,001022	346,85	1,0657	0,001020	350,83	1,0625
100	0,001042	420,90	1,3051	0,001041	422,78	1,3032	0,001039	426,55	1,2994	0,001036	430,32	1,2956	0,001034	434,10	1,2918
120	0,001059	505,40	1,5257	0,001058	507,17	1,5235	0,001055	510,70	1,5190	0,001052	514,25	1,5147	0,001050	517,81	1,5104
140	0,001078	590,59	1,7371	0,001077	592,22	1,7345	0,001074	595,49	1,7294	0,001071	598,79	1,7244	0,001068	602,11	1,7195
160	0,001101	676,67	1,9405	0,001099	678,14	1,9376	0,001095	681,11	1,9318	0,001092	684,12	1,9261	0,001089	687,15	1,9205
180	0,001126	763,94	2,1375	0,001124	765,22	2,1341	0,001120	767,81	2,1274	0,001116	770,46	2,1209	0,001112	773,16	2,1146
200	0,001156	852,77	2,3293	0,001153	853,80	2,3254	0,001148	855,92	2,3177	0,001144	858,12	2,3102	0,001139	860,39	2,3030
220	0,001190	943,69	2,5175	0,001187	944,38	2,5129	0,001181	945,87	2,5039	0,001175	947,49	2,4952	0,001170	949,22	2,4868
240	0,084437	2852,28	6,3555	0,001227	1037,68	2,6983	0,001219	1038,30	2,6876	0,001212	1039,13	2,6774	0,001205	1040,14	2,6675
260	0,089553	2908,19	6,4624	0,001275	1134,77	2,8839	0,001265	1134,13	2,8708	0,001256	1133,83	2,8584	0,001247	1133,83	2,8466
280	0,094351	2960,16	6,5581	0,042275	2858,08	6,0909	0,001323	1234,82	3,0561	0,001310	1232,79	3,0406	0,001298	1231,29	3,0261
300	0,098932	3009,63	6,6460	0,045347	2925,64	6,2109	0,001398	1343,10	3,2484	0,001378	1338,06	3,2275	0,001361	1334,14	3,2087
320	0,103357	3057,40	6,7279	0,048130	2986,18	6,3148	0,019272	2782,66	5,7131	0,001473	1453,85	3,4260	0,001445	1445,30	3,3993
340	0,107664	3104,01	6,8052	0,050726	3042,36	6,4080	0,021490	2882,06	5,8780	0,001631	1592,27	3,6553	0,001569	1571,52	3,6085
360	0,111881	3149,81	6,8787	0,053188	3095,62	6,4934	0,023327	2962,61	6,0073	0,012582	2769,56	5,5654	0,001825	1740,13	3,8787
380	0,116026	3195,07	6,9491	0,055552	3146,83	6,5731	0,024952	3033,11	6,1170	0,014289	2884,61	5,7445	0,008258	2659,19	5,3144
400	0,120115	3239,96	7,0168	0,057840	3196,59	6,6481	0,026439	3097,38	6,2139	0,015671	2975,55	5,8817	0,009950	2816,84	5,5525
420	0,124156	3284,63	7,0822	0,060068	3245,31	6,7194	0,027829	3157,45	6,3019	0,016875	3053,94	5,9965	0,011199	2928,51	5,7160
440	0,128159	3329,15	7,1455	0,062249	3293,27	6,7877	0,029148	3214,57	6,3831	0,017965	3124,58	6,0970	0,012246	3020,26	5,8466
460	0,132129	3373,62	7,2070	0,064391	3340,68	6,8532	0,030410	3269,53	6,4591	0,018974	3190,02	6,1875	0,013170	3100,57	5,9577
480	0,136072	3418,08	7,2668	0,066501	3387,71	6,9165	0,031629	3322,89	6,5310	0,019924	3251,76	6,2706	0,014011	3173,45	6,0558
500	0,139990	3462,59	7,3251	0,068583	3434,48	6,9778	0,032813	3375,06	6,5993	0,020828	3310,79	6,3479	0,014793	3241,19	6,1445
520	0,143887	3507,17	7,3821	0,070642	3481,06	7,0373	0,033968	3426,31	6,6648	0,021696	3367,79	6,4207	0,015530	3305,21	6,2263
540	0,147766	3551,85	7,4377	0,072681	3527,54	7,0952	0,035098	3476,87	6,7277	0,022535	3423,22	6,4897	0,016231	3366,45	6,3026
560	0,151629	3596,67	7,4922	0,074703	3573,96	7,1516	0,036208	3526,90	6,7885	0,023350	3477,46	6,5556	0,016904	3425,57	6,3744
580	0,155477	3641,64	7,5455	0,076710	3620,38	7,2066	0,037300	3576,52	6,8474	0,024144	3530,75	6,6188	0,017554	3483,05	6,4426
600	0,159313	3686,76	7,5978	0,078703	3666,83	7,2604	0,038377	3625,84	6,9045	0,024921	3583,31	6,6797	0,018184	3539,23	6,5077
620	0,163138	3732,07	7,6491	0,080684	3713,34	7,3131	0,039442	3674,95	6,9601	0,025683	3635,28	6,7386	0,018799	3594,37	6,5701
640	0,166953	3777,57	7,6995	0,082655	3759,94	7,3647	0,040494	3723,89	7,0143	0,026432	3686,79	6,7956	0,019399	3648,69	6,6303
660	0,170758	3823,27	7,7490	0,084616	3806,65	7,4153	0,041536	3772,73	7,0672	0,027171	3737,95	6,8510	0,019987	3702,35	6,6884
680	0,174556	3869,17	7,7976	0,086569	3853,48	7,4650	0,042569	3821,51	7,1189	0,027899	3788,82	6,9050	0,020564	3755,46	6,7447
700	0,178346	3915,30	7,8455	0,088515	3900,45	7,5137	0,043594	3870,27	7,1696	0,028619	3839,48	6,9576	0,021133	3808,15	6,7994
720	0,182129	3961,64	7,8927	0,090453	3947,58	7,5617	0,044612	3919,04	7,2192	0,029332	3889,99	7,0090	0,021693	3860,50	6,8527
740	0,185907	4008,21	7,9391	0,092385	3994,88	7,6088	0,045623	3967,85	7,2678	0,030037	3940,39	7,0592	0,022246	3912,57	6,9046
760	0,189679	4055,01	7,9848	0,094312	4042,35	7,6552	0,046629	4016,72	7,3156	0,030736	3990,72	7,1084	0,022792	3964,43	6,9553
780	0,193446	4102,04	8,0299	0,096234	4090,02	7,7009	0,047629	4065,68	7,3625	0,031430	4041,03	7,1566	0,023333	4016,13	7,0048
800	0,197208	4149,32	8,0744	0,098151	4137,87	7,7459	0,048624	4114,73	7,4087	0,032118	4091,33	7,2039	0,023869	4067,73	7,0534

Anh. D 6 Tabelle 6. (Fortsetzung)

$p \rightarrow$	250 bar			300 bar			350 bar			400 bar			500 bar		
t °C	v m³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v m³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v dm³/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	v dm3/kg	h kJ/kg	s kJ/(kg K)
0	0,000988	24,96	0,0004	0,000986	29,86	0,0003	0,000983	34,72	0,0001	0,000981	39,56	– 0,0002	0,000977	49,13	– 0,0010
10	0,000989	66,06	0,1482	0,000987	70,79	0,1474	0,000984	75,49	0,1466	0,000982	80,17	0,1458	0,000978	89,46	0,1440
20	0,000991	107,18	0,2909	0,000989	111,78	0,2897	0,000987	116,35	0,2884	0,000985	120,90	0,2872	0,000980	129,96	0,2845
40	0,000997	189,54	0,5627	0,000995	193,91	0,5607	0,000993	198,27	0,5588	0,000991	202,61	0,5568	0,000987	211,27	0,5528
60	0,001006	272,07	0,8181	0,001004	276,24	0,8156	0,001002	280,40	0,8130	0,001000	284,56	0,8105	0,000996	292,86	0,8054
80	0,001018	354,82	1,0593	0,001016	358,80	1,0562	0,001013	362,78	1,0531	0,001011	366,76	1,0501	0,001007	374,71	1,0440
100	0,001031	437,88	1,2881	0,001029	441,67	1,2845	0,001027	445,47	1,2809	0,001024	449,26	1,2773	0,001020	456,87	1,2703
120	0,001047	521,38	1,5061	0,001045	524,97	1,5019	0,001042	528,56	1,4978	0,001040	532,17	1,4937	0,001035	539,41	1,4858
140	0,001065	605,45	1,7147	0,001062	608,80	1,7099	0,001060	612,18	1,7052	0,001057	615,57	1,7006	0,001052	622,40	1,6917
160	0,001085	690,22	1,9150	0,001082	693,31	1,9097	0,001079	696,44	1,9044	0,001076	699,59	1,8992	0,001070	705,95	1,8891
180	0,001108	775,90	2,1084	0,001105	778,68	2,1023	0,001101	781,51	2,0964	0,001098	784,37	2,0906	0,001091	790,20	2,0793
200	0,001135	862,73	2,2959	0,001130	865,14	2,2890	0,001126	867,60	2,2823	0,001122	870,12	2,2758	0,001115	875,31	2,2631
220	0,001164	951,06	2,4787	0,001159	952,99	2,4709	0,001155	955,00	2,4632	0,001150	957,10	2,4558	0,001141	961,50	2,4415
240	0,001199	1041,31	2,6581	0,001193	1042,62	2,6490	0,001187	1044,06	2,6402	0,001181	1045,62	2,6317	0,001171	1049,05	2,6155
260	0,001239	1134,08	2,8355	0,001231	1134,57	2,8248	0,001224	1135,25	2,8145	0,001217	1136,11	2,8047	0,001204	1138,29	2,7861
280	0,001287	1230,24	3,0125	0,001277	1229,56	2,9997	0,001268	1229,20	2,9875	0,001259	1229,13	2,9760	0,001243	1229,67	2,9543
300	0,001346	1331,06	3,1915	0,001332	1328,66	3,1756	0,001320	1326,81	3,1608	0,001308	1325,41	3,1469	0,001288	1323,74	3,1214
320	0,001421	1438,72	3,3761	0,001401	1433,51	3,3554	0,001384	1429,36	3,3367	0,001368	1426,02	3,3195	0,001341	1421,22	3,2885
340	0,001526	1557,48	3,5729	0,001493	1547,07	3,5437	0,001466	1538,97	3,5184	0,001443	1532,52	3,4960	0,001405	1523,05	3,4574
360	0,001697	1698,63	3,7993	0,001628	1675,57	3,7498	0,001579	1659,61	3,7119	0,001542	1647,62	3,6807	0,001485	1630,63	3,6300
380	0,002218	1935,67	4,1670	0,001873	1838,26	4,0026	0,001755	1800,51	3,9309	0,001682	1776,72	3,8814	0,001588	1746,51	3,8101
400	0,006005	2578,59	5,1399	0,002796	2152,37	4,4750	0,002106	1988,43	4,2140	0,001911	1931,13	4,1141	0,001731	1874,31	4,0028
420	0,007579	2769,45	5,4196	0,004921	2552,87	5,0625	0,003082	2291,32	4,6570	0,002361	2136,30	4,4142	0,001940	2020,07	4,2161
440	0,008697	2897,06	5,6013	0,006228	2748,86	5,3416	0,004413	2571,64	5,0561	0,003210	2394,03	4,7807	0,002266	2190,53	4,4585
460	0,009617	2999,20	5,7426	0,007193	2883,84	5,5284	0,005436	2753,55	5,3079	0,004149	2613,32	5,0842	0,002745	2380,52	4,7212
480	0,010418	3087,11	5,8609	0,007992	2991,99	5,6740	0,006246	2888,06	5,4890	0,004950	2777,18	5,3048	0,003319	2563,86	4,9680
500	0,011142	3165,92	5,9642	0,008690	3084,79	5,7956	0,006933	2998,02	5,6331	0,005625	2906,69	5,4746	0,003889	2722,52	5,1759
520	0,011810	3238,48	6,0569	0,009320	3167,67	5,9015	0,007540	3093,08	5,7546	0,006213	3015,42	5,6135	0,004417	2857,36	5,3482
540	0,012435	3306,55	6,1416	0,009899	3243,71	5,9962	0,008089	3178,24	5,8606	0,006740	3110,69	5,7322	0,004896	2973,16	5,4924
560	0,013028	3371,29	6,2203	0,010442	3314,82	6,0826	0,008597	3256,46	5,9557	0,007221	3196,67	5,8366	0,005332	3075,37	5,6166
580	0,013595	3433,49	6,2941	0,010955	3382,25	6,1626	0,009073	3329,64	6,0425	0,007669	3276,01	5,9308	0,005734	3167,66	5,7261
600	0,014140	3493,69	6,3638	0,011444	3446,87	6,2374	0,009523	3399,02	6,1229	0,008089	3350,43	6,0170	0,006109	3252,61	5,8245
620	0,014667	3552,32	6,4302	0,011914	3509,28	6,3081	0,009953	3465,45	6,1981	0,008488	3421,10	6,0970	0,006461	3332,05	5,9145
640	0,015179	3609,69	6,4937	0,012368	3569,91	6,3752	0,010365	3529,55	6,2691	0,008869	3488,82	6,1720	0,006796	3407,21	5,9977
660	0,015678	3666,03	6,5548	0,012808	3629,12	6,4394	0,010763	3591,77	6,3365	0,009235	3554,17	6,2428	0,007115	3478,99	6,0755
680	0,016165	3721,54	6,6136	0,013236	3687,16	6,5009	0,011149	3652,46	6,4008	0,009589	3617,59	6,3100	0,007422	3548,00	6,1487
700	0,016643	3776,37	6,6706	0,013654	3744,24	6,5602	0,011524	3711,88	6,4625	0,009931	3679,42	6,3743	0,007718	3614,76	6,2180
720	0,017113	3830,64	6,7258	0,014063	3800,53	6,6175	0,011889	3770,27	6,5219	0,010264	3739,95	6,4358	0,008004	3679,64	6,2840
740	0,017575	3884,47	6,7794	0,014464	3856,17	6,6729	0,012247	3827,78	6,5793	0,010589	3799,38	6,4951	0,008281	3742,97	6,3471
760	0,018030	3937,92	6,8317	0,014858	3911,27	6,7268	0,012598	3884,58	6,6348	0,010906	3857,91	6,5523	0,008552	3804,99	6,4078
780	0,018479	3991,08	6,8826	0,015246	3965,93	6,7792	0,012942	3940,78	6,6887	0,011217	3915,68	6,6077	0,008816	3865,93	6,4662
800	0,018922	4044,00	6,9324	0,015629	4020,23	6,8303	0,013280	3996,48	6,7411	0,011523	3972,81	6,6614	0,009074	3925,96	6,5226

Anh. D6 Tabelle 7. Zustandsgrößen von Ammoniak, NH_3, bei Sättigung[1])

Temperatur t	Druck p	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdampfungsenthalpie	Entropie	
		der Flüssigkeit v'	des Dampfes v''	der Flüssigkeit h'	des Dampfes h''	$r=h''-h'$	der Flüssigkeit s'	des Dampfes s''
°C	bar	dm³/kg	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg K
−70	0,10941	1,3798	9007,9	−110,81	1355,6	1466,4	−0,30939	6,9088
−60	0,21893	1,4013	4705,7	−68,062	1373,7	1441,8	−0,10405	6,6602
−50	0,40836	1,4243	2627,8	−24,727	1391,2	1415,9	0,09450	6,4396
−40	0,71692	1,4490	1553,3	19,170	1407,8	1388,6	0,28673	6,2425
−30	1,1943	1,4753	963,96	63,603	1423,3	1359,7	0,47303	6,0651
−20	1,9008	1,5035	623,73	108,55	1437,7	1329,1	0,65376	5,9041
−10	2,9071	1,5336	418,30	154,01	1450,7	1296,7	0,82928	5,7569
0	4,2938	1,5660	289,30	200,00	1462,2	1262,2	1,0000	5,6210
10	6,1505	1,6009	205,43	246,57	1472,1	1225,5	1,1664	5,4946
20	8,5748	1,6388	149,20	293,78	1480,2	1186,4	1,3289	5,3759
30	11,672	1,6802	110,46	341,76	1486,2	1144,4	1,4881	5,2631
40	15,554	1,7258	83,101	390,64	1489,9	1099,3	1,6446	5,1549
50	20,340	1,7766	63,350	440,62	1491,1	1050,5	1,7990	5,0497
60	26,156	1,8340	48,797	491,97	1489,3	997,30	1,9523	4,9458
70	33,135	1,9000	37,868	545,04	1483,9	938,90	2,1054	4,8415
80	41,420	1,9776	29,509	600,34	1474,3	873,97	2,2596	4,7344
90	51,167	2,0714	22,997	658,61	1459,2	800,58	2,4168	4,6213
100	62,553	2,1899	17,820	721,00	1436,6	715,63	2,5797	4,4975
110	75,783	2,3496	13,596	789,68	1403,1	613,39	2,7533	4,3543
120	91,125	2,5941	9,9932	869,92	1350,2	480,31	2,9502	4,1719
130	108,98	3,2021	6,3790	992,02	1239,3	247,30	3,2437	3,8571

[1]) Nach Tillner-Roth, R.; Harms-Watzenberg, F.; Baehr, H.D.: Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak. DKV-Tagungsbericht (20), Nürnberg 1993, Band II/1, S. 167–181. Am Bezugszustand $\vartheta = 0$ °C auf der Siedelinie nimmt die spezifische Enthalpie den Wert $h' = 200{,}0$ kJ/kg und die spezifische Entropie den Wert $s' = 1{,}0$ kJ/kg K an.

Anh. D6 Tabelle 8. Zustandsgrößen von Kohlendioxid, CO_2 bei Sättigung[1])

Temperatur t	Druck p	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdampfungsenthalpie	Entropie	
		der Flüssigkeit v'	des Dampfes v''	der Flüssigkeit h'	des Dampfes h''	$r=h''-h'$	der Flüssigkeit s'	des Dampfes s''
°C	bar	dm³/kg	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg K
−55	5,540	0,8526	68,15	83,02	431,0	348,0	0,5349	2,130
−50	6,824	0,8661	55,78	92,93	432,7	339,8	0,5793	2,102
−45	8,319	0,8804	46,04	102,9	434,1	331,2	0,6229	2,075
−40	10,05	0,8957	38,28	112,9	435,3	322,4	0,6658	2,048
−35	12,02	0,9120	32,03	123,1	436,2	313,1	0,7081	2,023
−30	14,28	0,9296	26,95	133,4	436,8	303,4	0,7500	1,998
−25	16,83	0,9486	22,79	143,8	437,0	293,2	0,7915	1,973
−20	19,70	0,9693	19,34	154,5	436,9	282,4	0,8329	1,949
−15	22,91	0,9921	16,47	165,4	436,3	270,9	0,8743	1,924
−10	26,49	1,017	14,05	176,5	435,1	258,6	0,9157	1,898
−5	30,46	1,046	12,00	188,0	433,4	245,3	0,9576	1,872
0	34,85	1,078	10,24	200,0	430,9	230,9	1,000	1,845
5	39,69	1,116	8,724	212,5	427,5	215,0	1,043	1,816
10	45,02	1,161	7,399	225,7	422,9	197,1	1,088	1,785
15	50,87	1,218	6,222	240,0	416,6	176,7	1,136	1,749
20	57,29	1,293	5,150	255,8	407,9	152,0	1,188	1,706
25	64,34	1,408	4,121	274,8	394,5	119,7	1,249	1,650
30	72,14	1,686	2,896	304,6	365,0	60,50	1,343	1,543

[1]) Nach Span, R.; Wagner, W.: A new equation of state for carbon dioxid covering the fluid region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. J. Phys. Chem. Ref. Data 25, 1996, S. 1509–1596. Bezugspunkte siehe Fußnote 1 in Anh. D6 Tabelle 7.

Anh. D6 Tabelle 9. Zustandsgrößen von Tetrafluorethan $C_2H_2F_4$ (R134a) bei Sättigung[1])

Temperatur t	Druck p	Spez. Volumen		Enthalpie		Verdampfungsenthalpie $r = h'' - h'$	Entropie	
		Flüssigkeit v'	Dampf v''	Flüssigkeit h'	Dampf h''		Flüssigkeit s'	Dampf s''
°C	bar	dm³/kg	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg K
−100	0,0055940	0,63195	25193	75,362	336,85	261,49	0,43540	1,9456
−95	0,0093899	0,63729	15435	81,288	339,78	258,50	0,46913	1,9201
−90	0,015241	0,64274	9769,8	87,226	342,76	255,53	0,50201	1,8972
−85	0,023990	0,64831	6370,7	93,182	345,77	252,59	0,53409	1,8766
−80	0,036719	0,65401	4268,2	99,161	348,83	249,67	0,56544	1,8580
−75	0,054777	0,65985	2931,2	105,17	351,91	246,74	0,59613	1,8414
−70	0,079814	0,66583	2059,0	111,20	355,02	243,82	0,62619	1,8264
−65	0,11380	0,67197	1476,5	117,26	358,16	240,89	0,65568	1,8130
−60	0,15906	0,67827	1079,0	123,36	361,31	237,95	0,68462	1,8010
−55	0,21828	0,68475	802,36	129,50	364,48	234,98	0,71305	1,7902
−50	0,29451	0,69142	606,20	135,67	367,65	231,98	0,74101	1,7806
−45	0,39117	0,69828	464,73	141,89	370,83	228,94	0,76852	1,7720
−40	0,51209	0,70537	361,08	148,14	374,00	225,86	0,79561	1,7643
−35	0,66144	0,71268	284,02	154,44	377,17	222,72	0,82230	1,7575
−30	0,84378	0,72025	225,94	160,79	380,32	219,53	0,84863	1,7515
−25	1,0640	0,72809	181,62	167,19	383,45	216,26	0,87460	1,7461
−20	1,3273	0,73623	147,39	173,64	386,55	212,92	0,90025	1,7413
−15	1,6394	0,74469	120,67	180,14	389,63	209,49	0,92559	1,7371
−10	2,0060	0,75351	99,590	186,70	392,66	205,97	0,95065	1,7334
−5	2,4334	0,76271	82,801	193,32	395,66	202,34	0,97544	1,7300
0	2,9280	0,77233	69,309	200,00	398,60	198,60	1,0000	1,7271
5	3,4966	0,78243	58,374	206,75	401,49	194,74	1,0243	1,7245
10	4,1461	0,79305	49,442	213,58	404,32	190,74	1,0485	1,7221
15	4,8837	0,80425	42,090	220,48	407,07	186,59	1,0724	1,7200
20	5,7171	0,81610	35,997	227,47	409,75	182,28	1,0962	1,7180
25	6,6538	0,82870	30,912	234,55	412,33	177,79	1,1199	1,7162
30	7,7020	0,84213	26,642	241,72	414,82	173,10	1,1435	1,7145
35	8,8698	0,85653	23,033	249,01	417,19	168,18	1,1670	1,7128
40	10,166	0,87204	19,966	256,41	419,43	163,02	1,1905	1,7111
45	11,599	0,88885	17,344	263,94	421,52	157,58	1,2139	1,7092
50	13,179	0,90719	15,089	271,62	423,44	151,81	1,2375	1,7072
55	14,915	0,92737	13,140	279,47	425,15	145,68	1,2611	1,7050
60	16,818	0,94979	11,444	287,50	426,63	139,12	1,2848	1,7024
65	18,898	0,97500	9,9604	295,76	427,82	132,06	1,3088	1,6993
70	21,168	1,0038	8,6527	304,28	428,65	124,37	1,3332	1,6956
75	23,641	1,0372	7,4910	313,13	429,03	115,90	1,3580	1,6909
80	26,332	1,0773	6,4483	322,39	428,81	106,42	1,3836	1,6850
85	29,258	1,1272	5,4990	332,22	427,76	95,536	1,4104	1,6771
90	32,442	1,1936	4,6134	342,93	425,42	82,487	1,4390	1,6662
95	35,912	1,2942	3,7434	355,25	420,67	65,423	1,4715	1,6492
100	39,724	1,5357	2,6809	373,30	407,68	34,385	1,5188	1,6109

[1]) Nach Tillner-Roth, R.: Die thermodynamischen Eigenschaften von R134a, R152a und ihren Gemischen – Messungen und Fundamentalgleichungen – Forsch.-Ber. DKV (1993), und Tillner-Roth, R.; Baehr, H.D.: An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa. J. Phys. Chem. Ref. Data 23 (1994) 5, 657–729. Bezugspunkte siehe Fußnote 1 in Anh. D6 Tabelle 7.

Anh. D6 Tabelle 10. Zustandsgrößen von Difluormonochlormethan, CHF_2Cl, (R22) bei Sättigung[1])

Temperatur t	Druck p	Spez. Volumen der Flüssigkeit v'	Spez. Volumen des Dampfes v''	Enthalpie der Flüssigkeit h'	Enthalpie des Dampfes h''	Verdampfungsenthalpie $r=h''-h'$	Entropie der Flüssigkeit s'	Entropie des Dampfes s''
°C	bar	dm³/kg	dm³/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg K
−110	0,00730	0,62591	21441,0	79,474	354,05	274,57	0,43930	2,1222
−100	0,01991	0,63636	8338,8	90,056	358,80	268,75	0,50224	2,0544
−90	0,04778	0,64725	3667,5	100,65	363,64	262,98	0,56174	1,9976
−80	0,10319	0,65866	1785,5	111,29	368,53	257,24	0,61824	1,9501
−70	0,20398	0,67064	945,76	121,97	373,44	251,47	0,67214	1,9100
−60	0,37425	0,68329	537,47	132,73	378,34	245,61	0,72377	1,8761
−50	0,64457	0,69669	323,97	143,58	383,18	239,60	0,77342	1,8472
−40	1,0519	0,71096	205,18	154,54	387,92	233,38	0,82134	1,8223
−30	1,6389	0,72626	135,46	165,63	392,52	226,88	0,86776	1,8009
−20	2,4538	0,74275	92,621	176,89	396,92	220,03	0,91288	1,7821
−10	3,5492	0,76065	65,224	188,33	401,09	212,76	0,95690	1,7654
0	4,9817	0,78027	47,078	200,00	404,98	204,98	1,0000	1,7504
10	6,8115	0,80196	34,684	211,93	408,52	196,60	1,0424	1,7367
20	9,1018	0,82623	25,983	224,16	411,65	187,50	1,0842	1,7238
30	11,919	0,85380	19,721	236,76	414,29	177,53	1,1256	1,7112
40	15,334	0,88571	15,109	249,80	416,30	166,50	1,1670	1,6987
50	19,421	0,92360	11,638	263,41	417,51	154,10	1,2086	1,6855
60	24,265	0,97028	8,9656	277,78	417,65	139,87	1,2510	1,6708
70	29,957	1,0312	6,8541	293,24	416,20	122,96	1,2950	1,6534
80	36,616	1,1195	5,1213	310,52	412,11	101,60	1,3426	1,6303
90	44,404	1,2827	3,5651	331,97	401,92	69,945	1,3999	1,5925

[1]) Nach Wanger, W.; Marx, V.; Pruß, A.: A new equation of state for chlorodifluoromethane (R 22) covering the entire fluid region from 116 K to 550 K at pressures up to 200 MPa. Int. J. Refrig. 16 (1993) 6, 373–389. Bezugspunkte siehe Fußnote 1 in Anh. D6 Tabelle 7.

Anh. D6 Tabelle 11. Thermische Längenausdehnung $(l-l_0)/l_0$ einiger fester Körper in mm/m im Temperaturintervall zwischen 0 °C und t °C; l_0 ist die Länge bei 0 °C

Stoff	0…−190	0…100	0…200	0…300	0…400	0…500	0…600	0…700	0…800	0…900	0…1000
Aluminium	−3,43	2,38	4,90	7,65	10,60	13,70	17,00				
Blei	−5,08	2,90	5,93	9,33							
Al−Cu−Mg [0,95 Al; 0,04 Cu +Mg, Mn, St, Fe		2,35	4,90	7,80	10,70	13,65					
Eisen-Nickel-Leg. [0,64 Fe; 0,36 Ni]		0,15	0,75	1,60	3,10	4,70	6,50	8,5	10,5	12,55	
Eisen-Nickel-Leg. [0,77 Fe; 0,23 Ni]				2,80	4,00	5,25	6,50	7,80	9,25	10,50	11,85
Glas: Jenaer 16 III	−1,13	0,81	1,67	2,60	3,59	4,63					
Glas: Jenaer 1565 III		0,345	0,72	1,12	1,56	2,02					
Gold	−2,48	1,42	2,92	4,44	6,01	7,62	9,35	11,15	13,00	14,90	
Grauguss	−1,59	1,04	2,21	3,49	4,90	6,44	8,09	9,87	11,76		
Konstantan [0,60 Cu; 0,40 Ni]	−2,26	1,52	3,12	4,81	6,57	8,41					
Kupfer	−2,65	1,65	3,38	5,15	7,07	9,04	11,09				
Magnesia gesintert			2,45	3,60	4,90	6,30	7,75	9,30	10,80	12,35	13,90
Magnesium	−4,01	2,60	5,41	8,36	11,53	14,88					
Manganbronze [0,85 Cu; 0,09 Mn; 0,06 Sn]	−2,84	1,75	3,58	5,50	7,51	9,61					
Manganin [0,84 Cu; 0,12 Mn; 0,04 Ni]		1,75	3,65	5,60	7,55	9,70	11,90	14,3	16,80		
Messing [0,62 Cu; 0,38 Zn]	−3,11	1,84	3,85	6,03	8,39						
Molybdän	−0,79	0,52	1,07	1,64	2,24						
Nickel	−1,89	1,30	2,75	4,30	5,95	7,60	9,27	11,05	12,89	14,80	16,80
Palladium	−1,93	1,19	2,42	3,70	5,02	6,38	7,79	9,24	10,74	12,27	13,86
Platin	−1,51	0,90	1,83	2,78	3,76	4,77	5,80	6,86	7,94	9,05	10,19
Platin-Iridium-Leg. [0,80 Pt; 0,20 Ir]	−1,43	0,83	1,70	2,59	3,51	4,45	5,43	6,43	7,47	8,53	9,62
Quarzglas	+0,03	0,05	0,12	0,19	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,50	0,54
Silber	−3,22	1,95	4,00	6,08	8,23	10,43	12,70	15,15	17,65		
Sinterkorund			1,30	2,00	2,75	3,60	4,45	5,30	6,25	7,15	8,15
Stahl, weich	−1,67	1,20	2,51	3,92	5,44	7,06	8,79	10,63			
Stahl, hart	−1,64	1,17	2,45	3,83	5,31	6,91	8,60	10,40			
Zink	−1,85	1,65									
Zinn	−4,24	2,67									
Wolfram	−0,73	0,45	0,90	1,40	1,90	2,25	2,70	3,15	3,60	4,05	4,60

Anh. D6 Tabelle 12. Wärmetechnische Werte: Dichte ϱ, spezifische Wärmekapazität c_p für 0 bis 100 °C, Schmelztemperatur t_E, Schmelzenthalpie Δh_E, Siedetemperatur t_s und Verdampfungsenthalpie r

	ρ kg/dm³	c_p kJ/(kg K)	t_E °C	Δh_E kJ/kg	t_s °C	r kJ/kg
Feste Stoffe (Metalle und Schwefel) bei 1,0132 bar						
Aluminium	2,70	0,921	660	355,9	2270	11723
Antimon	6,69	0,209	630,5	167,5	1635	1256
Blei	11,34	0,130	327,3	23,9	1730	921
Chrom	7,19	0,506	1890	293,1	2642	6155
Eisen (rein)	7,87	0,465	1530	272,1	2500	6364
Gold	19,32	0,130	1063	67,0	2700	1758
Iridium	22,42	0,134	2454	117,2	2454	3894
Kupfer	8,96	0,385	1083	209,3	2330	4647
Magnesium	1,74	1,034	650	209,3	1100	5652
Mangan	7,3	0,507	1250	251,2	2100	4187
Molybdän	10,2	0,271	2625	–	3560	7118
Nickel	8,90	0,444	1455	293,1	3000	6197
Platin	21,45	0,134	1773	113,0	3804	2512
Quecksilber	13,55	0,138	−38,9	11,7	357	301
Silber	10,45	0,234	960,8	104,7	1950	2177
Titan	4,54	0,471	1800	–	3000	–
Wismut	9,80	0,126	271	54,4	1560	837
Wolfram	19,3	0,134	3380	251,2	6000	4815
Zink	7,14	0,385	419,4	112,2	907	1800
Zinn	7,28	0,226	231,9	58,6	2300	2596
Schwefel (rhombisch)	2,07	0,720	112,8	39,4	444,6	293
Flüssigkeiten bei 1,0132 bar						
Ethylalkohol	0,79	2,470	−114,5	104,7	78,3	841,6
Ethylether	0,71	2,328	−116,3	100,5	34,5	360,1
Aceton	0,79	2,160	−94,3	96,3	56,1	523,4
Benzol	0,88	1,738	5,5	127,3	80,1	395,7
Glycerin[a])	1,26	2,428	18,0	200,5	290,0	854,1
Kochsalzlösung (gesätt.)	1,19	3,266	−18,0	–	108,0	–
Meerwasser (3,5% Salzgehalt)	1,03	–	− 2,0	–	100,5	–
Methylalkohol	0,79	2,470	−98,0	100,5	64,5	1101,1
n-Heptan	0,68	2,219	−90,6	141,5	98,4	318,2
n-Hexan	0,66	1,884	−95,3	146,5	68,7	330,8
Terpentinöl	0,87	1,800	−10,0	116,0	160,0	293,1
Wasser	1,00	4,183	0,0	333,5	100,0	2257,1
Gase bei 1,0132 bar und 0 °C	kg/m³					
Ammoniak	0,771	2,060	− 77,7	332,0	− 33,4	1371
Argon	1,784	0,523	−189,4	29,3	−185,9	163
Ethylen	1,261	1,465	−169,5	104,3	−103,9	523
Helium	0,178	5,234	–	37,7	−268,9	21
Kohlendioxid	1,977	0,825	− 56,6	180,9	− 78.5[b])	574
Kohlenoxid	1,250	1,051	−205,1	30,1	−191,5	216
Luft	1,293	1,001	–	–	−194,0	197
Methan	0,717	2,177	−182,5	58,6	−161,5	548
Sauerstoff	1,429	0,913	−218,8	13,8	−183,0	214
Schwefeldioxid	2,926	0,632	− 75,5	115,6	− 10,2	390
Stickstoff	1,250	1,043	−210,0	25,5	−195,8	198
Wasserstoff	0,09	14,235	−259,2	58,2	−252,8	454

[a]) Erstarrungspunkt bei 0 °C. Schmelz- und Gefrierpunkt fallen nicht immer zusammen.
[b]) CO_2 siedet nicht, sondern sublimiert bei 1,0132 bar.

Anh. D6 Tabelle 13. Debye-Temperaturen einiger Stoffe

Metall	Θ/K	Metall	Θ/K
Pb	88	Al	398
Hg	97	Fe	453
Cd	168	Andere Stoffe	
Na	172	KBr	177
Ag	215	KCl	230
Ca	226	NaCl	281
Zn	235	C	1860
Cu	315		

Anh. D 8 Tabelle 1. Heizwerte der einfachsten Brennstoffe bei 25 °C und 1,01325 bar

Heizwert in kJ	C	CO	H_2 (Brennwert)	H_2 (Heizwert)	S
je kmol	393510	282989	285840	241840	296900
je kg	32762	10103	141800	119972	9260

Anh. D 8 Tabelle 2. Zusammensetzung und Heizwert fester Brennstoffe

Brennstoff	Asche Gew.-%	Wasser Gew.-%	Zusammensetzung der aschefreien Trockensubstanz in Gew.-%N					Brennwert	Heizwert
			C	H	S	O	N	in MJ/kg im Verwendungszustand	
Holz, lufttrocken	<0,5	10...20	50	6	0,0	43,9	0,1	15,91...18,0	14,65...16,75
Torf, lufttrocken	<15	15...35	50...60	4,5...6	0,3...2,5	30...40	1...4	13,82...16,33	11,72...15,07
Rohbraunkohle	2...8	50...60	65...75	5...8	0,5...4	15...26	0,5...2	10,47...12,98	8,37...11,30
Braunkohlenbrikett	3...10	12...18						20,93...21,35	19,68...20,10
Steinkohle	3...12	0...10	80...90	4...9	0,7...1,4	4...12	0,6...2	29,31...35,17	27,31...34,12
Antrazit	2...6	0...5	90...94	3...4	0,7...1	0,5...4	1...1,5	33,49...34,75	32,66...33,91
Zechenkoks	8...10	1...7	97	0,4...0,7	0,6...1	0,5...1	1...1,5	28,05...30,56	27,84...30,35

Anh. D 8 Tabelle 3. Verbrennung flüssiger Brenn- und Kraftstoffe

Brennstoff	Molmasse kg/kmol	Gehalt in Gew.-%		Kennzahl σ	Brennwert kJ/kg	Heizwert kJ/kg
		C	H			
Ethanol C_2H_5OH	46,069	52	13	1,50	29730	26960
Spiritus 95%	–	–	–	1,50	28220	25290
90%	–	–	–	1,50	26750	23860
85%	–	–	–	1,50	25250	22360
Benzol (rein) C_6H_6	78,113	92,2	7,8	1,25	41870	40150
Toluol (rein) C_7H_8	92,146	91,2	8,8	1,285	42750	40820
Xylol (rein) C_8H_{10}	106,167	90,5	9,5	1,313	43000	40780
Handelsbenzol I (90er Benzol)[a]	–	92,1	7,9	1,26	41870	40190
Handelsbenzol II (50er Benzol)[b]	–	91,6	8,4	1,30	42290	40400
Naphthalin (rein) $C_{10}H_8$ (Schmelztemp. 80 °C)	128,19	93,7	6,3	1,20	40360	38940
Tetralin (rein) $C_{10}H_{12}$	132,21	90,8	9,2	1,30	42870	40820
Pentan C_5H_{12}	72,150	83,2	16,8	1,60	49190	45430
Hexan C_6H_{14}	86,177	83,6	16,4	1,584	48360	44670
Heptan C_7H_{16}	100,103	83,9	16,1	1,571	47980	44380
Oktan C_8H_{18}	114,230	84,1	15,9	1,562	48150	44590
Benzin (Mittelwerte)	–	85	15	1,53	46050	42700

[a]) 0,84 Benzol, 0,13 Toluol, 0,03 Xylol (Massenbrüche)
[b]) 0,43 Benzol, 0,46 Toluol, 0,11 Xylol (Massenbrüche)

Anh. D 8 Tabelle 4. Verbrennung einiger einfacher Gase bei 25 °C und 1,01325 bar

Gasart	Molmasse[a]) kg/kmol	Dichte kg/m³	Kennzahl σ	Brennwert[a]) MJ/kg	Heizwert[a]) MJ/kg
Wasserstoff H_2	2,0158	0,082	∞	141,80	119,97
Kohlenoxid CO	28,0104	1,14	0,50	10,10	10,10
Methan CH_4	16,043	0,656	2,00	55,50	50,01
Ethan C_2H_6	30,069	1,24	1,75	51,88	47,49
Propan C_3H_8	44,09	1,80	1,67	50,35	46,35
Butan C_4H_{10}	58,123	2,37	1,625	49,55	45,72
Ethylen C_2H_4	28,054	1,15	1,50	50,28	47,15
Propylen C_3H_6	42,086	1,72	1,50	48,92	45,78
Butylen C_4H_8	56,107	2,90	1,50	48,43	45,29
Acetylen C_2H_2	26,038	1,07	1,25	49,91	48,22

[a]) Nach DIN 51850: Brennwerte und Heizwerte gasförmiger Brennstoffe, April 1980.

Anh. D 9 Tabelle 1. Teildruck p_{WS}, Dampfbeladung x_s und Enthalpie h_{1+x_s} gesättigter feuchter Luft der Temperatur t, bezogen auf 1 kg trockene Luft bei einem Gesamtdruck von 1000 mbar (unter 0 °C über Eis)

t in °C	p_{WS} in mbar	x_s in g/kg	h_{1+x_s} in kJ/kg
−20	1,032	0,64290	−18,5164
−19	1,136	0,70776	−17,3503
−18	1,249	0,77825	−16,1700
−17	1,372	0,85499	−14,9741
−16	1,506	0,93862	−13,7609
−15	1,652	1,02977	−12,5288
−14	1,811	1,12906	−11,2762
−13	1,984	1,23713	−10,0015
−12	2,172	1,35462	−8,7030
−11	2,377	1,48277	−7,3777
−10	2,598	1,62099	−6,0269
−9	2,838	1,77117	−4,6459
−8	3,099	1,93456	−3,2314
−7	3,381	2,11120	−1,7834
−6	3,686	2,30235	−0,2987
−5	4,017	2,50993	1,2277
−4	4,374	2,73398	2,7960
−3	4,760	2,97640	4,4109
−2	5,177	3,23851	6,0758
−1	5,626	3,52097	7,7926
0	6,117	3,8303	9,5778
1	6,572	4,1167	11,3064
2	7,061	4,4251	13,0915
3	7,581	4,7540	14,9290
4	8,136	5,1046	16,8222
5	8,726	5,4781	18,7741
6	9,354	5,8759	20,7884
7	10,021	6,2993	22,8684
8	10,730	6,7497	25,0181
9	11,483	7,2288	27,2416
10	12,281	7,7377	29,5421
11	13,129	8,2791	31,9263
12	14,027	8,8534	34,3956
13	14,979	9,4635	36,9572
14	15,988	10,111	39,6166
15	17,056	10,798	42,3778
16	18,185	11,526	45,2449
17	19,380	12,299	48,2272
18	20,644	13,118	51,3306
19	21,979	13,985	54,5595
20	23,388	14,903	57,9202
21	24,877	15,876	61,4240
22	26,447	16,906	65,0741
23	28,104	17,995	68,8823
24	29,850	19,148	72,8537
25	31,691	20,367	77,0006
26	33,629	21,656	81,3286
27	35,670	23,019	85,8505
28	37,818	24,460	90,5757
29	40,078	25,983	95,5160
30	42,455	27,592	100,683
31	44,953	29,292	106,088
32	47,578	31,088	111,745
33	50,335	32,985	117,668
34	53,229	34,988	123,869
35	56,267	37,104	130,368
36	59,454	39,338	137,179
37	62,795	41,697	144,317
38	66,298	44,188	151,805
39	69,969	46,819	159,662
40	73,814	49,597	167,907
41	77,840	52,530	176,563
42	82,054	55,628	185,654
43	86,464	58,901	195,208
44	91,076	62,358	205,248
45	95,898	66,009	215,806
46	100,94	69,868	226,912
47	106,21	73,947	238,603
48	111,71	78,259	250,913
49	117,45	82,817	263,878
50	123,44	87,637	277,536
51	129,70	92,743	291,958
52	136,23	98,149	307,175
53	143,03	103,87	323,221
54	150,12	109,92	340,176
55	157,52	116,36	358,126
56	165,22	123,17	377,094
57	173,24	130,40	397,178
58	181,59	138,08	418,457
59	190,28	146,24	441,020
60	199,32	154,92	464,964
61	208,73	164,16	490,418
62	218,51	174,00	517,474
63	228,68	184,50	546,288
64	239,25	195,71	577,001
65	250,22	207,68	609,745
66	261,63	220,51	644,782
67	273,47	234,24	682,254
68	285,76	248,98	722,413
69	298,52	264,83	765,546
70	311,76	281,90	811,941
71	325,49	300,30	861,924
72	339,72	320,19	915,870
73	358,00	347,02	988,219
74	369,78	365,14	1037,670
75	385,63	390,62	1106,609
76	402,05	418,43	1181,826
77	419,05	448,89	1264,123
78	436,65	482,36	1354,501
79	454,87	519,28	1454,151
80	473,73	560,19	1564,509
81	493,24	605,71	1687,252
82	513,42	656,65	1824,503
83	534,28	713,93	1978,817
84	555,85	778,83	2153,558
85	578,15	852,89	2352,928
86	601,19	938,12	2582,259
87	624,99	1037,15	2848,667
88	649,58	1153,60	3161,844
89	674,96	1292,27	3534,691
90	701,17	1460,20	3986,110
91	728,23	1667,55	4543,419
92	756,14	1929,63	5247,698
93	784,95	2271,51	6166,305
94	814,65	2735,21	7412,089
95	845,29	3400,16	9198,391
96	876,88	4432,25	11970,735
97	909,45	6250,33	16854,112
98	943,01	10297,46	27724,303
99	977,59	27147,34	72980,326
100	1013,20	–	–

Anh. D 10 Tabelle 1. Wärmeleitfähigkeiten λ in W/Km

Feste Körper bei 20 °C	
Silber	458
Kupfer, rein	393
Kupfer, Handelsware	350…370
Gold, rein	314
Aluminium (99,5%)	221
Magnesium	171
Messing	80…120
Platin, rein	71
Nickel	58,5
Eisen	67
Grauguss	42…63
Stahl 0,2% C	50
Stahl 0,6% C	46
Konstantan, 55% Cu, 45% Ni	40
V2A, 18% Cr, 8% Ni	21
Monelmetall 67% Ni, 28% Cu, 5% Fe + Mn + Si + C	25
Manganin	22,5
Graphit, mit Dichte und Reinheit steigend	12…175
Steinkohle, natürlich	0,25…0,28
Gesteine, verschiedene	1…5
Quarzglas	1,4…1,9
Beton, Stahlbeton	0,3…1,5
Feuerfeste Steine	0,5…1,7
Glas (2500)[a]	0,81
Eis, bei 0 °C	2,2
Erdreich, lehmig feucht	2,33
Erdreich, trocken	0,53
Quarzsand, trocken	0,3
Ziegelmauerwerk, trocken	0,25…0,55
Ziegelmauerwerk, feucht	0,4…1,6

Isolierstoffe bei 20 °C		
Alfol		0,03
Asbest		0,08
Asbestplatten		0,12…0,16
Glaswolle		0,04
Korkplatten (150)[a]		0,05
Kieselgursteine, gebrannt		0,08…0,13
Schlackenwolle, Steinwollmatten (120)[a]		0,035
Schlackenwolle, gestopft (250)[a]		0,045
Kunstharz – Schaumstoffe (15)[a]		0,035
Seide (100)[a]		0,055
Torfplatten, lufttrocken		0,04…0,09
Wolle		0,04
Flüssigkeiten		
Wasser[b] von 1 bar bei	0 °C	0,562
	20 °C	0,5996
	50 °C	0,6405
	80 °C	0,6668
Sättigungszustand:	99,63 °C	0,6773
Kohlendioxid	0 °C	0,109
	20 °C	0,086
Schmieröle		0,12…0,18

Gase bei 1 bar und bei der Temperatur ϑ in °C

Wasserstoff	$\lambda = 0{,}171(1 + 0{,}0034\,\vartheta)$	$-100\ °C \leqq \vartheta \leqq 1000\ °C$
Luft	$\lambda = 0{,}0245(1 + 0{,}00225\,\vartheta)$	$0\ °C \leqq \vartheta \leqq 1000\ °C$
Kohlendioxid	$\lambda = 0{,}01464(1 + 0{,}005\,\vartheta)$	$0\ °C \leqq \vartheta \leqq 1000\ °C$

[a] In Klammern Dichte in kg/m^3

[b] Nach Schmidt, E.: Properties of water and steam in SI-units, 3. Aufl. Grigull, U. (Hrsg.). Berlin: Springer 1982.

Anh. D 10 Tabelle 2. Stoffwerte von Flüssigkeiten, Gasen und Feststoffen

	ϑ °C	ϱ kg/m³	c_p J/kgK	λ W/Km	$a \cdot 10^6$ m²/s	$\eta \cdot 10^6$ Pa·s	Pr
Flüssigkeiten und Gase bei einem Druck von 1 bar							
Quecksilber	20	13600	139	8000	4,2	1550	0,027
Natrium	100	927	1390	8600	67	710	0,0114
Blei	400	10600	147	15100	9,7	2100	0,02
Wasser	0	999,8	4217	0,562	0,133	1791,8	13,44
	5	1000	4202	0,572	0,136	519,6	11,16
	20	998,3	4183	0,5996	0,144	1002,6	6,99
	99,3	958,4	4215	0,6773	0,168	283,3	1,76
Thermalöl S	20	887	1000	0,133	0,0833	426	576
	80	835	2100	0,128	0,073	26,7	43,9
	150	822	2160	0,126	0,071	18,08	31
Luft	−20	1,3765	1006	0,02301	16,6	16,15	0,71
	0	1,2754	1006	0,02454	17,1	19,1	0,7
	20	1,1881	1007	0,02603	21,8	17,98	0,7
	100	0,9329	1012	0,03181	33,7	21,6	0,69
	200	0,7256	1026	0,03891	51,6	25,7	0,68
	300	0,6072	1046	0,04591	72,3	29,2	0,67
	400	0,5170	1069	0,05257	95,1	32,55	0,66
Wasserdampf	100	0,5895	2032	0,02478	20,7	12,28	1,01
	300	0,379	2011	0,04349	57,1	20,29	0,938
	500	0,6846	1158	0,05336	67,29	34,13	0,741
Feststoffe							
Aluminium 99,99%	20	2700	945	238	93,4		
verg. V2A-Stahl	20	8000	477	15	3,93		
Blei	20	11340	131	35,3	23,8		
Chrom	20	6900	457	69,1	21,9		
Gold (rein)	20	19290	128	295	119		
UO_2	600	11000	313	4,18	1,21		
UO_2	1000	10960	326	3,05	0,854		
UO_2	1400	10900	339	2,3	0,622		
Kiesbeton	20	2200	879	1,28	0,662		
Verputz	20	1690	800	0,79	0,58		
Tanne, radial	20	410	2700	0,14	0,13		
Korkplatten	30	190	1880	0,041	0,11		
Glaswolle	0	200	660	0,037	0,28		
Erdreich	20	2040	1840	0,59	0,16		
Quarz	20	2300	780	1,4	0,78		
Marmor	20	2600	810	2,8	1,35		
Schamotte	20	1850	840	0,85	0,52		
Wolle	20	100	1720	0,036	0,21		
Steinkohle	20	1350	1260	0,26	0,16		
Schnee (fest)	0	560	2100	0,46	0,39		
Eis	0	917	2040	2,25	1,2		
Zucker	0	1600	1250	0,58	0,29		
Graphit	20	2250	610	155	1,14		

Anh. D 10 Tabelle 3. Emissionszahl ε bei der Temperatur t

Stoff	Oberfläche	t °C	ε
Dachpappe	–	21	0,91
Eichenholz	gehobelt	21	0,89
Emaillelack	schneeweiß	24	0,91
Glas	glatt	22	0,94
Kalkmörtel	rau, weiß	21…83	0,93
Marmor	hellgrau, poliert	22	0,93
Porzellan	glasiert	22	0,92
Ruß	glatt	–	0,93
Schamottesteine	glasiert	1000	0,75
Spirituslack	schwarz, glänzend	25	0,82
Ziegelsteine	rot, rau	22	0,93…0,95
Wasser	senkrechte Strahlung	–	0,96
Öl	in dicker Schicht	–	0,82
Ölanstrich	–	–	0,78
Aluminium	roh	26	0,071…0,087
Aluminium	poliert	230	0,038
Blei	poliert	130	0,057
Grauguss	abgedreht	22	0,44
Grauguss	flüssig	1330	0,28
Gold	poliert	630	0,035
Kupfer	poliert	23	0,049
Kupfer	gewalzt	–	0,16
Messing	poliert	19	0,05
Messing	poliert	300	0,031
Messing	matt	56…338	0,22
Nickel	poliert	230	0,071
Nickel	poliert	380	0,087
Silber	poliert	230	0,021
Stahl	poliert	–	0,29
Zink	verz. Eisenblech	28	0,23
Zink	poliert	230	0,045
Zinn	blank verzinntes Blech	24	0,057…0,087
Oxidierte Metalle			
Eisen	rot angerostet	20	0,61
Eisen	ganz verrostet	20	0,69
Eisen	glatte oder raue		
Eisen	Gusshaut	23	0,81
Kupfer	schwarz	25	0,78
Kupfer	oxidiert	600	0,56…0,7
Nickel	oxidiert	330	0,40
Nickel	oxidiert	1330	0,74
Stahl	matt ox.	26…356	0,96

12 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu D 1 bis D 10

[1] *Knoblauch, O.; Hencky, K.:* Anleitung zu genauen technischen Temperaturmessungen. 2. Aufl., München und Berlin 1926. Sowie: VDI-Temperaturmessregeln. Temperaturmessungen bei Abnahmeversuchen und in der Betriebsüberwachung DIN 1953. 3. Aufl. Berlin 1953. Im Juli 1964 neu erschienen als VDE/VDI-Richtlinie 3511, Technische Temperaturmessungen. – [2] *Landolt-Börnstein:* Zahlenwerte und Funktionen aus Physik, Chemie, Astronomie, Geophysik und Technik, 6. Aufl. Bd. II. Teil 1. Berlin: Springer 1971, S. 245–297. – [3] *Dymond, J.R.; Smith, E.B.:* The virial coefficients of pure gases and mixtures. Oxford; Clarendon 1980. – [4] *Reid, R.C.; Prausnitz, J.M.; Poling, B.E.:* The properties of gases and liquids. 4th ed. New York: McGraw-Hill 1986. – [5] *Wagner, W.; Kruse, A.:* Properties of water and steam. Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf. Berlin: Springer 1998. – [6] *Baehr, H.D.; Schwier, K.:* Die thermodynamischen Eigenschaften der Luft. Berlin: Springer 1961. – [7] *Span, R.; Wagner, W.:* Equations of state for technical applications. III. Results for polar fluids. Int. J. Thermophysics 24 (2003), 111–162. – [8] *Brandt, F.:* Brennstoffe und Verbrennungsrechnung. 3. Aufl. Essen: Vulkan 1999. – [9] *Baehr, H.D.:* Zur Thermodynamik des Heizens. Brennst. Wärme Kraft 32 (1980) Teil I, S. 9–15, Teil II, S. 47–57. – [10] *Bronstein, I.N.:* Taschenbuch der Mathematik. 5. Aufl. Frankfurt/Main: Deutsch 2000. – [11] *VDI-Wärmeatlas.* 9. Aufl. Berlin: Springer 2002.

zu Anh. D 6 Tabellen 5 und 6

Wagner, W.; Kruse, A.: Properties of water and steam. Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf. Berlin: Springer 1998. – *Wagner, W.; Span, R.; Bonsen, C.:* Wasser & Wasserdampf. Berlin: Springer Electronic Media 2000 (CD-ROM für WIN 98/ME/2000/XP).

E | Werkstofftechnik
Materials technology

C. Berger, Darmstadt; **A. Burr**, Schwäbisch Gmünd; **M. Gugau**, Darmstadt; **K.-H. Habig**, Berlin; **G. Harsch**, Beilstein; **K. H. Kloos**, Darmstadt; **B. Pyttel**, Darmstadt; **H. Speckhardt**, Darmstadt

Allgemeine Literatur

zu E 1 Werkstoff- und Bauteileigenschaften

Allianz-Handbuch der Schadensverhütung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984. – *Askeland, D. R.:* Materialwissenschaften. Heidelberg: Spektrum Akad. Verlag 1996. – *Bargel, H. J.; Schulze, G.:* Werkstoffkunde. Düsseldorf: VDI-Verlag 2000. – *Bergmann, W.:* Werkstofftechnik. München: Hanser 2002. – *Blumenauer, H.; Pusch, G.:* Technische Bruchmechanik. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1993. – *Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile.* VDMA-Verlag. 2001 – *Buxbaum, O.:* Betriebsfestigkeit. Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile. Düsseldorf: Stahleisen 1992. – *Czichos, H.:* Hütte – Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. Kap. D: Werkstoffe. Berlin: Springer 2000. – *Dahl, W. (Hrsg.):* Eigenschaften und Anwendung von Stählen. Aachen: Verlag der Augustinus-Buchhandlung 1993. – Erscheinungsformen von Rissen und Brüchen metallischer Werkstoffe. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1996. – *Gross, D.:* Bruchmechanik. Berlin: Springer 1996. – *Gudehus, H.; Zenner, H.:* Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1999. – *Haibach, E.:* Betriebsfestigkeit. Springer Verlag 2002. – *Hornbogen, E.:* Werkstoffe. Berlin: Springer 2002. – *Ilschner, B.:* Werkstoffwissenschaften und Werkstofftechnik. Berlin: Springer 1994. – *Issler, L.; Ruoß, H.; Häfele, P.:* Festigkeitslehre Grundlagen. Berlin: Springer 1997. – *Neuber, H.:* Kerbspannungslehre. 3. Aufl. Berlin: Springer 2001. – *Radaj, D.:* Ermüdungsfestigkeit. Berlin: Springer 1995. – Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. VDMA-Verlag. 2002. – *Roos, E.; Maile K.:* Werkstoffkunde für Ingenieure. Springer 2002. – Stahlbau Handbuch. Köln: Stahlbau-Verlagsges. 1996. – Werkstoffkunde Stahl. Bd. 1 und 2. Berlin: Berlin: Springer 1984.

zu E2 Werkstoffprüfung

Blumenauer, H.: Werkstoffprüfung. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1993. – *Schwalbe, K. H.:* Bruchmechanik metallischer Werkstoffe. München: Hanser 1980.

zu E3 Eigenschaften und Verwendung der Werkstoffe

Aluminium-Taschenbuch. 16. Aufl., Bd. 1: Grundlagen und Werkstoffe, Düsseldorf: Aluminium-Verlag 2002, ISBN 3-87017-242-8. – Aluminium-Taschenbuch, 15. Aufl., Bd. 2: Umformen, Gießen, Oberflächenbehandlung, Recycling und Ökologie, Düsseldorf: Aluminium-Verlag 1996, ISBN 3-87017-242-8. – Aluminium-Taschenbuch, 16. Aufl., Bd. 3: Weiterverarbeitung und Anwendung, Düsseldorf: Aluminium-Verlag 2003, ISBN 3-87017-275-4. – *Bürgel, R.:* Handbuch der Hochtemperatur-Werkstofftechnik, Vieweg Verlag 1998 – *Dettner, H. W.:* Lexikon für Metalloberflächenveredelung. Saulgau: Leuze 1989. – *Eckstein, H. J.:* Technologie der Wärmebehandlung von Stahl. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1987. – *Graf, O.:* Die Eigenschaften des Beton. 2. Aufl. Berlin: Springer 1960. – *Gräfen, H. (Hrsg.):* Lexikon Werkstofftechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993. – *Guy, A. G.:* Metallkunde für Ingenieure. Frankfurt: Akademische Verlagsges. 1983. – *Kollmann, F.:* Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe. Berlin: Springer 1982. – *Roesch, K.; Zeuner, H.; Zimmermann, K.:* Stahlguss. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1982. – *Scholze, H.:* Keramik. Berlin: Springer 1982. – *Tietz, H. D. (Hrsg.):* Technische Keramik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. – Werkstoffkunde Stahl. Bd. 2: Anwendung. Berlin: Springer 1985.

zu E4 Kunststoffe

Bücher: *Arndt; Müller:* Polymercharakterisierung. München: Hanser 1996. – *Batzer, H.:* Polymere Werkstoffe. Stuttgart: Thieme 1985. – *Becker; Braun (Hrsg.):* Kunststoffhandbuch. 11 Bde. München: Hanser. – *Branderup; Bittner; Michaeli; Menges:* Die Wiederverwertung von Kunststoffen. München: Hanser 1995 – *Brown, R.:* Taschenbuch Kunststoff-Prüftechnik. München: Hanser 1984. – *Charrier, J.-M.:* Polymeric Materials and Processing. München: Hanser 1991. – *Dolezel, B.:* Die Beständigkeit von Kunststoffen und Gummi. München: Hanser 1978. – *Domininghaus, H.:* Die Kunststoffe und ihre Eigenschaften. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992. – *Ehrenstein:* Kunststoff-Schadenanalyse. München: Hanser 1992. – *Ehrenstein; Riedel; Trawiel:* Praxis der thermischen Analyse. München: Hanser 2003. – *Erhard, G.:* Konstruieren mit Kunststoffen. München: Hanser 1999. – *Ehrig:* Plastics Recycling. München: Hanser 1992. – *Frank, A.:* Kunststoff-Kompendium. Würzburg: Vogel 1996. – *Gächter, R.; Müller, H. (Hrsg.):* Taschenbuch der Kunststoff-Additive. München: Hanser 1989. – *Gastrow:* Spritzgießwerkzeugbau in 130 Beispielen. München: Hanser 1998. – *Gebhardt, A.:* Rapid Prototyping. München: Hanser 2000. – *Gnauck/Fründt:* Einstieg in die Kunststoffchemie. München: Hanser 1991. – *Gohl, W.:* Elastomere, Dicht- und Konstruktionswerkstoffe. Grafenau: Lexika 1991. – *Habenicht, G.:* Kleben. Berlin: Springer 1986. – *Hellerich; Harsch; Haenle:* Werkstoff-Führer Kunststoffe. München: Hanser 2004. – *Hensen; Knappe; Potente:* Handbuch der Kunststoff-Extrusionstechnik. München: Hanser 1989. – *Illig, A.:* Thermoformen in der Praxis. München: Hanser 1997. – *Johannaber; Michaeli:* Handbuch Spritzgießen. München: Hanser 2002. – *Johannaber, F.:* Kunststoff-Maschinenführer. München: Hanser 2003. – *Knappe; Lampl; Heuel:* Kunststoff-Verarbeitung und Werkzeugbau. München: 1992. – *Krebs; Avondet; Leu:* Langzeitverhalten von Thermoplasten – Alterungsverhalten und Chemikalienbeständigkeit. München: Hanser 1998. – *Menges, G. u. a.:* Werkstoffkunde der Kunststoffe. München: Hanser 2002. – *Menges; Michaeli; Mohren:* Anleitung zum Bau von Spritzgießwerkzeugen. München: Hanser 2002. – *Menges; Michaeli; Bittner:* Recycling von Kunststoffen. München: Hanser 1992. – *Michaeli, W.:* Einführung in die Kunststoffverarbeitung. München: Hanser 1998. – *Michaeli; Brinkmann; Lessenich-Henkys:* Kunststoff-Bauteile werkstoffgerecht konstruieren. München: 1995. – *Nagdi, K.:* Rubber as an Engineering Material. München: Hanser 1993. – *Oberbach, K.:* Kunststoffkennwerte für Konstrukteure. München: 1985. – *Röthemeyer; Sommer:* Kautschuk-Technologie. München: Hanser 2001. – *Saechtling, H.J.:* Kunststoff-Taschenbuch. München: Hanser 2004. – *Schmiedel:* Handbuch der Kunststoffprüfung. München: Hanser 1992. – *Schwarz, O.:* Kunststoffkunde. Würzburg: Vogel 2002. – *Schwarz, O.; Ebeling, F.:* Kunststoff-Verarbeitung. Würzburg: Vogel 1997. – *Stoeckhert:* Kunststoff-Lexikon. München: Hanser 1998. – *Starke, L.:* Toleranzen, Passungen und Oberflächengüte in der Kunststofftechnik. München: Hanser 1996 – *Stoeckhert:* Werkzeugbau für die Kunststoffverarbeitung. München: Hanser 1979. – *Throne; Beine:* Thermoformen. München: Hanser 1999. – *Tomanek, A.:* Silicone und Technik. München: Hanser 1990. –

Troitsch, J.: Brandverhalten von Kunststoffen. München: Hanser 1982. – *Uhlig, K.:* Polyurethan-Taschenbuch. München: Hanser 2001. – *VDI-Bericht* 906: Recycling, eine Herausforderung für den Konstrukteur. Düsseldorf: VDI 1991.

CAMPUS ist Kunststoffdatenbank der Rohstoffhersteller. – *POLYMAT:* Kunststoffdatenbank des DKI Darmstadt.

Die Eigenschaften von Bauteilen werden entscheidend durch Werkstoffauswahl, Art der Fertigung, konstruktive Gestaltung und Betriebsbeanspruchung beeinflusst. Optimale Bauteil-Endeigenschaften können daher nur erzielt werden, wenn bei der Bauteilherstellung die genannten Faktoren ganzheitlich und in ihren Wechselwirkungen untereinander berücksichtigt werden. Neben den erzeugungsbedingten Werkstoffeigenschaften und ihrer beabsichtigten oder unbeabsichtigten Veränderung durch die Fertigungsverfahren auf der Halbzeug- und Fertigteilstufe (Urformen, Umformen, Trennen, Fügen, Beschichten, Stoffeigenschaftändern) wirken sich die konstruktive Gestaltung sowie die fertigungs- und/oder belastungsinduzierten Eigenspannungen auf die Beanspruchung und Beanspruchbarkeit der Bauteile aus.

Außer diesen funktionellen Gesichtspunkten stehen bei der Werkstoffauswahl Energie- und Rohstoffeinsparung im Vordergrund. Diese Tendenzen spiegeln sich u. a. wider in der Steigerung der Langlebigkeit der Produkte durch verbesserten Korrosions- und Verschleißschutz, der Wiederverwertbarkeit von Komponenten bzw. Wiederaufbereitungsmöglichkeit der für Massenprodukte verwendeten Werkstoffe (Stoffkreisläufe) sowie in dem Einsatz energiesparender Werkstofferzeugungs- und Fertigungsverfahren unter Berücksichtigung von Umwelt- und Arbeitsschutz.

1 Werkstoff- und Bauteileigenschaften
Properties of materials and structures

C. Berger, **K. H. Kloos** und **B. Pyttel**, Darmstadt

Eine funktionsgerechte Werkstoffauswahl basiert auf einer umfassenden rechnerischen und experimentellen Belastungs- und Beanspruchungsanalyse des Bauteils (s. **C 2** bis **9**) und einem Vergleich der Beanspruchung mit geeigneten Werkstoffkennwerten.

1.1 Beanspruchungs- und Versagensarten
Loading and failure types

In der Praxis treten mechanische, thermische, chemische und tribologische Betriebsbelastungen auf. Diese können entweder einzeln oder kombiniert auf das Bauteil einwirken. Im Folgenden werden zunächst nur mechanische und mechanisch-thermische Betriebsbelastungen berücksichtigt. Die dabei im Werkstoff hervorgerufenen Reaktionen werden als Beanspruchungen bezeichnet.

Es lassen sich verschiedene charakteristische Belastungsfälle, d. h. zeitliche Verläufe von Belastungen, unterscheiden. Die daraus resultierenden Beanspruchungsverläufe sind vom Werkstoff und der Temperatur abhängig.

Im Versagensfall beeinflussen Werkstoff- und Beanspruchungszustand die Versagensart des Bauteiles. Die Vielzahl der in der Praxis möglichen Versagensarten kann sowohl auf mechanische als auch auf komplexe Ursachen zurückgeführt werden.

1.1.1 Belastungs- und Beanspruchungsfälle
Loading and stress conditions

Grundlastfälle

Als Grundlastfall wird der zeitliche Verlauf der äußeren Normalkräfte, Querkräfte und Momente bezeichnet, die in den jeweils betrachteten Querschnittsflächen innere Beanspruchungen wie Zug-, Druck-, Biege- und Torsionsspannungen hervorrufen, **Bild 1**.

Solange linear-elastisches Spannungs-Dehnungsverhalten vorausgesetzt werden kann, entsprechen die in **Bild 1** dargestellten Belastungs-Zeit-Verläufe auch den Spannungs- sowie Dehnungs-Zeit-Verläufen (s. **C 1**).

Sowohl bei Raumtemperatur als auch insbesondere bei höheren Temperaturen können jedoch Beanspruchungszustände auftreten, bei denen der linear-elastische Zusammenhang zwischen Spannungen und Dehnungen nicht mehr vorliegt und

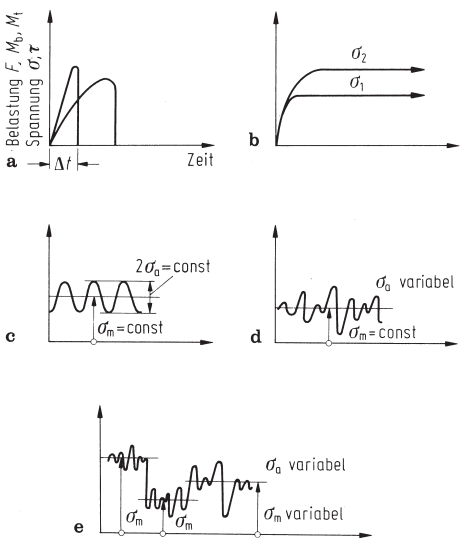


Bild 1 a–e. Grundlastfälle und daraus resultierende Beanspruchungs-Zeit-Funktionen. **a** zügige Kurzzeit- oder Stoßbelastung; **b** ruhende Langzeitbelastung; **c** zyklische Belastung mit konstanter Mittellast und Amplitude; **d** zyklische Belastung mit konstanter Mittellast und variabler Amplitude; e zyklische Belastung mit variabler Mittellast und Amplitude

das Materialverhalten zeitabhängig ist (Zeitstandbelastung). Unter statischer oder zyklischer Belastung ergeben sich Spannungs- bzw. Dehnungs-Zeit-Funktionen gemäß **Bild 2**. Diese gelten jeweils für konstante Temperaturen.

Belastung an kraftgebundenen Oberflächen

Die Grundlastfälle, **Bilder 1** und **2**, beziehen sich auf Belastungsarten, bei denen sich über die Oberfläche der betrachteten Querschnitte keine unmittelbare Krafteinleitung vollzieht. In zahlreichen Anwendungsfällen unterliegen gepaarte Oberflächen jedoch einer kombinierten Druck-Schub-Belastung, je nachdem ob die kraftgebundenen Oberflächen ruhend oder gleitend belastet werden [1] (Hertzsche Pressung s. **C 4**, Coulombsche Reibung s. **B 1.11**, Pressverbände s. **G 1.4.2**).

Belastungszustände mit Eigenspannung

In zahlreichen Bauteilen treten Eigenspannungen auf, d. h. Spannungen, die bereits ohne das Wirken äußerer Belastun-

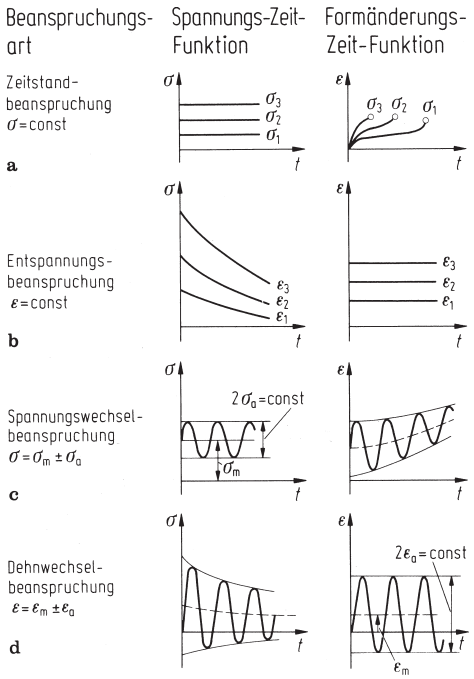


Bild 2a–d. Grundlastfälle bei zeitabhängigem Materialverhalten. **a** Kraftgesteuerte, statische Belastung; **b** weggesteuerte, statische Belastung; **c** kraftgesteuerte, zyklische Belastung; **d** weggesteuerte, zyklische Belastung

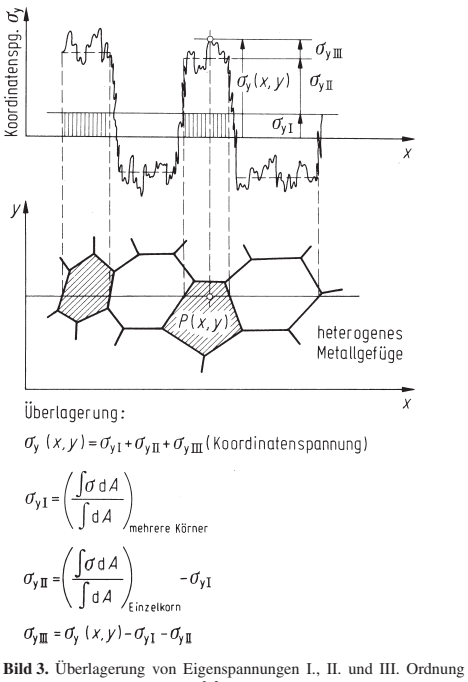


Bild 3. Überlagerung von Eigenspannungen I., II. und III. Ordnung im heterogenen Metallgefüge [3]

gen vorhanden sind. Sie überlagern sich mit den durch äußere Belastungen hervorgerufenen Spannungen. Eigenspannungen können Eigenschaftsänderungen insbesondere im oberflächennahen Bereich bewirken. Sie sind grundsätzlich statisch wirkende mehrachsige Spannungen, die häufig den gleichen Richtungscharakter wie die Haupt(last)spannungen haben.

Die Entstehung von Eigenspannungen erfolgt werkstoff-, fertigungs- oder beanspruchungsbedingt [2]. Bei der Eindiffusion von Metallatomen in das Grundgitter sowie bei Umwandlungsvorgängen mit einem veränderten spezifischen Volumen innerhalb der Diffusionstiefe oder Tiefenwirkung der Umwandlung können z. B. Eigenspannungen mit einer bestimmten Quellenfunktion ausgebildet werden (z. B. Nitrieren, Einsatzhärten, Randschichthärten).

Bild 3 zeigt die schematische Darstellung einer in [3] vorgenommenen Eigenspannungsdefinition und die Aufteilung in Eigenspannungen I., II. und III. Ordnung. Je nach der Größe der betroffenen Werkstoffbereiche können die resultierenden Eigenspannungshöchstwerte als eine Überlagerung von Eigenspannungen erster und höherer Ordnung aufgefasst werden. Aus dieser Darstellung wird deutlich, dass in einem heterogenen Metallgefüge die Maximalwerte ein Mehrfaches der Eigenspannungen I. Ordnung erreichen können. Da Lastspannungen in sämtlichen Grundlastfällen nur auf makroskopische Bereiche bezogen werden, können in der Berechnung auch nur Eigenspannungen I. Ordnung mit Lastspannungen überlagert werden.

1.1.2 Versagen durch mechanische Beanspruchung

Failure under mechanical stress conditions

Durch mechanische Beanspruchungen verursachtes Bauteilversagen liegt vor bei Erreichen der Traglast (plastischer Kollaps), bei Bruchvorgängen sowie bei Instabilität, wie z. B. Knicken und Beulen. Bei auftretenden Brüchen wird je nach Werkstoffzustand und Beanspruchungsart zwischen verformungsreichem *Zähbruch* und verformungsarmem *Sprödbruch* bei statischer Beanspruchung sowie *Ermüdungsbruch* bei zyklischer Beanspruchung (Schwingbeanspruchung) unterschieden. Dem Zäh- oder Verformungsbruch geht ein plastisches Fließen voraus, so dass der den Bruch auslösende Spannungszustand mit dem Spannungszustand des Fließbeginns nicht mehr übereinstimmt.

Versagen durch statische Beanspruchung

Aufgrund ihres kristallinen Aufbaus besitzen die technisch bedeutenden Metalle und Metalllegierungen eine ausgeprägte Elastizität mit überwiegend linearelastischem Spannungs-Dehnungsverhalten bis zur Fließgrenze. Während die elastische Verformung auf reversiblen Gitterdehnungen, -stauchungen und -verzerrungen beruht, vollzieht sich beim Fließbeginn ein irreversibles Abgleiten ganzer Gitterbereiche in bevorzugten Gleitebenen, die bei homogenen, isotropen Werkstoffen mit der Richtung maximaler Schubspannungen übereinstimmen. Durch die Existenz eindimensionaler Gitterdefekte (Versetzungen) setzt der Beginn des Abgleitens bei wesentlich niedrigeren Schubspannungen ein, als aus der rechnerischen Abschätzung bei idealem Gitteraufbau erwartet wird. Bei entsprechender Vervielfachung der atomaren Abgleitvorgänge setzt eine makroskopische Fließfigurenbildung in Richtung der größten Schubspannung ein (s. **C 1**). Für einen dreiachsigen Spannungszustand gilt somit ohne Berücksichtigung der mittleren Hauptnormalspannung die Fließbedingung $\sigma_1 - \sigma_3 = 2\tau_{max} = R_{eH}$ bzw. $R_{p0,2}$.

Nach Überschreiten der Fließgrenze zeigen verformungsfähige Werkstoffe ein vom jeweiligen Spannungszustand abhän-

giges Formänderungsvermögen bis zum Bruch, wobei unter mehrachsigen Druckspannungszuständen ein größeres Formänderungsvermögen erreicht wird als unter Zugspannungszuständen. Mehrachsige Zugspannungszustände können verformungslose Sprödbrüche auslösen.

Bild 4 zeigt den Einfluss ein- und mehrachsiger Zug- und Druckspannungszustände auf den Verlauf der Schubfließgrenze τ_F und Schubfestigkeit τ_B sowie entsprechende Mohrsche Spannungskreise für den Fließbeginn. Der jeweilige Abstand zwischen τ_F und τ_B stellt ein unmittelbares Vergleichsmaß für das plastische Formänderungsvermögen dar. Rechts des Schnittpunktes beider Kenngrößen ist im Bereich mehrachsiger Zugspannungen mit Sprödbruchgefahr zu rechnen. Bei spröden Werkstoffzuständen, z. B. infolge tiefer Temperaturen, kann der Schnittpunkt zwischen τ_F und τ_B im Druckgebiet liegen.

Versagen durch Schwingbeanspruchung

Werkstoffermüdung infolge Schwingbeanspruchung gehört nach wie vor zu den häufigsten Schadensursachen. Einerseits sind oft die tatsächlichen Beanspruchungskollektive nicht bekannt, andererseits kann in vielen Fällen infolge der Vielzahl der werkstofftechnischen Einflussfaktoren keine geschlossene Theorie aufgestellt werden. Den Schädigungsablauf einstufig schwingbeanspruchter Proben bis zum auch als Ermüdungsbruch bezeichneten Schwingbruch zeigt **Bild 5**. Werkstoffermüdung ist dabei vor allem durch das Auftreten zyklischer plastischer Verformungen gekennzeichnet. Bei zyklischen Beanspruchungen unterhalb der Streckgrenze entstehen im Zeitfestigkeitsbereich glatter und gekerbter Proben Mikrogleitungen, die vorzugsweise im oberflächennahen Bereich zu Anrissen submikroskopischer Größe führen. Nach der Schädigungsphase der Rissvereinigung wird schließlich ein technischer Anriss gebildet, der oft senkrecht zur größten Hauptnormalspannung verläuft. Die Bruchschwingspielzahl N_B kann in eine Anrissschwingspielzahl N_A (definierte technische Anrisslänge: 0,1 bis 1 mm) und eine Schwingspielzahl der Rissausbreitung N_R aufgeteilt werden: $N_B = N_A + N_R$. Der Quotient aus Anriss- und Bruchschwingspielzahl N_A/N_B ergibt den Anteil der Anissphase, aus dem der Anteil der Rissausbreitungsphase abgeleitet werden kann. Bei ungekerbten Bauteilen und geringen Beanspruchungsamplituden dominiert die Phase der Rissbildung. Bei hohen Beanspruchungsamplituden entfallen wesentliche Lebensdaueranteile auf die Rissausbreitungsphase. Bei gekerbten Bauteilen kommt der Rissausbreitungsphase ebenfalls eine große Bedeutung zu.

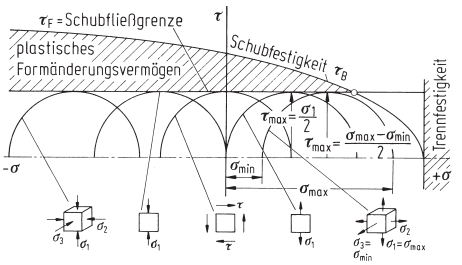


Bild 4. Einfluss des Spannungszustands auf die Schubfließgrenze τ_F und den Verlauf der Schubfestigkeit τ_B

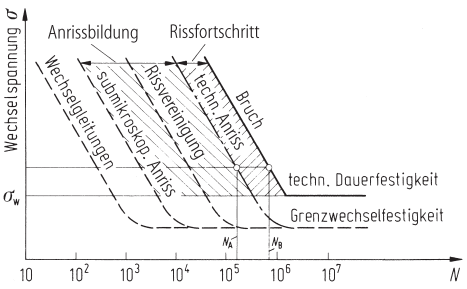


Bild 5. Schematische Darstellung des Schädigungsablaufes bei Schwingbeanspruchung

1.1.3 Versagen durch komplexe Beanspruchungen

Modes of failure under complex conditions

Ein derartiges Versagen ist dadurch gekennzeichnet, dass durch Umgebungseinflüsse, wie z. B. höhere Temperaturen [8], feste, flüssige oder gasförmige Korrosionsmedien oder durch Verschleißvorgänge entweder die Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften des Grundwerkstoffs zeitabhängig verändert werden, eine Zerstörung des Werkstoffgefüges an der Oberfläche durch chemische und/oder elektrochemische Korrosionsvorgänge erfolgt, oder durch adhäsiv-abrasive Verschleißvorgänge die Bauteil-Paarungseigenschaften verändert werden. Einer quantitativen Beanspruchungsanalyse sind bisher allein mechanisch-thermische Beanspruchungen zugänglich, wenn hierbei die zeit- und temperaturabhängigen Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften berücksichtigt werden.

Bei mechanisch-thermischer Beanspruchung sind Werkstoffkennwerte bis zu einer werkstoffspezifischen Übergangstemperatur $T_ü$, **Bild 6**, zeitunabhängig, darüber zeitabhängig. Die Übergangstemperatur trennt dabei zwischen einem Kurzzeitkennwert, bevorzugt der Warmstreckgrenze bei „erhöhter" Temperatur ($T < T_ü$) und einem Langzeitkennwert, beispielsweise der Zeitstandfestigkeit für die interessierende Beanspruchungsdauer bei „hoher" Temperatur ($T > T_ü$). Eine Bemessung von Bauteilen erfolgt im Bereich erhöhter Temperatur mit der temperaturabhängigen Warmstreckgrenze $R_{p0,2/T}$, die im kurzzeitigen Warmzugversuch bestimmt wird, **Bilder 6** und **7**. In dem sich oberhalb der Übergangstemperatur anschließenden Bereich hoher Temperaturen wird Kriechen als zeitabhängige Verformung maßgeblich. Hier wird mit zeitabhängigen Festigkeitskennwerten, **Bild 8**, z. B. einer Zeitstandfestigkeit $R_{u/t/T}$ oder einer Zeitdehngrenze $R_{pε/t/T}$ für eine vorgegebene Beanspruchungsdauer t, Temperatur T und zu erreichende plastische Dehnung ε_p ausgelegt [4].

Kriechen führt bei hohen Temperaturen und unter konstanter Zugspannung zu einer von der Zeit t abhängigen plastischen Dehnung ε_p, **Bild 9**. Beim Durchlaufen von drei typischen

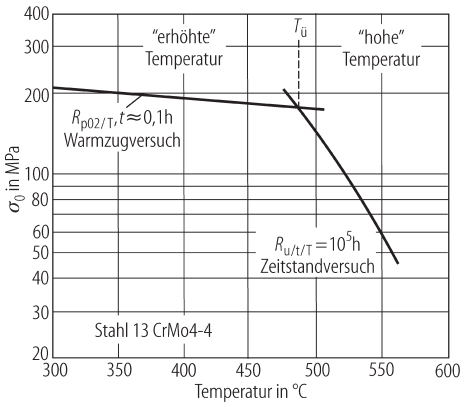


Bild 6. Beispiel zeitunabhängiger und zeitabhängiger Bemessungskennwerte im Bereich erhöhter und hoher Temperaturen [4]

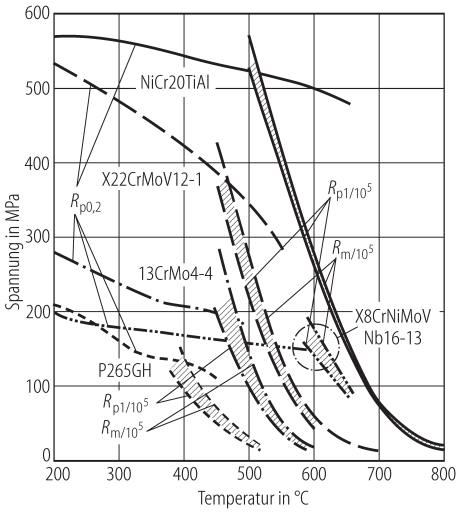


Bild 7. Bemessungskennwerte warmfester Stähle und einer Nickelbasislegierung bei erhöhten und hohen Temperaturen

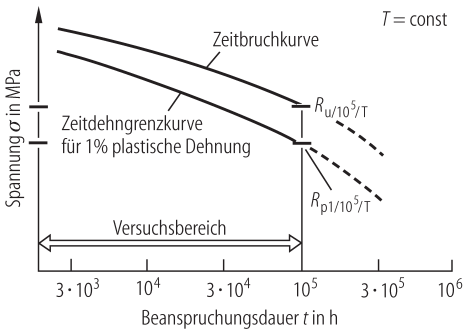


Bild 8. Zur Definition der 100 000 h-Zeitstandfestigkeit und der 100 000 h-Zeitdehngrenze für 1% plastische Dehnung [4]

Kriechbereichen kommt es zu zeit- und temperaturabhängigen Änderungen der Mikrostruktur (Versetzungsbewegungen und Ausscheidungen), ausgehend von Porenbildung zum Wachstum von Mikrorissen und schließlich zum Versagen durch Rissbildung oder Bruch. Zur Abschätzung der Kriechverformung an kritischen Stellen von Bauteilen kann von der minimalen Kriechgeschwindigkeit ausgegangen werden, die für die vorliegende Temperatur und Spannung von der Festigkeit und Mikrostruktur abhängt.

Als Näherungsregel im Bereich praxisnaher niederer Spannungen kann dabei ein einfaches Potenzgesetz nach Norton $\dot{\varepsilon} = A \cdot \sigma^n$ (Norton-Exponent n und Werkstoffkonstante A) zur Anwendung kommen [4]. Zunehmende plastische Dehnungen führen zu Volumenänderungen und können die Bauteillebensdauer begrenzen, wenn eine kritische Grenze, z. B. 1% plastische Dehnung, überschritten wird. Sie können aber auch örtlich zur Anrissbildung, zu zeitabhängigem Rissfortschritt und schließlich zum Bruch führen.

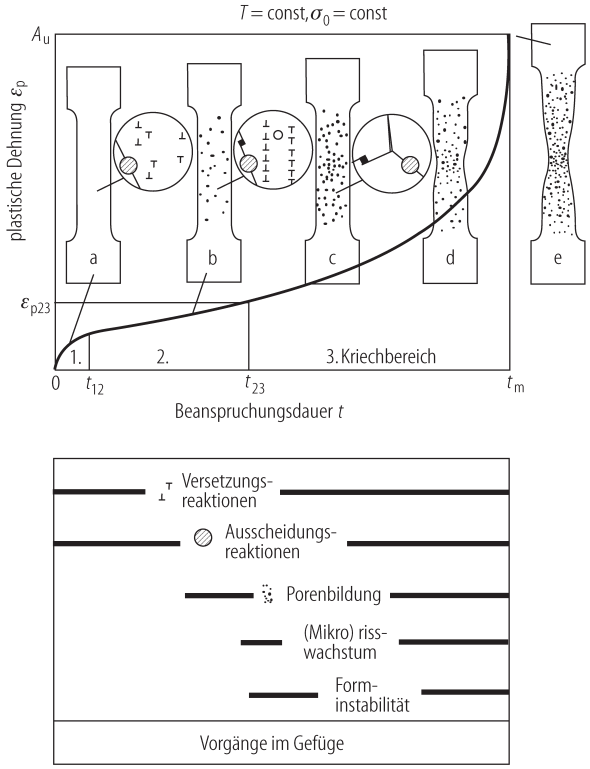


Bild 9. Schema einer linearen Zeitdehnkurve mit Hinweisen auf kennzeichnende Vorgänge im Werkstoff [4]

Bei hochausgenutzten Werkstoffen können auch schon im Bereich erhöhter Temperatur ($T < T_{ü}$) Kriecheffekte auftreten, z. B. bei der Relaxation hochfester Schraubenverbindungen [5]. Anrissbildung und Rissfortschritt können von Spannungskonzentrationsstellen ausgehen und die Lebensdauer von Bauteilen vermindern. Wesentliche Beispiele für Spannungskonzentrationsstellen sind konstruktiv bedingte Kerben, nicht vermeidbare herstellungsbedingte Werkstoffinhomogenitäten (z. B. Einschlüsse, Lunker) und beanspruchungsbedingte Poren- und Rissbildung.

Kriechen, Kriechrisseinleitung und Kriechrisswachstumsverhalten sind zeit- und beanspruchungsabhängig und hängen von der Festigkeit und Mikrostruktur ab. Zur Beschreibung des Kriechrissverhaltens werden hauptsächlich die Bruchmechanikparameter K_I und C^* [4, 6, 7] herangezogen. Der Spannungsintensitätsfaktor K_I wird bevorzugt, wenn sich ein angerissenes Bauteil überwiegend elastisch verhält und nur vor der Rissspitze eine relativ kleine Kriechzone bildet. Der in Analogie zum J-Integral entwickelte Parameter C^* wird bevorzugt, wenn ein Bauteil quasi-stationär kriecht. Für den jeweiligen Fall lässt sich die Rissgeschwindigkeit *da/dt* mit Potenzansätzen beschreiben:

$$\frac{da}{dt} = \alpha_1 \cdot K_I^{\beta_1} \text{ bzw. } \frac{da}{dt} = \alpha_2 \cdot C^{*\beta_2}$$

mit den experimentell ermittelten Werkstoffkonstanten α_1, α_2, β_1 und β_2 [7].

Beim An- oder Abfahren bzw. Änderung der Leistung von Maschinen oder Bauteilen kommt es zu einer niederfrequenten Wechselbeanspruchung als Überlagerung von Kriechen und Ermüden. Diese als *LCF* (*L*ow *C*ycle *F*atigue) bezeichnete Beanspruchungsart reduziert durch die Bildung von Rissen die Lebensdauer von Bauteilen. Hierbei handelt es sich meist um eine formschlüssige Beanspruchung infolge von Belastungs- und/oder Temperaturänderungen. Die Bauteilbemessung erfolgt hauptsächlich über die Anrisswechselzahl N_A.

Die *thermische Ermüdung* [8] befasst sich mit der betriebsnahen Simulation der Beanspruchung kritischer Bauteilstellen, die entweder einer Verformungsbehinderung (*thermomechanische Ermüdung, TMF* – thermo mechanical fatigue) unterliegen oder bei der sich thermisch bedingte Eigenspannungen ohne zusätzlich wirkende äußere Kräfte ausbilden (*Wärmespannungsermüdung, TSF* – thermal stress fatigue). Die bei hohen Temperaturen wirkende chemische Korrosion vermindert mit zunehmenden Dauern konstanter Beanspruchung (= Haltezeiten) die ertragbare Anrisswechselzahl. Hieraus erwachsen hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Modellierung des Verformungs- und Anrissverhaltens insbesondere bei Bauteilen mit Schutzschichten z. B. gegen Heißgaskorrosion.

Korrosionsvorgänge. An dieser Stelle soll nur kurz auf dieses Problem eingegangen werden: eine ausführliche Darstellung findet sich in **E 6** „Korrosion und Korrosionsschutz von Metallen".

Die Eigenschaften von Bauteilen aus Metallen können durch Reaktionen der Materialien mit umgebenden Medien sehr stark verändert werden. Dies kann zu erheblicher Beeinträchtigung der Funktionalität, der Betriebssicherheit und der Lebensdauer von Geräten, Maschinen und Anlagen führen. Zudem ergibt sich – z. B. bei ungeeigneter Werkstoffauswahl – das Problem hoher Instandhaltungskosten. Einen generellen Überblick über die Beeinflussung des Werkstoffverhaltens durch Korrosion sowie über spezifische Erscheinungsformen der elektrochemischen Korrosion geben [8, 9].

Verschleißvorgänge. Abweichend von den bisher erläuterten Versagensarten unterscheiden sich tribologische Beanspruchungen dadurch, dass nicht der einzelne Reibpartner, sondern die Reibpaarung unter Berücksichtigung der jeweiligen Zwischenmedien betrachtet werden muss. Im Unterschied zu Werkstoff- oder Bauteileigenschaften können die verschiedenen Verschleißmechanismen gleitreibungsbeanspruchter Oberflächen als Systemeigenschaft bezeichnet werden [10] (s. **E 5.4** u. **G 5.1.2**).

1.2 Grundlegende Konzepte für den Festigkeitsnachweis

Fundamental concepts for structural integrity assessment

Der Festigkeitsnachweis eines Maschinenbauteils beinhaltet den Vergleich einer aus den Belastungen berechneten Beanspruchungsgröße mit einer die Beanspruchbarkeit des Bauteils charakterisierenden Größe bzw. den Nachweis der Lebensdauer. In Abhängigkeit vom jeweils vorliegenden Beanspruchungszustand (statisch/zyklische Beanspruchung), des Fehlerzustandes (rissfrei/rissbehaftet) sowie des Werkstoffzustandes werden unterschiedliche Berechnungskonzepte angewendet.

1.2.1 Festigkeitshypothesen. Strength theories

Durch Festigkeitshypothesen soll eine Vergleichbarkeit zwischen einer mehrachsigen Bauteilbeanspruchung und den unter einachsigen Beanspruchungsbedingungen ermittelten Festigkeitskennwerten eines Werkstoffs ermöglicht werden (s. **C 1.3**).

In Abhängigkeit vom verwendeten Beanspruchungsparameter werden Spannungs-, Dehnungs- und Energiehypothesen unterschieden. Die wichtigsten Hypothesen sind im Folgenden genannt:

- Hauptnormalspannungshypothese
- Schubspannungshypothese
- erweiterte Schubspannungshypothese
- Hauptdehnungshypothese
- Schubverzerrungshypothese
- Formänderungsenergiehypothese
- Gestaltänderungsenergiehypothese.

In zahlreichen Versuchen wurde nachgewiesen, dass je nach Werkstoffzustand auch bei Schwingbeanspruchungen die Berechnung der Vergleichsspannungen nach den für statische Beanspruchung aufgestellten Hypothesen erfolgen kann, wobei die Hauptnormalspannungshypothese für spröde Werkstoffe bzw. -zustände und die Schubspannungs- und Gestaltänderungsenergiehypothese für duktile Werkstoffe bzw. -zustände angewandt werden.

Für nichtproportionale mehrachsige Schwingbeanspruchungen – das sind Beanspruchungen, bei denen das Verhältnis der Zeitfunktionen der einzelnen Spannungskomponenten und damit auch die Hauptspannungsrichtungen veränderlich sind – versagen die konventionellen Festigkeitshypothesen. Für solche Beanspruchungsfälle wurden Hypothesen der kritischen Schnittebene (Critical Plane Approach) und Hypothesen der integralen Anstrengung (Integral Approach) formuliert.

Zur Berechnung der Dauerfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung stehen Hypothesen zur Verfügung, für die eine gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Rechnung nachgewiesen ist:

- die Schubspannungsintensitätshypothese SIH für nicht rissbehaftete duktile Werkstoffe und die Normalspannungshypothese für rissbehaftete duktile und für spröde Werkstoffe [11],
- die Quadratische Versagenshypothese QVH [12] und
- die Drei-Invarianten-Hypothese DIH [13].

Für die Berechnung der Betriebsfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung steht heute noch kein allgemeingültiges Berechnungsverfahren zur Verfügung. Die wenigen bisher systematisch durchgeführten experimentellen Untersuchungen lassen jedoch eine qualitative Abschätzung des Einflusses der Phasenverschiebung, von nichtkorrelierten Abläufen und von Mittelspannungen zu [14].

1.2.2 Nennspannungskonzept. Nominal stress approach

Mit Nennspannungskonzept wird der klassische Festigkeitsnachweis bezeichnet, bei dem der inhomogene Spannungszustand des Bauteils durch eine Nennspannung charakterisiert wird. Da bei komplexen Bauteilen vielfach keine Nennspannungen definiert werden können, werden hier ersatzweise Maximalspannungen (Maximalspannungskonzept) oder die Beanspruchung an der versagenskritischen Stelle integral beschreibende Ersatzspannungen (z. B. Strukturspannungskonzept bei Schweißkonstruktionen) verwendet. Gemeinsam ist den verschiedenen Konzepten, dass die Spannungen in elastischen Beanspruchungsanalysen berechnet und lokale Plastifizierungen gegebenenfalls durch Stützfaktoren berücksichtigt werden. Nennspannungen oder auch -dehnungen können ohne Beachtung der Defektgröße auch zur Bewertung und Beschreibung der Bruchgefahr durch Fehlstellen benutzt werden, wenn deren Größe und Verteilung mit denen in Werkstoffproben übereinstimmen oder wenn es sich um Bauteile mit Mikrodefekten handelt. Beim Vorhandensein von scharfen Kerben und Rissen oder großen plastischen Verformungen versagt das Nennspannungskonzept jedoch.

Die spannungsbasierten Konzepte des Festigkeitsnachweises erlauben die Bauteildimensionierung gegen Fließen und Bruchversagen bei statischer und schwingender Beanspruchung. Das Nennspannungskonzept im ursprünglichen (engeren) Sinne beinhaltet die Berücksichtigung von Kerbspannungen nach der Normalspannungshypothese, d. h. es werden nur die Spannungen normal zum (erwarteten) Bruchverlauf betrachtet. Bei allgemeinen, mehrachsigen Spannungszuständen und milden Kerben werden u. U. auch Vergleichsspannungen nach anderen Festigkeitshypothesen gebildet. **Bild 10** zeigt das Grundschema einer Festigkeitsberechnung.

Sobald die Vergleichsspannung die jeweilige Festigkeitsgrenze des Werkstoffs erreicht, ist mit einem Versagen des Bauteils zu rechnen. Im Unterschied zur Versagensbedingung $\sigma_v =$ Werkstoffkennwert K wird in der Festigkeitsbedingung $\sigma_v \leq \sigma_{zul} = K/S$ durch Angabe eines Sicherheitsbeiwerts $S > 1$ sichergestellt, dass die zulässige Beanspruchung einen jeweils zu definierenden Abstand von der Versagens-Grenzbeanspruchung hat.

Bei mehrachsigen *Schwingbeanspruchungen* ist das Versagenskriterium der Ermüdungs- oder Schwingbruch, der im Regelfall von der Oberfläche ausgeht (Schwingbruchversagen nach dem Nennspannungskonzept). Der aus Mittelspannung und Amplitude zusammengesetzte dreiachsige Spannungszustand ergibt sich zu $\sigma_{1,2,3} = \sigma_{m1,2,3} \pm \sigma_{a1,2,3}$. In ähnlicher Weise kann auch die Vergleichsspannung zerlegt werden: $\sigma_v = \sigma_{vm} \pm \sigma_{va}$.

Da Ermüdungsrisse bei weitgehend eigenspannungsfreien Bauteilen immer an der Oberfläche beginnen, können die Festigkeitshypothesen für Schwingbeanspruchungen auf zweiachsige Zugspannungszustände beschränkt werden. Für den Fall $\sigma_{m1,2,3} = 0$ lautet die Festigkeitsbedingung bei Schwingbeanspruchung $\sigma_{va} = K = \sigma_w$ (σ_w Zug-Druck-Wechselfestigkeit).

Für $\sigma_{m1,2,3} \neq 0$ muss berücksichtigt werden, dass die Wechselfestigkeitseigenschaften je nach Mittelspannungsempfindlichkeit von Vorzeichen und Betrag der Mittelspannungen abhängen.

1.2.3 Örtliches Konzept. Local stress or strain approach

Im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen spannungsbasierten Nachweiskonzepten wurden auch zahlreiche Konzepte entwickelt, bei denen die Dehnungen bzw. der lokale Spannungs-Dehnungszustand betrachtet werden. Für den Festigkeits- bzw. Lebensdauernachweis schwingend beanspruchter Bauteile hat sich das örtliche Konzept [15] etabliert, das auch als Kerbgrund- und Kerbdehnungskonzept bezeichnet wird. Bei diesem Nachweiskonzept werden die, z. B. in einer FEM-Analyse, mit elastisch-plastischem Materialgesetz berechneten örtlichen Spannungs- und Dehnungshysteresen an der versagenskritischen Stelle des Bauteils hinsichtlich ihres Schädigungsbeitrages mit den zyklischen Lebensdauerwerten des homogen beanspruchten Werkstoffs bewertet. Da der Schädigungsbeitrag eines Schwingspiels nicht allein durch die plastische Dehnungsamplitude, sondern auch durch die Lage der Hysteresis-Schleife im Spannungsraum (Mittelspannung) bestimmt wird, erfolgt der Festigkeitsnachweis zumeist über einen Schädigungsparameter. Der Festigkeitsnachweis nach dem örtlichen Konzept ist ausführlicher in **E 1.5** dargestellt.

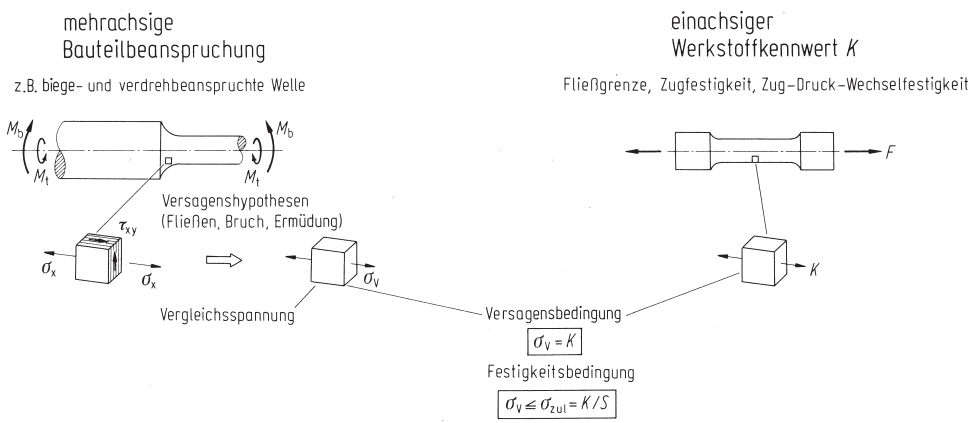


Bild 10. Grundschema einer Festigkeitsberechnung

1.2.4 Plastisches Grenzlastkonzept
Plastic limit load concept

Treten in einem Bauteilquerschnitt größere plastische Verformungen auf, kann Versagen durch plastischen Kollaps und nicht durch ablaufende Bruchvorgänge auftreten. Der höchstbeanspruchte Querschnitt ist vollplastifiziert. Die Tragfähigkeit ist erreicht. Besonders bei Werkstoffzuständen im Bereich der Hochlage der Zähigkeit (**E 1.3.3**) ist mit einem solchen Bauteilverhalten zu rechnen.
Die zur Beschreibung zu verwendende Beanspruchungskenngröße ist die plastische Grenzlast F_e oder die plastische Kollapslast F_L. Die plastische Grenzlast F_e ist dabei die höchste ertragbare Last für ein Bauteil bei Annahme eines ideal-plastischen Werkstoffverhaltens. Die plastische Kollapslast F_L wird mit den gleichen Formeln wie die plastische Grenzlast, jedoch unter Berücksichtigung der Verfestigung durch eine höhere Fließspannung, berechnet. In vielen Fällen wird angenommen

$$F_L = \left(R_{p0,2} + R_m\right)/2R_{p0,2} \cdot F_e .$$

Ausgewählte Lösungen für bestimmte Anwendungsfälle finden sich z. B. in [16–20].
Das plastische Grenzlastkonzept findet vor allem im FAD-Verfahren [17, 18, 20] beim bruchmechanischen Festigkeitsnachweis Anwendung.

Beispiel: Plastische Kollapslast für eine Platte unter Zugbeanspruchung mit innenliegendem Fehler bei Annahme eines ebenen Spannungszustandes:

$$F_L = 2(W-a) \cdot B \cdot \frac{\left(R_{p0,2} + R_m\right)}{2}$$

mit $2W$ Plattenbreite, B Plattendicke, a halbe Fehlertiefe.

1.2.5 Bruchmechanikkonzepte
Fracture mechanics concepts

Die Lebensdauer eines Bauteils setzt sich zusammen aus der Bildung und Ausbreitung von Rissen, **Bild 11**. Diese können sowohl herstellungs als auch betriebsbedingt auftreten. Abhängig vom Herstellungsprozess sind Fehler im Bauteil wie z. B. Lunker, Poren, Einschlüsse, Härterisse, Warmrisse und Schweißrisse vorhanden, die sich während der Betriebsbeanspruchung stabil oder instabil vergrößern können. Im Betrieb entstehende Risse sind abhängig von den Betriebsbedingungen, d. h. den äußeren Belastungen, dem Eigenspannungszustand und den Umgebungsbedingungen. Sie treten als Überlast-, Ermüdungs-, Kriech- und Korrosionsrisse auf.

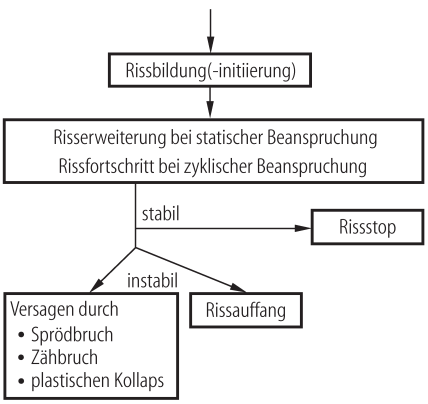


Bild 11. Stadien des Bruchvorganges

Rissbildungs- und -ausbreitungsvorgänge werden vom Werkstoff, dessen Festigkeit und Zähigkeit sowie von den Umgebungsbedingungen wie z. B. Temperatur und korrosive Medien beeinflusst. Von entscheidendem Einfluss ist die Art und Höhe der Beanspruchung, bedingt durch die konstruktive Gestaltung und die Betriebsbelastung.
Nach der Art der Belastung bezüglich der Rissorientierung werden 3 Arten (Modi) der Rissuferverschiebung unterschieden. Der Rissöffnungsmodus I kennzeichnet das Abheben der Rissufer unter Zugbelastung, Mode II das Abgleiten bei ebener Schubbelastung und Mode III das Verschieben der Rissufer quer zur Rissrichtung bei nichtebener Schubbelastung.
Im Unterschied zur makroskopischen Betrachtung homogener einachsiger Spannungszustände wird bei der Bewertung von Rissen mit Hilfe der Bruchmechanik von kritischen Spannungszuständen im Bereich der Rissspitze ausgegangen, die einen ausgeprägten Gradienteneinfluss haben. Prinzipiell lassen sich zwei Konzepte unterscheiden. Dabei werden Beanspruchungskenngrößen zur Bewertung verwendet, die die (Nenn)Beanspruchung und Geometrie eines Bauteiles sowie die Größe und Art des auftretenden Risses enthalten.

Linear elastische Bruchmechanik (LEBM)

Ist die plastische Zone vor der Rissspitze klein gegenüber den Riss- und Bauteilabmessungen, dann wird der Beanspruchungszustand in der plastischen Zone durch das elastische Spannungsfeld außerhalb der plastisch verformten Gebiete bestimmt. Der Bauteilbruch erfolgt spröd, d. h. ohne größere plastische Verformungen.
Der Spannungszustand in der Umgebung der Rissspitze eines Risses der Länge $2a$ in einer unendlich ausgedehnten Scheibe unter Zugbeanspruchung kann bei linear elastischem Materialgesetz näherungsweise wie folgt angegeben werden:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{\sigma_1 \cdot \sqrt{\pi a}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \begin{Bmatrix} \cos\frac{\varphi}{2}\left(1 - \sin\frac{\varphi}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\varphi\right) \\ \cos\frac{\varphi}{2}\left(1 + \sin\frac{\varphi}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\varphi\right) \\ \cos\frac{\varphi}{2}\sin\frac{\varphi}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\varphi \end{Bmatrix}$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zx} = 0.$$

Beim Vorliegen eines ebenen Dehnungszustandes gilt:

$$\sigma_z = \nu\left(\sigma_x + \sigma_y\right).$$

Die Spannung σ_1 ist die durch äußere Belastung hervorgerufene Spannung im ungerissenen Bauteil, r und φ sind die Koordinaten im Polarkoordinatensystem mit Ursprung an der Rissspitze. **Bild 12** zeigt den Verlauf der Spannung σ_y vor der Rissspitze.
Für endliche Bauteilabmessungen ändert sich die prinzipielle Abhängigkeit der Spannungs- und Verformungskomponenten von den Koordinaten r und φ nicht. Der Spannungsintensitäts-

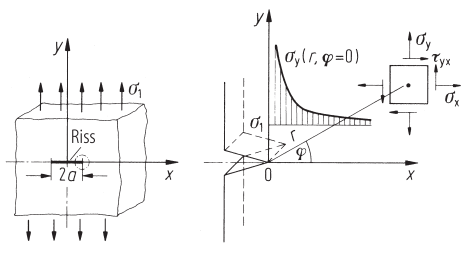


Bild 12. Spannungszustand an der Rissspitze bei einer einachsig belasteten unendlichen Scheibe unter Annahme eines linear elastischen Materialgesetzes.

faktor K (stress intensity factor) wird als Beanspruchungskenngröße eingeführt. Es gilt

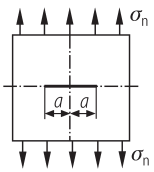
$$\sigma_{ij} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} f_{ij}(\varphi) \text{ mit } K_I = \sigma_1 \cdot \sqrt{\pi a} \cdot Y.$$

In der Geometriefunktion Y finden Rissform und -art sowie die Bauteilgeometrie Berücksichtigung.
Die Größe der plastischen Zone im Ligament lässt sich bei Annahme eines ebenen Spannungszustandes mit

$$r_{pl} = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{K_I}{R_{p0.2}} \right)^2$$

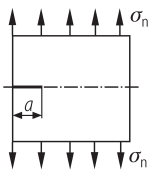
abschätzen. Die meisten Rechenformeln und einfachen Rechenmethoden für die Ermittlung des Spannungsintensitätsfaktors basieren auf Ergebnissen von aufwändigen numerischen Berechnungen (insbesondere Finite-Element-Berechnungen). Diese Ergebnisse wurden normiert, tabelliert oder durch analytische Funktionen approximiert. Einige von ihnen wurden zur Entwicklung von Gewichtsfunktionen verwendet. Ausgewählte Lösungen für Spannungsintensitätsfaktoren für verschiedene Struktur- und Rissmodelle sowie Beanspruchungen finden sich in den Kompendien [17, 21–26]. Zwei einfache Beispiele seien im Folgenden genannt.

Unendliche Scheibe mit Innenriss unter Zugbeanspruchung



$$K = \sigma\sqrt{\pi a}.$$

Halbunendliche Scheibe mit Außenriss unter Zugbeanspruchung



$$K = 1,12\sigma\sqrt{\pi a}.$$

Das LEBM-Konzept hat breite Anwendung bei der Beurteilung von Werkstoffen mit Fehlern, bei der Auslegung und bei der Lebensdauerabschätzung von Bauteilen sowie bei der Schadensbeurteilung gefunden (Druckbehälter, Flugzeugbauteile, Maschinenbauteile, chemische Apparatebauteile).

Elastisch plastische Bruchmechanik (EPBM)

Treten vor der Rissspitze ausgedehnte Fließbereiche auf und ist somit die plastische Zone vor der Rissspitze nicht mehr klein im Verhältnis zur Risslänge und den Bauteil- oder Probenabmessungen, kann der Beanspruchungszustand im rissspitzennahen Bereich nicht mehr ausreichend durch das elastische Beanspruchungsfeld außerhalb der plastischen Zone beschrieben werden. Die linear elastische Bruchmechanik ist nicht mehr anwendbar. Es können jedoch wiederum Parameter bei der Beschreibung des Beanspruchungsfeldes vor der Rissspitze abgespalten werden, die die Abhängigkeit der Beanspruchungskomponenten von den Koordinaten r und φ nicht berühren und die somit zur Charakterisierung des Beanspruchungszustandes geeignet sind. Im Wesentlichen werden die Rissöffnungsverschiebung δ (COD-Crack Opening Displacement) und das J-Integral verwendet. Mit Risswiderstandskurven wird die Änderung von δ oder J bei stabiler Risserweiterung beschrieben. Der Bruch erfolgt duktil.

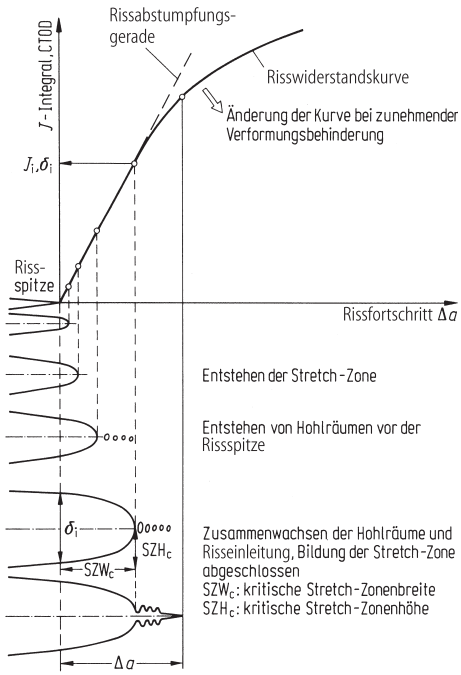


Bild 13. Risswiderstandskurve mit den Veränderungen an der Rissspitze [27]

Mit zunehmender Beanspruchung kommt es infolge der plastischen Verformungen an der Rissspitze zu deren Abstumpfung und Vorwölbung im Bereich der sogenannten Stretch-Zone, **Bild 13**. Bei Erreichen eines kritischen Wertes dieser Stretch-Zone SZW_c erfolgt Risseinleitung oder wahre Rissinitiierung. Nach dem Aufbrechen des Bauteils kann die Stretch-Zonenbreite mit Hilfe der Rasterelektronenmikroskopie ausgemessen werden.
Das *COD-Konzept* geht davon aus, dass Risswachstum dann einsetzt, wenn die plastischen Verformungen an der Rissspitze einen kritischen Wert erreichen. Die Aufweitung an der Rissspitze wird dabei als Rissöffnungsverschiebung δ bezeichnet. Das COD-Konzept wird vor allem bei der Werkstoffauswahl und Qualitätsüberwachung sowie bei der Fehlerbewertung von Schweißnähten an Baustählen angewandt. Die Ermittlung der Rissöffnungsverschiebung von Fehlern in Bauteilen ist sehr schwierig und oft nur mit aufwändigen Finite Elemente Rechnungen möglich.
Aus dem Dugdale-Rissmodell [28] ergibt sich für den ebenen Spannungszustand

$$\delta = \frac{8 R_{p0,2}\, a}{\pi E} \cdot \ln\left[\sec\frac{\pi}{2}\frac{\sigma}{R_{p0,2}}\right].$$

Für $\sigma / R_{p0,2} < 0{,}6$ gilt die Näherung $\delta = \frac{\pi\sigma^2 a}{E R_{p0,2}}$ und im Gültigkeitsbereich der LEBM bei Annahme eines ebenen Spannungszustandes

$$\delta = \frac{4}{\pi}\frac{K_I^2}{E \cdot R_{p0,2}}.$$

Aus einer Energiebetrachtung am wachsenden Makroriss in Rissrichtung folgt die Definition des *J-Integrals*

$$J = \int (W dy - T_i \partial u_i / \partial x \, ds),$$

dessen Wert auch bei nichtlinearem Materialgesetz vom Integrationsweg um die Rissspitze unabhängig ist. Hierbei ist W die spezifische Formänderungsarbeit, u_i der Verschiebungsvektor, T_i der Spannungsvektor und ds das Weginkrement auf dem Integrationsweg um die Rissspitze. Das J-Integral kann auch aus

$$J = \frac{1}{B} \frac{dU}{da}$$

ermittelt werden, wobei B die Probendicke und dU die Änderung der potentiellen Energie bei Risswachstum um da sind. Einige Näherungslösungen sind in [16] angegeben. Da dieses Verfahren zur Fehlerbewertung noch relativ aufwändig ist, findet es derzeit nur bei speziellen Sicherheitsnachweisen Anwendung.

Im Gültigkeitsbereich der LEBM lassen sich J und K wie folgt ineinander umrechnen:

$$J = \frac{K_I^2}{E'}.$$

mit $E' = E$ bei Annahme eines ebenen Spannungszustandes (ESZ) bzw. $E' = E/(1 - \nu^2)$ bei Annahme eines ebenen Dehnungszustandes (EDZ).

1.3 Werkstoffkennwerte für die Bauteildimensionierung

Materials design values for dimensioning of components

Für die Bauteildimensionierung bzw. den Festigkeitsnachweis müssen geeignete Beanspruchbarkeitswerte zur Verfügung gestellt werden, die den jeweils vorliegenden Werkstoffzustand charakterisieren. Zeit- und temperaturabhängige Veränderungen der Werkstoffeigenschaften sind zu berücksichtigen. Die Ermittlung von Werkstoffkennwerten erfolgt i. d. R. mit Standardprüfmethoden (**E 2**). Einige Kennwerte sind in **Anh. E 1** angegeben.

1.3.1 Statische Festigkeit. Static strength

Die Ermittlung der statischen Festigkeitswerte erfolgt im Zugversuch (**E 2.2.1**). Wichtige Werkstoffkennwerte zur Berechnung von Spannungen und Verformungen im linear-elastischen Bereich sind der *Elastizitätsmodul E* und die *Querkontraktionszahl ν*. Der *E*-Modul, der definitionsgemäß als eine unmittelbare Vergleichsgröße für die Steifigkeit eines Bauteils aufgefasst werden kann, zeigt gemäß **Anh. E 1 Tab. 1** eine Werkstoff- und Temperaturabhängigkeit, die bei Verbundkonstruktionen aus verschiedenen Werkstoffen sowie beim Festigkeitsnachweis unter erhöhten Temperaturen beachtet werden muss. Bei bestimmten Legierungen mit ausgeprägter Anisotropie ist auch die Richtungsabhängigkeit des *E*-Moduls zu berücksichtigen.

Für Festigkeitsberechnungen bei Raumtemperatur und höheren Temperaturen werden Werkstoffkennwerte benötigt, die unter Berücksichtigung der jeweiligen Beanspruchungsart auf die Versagensfälle des Fließens und des Bruchs bezogen werden. **Anh. E 1 Tab. 2** zeigt eine Übersicht über die gebräuchlichen Werkstoff-Festigkeitswerte unter verschiedenen Grundbelastungen.

Im Unterschied zur einachsigen, homogenen Zugbelastung tritt bei Biegebelastung je nach Probendicke eine 20- bis 30%ige Steigerung der Fließlastgrenze ein, wenn auf die gleiche plastische Randdehnung bezogen wird. Dieser als Stützwirkung bezeichnete Effekt führt zu einer scheinbaren Steigerung der Biegefließgrenze $\sigma_{b0,2}$ bzw. σ_{bF}, ohne dass die örtliche Fließgrenze an der maximal beanspruchten Randzone ansteigt.

Die Verdrehfließgrenze (zweiachsige Beanspruchung) kann unter Berücksichtigung der Gestaltänderungsenergiehypothese aus der Streckgrenze R_e des Zugversuchs abgeschätzt werden:

$$\sigma_v = R_e = \sqrt{3\sigma_1^2} = \sigma_1 \sqrt{3} = \tau_F \sqrt{3};\ \tau_F = 0{,}577 R_e.$$

1.3.2 Schwingfestigkeit. Fatigue strength

Zur Untersuchung zyklisch beanspruchter Bauteile dienen zwei Grundversuche. Kraftgesteuerte oder spannungskontrollierte Versuche werden im Wöhlerliniendiagramm dargestellt, weggesteuerte oder dehnungskontrollierte Versuche werden im Coffin-Manson-Diagramm dargestellt, **Bild 14**. Es werden die unterschiedlich ausgeprägten Bereiche der Kurzzeitfestigkeit, der Zeitschwingfestigkeit und Dauerschwingfestigkeit oder die Bereiche niederzyklischer Ermüdung (LCF – Low Cycle Fatigue) und hochzyklischer Ermüdung (HCF – High Cycle Fatigue) unterschieden. Die ermittelten Werkstoffkennwerte sind dementsprechend entweder Spannungen oder Dehnungen.

Spannungskontrollierte Schwingbeanspruchung (kraftgesteuert)

Eisenlegierungen zeigen bei Raumtemperatur oberhalb bestimmter Grenzschwingspielzahlen (N_G 2 bis $20 \cdot 10^6$) häufig

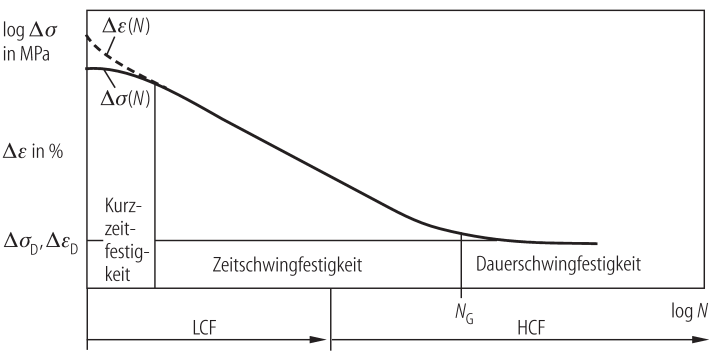


Bild 14. Prinzipdarstellung von Wöhler- bzw. Coffin-Manson-Diagramm

einen deutlich ausgeprägten Dauerfestigkeitsbereich. Eine Beanspruchung in Höhe der Dauerschwingfestigkeit

$$\sigma_D = \sigma_m \pm \sigma_A$$

wird theoretisch unendlich oft ertragen.
Je nach vorgegebener Mittelspannung wird zwischen folgenden Werkstoffkennwerten unterschieden:

Wechselfestigkeit $\sigma_W \left(\sigma_m = 0,\ R = \frac{\sigma_U}{\sigma_O} = -1\right)$,

Schwellfestigkeit $\sigma_{Sch}\ (\sigma_m = \sigma_a, R = 0)$.

Je nach Beanspruchungsart weisen metallische Werkstoffe eine unterschiedliche Mittelspannungsempfindlichkeit

$$M = \frac{\sigma_{A(R=-1)} - \sigma_{A(R=0)}}{\sigma_{m(R=0)}}$$

auf [29], die in den Dauerfestigkeitsschaubildern nach Smith und nach Haigh abgelesen werden kann: **Bild 15**. Die zulässige Oberspannung σ_O wird durch die Fließgrenze $R_{p0,2}$ begrenzt. In **Bild 16** sind Zahlenwerte für die Mittelspannungsempfindlichkeit M für verschiedene Werkstoffe zusammengestellt [30].

Infolge Stützwirkung ist die Biegewechselfestigkeit im Durchmesserbereich von 7 bis 15 mm etwa 10 bis 20% höher als die nahezu abmessungsunabhängige Zug-Druck-Wechselfestigkeit. Unter Anwendung der Gestaltänderungsenergiehypothese müssten die Torsionswechselfestigkeitswerte etwa 58% der Zug-Druck-Wechselfestigkeitswerte betragen. Die experimentell ermittelten Werte an Kleinproben ergeben Verhältniszahlen $\tau_W/\sigma_{zdW} = 0,54...0,62$.
Anh. E 1 Tab. 3 zeigt am Beispiel einiger Vergütungsstähle, die jeweils Vertreter einer bestimmten Legierungsgruppe darstellen, eine Zusammenstellung statischer und zyklischer Festigkeitskennwerte für die Beanspruchungsarten Zug, Biegung und Torsion. Aus dem Vergleich der Werte geht hervor, dass zwischen den statischen und zyklischen Werkstoffkennwerten Verhältniszahlen angegeben werden können, die eine Umrechnungsmöglichkeit z. B. auf Vergütungsstähle anderer Festigkeitseigenschaften erlauben, sofern eine weitgehende Eigenspannungsfreiheit der Schwingproben gewährleistet ist, z. B. $\sigma_{bW} = 0,383\ R_m + 94\ N/mm^2$ [31].
Dauerfestigkeitsschaubilder (Smith-Diagramme) für verschiedene Vergütungsstähle sind in **Anh. E 1 Bild 1** für Zug-Druck-Beanspruchung und in **Anh. E 1 Bild 2** für Torsionsbeanspruchung dargestellt. Die Dauerfestigkeitswerte der ein-

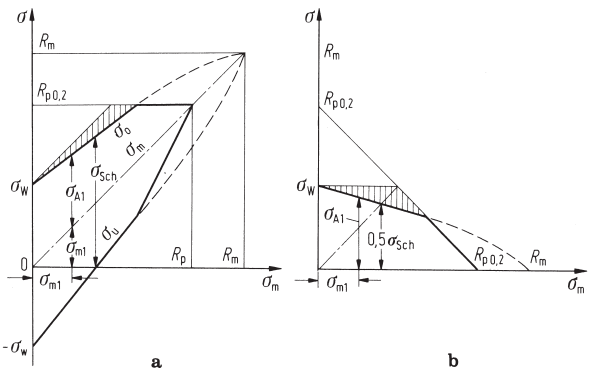


Bild 15 a, b. Dauerfestigkeitsschaubilder nach Smith (**a**) und Haigh (**b**) sowie Darstellung der Mittelspannungsempfindlichkeit (schraffierter Bereich)

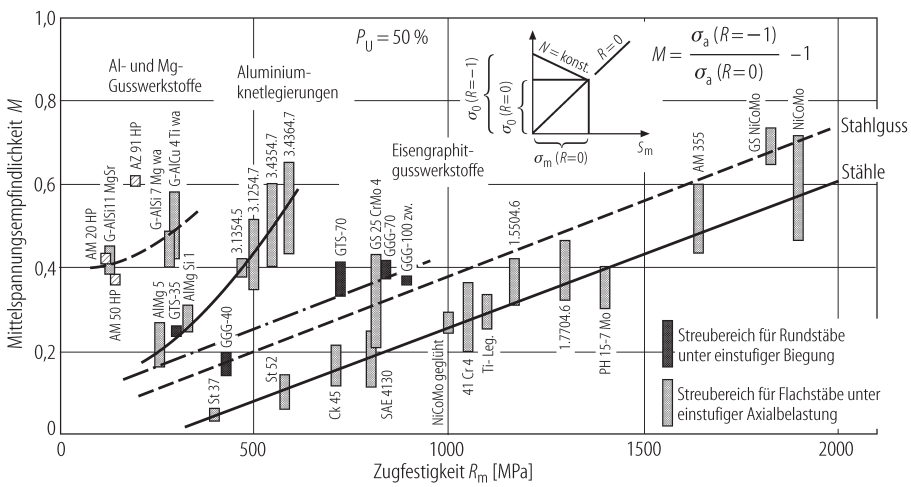


Bild 16. Mittelspannungsempfindlichkeit M für Aluminium-, Magnesium-, Titan- und Stahlwerkstoffe nach Schütz/Haibach [30] und Sonsino

zelnen Stähle werden vor allem von ihrer Festigkeit und weniger von ihrer Legierungszusammensetzung bestimmt. Weitere Zahlenangaben zu Wechselfestigkeitskennwerten von wichtigen Stahlgruppen sind in **Anh. E 1 Tab. 3** zusammengestellt. Eine umfangreiche Zusammenstellung von Schwingfestigkeitswerten von Maschinenbauwerkstoffen (Aluminium und Stahl) findet sich in [32].

Dehnungskontrollierte Schwingbeanspruchung (weggesteuert)

Sowohl im Zeitfestigkeitsgebiet zwischen 10 und 10^4 Schwingspielen als auch insbesondere bei höheren Temperaturen ist der linear-elastische Spannungs-Dehnungsverlauf bei zyklischer Belastung nicht mehr gegeben, so dass unter elastisch-plastischer Wechselverformung geschlossene Spannungs-Dehnungs-Diagramme entstehen, die auch als Hystereseisschleifen bezeichnet werden. Derartige Beanspruchungen liegen in Bauteilen vor, die im Zeitfestigkeitsgebiet auf niedrige Schwingspielzahlen ausgelegt sind oder bei Wechselbeanspruchungen unter höheren Temperaturen.

Unter dehnungskontrollierten Beanspruchungen können Werkstoffe verfestigen oder entfestigen, was eine Zunahme oder Abnahme der Spannungsamplitude σ_a zur Folge hat. Je nach Werkstoffzustand und Temperatur stabilisiert sich das Materialverhalten jedoch nach etwa 10 bis 20% der Anrissschwingspielzahl, so dass bis zum Makroanriss dehnwechselbeanspruchter Proben annähernd stabilisierte Hysteresisschleifen entstehen.

Bild 17 zeigt die Änderung des elastisch-plastischen Dehnungsanteils eines Werkstoffs mit Entfestigung in Abhängigkeit von der Schwingspielzahl. Der spontane Abfall des Spannungsausschlags während der Zugphase ist auf Makrorissbildung zurückzuführen. Als Anrissschwingspielzahl N_A wird üblicherweise der Schnittpunkt zwischen dem tatsächlichen Verlauf des Spannungsausschlags und einem um 5% erniedrigten Spannungswert der stabilisierten Kurve definiert.

Die aus dehnungskontrollierten Beanspruchungen ermittelten Anrisskurven stellen wichtige Werkstoffkennwerte für die Auslegung von Bauteilen bei Raumtemperatur und höheren Temperaturen im Bereich niedriger Schwingspielzahlen dar. Eine umfangreiche Datensammlung findet sich in [33].

In neueren Bemessungskonzepten für einstufig, mehrstufig und zufallsartig beanspruchte Bauteile wird im Unterschied zum Nennspannungskonzept (s. **E 1.2.2**) das „Örtliche Konzept" zur Vorhersage der Anrisslebensdauer angewendet [15, 32, 34] (vgl. **E 1.6.3**). Bei diesem Anrisskonzept werden die schadensauslösenden plastischen Wechseldehnungen im versagenskritischen Querschnitt zur Abschätzung der Anrisslebensdauer herangezogen. Der Lebensdaueranteil in der Phase der stabilen Rissausbreitung kann mit bruchmechanischen Ansätzen abgeschätzt werden, **E 1.3.4**.

1.3.3 Bruchmechanische Werkstoffkennwerte bei statischer Beanspruchung

Characteristic fracture mechanics properties for static loading

Bruchmechanische Kenngrößen zur Charakterisierung des Werkstoffwiderstandes bei statischer Beanspruchung werden als Risszähigkeit bezeichnet [20]. Im Einzelnen beschreiben sie

- Rissinitiierung (Beginn der Risserweiterung),
- Bruch und
- stabile Risserweiterung.

Sie werden im Maß

- des Spannungsintensitätsfaktors K,
- der Rissspitzenaufweitung δ oder
- des J-Integrals

angegeben und sind mit Einschränkungen ineinander umrechenbar. Die Kennwerte werden in speziellen Bruchmechanik-Versuchen (**E 2.2.6**) ermittelt.

Unterschiedliches Werkstoffverhalten ist durch typische Kraft-Verformungsverläufe bis zum Bruch charakterisiert, **Bild 18**.

Bei **sprödem** Werkstoffverhalten ist die Bruchzähigkeit K_{Ic} (Sonderfall der Risszähigkeit) die maßgebende Werkstoffkenngröße. Der Rissinitiierung folgt unmittelbar die Rissinstabilität. Stabile Risserweiterung ist vernachlässigbar.

Die Bruchzähigkeit K_{Ic} ist der kritische Wert des Spannungsintensitätsfaktors für Rissinitiierung im für praktische Belange wichtigsten Rissöffnungsmode I (ebener Zug senkrecht zum Riss) bei Vorliegen eines ebenen Dehnungszustandes

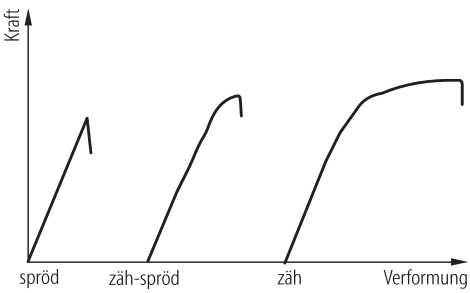


Bild 18. Werkstoffverhalten und typische Kraft-Verformungsverläufe bis zum Bruch.

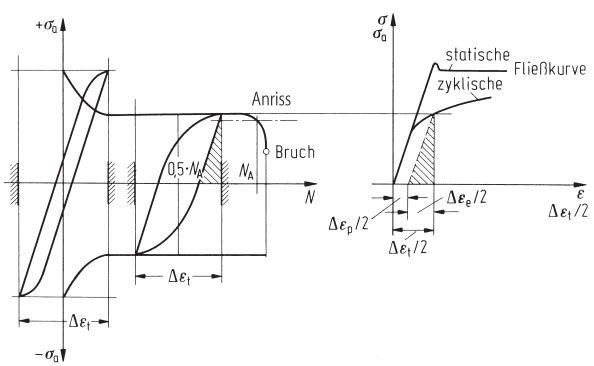


Bild 17. Elastisch-plastische Wechseldehnung und zyklische Fließkurve eines Werkstoffs mit Entfestigung

(Plain Strain, EDZ). Für andere Rissöffnungsmodi werden analog die Bruchzähigkeitskenngrößen K_{IIc} und K_{IIIc} definiert. Die angegebenen Kenngrößen sind weitgehend größenunabhängig. Weitere kritische Werte K_c oder K_Q können angegeben werden. Sie charakterisieren ebenfalls den Widerstand gegenüber Rissinitiierung (Bruch), sind jedoch von Bauteil- oder Probendicke abhängig und gelten somit nur für den jeweiligen Einzelfall.

Bei **zäh-sprödem** Werkstoffverhalten erfolgt instabile Risserweiterung, d. h. Bruch, nach einer plastischen Verformung und begrenzter stabiler Risserweiterung. Risszähigkeitskenngrößen, die den Widerstand gegenüber Bruch charakterisieren, sind δ_c, J_c, δ_u und J_u, wobei nur die Werte δ_c bzw. J_c von der Bauteil- oder Probendicke unabhängig sind.

Bei **zähem** Werkstoffverhalten folgt nach der Rissinitiierung eine stabile Risserweiterung. Zähbruch ist nur bei zunehmender Beanspruchung möglich, wenn bei einer inkrementellen Risserweiterung da die Änderung des Rissantriebs größer als die Änderung des Werkstoffbruchwiderstandes ist. Der Bereich stabiler Risserweiterung liefert eine Sicherheitsreserve, die bei sprödem Werkstoffverhalten nicht vorhanden ist.

Die Rissinitiierung, d. h. der Übergang von einem ruhenden zu einem wachsenden Riss, wird durch die Kenngrößen der werkstoffphysikalisch wahren Initiierungsrisszähigkeit δ_i und J_i charakterisiert. Sie können z. B. auf der Basis der sich an der Rissspitze bildenden Rissabstumpfung rasterelektronenmikroskopisch bestimmt oder im Schnittpunkt mit einer analytischen Rissabstumpfungsgeraden (Blunting Line) festgelegt werden, **Bild 19**. Diese Werte sind quantitativ auf das Bauteil übertragbare, aber unter Umständen sehr konservative, Werkstoffkennwerte.

Der technisch relevante Beginn stabiler Risserweiterung wird durch die Kenngrößen der technischen Initiierungsrisszähigkeit $\delta_{0,2}$, $J_{0,2}$, $\delta_{0,2BL}$ oder $J_{0,2BL}$ beschrieben, die bei $\Delta a = 0,2$ bzw. aus dem Schnittpunkt mit der 0,2-Parallelen zu einer Rissabstumpfungsgeraden ermittelt werden, **Bild 19**. Sie werden als von der Probengeometrie unabhängige und quantitativ auf das Bauteil übertragbare Werkstoffkennwerte betrachtet.

Der Bereich stabiler Risserweiterung wird durch die Risswiderstandskurven (Crack Growth Resistance Curves, R-Kurven) $\delta(\Delta a)$ oder $J(\Delta a)$ beschrieben, **Bild 19**. Die analytische Beschreibung kann mit

$$\delta(\text{oder } J) = A + C(\Delta a)^D$$

erfolgen, wobei für die Konstanten A, $C \geq 0$ und $0 \leq D \leq 1$ gilt.

Andere Ansätze wie z. B.

$$\delta(\text{oder } J) = A(\Delta a + B)^C$$

sind möglich, wobei die Konstanten A, B und C jeweils vom verwendeten Parameter (δ oder J) abhängen und in beiden Gleichungen andere Werte annehmen.

Versagen tritt nach Erreichen einer geometrie- und werkstoffabhängigen Maximallast oder nach stabiler Risserweiterung bei vollständigem Durchriss des Bauteils auf. Die Angabe eines Werkstoffkennwertes ist nicht möglich.

Einflussfaktoren

Die Risszähigkeitskennwerte werden allgemein durch den Werkstoff, die Temperatur, die Belastungsbedingungen und den Beanspruchungszustand beeinflusst.

Werkstoff

Die Risszähigkeit nimmt mit zunehmender Qualität (Reinheit, Homogenität) zu. Sie ist i. Allg. orientierungsabhängig. Inhomogene Werkstoffzustände sind im Vergleich zu homogenen Werkstoffzuständen bei gleicher Temperatur eher sprödbruchgefährdet. Mit zunehmender Festigkeit eines Werkstoffes nimmt dessen Risszähigkeit in der Regel ab. Insbesondere

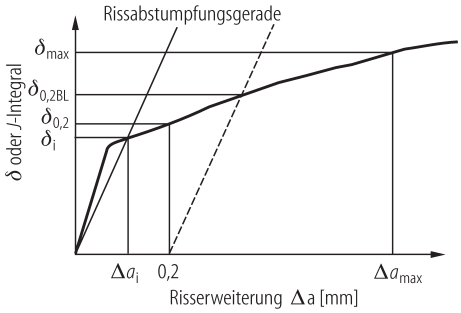


Bild 19. Risswiderstandskurve $\delta(\Delta a)$ bzw. $J(\Delta a)$ mit Kenngrößen der Initiierungsrisszähigkeit und δ_{max}, Δa_{max} – Gültigkeitsgrenzen nach Prüfstandard [20].

bei großen und dickwandigen Bauteilen kann die Risszähigkeit von außen nach innen abnehmen.

Temperatur

Die Risszähigkeit ist temperaturabhängig. Sie nimmt in der Regel mit steigender Temperatur zu. Für ferritische, martensitische und bainitische Stähle (kubisch-raumzentrierte Gitterstruktur) lässt sich der Risszähigkeits-Temperatur-Verlauf in die Bereiche Tieflage (sprödes Werkstoffverhalten), Übergangsbereich (zäh-sprödes Werkstoffverhalten) und Hochlage (zähes Werkstoffverhalten) einteilen, **Bild 20**. Der Risszähigkeits-Temperatur-Verlauf verschiebt sich in Abhängigkeit von der Probengröße, der Belastungsgeschwindigkeit, bei Neutronenbestrahlung und bei Alterungsprozessen. Die Temperaturabhängigkeit der Risszähigkeit K_{Jc} wird mit einer mittleren Risszähigkeits-Übergangskurve ($P_f = 50\%$), der Master-Kurve, mit

$$K_{Jc} = 30 + 70 \exp[0,019\,(T - T_0)] \text{ in MPa } \sqrt{m}$$

für eine bestimmte Probengröße (Probendicke 25 mm) beschrieben. Dabei wird K_{Jc} durch eine elastisch-plastische Auswertung als Kennwert für das Einsetzen von Sprödbruch ermittelt. Es wird eine Temperaturabhängigkeit unterstellt [35], die weitgehend dem Verlauf der ASME-Kurve [36] entspricht. Die Lage der Master-Kurve wird durch die Referenztemperatur T_0, bei der $K_{Jc} = 100$ MPa $\sqrt{m}$ ist, charakterisiert. Mit dem Wert T_0 ist die Abhängigkeit der Risszähigkeit von der Temperatur direkt festgelegt.

Aufgrund der großen Streuung der Risszähigkeit im Übergangsbereich, bei jeweils einer Temperatur, ist eine statisti-

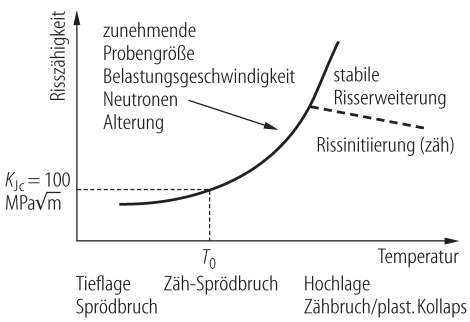


Bild 20. Risszähigkeits-Temperatur-Verhalten und mögliche Einflussgrößen für ferritische, martensitische und bainitische Stähle.

sche Betrachtung notwendig. Ergebnis ist die Angabe eines Risszähigkeitswertes mit einer bestimmten Versagenswahrscheinlichkeit P_f. Die sich bei einer Versagenswahrscheinlichkeit von 5% (bei 25 mm Probendicke) ergebende Risszähigkeits-Temperatur-Kurve gilt als untere Grenzkurve (lower bound).
Für austenitische Stähle und Aluminiumlegierungen (kubisch-flächenzentrierte Gitterstruktur) sowie für Magnesiumlegierungen (hexagonale Gitterstruktur) steigt die Risszähigkeit mehr oder weniger deutlich mit der Temperatur an. Ein Übergangsverhalten wie in **Bild 20** wird nicht beobachtet. Austenitische Stähle weisen in der Regel auch bei tiefen Temperaturen gute Zähigkeitseigenschaften und eine hohe Sprödbruchsicherheit auf.

Belastungsbedingungen

Die Risszähigkeit nimmt im Bereich der Tieflage und im Übergangsgebiet mit steigender Belastungsgeschwindigkeit ab, im Bereich der Hochlage dagegen zu. Die Übergangstemperatur verschiebt sich zu höheren Werten, **Bild 20**. Ist im Betrieb mit hohen Belastungsgeschwindigkeiten zu rechnen (stoßartige Belastungen), so ist die dynamische Bruchzähigkeit K_{Id} die maßgebende Kenngröße. Es gilt $K_{Id} < K_{Ic}$.

Beanspruchungszustand

Hohe Mehrachsigkeit führt zu einem spröderen Werkstoffverhalten. Sprödbruch wird begünstigt.

Bruchmechanische Kennwerte sind nicht Gegenstand der Werkstoffnorm. Datensammlungen liegen u. a. in [20, 27] vor, einige Kennwerte sind in den Tabellen **Anh. E 1 Tab. 4** bis **Anh. E 1 Tab. 9** und in **Anh. E 1 Bild 7** angegeben.

1.3.4 Bruchmechanische Werkstoffkennwerte bei zyklischer Beanspruchung

Characteristic fracture mechanics properties for cyclic loading

Bruchmechanische Kenngrößen für zyklische Beanspruchung beschreiben die
- Nichtausbreitungsfähigkeit von Rissen und
- stabilen Rissfortschritt.

Der Beginn instabilen Rissfortschritts wird mit bruchmechanischen Kenngrößen für statische Beanspruchung beschrieben. Die Kennwerte werden in speziellen Bruchmechanik-Versuchen (**E 2.2.6**) ermittelt.
Die Bruchflächen eines Schwingungsbruches, auch Dauer- oder Ermüdungsbruch, zeigen mikroskopisch häufig Schwingungsstreifen.
Bild 21 zeigt das prinzipielle Fortschrittsverhalten eines Makrorisses in Abhängigkeit der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors $\Delta K (\Delta K = K_{max} - K_{min} = \Delta\sigma \cdot \sqrt{\pi a} \cdot Y)$. Die Rissfortschrittsrate *da/dN* kennzeichnet die Ausbreitung eines Risses, die sich in drei Bereiche einteilen lässt.
Im **Bereich I** nähert sich die Kurve einem unteren Schwellenwert der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK_{th}, unterhalb dem kein Rissfortschritt messbar ist. Dieser Wert charakterisiert die Dauerfestigkeit eines Bauteils mit Makroriss. Der Schwellenwert ΔK_{th} ist u. a. abhängig vom Spannungsintensitätsverhältnis $R_K = K_{min}/K_{max}$, der Temperatur, der Mikrostruktur des Werkstoffes und dem Umgebungsmedium. In der Regel wird der Schwellenwert bei einer Rissfortschrittsrate von ca. 10^{-7} mm/Lastzyklus gemessen. Der **Bereich II** kann, bei konstantem R_K-Wert, empirisch mit der **Rissfortschrittsgleichung nach Paris/Erdogan** [37]

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m$$

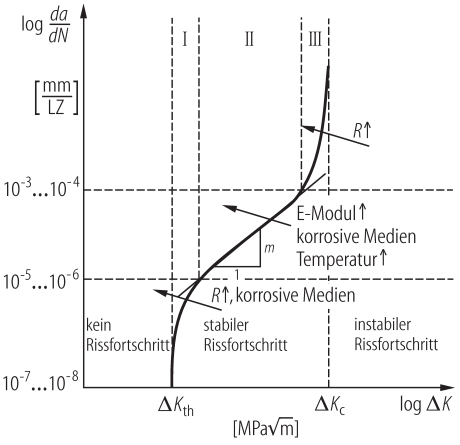


Bild 21. Makrorissfortschritt bei zyklischer Beanspruchung

mit $\Delta K_{th} < \Delta K < \Delta K_c$ beschrieben werden, wobei die Konstanten C und m korrelieren und insbesondere von Werkstoff, R_K-Wert und den Umgebungsbedingungen abhängen.
Instabiler Rissfortschritt, d. h. Bruch, tritt bei einem Wert ΔK_C im **Bereich III** auf, der bestimmt wird durch das Erreichen eines kritischen Spannungsintensitätsfaktors $K_{max} = K_c$ in einem Lastzyklus bzw. bei

$$\Delta K_c = (1 - R_K)\, K_{max}.$$

Eine Annahme

$$K_{max} = K_{Ic}$$

ist möglich. Mikrostruktur, Mittelspannung, Probendicke und Umgebung besitzen in diesem Bereich einen großen Einfluss. Durch zusätzliche Parameter kann die Genauigkeit der Beschreibung des Rissfortschrittsverhaltens verbessert werden. Weitere Ansätze liegen z. B. mit einer bilinearen Rissfortschrittsbeschreibung, der Rissfortschrittsgleichung nach Forman [38], Erdogan/Ratwani [39], Lukasz/Klesnil [40] und nach dem Luftfahrttechnischen Handbuch [41] vor.
Treten in einem Bauteil **kleine Risse** auf, so ist bei der Beschreibung des Rissfortschritts besondere Vorsicht geboten. Allgemein sind es Risse mit Rissabmessungen $< 0{,}5$ mm. Wird der für Makrorisse gültige Beanspruchungsparameter ΔK formal auch zur Beschreibung kleiner Risse benutzt, so wachsen bei gleicher Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK kleine Risse mit größerer Rissfortschrittsrate als Makrorisse. Die Übertragung des Makrorissfortschrittsverhaltens auf kleine Risse führt damit zu einem Überschätzen der Lebensdauer.

Einflussfaktoren

Schwellenwert und Rissfortschrittsrate werden allgemein durch Werkstoff, Temperatur, Umgebung, Belastungsbedingungen und Beanspruchungszustand beeinflusst.

Werkstoff

Schwellenwert und Rissfortschrittsrate hängen von Korngröße und Elastizitätsmodul des Werkstoffs ab. Für feinkörnige Werkstoffe wird i. Allg. ein kleinerer Schwellenwert ΔK_{th} ermittelt. Je kleiner der Elastizitätsmodul, desto kleiner ist in der Regel der Schwellenwert ΔK_{th}. Mit steigendem Elastizitätsmodul nimmt die Rissfortschrittsrate ab.
Durch verschiedene Wärmebehandlungen eines Werkstoffes werden die Bereiche I (ΔK_{th}) und III (ΔK_c) des Rissfort-

schritts wesentlich beeinflusst, Bereich II verändert sich kaum.

Temperatur

Eine Erhöhung der Temperatur beeinflusst den Ermüdungsrissfortschritt ungünstig. Mit steigender Temperatur nimmt der Schwellenwert ΔK_{th} ab und die Rissfortschrittsrate zu. Bei hohen Temperaturen können Korrosions-, Oxydations- und Diffusionsvorgänge aktiviert werden.

Umgebung

Unter der Wirkung korrosiver Medien wird der Ermüdungsrissfortschritt ungünstig beeinflusst. Die Wirkung der Korrosion hängt ab von der Art des Umgebungsmediums, der mechanischen Beanspruchung (Beanspruchungshöhe und -zyklenform, Mehrachsigkeit) und der Temperatur. Mit zunehmendem Korrosionseinfluss nimmt der Schwellenwert ΔK_{th} ab und die Rissfortschrittsrate zu, **Bild 21**. Bei höheren Frequenzen ist der Korrosionseinfluss geringer.

Belastungsbedingungen

Der Schwellenwert ΔK_{th} ist abhängig vom Spannungsintensitätsverhältnis R_K, **Bild 21**. Mit zunehmendem R_K-Wert nimmt zunächst der Schwellenwert ΔK_{th} ab, bleibt dann aber konstant.

Treten zeitabhängige Vorgänge wie Kriechen, Änderungen der Mikrostruktur und Korrosion auf, so können Belastungsfrequenz, Belastungsform und Haltezeiten den Rissfortschritt beeinflussen. Im Bereich kleiner Rissfortschrittsraten wird eine zunehmende Abhängigkeit von der Belastungsfrequenz beobachtet. Hohe Belastungsgeschwindigkeiten können zu Temperaturerhöhungen im Bauteil führen, die eine Änderung des Bruchmechanismus bewirken können, **Bild 20**. Bei veränderlichen Belastungen treten Reihenfolgeeinflüsse auf. Beim Übergang von einer hohen auf eine niedrige Belastung und nach Zugüberlasten kann es zu einer Rissfortschrittsverzögerung kommen. Beim Übergang von einer niedrigen auf eine hohe Belastung und nach Drucküberlasten tritt eine zusätzliche Rissfortschrittsbeschleunigung auf.

Beanspruchungszustand

Die Rissfortschrittsrate wird außer durch die Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK und das Spannungsintensitätsverhältnis R_K durch die Höhe der Beanspruchungsamplituden und die Mehrachsigkeit des Beanspruchungszustandes beeinflusst. Der Eigenspannungszustand ist in der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK zu berücksichtigen.

Bruchmechanische Kennwerte sind nicht Gegenstand der Werkstoffnorm. Datensammlungen liegen u.a. in [20, 27, 86] vor, einige Kennwerte sind in den Tabellen **Anhang E1 Tab. 10** und **Anh. E1 Tab. 11** und in den Bildern **Anh. E1 Bild 3** bis **Anh. E1 Bild 6** sowie in **Anh. E1 Bild 8** angegeben. Empfehlungen aus Regelwerken sind im Anhang E1 angegeben.

1.4 Einflüsse auf die Werkstoffeigenschaften
Influences on material properties

Die Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften eines Werkstoffs werden von einer Vielzahl von Faktoren beeinflusst, die bei der Werkstoffauswahl für statisch oder zyklisch beanspruchte Bauteile zu berücksichtigen sind. Im Folgenden werden metallurgische, technologische, Oberflächen- und Umgebungseinflüsse und ihre Auswirkungen erläutert.

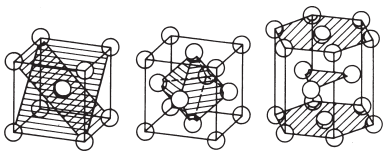
Bei der Festigkeitsberechnung ist zu beachten, dass an Bauteilen oft konstruktive Kerben (z.B. an Querschnittsübergängen, Querbohrungen, Schrumpfsitzen, Schraubenverbindungen, Schweißverbindungen) auftreten, die zu inhomogenen mehrachsigen Spannungszuständen führen. Die Festigkeitshypothesen gelten jedoch nur für homogene mehrachsige Spannungszustände. Stimmen Bauteil- und Probengröße, an welcher der einachsige Werkstoffkennwert ermittelt wurde, nicht überein, so ist eine Übertragung der Kennwerte nicht möglich. Nachfolgend wird gezeigt, wie diese Einflüsse berücksichtigt werden können.

1.4.1 Werkstoffphysikalische Grundlagen der Festigkeit und Zähigkeit metallischer Werkstoffe
Basics of physics for strength and toughness of metallic materials

Die Zähigkeitseigenschaften reiner Metalle hängen von der Zahl der Gleitsysteme (Gleitrichtungen, Gleitebenen) ihres Kristallgitters ab, wobei gemäß **Bild 22** insbesondere kubische Gitter (z.B. γ-Fe, α-Fe) im Unterschied zu hexagonalen Gittern (z.B. Ti, Zn) wesentlich mehr Gleitmöglichkeiten und somit bessere Zähigkeitseigenschaften besitzen. Homogene Gefügezustände (Einlagerungs- oder Substitutionsmischkristalle) weisen ebenfalls bessere Zähigkeitseigenschaften auf als heterogene Gefügezustände.

Die Festigkeitseigenschaften metallischer Werkstoffe hängen in erster Linie von den mikrostrukturellen Voraussetzungen einer Legierung zur Behinderung einer Versetzungsbewegung (Fließbeginn) ab. Eine Festigkeitssteigerung infolge Behinderung der Versetzungsbewegung kann durch folgende Grundmechanismen erreicht werden: **Bild 23**. Eine Systematisierung dieser Grundmechanismen zur Festigkeitssteigerung ergibt sich auch durch die Dimension der Hindernisse, durch die eine Versetzungsbewegung beim Beginn des plastischen Fließens behindert wird.

Während für die statischen Festigkeitseigenschaften der Werkstoff- und Gefügezustand des gesamten Querschnitts maßgebend ist, ist für die Schwingfestigkeit in erster Linie der Werkstoffzustand der Oberfläche und des randnahen Bereichs von Bedeutung.



	krz	kfz	hex
Gleitebenen	Flächen der Raumdiagonalen	Oktaederflächen	Basisebene
Gleitrichtungen	2 pro Ebene	3 pro Ebene	3
Gleitmöglichkeiten	8	12	3

Bild 22. Einfluss des Gittertyps auf die Gleitmöglichkeiten und das Formänderungsvermögen reiner Metalle

1.4.2 Metallurgische Einflüsse. Metallurgical effects

Bei der Stahlherstellung verbleiben unterschiedliche Mengenanteile an oxidischen, sulfidischen und silikatischen Einschlüssen im Werkstoff, deren Größe, Form und Verteilung die Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften nachhaltig beeinflussen. Je nach Schmelzpunkt bzw. Erweichungspunkt der Einschlüsse können bei der Warmumformung die nichtmetallischen Einschlüsse ihre ursprüngliche Erstarrungsform

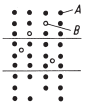
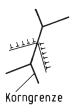
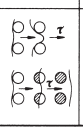
Dimension der Hindernisse	Mechanismen zur Festigkeitssteigerung	Behinderung der Versetzungsbewegung	Spannungsanteil abhängig von
0	Mischkristallbildung Fremdatome	*a* Substitution *b* Einlagerung *c* Leerstellen 	Konzentration der Fremdatome
1	Kaltverfestigung Versetzungen	Gleitblockierung durch sich schneidende Gleitlinien	Gesamtversetzungsdichte
2	Korngrenzen, Gleitsystem (Grob- und Feinkorn), Stapelfehler	Gleichmäßige Versetzungsbewegung wird gestört 	Korndurchmesser ($\sim 1/\sqrt{d}$)
3	Ausscheidungshärten Dispersionshärten	*a* Umgehungsmechanismus *b* Scherung der Teilchen 	Größe, Abstand und mechanischen Eigenschaften der räumlichen Versetzungshindernisse

Bild 23. Grundmechanismen zur Steigerung der Festigkeit metallischer Werkstoffe

verändern und je nach Umformgrad einen ausgeprägten Richtungscharakter annehmen (s. **S3**).

Die mikrogeometrische Gestalt der Einschlüsse und ihre Lage zur äußeren Beanspruchungsrichtung hat eine innere Kerbwirkung mit unterschiedlichen Spannungsüberhöhungen zur Folge. Die Höhe der Spannungsspitze hängt nicht nur von der Geometrie des Einschlusses und seiner Lage in Bezug auf das Lastspannungssystem, sondern auch von der Fließgrenze des Werkstoffs ab.

Neben den Spannungsüberhöhungen durch Lastspannungen können sich noch Eigenspannungseinflüsse überlagern, die z. B. auf unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten der Einschlüsse im Vergleich zum Grundwerkstoff zurückzuführen sind.

Die Beurteilung der Größe, Art und Verteilung der nichtmetallischen Einschlüsse wird in DIN 50 602 beschrieben. Diese enthält Bildreihen, die so aufgebaut sind, dass die nächsthöhere Richtzahl jeweils dem doppelten Flächenanteil an Einschlüssen entspricht.

Durch nichtmetallische Einschlüsse werden wegen innerer Kerbwirkung die Schwingfestigkeitseigenschaften verschlechtert. Vergütungsstähle höherer Reinheit, wie sie z. B. durch Vergießen im Vakuum oder durch Elektroschlackeumschmelzen erzeugt werden, können um bis zu 30 bis 40% bessere Schwingfestigkeiten erreichen [42].

Auch durch legierungstechnische Maßnahmen können die negativen Auswirkungen nichtmetallischer Einschlüsse gemildert werden. So werden beispielsweise durch Calcium- und Cer-Zusätze die sulfidischen Einschlüsse feiner verteilt und globular ausgebildet, wodurch die innere Kerbwirkung abnimmt.

Inhomogenität des Gefüges, wie sie verstärkt bei Gusswerkstoffen und in Schweißnähten auftritt, hat negative Auswirkungen auf statische Festigkeitseigenschaften, Schwingfestigkeitseigenschaften und Korrosionsverhalten. Zu derartigen Inhomogenitäten zählen Entmischungen und Seigerungen, die durch Diffusions- oder Normalglühen gemindert werden können. Ausscheidungen können insbesondere bei hochlegierten Stählen zu stark erhöhter Korrosionsanfälligkeit führen.

1.4.3 Technologische Einflüsse. Technological effects

Kaltumformung

Durch die mit einer Kaltumformung verbundene Steigerung der *Versetzungsdichte* wird eine Kaltverfestigung bewirkt, die häufig auch mit einer Schwingfestigkeitssteigerung verbunden ist. Das Ausmaß der Schwingfestigkeitserhöhung hängt davon ab, ob eine homogene oder partielle Kaltumformung durchgeführt wurde und ob der Richtungssinn der Umformung mit der Bauteil-Beanspruchungsrichtung übereinstimmt. Am Beispiel verschiedener Vergütungsstähle wurde nachgewiesen, dass die Steigerung der Zug-Druck-Wechselfestigkeit proportional zur Steigerung der Zugfestigkeit verläuft, unabhängig davon, ob die höhere Zugfestigkeit durch eine Vergütungsbehandlung oder durch Kaltstauchen bewirkt wurde. Dagegen kann durch Kaltrecken die Schwingfestigkeitssteigerung vergüteter Proben nicht erreicht werden, wenn auf die gleiche Zugfestigkeit bezogen wird [43]. Partielle Kaltumformungen sind stets mit der Erzeugung von Eigenspannungszuständen verbunden. Mechanische Oberflächen-Verfestigungsverfahren, wie Kugelstrahlen und Festwalzen, nutzen die Kombination aus Kaltverfestigung und Eigenspannungswirkung gezielt zur Schwingfestigkeitssteigerung [44].

Wärmebehandlung

Durch eine Vergütungsbehandlung können sowohl die statischen Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften als auch die Schwingfestigkeitseigenschaften von Stählen in weiten Grenzen beeinflusst werden. Während zum Erzielen hoher statischer Festigkeitswerte eine große Tiefenwirkung der Vergütungsbehandlung bis hin zur Durchvergütung angestrebt wird, spielen für die Schwingfestigkeitseigenschaften von Bauteilen mit inhomogener Spannungsverteilung vor allem die Festigkeitseigenschaften des Randbereichs eine maßgebende Rolle.

Bei der Martensithärtung von Bauteilen aus C-Stählen mit unterschiedlichem Querschnitt stellen sich bei gleichem Werkstoff und gleichem Abschreckmedium mit zunehmendem Durchmesser eine abnehmende Randhärte und eine geringere

Einhärtungstiefe ein, die auf probengrößenabhängige unterschiedliche Abkühlungsgeschwindigkeiten zurückzuführen sind. Das unterschiedliche Verhältnis von Oberfläche zu Probenvolumen ist auch für eine unterschiedliche Eigenspannungsausbildung (Wärme- und Umwandlungseigenspannungen) verantwortlich. Die Legierungselemente Mn, Cr, Cr+Mo, Cr+Ni+Mo, Cr+V steigern in der angegebenen Reihenfolge die Durchhärtbarkeit im Unterschied zu C-Stählen und gewährleisten somit auch höhere Schwingfestigkeitssteigerungen bei größeren Abmessungen.
Im Unterschied zu einer konventionellen Vergütungsbehandlung können durch Umwandlungen in der Bainit-Stufe (Zwischenstufenvergütung) bessere Zähigkeits- und Schwingfestigkeitseigenschaften erreicht werden.

1.4.4 Oberflächeneinflüsse. Surface effects

Die mechanischen Eigenschaften bei statischen und zyklischen Beanspruchungen werden durch die Oberflächeneigenschaften eines Bauteils nachhaltig beeinflusst. Mit Oberflächeneigenschaften soll die Summenwirkung des Einflusses der Oberflächenfeingestalt, der Randfestigkeit und der Randeigenspannungen bezeichnet werden.

Kräftefreie Oberflächen

Die Oberflächeneigenschaften spielen bei statischer Beanspruchung nur eine untergeordnete Rolle, da die Tiefenwirkung der durch Trennen oder Kaltumformung hergestellten Oberflächen im Vergleich zum Gesamtquerschnitt gering ist. Bei Schwingungsbeanspruchungen kommt den Eigenschaften des randnahen Bereichs eine große Bedeutung zu, da die Rissseinleitungsphase überwiegend von den Oberflächeneigenschaften abhängt, während der Rissfortschritt vom Beanspruchungszustand an der Rissspitze beeinflusst wird.
Entscheidend für den Einfluss der Oberfläche auf die Verminderung der Schwingfestigkeit sind vor allem Eigenspannungen und Verfestigung als Folge der Fertigung, weniger die Rauheit [45]. Nach dem gegenwärtigen Stand können hierzu aber keine quantitativen Festlegungen getroffen werden, so dass vorerst von dem traditionellen, in **Bild 24** gezeigten Einfluss des Rauheitsfaktors

$$K_F = \frac{\sigma_{D,R_z}}{\sigma_{D,R_z \le 1\,\mu m}}$$

auszugehen ist [32]. Dabei ist R_z die gemittelte Rautiefe.
Bei verschiedenen mechanischen oder thermochemischen Oberflächen-Verfestigungsverfahren (z. B. Kugelstrahlen, Nitrieren) wird neben einer Steigerung der Randfestigkeit zugleich der Randeigenspannungszustand verändert. Treten Druckeigenspannungen auf, so wird bei Überlagerung mit Lastspannungen die Mittelspannung zu kleineren Werten hin verschoben.

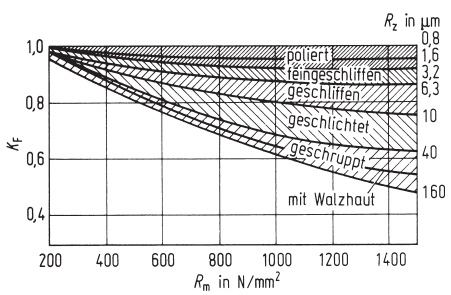


Bild 24. Rauheitsfaktor K_f für Walzstahl

Bild 25 zeigt den kombinierten Einfluss von Randfestigkeitssteigerung und Druckeigenspannungsverteilung in einem modifizierten Smith-Dauerfestigkeitsschaubild, wobei das äußere Schaubild für die verfestigte Randzone gilt. Im Unterschied zum nichtverfestigten Werkstoffzustand kann die Schwingfestigkeitssteigerung auf den Mittelspannungsverschiebungseffekt infolge Druckeigenspannungen I. Art und den Randfestigkeitssteigerungseffekt zurückgeführt werden.
Druckeigenspannungen können darüber hinaus auch die Rissfortschrittslebensdauer steigern, wie am Beispiel des Oberflächen-Verfestigungsverfahrens Festwalzen mehrfach experimentell belegt [46] und in **Bild 26** für gekerbte Proben verdeutlicht ist. Bei einstufiger Beanspruchung oberhalb der Dauerfestigkeit des nichtverfestigten Werkstoffzustandes, aber unterhalb der anrissbehafteten Bruchdauerfestigkeit des festgewalzten, eigenspannungsbehafteten Zustandes, bleiben die sich unter der zyklischen Beanspruchung bildenden Anrisse stehen (Rissstopp-Phänomen). Bei Belastungen, die vollständig oder teilweise (variable Amplituden) oberhalb der

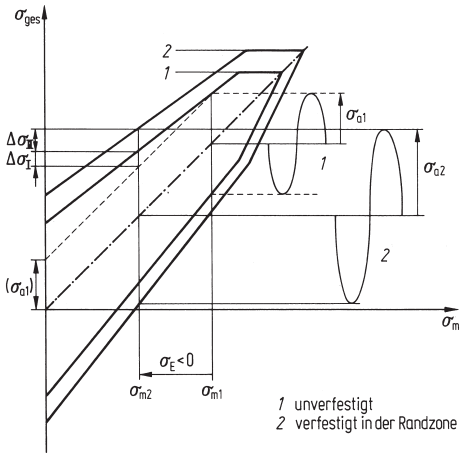


Bild 25. Bei gleicher Lastmittelspannung σ_{m1} Steigerung der Dauerfestigkeit infolge Mittelspannungsverschiebungseffekt $\Delta\sigma_I$, Randfestigkeitssteigerungseffekt $\Delta\sigma_{II}$

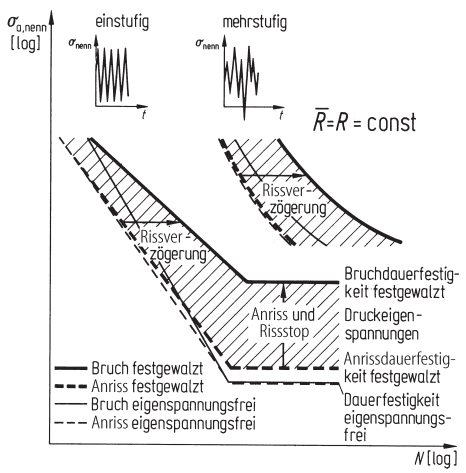


Bild 26. Steigerung der Rissfortschrittslebensdauer durch Druckeigenspannungen

Bruchdauerfestigkeit liegen, erfolgt über die Verzögerung des Rissfortschritts durch Druckeigenspannungen I. Art eine Verlängerung der Lebensdauer.
Demgegenüber gibt es aber auch eine Reihe von Oberflächeneinflüssen, die zu einer Beeinträchtigung der Schwingfestigkeitseigenschaften führen können (z. B. Risse in Hartchromüberzügen [47] oder Randabkohlung [48]).

Kräftegebundene Oberflächen

Die Kraftübertragung an gepaarten Oberflächen wird durch mikrogeometrische Gestaltabweichungen erheblich gestört, so dass insbesondere bei gehärteten Oberflächen mit einer erheblichen Einbuße der Wälzfestigkeit zu rechnen ist. Hierbei ist zu beachten, dass die Hertzsche Flächenpressung bei Wälzkörpern mit und ohne Gleitschlupf im Mikrobereich erheblich ansteigt. Während bei vergüteten Oberflächen durch teilplastische Raugipfelverformung eine fortschreitende Annäherung der wahren Flächenpressungen an die scheinbaren Flächenpressungswerte erreicht werden kann, bleiben bei gehärteten Oberflächen die hohen Mikro-Flächenpressungswerte an den elastisch verformten Raugipfeln weitgehend erhalten und können die Pittinggrenze beträchtlich absenken [49].

1.4.5 Umgebungseinflüsse. Environmental effects

Werkstoffkennwerte hängen in entscheidendem Maße von der Umgebungstemperatur, dem Umgebungsmedium sowie der Strahlungsbelastung ab. Der Temperatureinfluss ist in erster Linie auf veränderte Gleitmechanismen in den Gitterstrukturen homogener und heterogener Legierungen zurückzuführen und wirkt sich auf den Gesamtquerschnitt von Proben und Bauteilen aus. Im Unterschied hierzu werden unter dem Einfluss korrosiver Medien Grenzflächenreaktionen an Oberflächen ausgelöst, die zu makroskopischem und mikroskopischem Werkstoffabtrag führen, Passivschichten beschädigen oder partielle Versprödungserscheinungen durch Eindiffusion von Wasserstoff bewirken. Derartige Schädigungsmechanismen begünstigen bei überlagerten statischen oder zyklischen Beanspruchungen die Rissbildung und vermindern somit die Festigkeits- und Zähigkeitskennwerte.

Temperatureinfluss

Im Temperaturbereich von Raumtemperatur bis zu höheren Temperaturen nehmen in der Grundtendenz die statischen und zyklischen Festigkeitskennwerte metallischer Werkstoffe ab, bei gleichzeitiger Zunahme der Zähigkeitskennwerte. Bei höheren Temperaturen ist zu berücksichtigen, dass neben der Zeitstandfestigkeit auch die Schwingfestigkeitswerte infolge zeit- und temperaturabhängiger Gefügeveränderungen zeitabhängig abfallen. Ein Dauerfestigkeitswert existiert bei höheren Temperaturen nicht. Wegen der ausgeprägten Frequenz- und damit Zeitabhängigkeit der Versuchsergebnisse trägt man den Spannungsausschlag σ_a häufig nicht über der Bruchlastspielzahl N_B sondern über der Bruchzeit $t_B = N_B/f$ auf (f-Frequenz) [50].
Die zeitabhängige Verformung unter mechanischer Belastung wird als Kriechen bezeichnet. Kriecheffekte kommen in Hochtemperaturanlagen, z. B. thermischen Kraftwerken, hohe Bedeutung zu; s. **E 1.1.3**, **E 1.6.4** und **E 2.2.11**. Konstante Verformung mit zeitabhängiger Abnahme der Spannung bezeichnet man als Relaxation; s. **E 1.6.4** und **E 2.2.11**.
Mit abnehmenden Temperaturen steigen die Festigkeits- und Schwingfestigkeitskennwerte metallischer Werkstoffe i. Allg. an, unter gleichzeitiger Einbuße der Zähigkeitseigenschaften bis hin zur Tieftemperatur-Versprödung. Metalle mit kubisch-flächenzentrierter Gitterstruktur, nickellegierte Stähle sowie Feinkornbaustähle weisen eine zu tieferen Temperaturen verschobene Übergangstemperatur vom Zäh- zum Sprödbruch auf.

Einfluss von Korrosionsmedien

Die Schädigungsvorgänge bei zügiger und wechselnder Beanspruchung unter dem gleichzeitigen Einfluss korrosiver Medien zeigen werkstoff- und medienspezifische Unterschiede. Eine ausführliche Darstellung der Zusammenhänge findet sich in **E 6**.

Einfluss energiereicher Strahlen

Bei der Bestrahlung metallischer Werkstoffe mit Neutronen, Ionen oder Elektronen kommt es zu vielfältigen Wechselwirkungen mit den Gitteratomen des bestrahlten Werkstoffs, die zu einer Veränderung der mechanischen, physikalischen und chemischen Werkstoffeigenschaften führen können. Von besonderer Bedeutung für die Werkstoffauswahl im Reaktorbau sind je nach Betriebstemperatur und Neutronenfluenz mögliche Strahlenschädigungen, die in Bestrahlungsverfestigung infolge Gleitblockierungen, bestrahlungsinduziertes Kriechen bei höheren Temperaturen, in Hochtemperaturversprödung sowie in strahlungsinduziertes Schwellen infolge Porenbildung unterteilt werden können [51]. Die Beherrschung des letztgenannten Effekts der Porenbildung, der auf der Agglomeration von Leerstellen beruht, spielt für die Auslegung der Brennelemente in schnellen Brutreaktoren sowie heliumgekühlten Hochtemperaturreaktoren eine entscheidende Rolle.

1.4.6 Gestalteinfluss auf statische Festigkeitseigenschaften
Design and static strength properties

Kerbeinfluss

Im Unterschied zu der bei Zugstäben vorliegenden einachsigen, homogenen Spannungsverteilung wird das Festigkeitsverhalten von Bauteilen je nach konstruktiver Gestaltung durch mehrachsige Kerbspannungszustände mit ausgeprägten Spannungsspitzen an der Bauteiloberfläche beeinflusst. Unter Berücksichtigung linear elastischen Materialverhaltens können gemäß **Bild 27** die für Zug, Biegung oder Torsion sich einstellenden Spannungsspitzen im Kerbgrund durch die Formzahl α_k definiert werden (z. B. $\alpha_{k\,Zug} = \sigma_{1\,max}/\sigma_{1n}$).
Die Formzahl α_k (engl. K_t) hängt von Kerbgeometrie und Beanspruchungsart ab. Für gleiche Kerbgeometrien ergeben sich je nach Beanspruchungsart unterschiedliche α_k-Werte in der Reihenfolge $\alpha_{k\,Zug} > \alpha_{k\,Biegung} > \alpha_{k\,Torsion}$.
Aus rechnerischen Ansätzen (z. B. Finite-Element-Methode) sowie aus zahlreichen experimentellen Untersuchungen sind für verschiedene Kerbfälle der Konstruktionspraxis die Formzahlen α_k bekannt. Mit der in **Anh. E 1 Tab. 12** angegebenen Gleichung und den zugehörigen Faktoren und Exponenten, die nach der Finite-Element-Methode ermittelt wurden, können Formzahlen an gekerbten sowie an abgesetzten Flach-

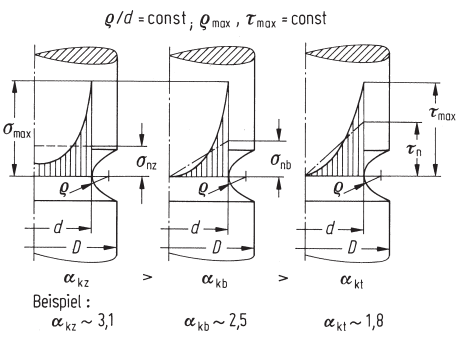


Bild 27. Formzahl – Definition für Zug-, Biege- und Torsionsbeanspruchung

und Rundstäben für verschiedene Beanspruchungsfälle errechnet werden [52].

Würde unter Verwendung eines duktilen Werkstoffs bei zügiger Beanspruchung ein Kerbstab nur bis zur Randfließgrenze R_e/α_k belastet, so ergäbe sich eine nur unvollständige Werkstoffausnutzung. Bei zähem Werkstoffzustand kann die Belastung beträchtlich über den Fließbeginn im Kerbgrund gesteigert werden, wobei ohne wesentliche Steigerung der Randfließspannung die plastische Zone eine größere Tiefenwirkung erreicht, bis sich im vollplastischen Zustand die Grenztragfähigkeit einstellt. Dies gilt zunächst für ideal elastisch-plastischen Werkstoff ohne Kaltverfestigung, **Bild 28**.

Aus der Kerbstab-Fließkurve [53] geht hervor, dass mit zunehmender plastischer Randdehnung und größerer Tiefenwirkung der plastischen Zone die Tragfähigkeit ansteigt. Als geeignete Kenngröße einer gesteigerten Tragfähigkeit erweist sich der Quotient aus der Laststeigerung nach Beginn des Fließens F_{pl} und der Belastungsgrenze bei Fließbeginn F_F der auch als Stützziffer n_{pl} bezeichnet wird: $n_{pl} = F_{pl}/F_F > 1$.

Für spröde Stoffzustände gelten diese Überlegungen keineswegs. In diesem Fall ergibt sich keine Fließ-, sondern eine Bruchbedingung zu $R_{mk} = \sigma_{1n} = \sigma_{1max}/\alpha_k$.

Als geeignetes Kriterium zur Beurteilung des zähen oder spröden Bauteilverhaltens unter Kerbspannungszuständen erweist sich die bezogene Kerbzugfestigkeit $\gamma_k = R_{mk}/R_m$ als Funktion von α_k. Duktile Werkstoffe zeigen mit größer werdender Formzahl bezogene Kerbzugfestigkeitswerte $R_{rmmk}/R_m > 1$ während spröde Stoffzustände bezogene Kerbzugfestigkeitswerte $R_{mk}/R_m < 1$ ergeben.

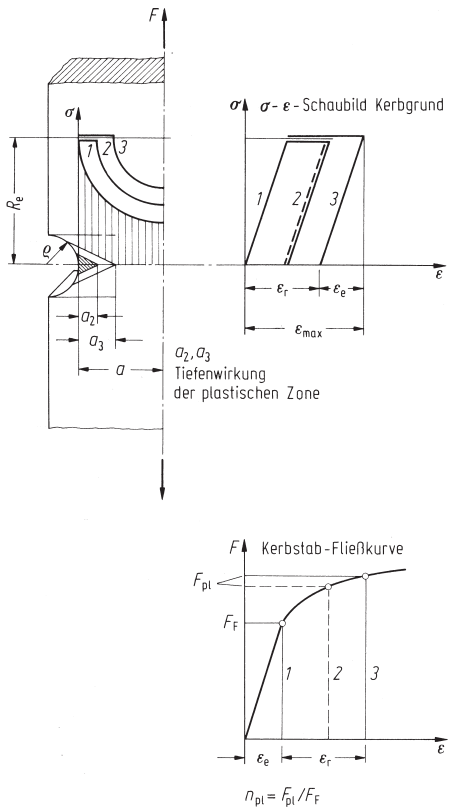


Bild 28. Stützwirkung in Kerbstäben bei teilplastischer Verformung

Für ideal spröden Stoffzustand ergibt sich die Grenzbedingung $R_{mk}/R_m = (\sigma_{1max}/\alpha_k)/\sigma_{1max} = 1/\alpha_k \leq 1$.

Größeneinfluss

Zur Übertragung der an Proben ermittelten Werkstoffkennwerte auf Bauteile muss der Größeneinfluss berücksichtigt werden. Unter der Annahme elastomechanischer Ähnlichkeit wurde an geometrisch ähnlich gekerbten Probestäben nachgewiesen, dass Fließgrenze und Fließkurve von Kerbstäben verschiedener Durchmesser für geringe plastische Verformungen einen vernachlässigbaren geometrischen Größeneinfluss aufweisen [54]. Dagegen wurde in Kerbzugversuchen im Durchmesserbereich von 6 bis 180 mm nachgewiesen, dass Kerbproben aus C60 ($\alpha_k = 3{,}85$) unterhalb 80 mm Außendurchmesser ein Kerbzugfestigkeitsverhältnis > 1, oberhalb 80 mm Außendurchmesser ein Kerbzugfestigkeitsverhältnis < 1 aufweisen. Dies deutet darauf hin, dass Kerbzugfestigkeitseigenschaften einen eindeutigen Größeneinfluss zeigen, und somit auch bei quasistatischer Beanspruchung ein Übergang vom zähen zum spröden Bauteilverhalten bei bestimmten Grenzdurchmessern erfolgen kann.

1.4.7 Gestalteinfluss auf Schwingfestigkeitseigenschaften

Design and fatigue strength properties

Kerbeinfluss

Unter der Annahme linear-elastischen Verhaltens im Dauerfestigkeitsbereich kann erwartet werden, dass bei Kerbstäben und somit auch bei gekerbten Bauteilen die Wechselspannungsamplitude im Kerbgrund um den α_k-fachen Wert der Nennspannung erhöht wird und somit die Dauerfestigkeit σ_{Dk} gekerbter Proben oder Bauteile auf den elastizitätstheoretischen Kleinstwert der Nennspannung $\sigma_{Dk} = \sigma_D/\alpha_k$ abgesenkt werden kann. In vielen Untersuchungen wurde nachgewiesen, dass die Verminderung der Dauerfestigkeit gekerbter Proben kleiner ist, als aus dem elastizitätstheoretischen Kleinstwert zu erwarten ist [55]. Je nach Kerbschärfe und Größe des Kerbgrunddurchmessers werden infolge Stützwirkung erheblich höhere Schwingfestigkeitswerte erzielt. Dies bedeutet, dass im Durchmesserbereich < 100 mm die Schwingfestigkeitseigenschaften gekerbter Proben nicht nur von der Formzahl α_k, sondern auch von weiteren Faktoren abhängen. Im Unterschied zur Formzahl α_k können mit der Kerbwirkungszahl β_k die Schwingfestigkeitseigenschaften summarisch erfasst werden:

$$\beta_k = \sigma_D/\sigma_{D,k}\,;\ \beta_k \leq \alpha_k.$$

Die Kerbwirkungszahl β_k kann nicht nur experimentell, sondern auch nach verschiedenen Verfahren rechnerisch bestimmt werden [56]. Häufig angewendet wird die Beziehung $n_\chi = \dfrac{\alpha_k}{\beta_k}$, wobei sich ein Wert für die Stützzahl n_χ über das bezogene Spannungsgefälle $\chi = \dfrac{1}{\sigma_{max}} \dfrac{\Delta\sigma}{\Delta d}$ gemäß **Bild 29** ermitteln lässt (s. **C 10.3**).

Größeneinfluss

Um die aus Einstufenversuchen ermittelten Schwingfestigkeitseigenschaften glatter und gekerbter Proben auf einstufenbeanspruchte Bauteile übertragen zu können, müssen alle maßgebenden Größeneinflussparameter bekannt sein, die in folgende Einzelmechanismen unterteilt werden können [55]: Technologischer Größeneinfluss, geometrischer Größeneinfluss, statistischer Größeneinfluss [57] sowie oberflächentechnischer Größeneinfluss (vgl. **Bild 30**).

Bild 31 zeigt in einer Gegenüberstellung Dauerfestigkeitseigenschaften bei Umlaufbiegebelastung des Vergütungsstahls 30CrNiMo8 im vergüteten Zustand ($R_m = 900\ \mathrm{N/mm^2}$ für

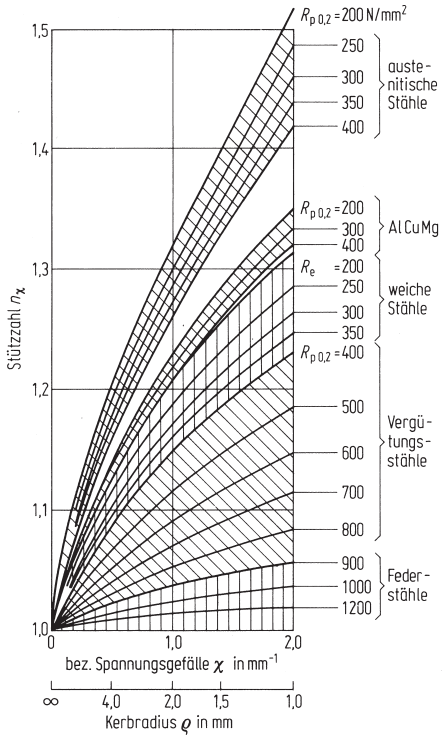


Bild 29. Stützzahl n_χ für unterschiedliche Werkstoffgruppen [56]

alle untersuchten Durchmesser) sowie im plasmanitrierten Zustand (24 h bei 530 °C: mittlere Nitriertiefe 0,3 mm) in Abhängigkeit zur Probengröße im Durchmesserbereich bis zu 80 bis 100 mm. Insbesondere bei kleinen Probendurchmessern werden durch das Plasmanitrieren große Schwingfestigkeitssteigerungen erreicht.

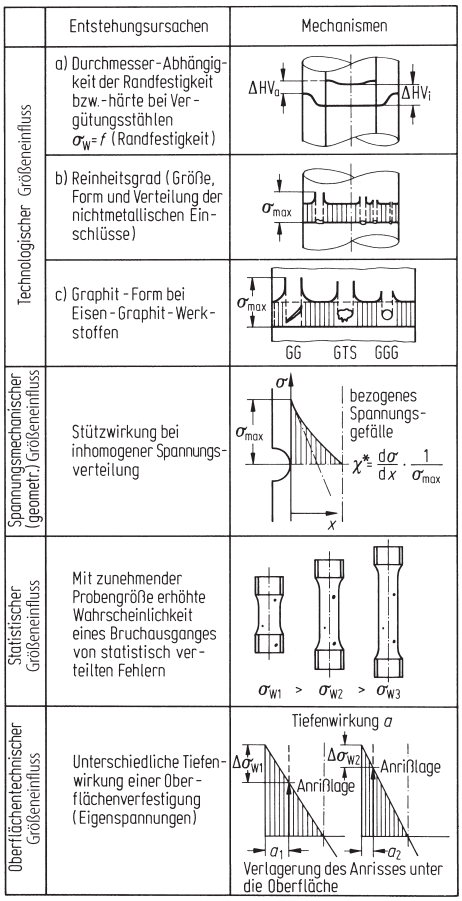


Bild 30. Entstehungsursachen und Mechanismen des Größeneinflusses

1.5 Festigkeitsnachweis von Bauteilen

Proof of strength for components

Jeder Festigkeitsnachweis besteht aus einem Vergleich der Beanspruchung eines Bauteils und seiner Beanspruchbarkeit unter Berücksichtigung von Sicherheitsfaktoren.

Konstrukteure und Berechnungsingenieure im Maschinenbau und in verwandten Bereichen der Industrie nutzen dazu u. a. zwei in den letzten Jahren entstandene Dokumente.

Die *FKM-Richtlinie für den rechnerischen Festigkeitsnachweis* [32] enthält den statischen Festigkeitsnachweis und den Ermüdungsfestigkeitsnachweis unter Anwendung der klassischen Methoden der Festigkeitslehre. Die Richtlinie wurde auf der Grundlage ehemaliger TGL-Standards [58–62], der früheren Richtlinie VDI 2226 [56] und weiterer Quellen erarbeitet und auf den neuen Erkenntnisstand weiterentwickelt.

Werden an Bauteilen während Herstellung oder Betrieb jedoch Fehler, wie z. B. Risse, durch zerstörungsfreie Prüfverfahren entdeckt oder muss mit deren Auftreten in einem Inspektionszeitraum gerechnet werden, so verlangt dies eine Anwendung bruchmechanischer Methoden und somit der *FKM-Richtlinie für den bruchmechanischen Festigkeitsnachweis* [20].

Im Folgenden sollen nur einige Schwerpunkte aus diesen Nachweisen näher erläutert werden.

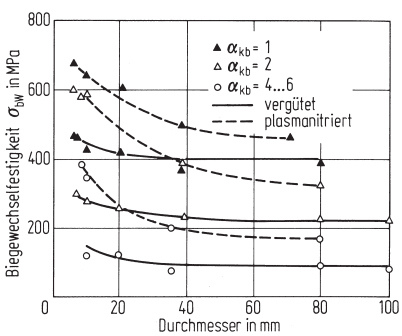


Bild 31. Biegewechselfestigkeitseigenschaften vergüteter und plasmanitrierter Proben aus 30CrNiMo8 ($R_m = 900$ N/mm²) unterschiedlicher Durchmesser. Durchgezogene Linien: vergütet; gepunktete Linien: plasmanitriert

1.5.1 Festigkeitsnachweis bei statischer Beanspruchung

Proof of strength for static loading

Bei einachsiger oder mehrachsiger homogener Belastung wird die Festigkeitsberechnung jeweils für den höchstbeanspruchten Querschnitt durchgeführt. Der Nachweis kann sowohl mit Nennspannungen als auch mit örtlichen Spannungen geführt werden.

Werkstofffestigkeitskennwerte sind Zugfestigkeit und Fließgrenze (Streckgrenze bzw. 0,2 Dehngrenze) unter Beachtung des technologischen Größeneinflusses, der Anisotropie, der Beanspruchungsart (Zug, Druck, Schub) und der Temperatur [32].

Konstruktionskennwerte sind vor allem die plastischen Stützzahlen, mit denen eine erfahrungsgemäß zulässige Teilplastifizierung des Bauteils berücksichtigt wird und die mit anderen Größen auf einen Konstruktionsfaktor führen. Die ertragbaren Nennwerte der statischen Bauteilfestigkeit ergeben sich aus der Zugfestigkeit, dividiert durch den jeweiligen Konstruktionsfaktor.

Grundwert der Sicherheitsfaktoren ist ein praxisüblicher Wert 2,0 gegenüber der Zugfestigkeit, bzw. bei Werkstoffen mit einem Verhältnis von Zugfestigkeit zu Fließgrenze kleiner als 0,75 der Wert 1,5 gegenüber der Fließgrenze.

Der Nachweis wird mittels des Auslastungsgrades durchgeführt, der höchstens den Wert 1 annehmen darf. Der Auslastungsgrad für eine bestimmte Spannungskomponente bzw. Spannungsart ist gleich dem Spannungswert dividiert durch den zulässigen Wert der statischen Bauteilfestigkeit. Der zulässige Wert ist gleich dem ertragbaren Wert der statischen Bauteilfestigkeit dividiert durch den Sicherheitsfaktor.

Bei mehreren Spannungskomponenten wird ein Gesamtauslastungsgrad ermittelt, der die Duktilität des Werkstoffes berücksichtigt.

Die Bauteiltragfähigkeit kann zusätzlich durch mehrachsige Eigenspannungszustände beeinflusst werden. Je nach Tiefenwirkung der Eigenspannungsquelle bewirken mehrachsige Zugeigenspannungen eine Anhebung der Bauteilfließgrenze, wobei mit zunehmender teilplastischer Verformung der Eigenspannungszustand wieder abgebaut wird. Im Grenzfall können dreiachsige hydrostatische Zugeigenspannungszustände eine Trennbruchgefahr auslösen, die unter Anwendung der Normalspannungshypothese wie folgt abgeschätzt werden kann: $\sigma_{1\,\max} = \sigma_{1\,\mathrm{Last}} + \sigma_{1\,\mathrm{Eigensp.}}$.

Die Superposition von Last- und Eigenspannungen setzt voraus, dass der dreiachsige Eigenspannungszustand nach Größe und Richtung des Hauptachsensystems bekannt ist.

Einen Sonderfall des Versagens bei statischer Bauteilbelastung stellt die mögliche Instabilität infolge Knickung dar, die in [32] jedoch nicht berücksichtigt wird (s. **C 7**).

1.5.2 Festigkeitsnachweis unter Einstufen-Schwingbeanspruchung

Proof of strength for constant cyclic loading

Die auch mit *Gestaltfestigkeit* oder *Bauteilfestigkeit* bezeichnete Bauteil-Tragfähigkeit bei einstufiger Schwingbelastung kann nach dem Nennspannungskonzept durch Berücksichtigung der maßgebenden Einflussfaktoren (Größeneinfluss, Kerbwirkung, Oberflächeneinfluss) weitgehend aus den Eigenschaften ungekerbter Proben berechnet werden. Die Bauteileigenschaften unter Schwingbeanspruchung werden durch werkstoffliche, fertigungstechnische und konstruktive Faktoren beeinflusst. Durch Anwendung mechanischer (Kugelstrahlen, Festwalzen), thermischer (Induktionshärten) und thermochemischer Randschichtverfestigungsverfahren (Einsatzhärten, Nitrieren) kann eine wirkungsvolle Steigerung der Dauerfestigkeit erreicht werden.

Ausgehend von der Wechselfestigkeit des Werkstoffes σ_W lässt sich die Bauteil-Wechselfestigkeit σ_{WK} nach folgendem Ansatz abschätzen: $\sigma_{WK} = \sigma_W \cdot K_d \cdot \dfrac{1}{\beta_k + \frac{1}{K_F} - 1}$.

Dabei berücksichtigt der technologische Größenfaktor K_d die Unterschiede in den Abmessungen von Probe und Bauteil.

Durch eine additive Verknüpfung von Kerbwirkungszahl β_k und Rauheitsfaktor K_F wird eine geringere Rauheitsempfindlichkeit des gekerbten Bauteils im Vergleich mit dem nichtgekerbten Bauteil in Rechnung gestellt.

Die Wirkungen von Randschichtverfestigungsverfahren, Temperaturen unter -40 °C oder über 100 °C, sowie Beanspruchungsfrequenzen über 100 Hz können durch weitere Multiplikatoren rechnerisch berücksichtigt werden.

Aus der Bauteil-Wechselfestigkeit unter Einstufen-Schwingbelastung folgt die Bauteil-Dauerfestigkeit für eine gegebene Mittelspannung über die Mittelspannungsempfindlichkeit M nach **Bild 16**.

1.5.3 Betriebsfestigkeitsnachweis

Proof of structural durability

Bauteile unterliegen unter Betriebsbedingungen meist regellosen Belastungsverläufen mit statistisch verteilten Schwingamplituden bei konstanten oder variablen Mittellasten, so dass die aus Einstufenversuchen gewonnenen Bauteil-Schwingfestigkeitseigenschaften nur begrenzt für die Dimensionierung herangezogen werden können. In zahlreichen Anwendungsfällen des Maschinen- und Stahlbaus sowie insbesondere im Leichtbau müssen Schwingbeanspruchungen zugelassen werden, deren Spannungsausschlag bis über den zweifachen Betrag der Dauerschwingfestigkeit hinausgeht, wodurch Teilschädigungen durch Wechselverformungen (Spannungs-Dehnungs-Hysteresen) im Zeitfestigkeitsgebiet entstehen können.

Zur quantitativen Beurteilung der Teilschädigungen (*Schadensakkumulation*) sind Klassierverfahren erforderlich, die unregelmäßige Belastungsabläufe auf eine Folge von Schwingspielen bestimmter Größe und Häufigkeit zurückführen. Unter Anwendung verschiedener ein- und mehrparametriger Klassierverfahren (empfohlen wird das zweiparametrige *Rainflow-Klassierverfahren*, das die Informationen über die Mittelspannung der Schwingspiele erhält) können Häufigkeitsverteilungen sowie die Summenhäufigkeit der Betriebslasten bzw. der Nennspannungen aufgestellt werden. Durch eine derartige Kollektivbildung gehen allerdings Informationen realer Beanspruchungs-Zeit-Verläufe teilweise verloren, weshalb in der Praxis für den experimentellen oder rechnerischen Lebensdauernachweis (örtliches Konzept) auch vielfach reale Lastfolgen verwendet werden.

In **Bild 32** sind drei unterschiedliche Spannungs-Zeit-Verläufe sowie die zugehörigen Spannungskollektive dargestellt. Zur eindeutigen Kennzeichnung eines Beanspruchungskollektivs sind die Summenhäufigkeit H, die Kollektivform nach einem bestimmten statistischen Verteilungsgesetz, die Größtwerte der Ober- und Unterspannungen $\bar{\sigma}_o$, $\bar{\sigma}_u$ bzw. die größte Spannungsamplitude $\bar{\sigma}_a$ sowie die zugehörige Mittelspannung $\bar{\sigma}_m$ erforderlich.

Für Spannungs-Zeit-Funktionen können – ausgehend vom stationären Zufallsprozess mit Normalverteilung (**Bild 33**) – die oberhalb der Normalverteilung liegenden Mischkollektive durch Normalkollektive zu einem bestimmten Lastbereich angenähert werden. Die Kollektivbeiwerte p stellen das Verhältnis von minimaler und maximaler Amplitude im Kollektiv dar und liegen gemäß **Bild 33** in den Grenzen $0 \leq p \leq 1$. Die Lebensdauervorhersage von Bauteilen unter zufallsbedingten Last-Zeit-Funktionen kann durch Anwendung rechnerischer

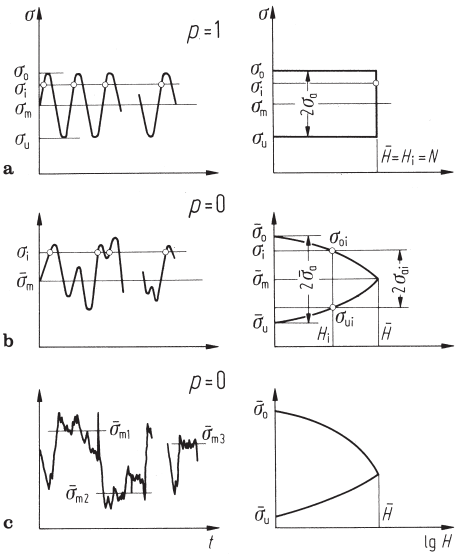


Bild 32a–c. Einfluss verschiedener Spannungs-Zeit-Funktionen auf das Spannungskollektiv. **a** konstante Amplitude und Mittelspannung; **b** veränderliche Amplitude und konstante Mittelspannung; **c** veränderliche Amplitude und veränderliche Mittelspannung

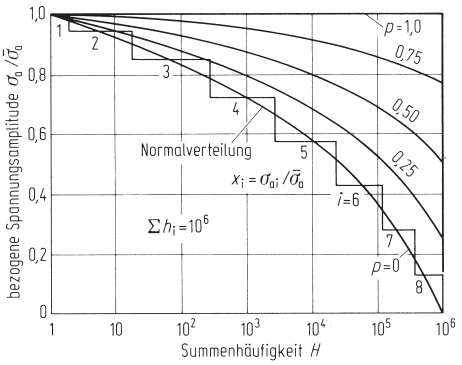


Bild 33. *p*-Wert-Kollektive und Aufteilungsmöglichkeit für Blockprogramm-Versuche

Verfahren sowie durch versuchstechnische Verfahren in Form von Programmversuchen oder Randomversuchen erfolgen.

Rechnerische Lebensdauervorhersage (Nennspannungskonzept)

Sie kann bei bekanntem Belastungskollektiv und experimentell oder synthetisch bestimmter Bauteil-Wöhlerkurve im Zeit- und Dauerfestigkeitsgebiet unter Anwendung einer geeigneten Schadensakkumulationshypothese durchgeführt werden. Die von Palmgren und Miner aufgestellte Hypothese geht von einem linearen Schädigungszuwachs mit der Anzahl n_i der Schwingspiele aus, wobei je Lastspiel eine Teilschädigung von $1/N_i$ auftritt, wenn N_i die Bruchlastspielzahl für den jeweiligen Spannungsausschlag σ_{ai} ist. Wird das Belastungskollektiv gemäß **Bild 34** durch eine mehrstufige Belastung ersetzt, so summieren sich die einzelnen Schädigungsanteile n_i/N_i bei m Laststufen zu folgender Schadenssumme:

$$S = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \ldots = \sum_{i=1}^{m} \frac{n_i}{N_i} = 1.$$

Nach der Hypothese tritt Ermüdungsbruch ein, wenn die Schadenssumme $S = 1$ ist.

Das Belastungskollektiv kann in eine Anzahl von Teilfolgen zerlegt werden, deren Schadenssumme je Stufe und Teilfolge $S_i = h_i/N_i$ beträgt, wobei h_i die Zahl der Schwingspiele (Teilschädigungen) je Laststufe einer Teilfolge angibt.

Die Schadenssumme bei Bruch ergibt sich mit $Z =$ Anzahl der Teilfolgen zu

$$S = \sum \frac{n_i}{N_i} = Z \sum \frac{h_i}{N_i} \text{ (bei } Z = 1 \text{ wird } n_i = h_i).$$

Wie eine umfassende Auswertung sowie Lebensdauernachrechnungen von Betriebsfestigkeitsversuchen zeigen, treten systematische Abweichungen von der theoretischen Schadenssumme $S = 1$ und beachtliche Streuspannen auf [63]. So wird zum Beispiel für Berechnungen nach [32] für Stahl eine Schadenssumme $S = 0,3$ empfohlen.

Verschiedene Modifikationen der sogenannten Miner-Regel, wie z. B. die Verlängerung der Zeitfestigkeitsgeraden mit halbem Neigungswinkel zur Berücksichtigung von Schädigungsanteilen unterhalb der Dauerfestigkeit (s. **Bild 34**), wurden mit dem Ziel einer verbesserten Lebensdauervorhersage entwickelt [30].

Rechnerische Lebensdauervorhersage (örtliches Konzept)

Bei Lebensdauervorhersage nach dem örtlichen Konzept erfolgt die Schadensakkumulation in gleicher Weise wie zuvor dargestellt, wobei jedoch die einzelnen Schwingspiele nicht durch Spannungen sondern durch einen Schädigungsparameter charakterisiert werden.

Im **Bild 35** sind die für die Berechnung der Anrisslebensdauer notwendigen Daten- und Berechnungsmodule für den Fall einer einachsigen Beanspruchung und eines homogenen und eigenspannungsfreien Werkstoffzustandes dargestellt.

Eingabedaten auf der Seite der Beanspruchbarkeit sind die in Schwingversuchen an homogen beanspruchten Proben ermittelte zyklische Fließkurve und die Dehnungswöhlerlinie. Fehlen experimentelle Daten, so können die Daten auch aus Werkstoffdatensammlungen entnommen oder mit Näherungsformeln aus der Festigkeit des Werkstoffes abgeschätzt werden.

Auf der Seite der Beanspruchung sind die Bauteilgeometrie einschließlich der Lastkonfiguration sowie der Last-Zeit-Verlauf einzugeben. In einem ersten Rechenschritt wird über elastisch-plastische Näherungsgleichungen (Kerbbeanspruchungsbeziehungen) die Bauteilfließkurve (Last-Dehnungs-Beziehung) bestimmt. Für teilplastische Beanspruchung wird hierbei vielfach die von Neuber [64] abgeleitete Beziehung

$$\sigma \cdot \varepsilon = \alpha_k^2 \frac{\sigma_{nenn}^2}{E} \text{ genutzt.}$$

Aus der Bauteilfließkurve und der Lastfolge kann schließlich unter Berücksichtigung des Masing- und Memoryverhaltens des Werkstoffs der Spannungs-Dehnungspfad als Folge geschlossener Hysteresisschleifen an der versagenskritischen Stelle berechnet werden. Die Berechnung des Schädigungsbeitrages der einzelnen Hysteresisschleifen aus der Dehnungswöhlerlinie des Werkstoffs erfolgt über einen Schädigungs- bzw. Mittelspannungsparameter. Am gebräuchlichsten ist hier der Ansatz von Smith, Watson und Topper [65] $P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m)\varepsilon_a \cdot E}$ mit σ_a, σ_m, ε_a als Ausschlag- und Mittelspannung bzw. -dehnung.

Die einzelnen Teilschädigungen akkumulieren sich letztlich zur Gesamtschädigung, für die die Schadenssumme $= 1$ mit dem Anrissversagens des Bauteils gleichgesetzt wird.

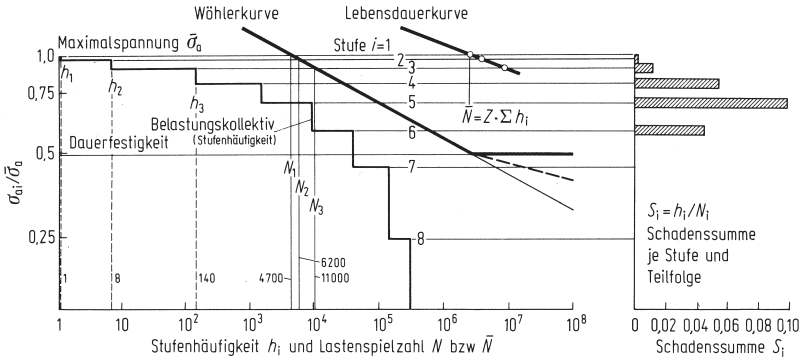


Bild 34. Berechnung der Schadenssumme nach Palmgren-Miner (8-Stufen-Versuch)

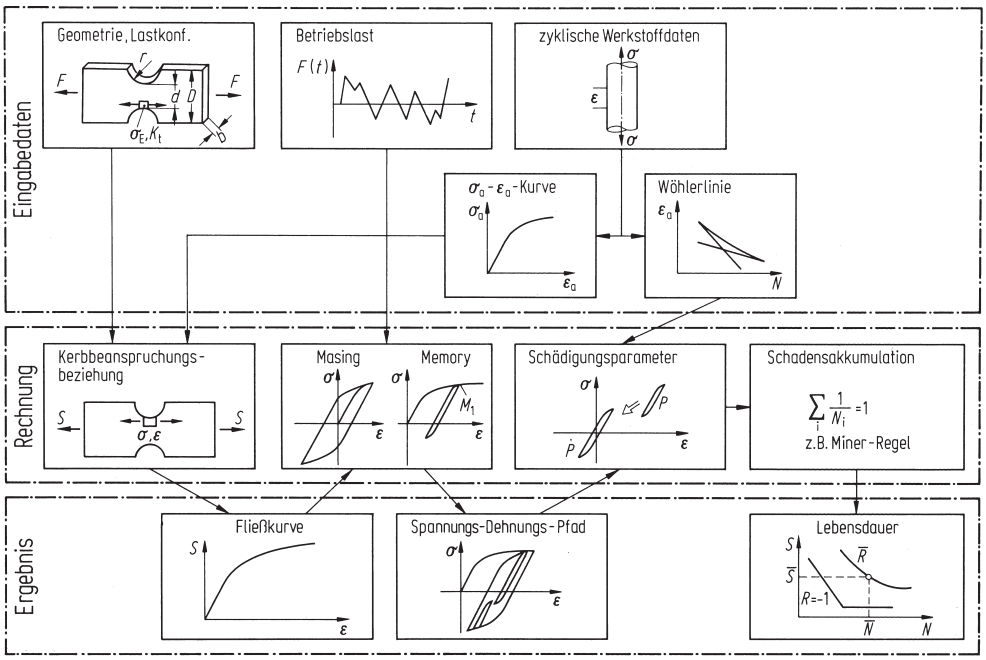


Bild 35. Daten- und Berechnungsmodule für eine Lebensdauervorhersage nach dem Örtlichen Konzept [15]

Das hier aufgezeigte Berechnungskonzept hat zahlreiche Modifikationen erfahren, so in der Berücksichtigung inhomogener Werkstoffzustände (z. B. Randschichtverfestigung) und der Erweiterung für mehrachsige Beanspruchungszustände [66]. Durch die Einbeziehung bruchmechanischer Ansätze schließlich wurde auch die Berechnung der Bruchlebensdauer möglich [67].

Experimentelle Lebensdauerbestimmung

Hierzu können sowohl Programmversuche als auch Randomversuche angewandt werden. In der Vergangenheit wurden vielfach Programmversuche durchgeführt, bei denen das Amplitudenkollektiv in acht Stufen unterteilt wurde und Teilfolgen mit jeweils $0,5 \cdot 10^6$ Lastspielen zusammengestellt wurden [68]. Um eine praxisgerechte Mischung hoher und niedriger Spannungsamplituden zu erreichen, wurden in jeder Teilfolge die Spannungswerte zuerst ansteigend, dann fallend durchlaufen. Die Ergebnisse eines Programmversuchs lassen sich ähnlich der Wöhlerkurve im Zeitfestigkeitsgebiet als Lebensdauerlinie darstellen.

Heute dominieren *Randomversuche*, bei denen eine weitgehende Nachahmung der tatsächlichen Beanspruchungs-Zeit-Funktion angestrebt wird. Sie werden unterteilt in Betriebslastenversuch (Nachfahrversuch), randomisierte Programmversuche und Random-Prozess-Versuche [69]. Für zahlreiche Anwendungsfälle (z. B. Fahrzeuge, Flugzeuge, Walzgerüste) existieren standardisierte Lastfolgen, die die jeweils baugruppenspezifischen stochastischen und deterministischen Beanspruchungsvorgänge abbilden. In experimentellen Vergleichsuntersuchungen zwischen Programm- und Randomversuchen

wurde nachgewiesen, dass Randomversuche mit wirklichkeitsnahen Beanspruchungsabläufen eine kürzere Bauteil-Lebensdauer ergeben als verschiedene Blockprogrammversuche [70].

1.5.4 Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis unter statischer Beanspruchung

Fracture mechanics proof of strength for static loading

Erreicht oder überschreitet der Beanspruchungsparameter im rissbehafteten Bauteil bei statischer Beanspruchung einen kritischen Wert (Werkstoffbruchwiderstand), kommt es zu einer Rissinitiierung, die beim zähen Werkstoffverhalten stabile Risserweiterung und beim spröden Werkstoffverhalten instabiles Versagen einleitet. Der kritische Wert des Beanspruchungsparameters erweist sich in bestimmten Grenzen als Werkstoffkennwert und wird als Risszähigkeit bezeichnet. Sie ist von Laborproben – an denen sie gemessen wird – auf Bauteile übertragbar. Da der Werkstoffbruchwiderstand in der Realität geometrieabhängig ist, wird die Geometrie der Laborproben so gewählt, dass ein niedrigster Wert ermittelt wird (konservative Vorgehensweise). Die Geometrieabhängigkeit kann in verfeinerten Analysen durch die Verwendung eines zusätzlichen Parameters berücksichtigt werden.

Bei sprödem Werkstoffverhalten tritt Versagen ein, wenn gilt $K_{\mathrm{IBauteil}} = K_{\mathrm{Ic}}$. Der Bruch kann durch Erreichen einer kritischen Risslänge oder einer kritischen Beanspruchung ausgelöst werden.

Bei zähem Werkstoffverhalten in der Hochlage ist der Werkstoffbruchwiderstand eine Funktion der Risserweiterung. Der Rissantrieb wird dann durch einen elastisch-plastischen Beanspruchungsparameter beschrieben und ist mit einer Risswiderstandskurve des Werkstoffs zu vergleichen. Der Riss wächst bei zunehmender Beanspruchung so lange stabil, bis bei einer inkrementellen Risserweiterung da die Instabilitätsbedingung

$$\frac{d(\text{Rissantrieb})}{da} \geq \frac{d(\text{Werkstoffbruchwiderstand})}{da}$$

erfüllt ist.

Die Bewertung von Bauteilen mit Fehlern unter statischer Beanspruchung kann mit Hilfe von Rissantriebs- (Crack Driving Force, CDF) oder Versagensbewertungs- (Failure Assessment, FA) Diagrammen geführt werden. Das Versagens-Bewertungsdiagramm FAD (Failure Assessment Diagram), **Bild 36**, enthält eine durch die Parameter K_{r} und L_{r} definierte Grenzkurve $K_{\mathrm{r}} = f(L_{\mathrm{r}})$ für die Bewertung des belasteten Bauteils mit Fehler. Die Grenzkurve grenzt den „sicheren" Bereich ein, in dem kein Versagen des Bauteils mit Riss möglich ist.

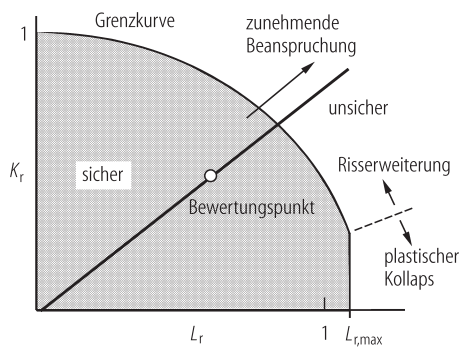


Bild 36. Versagensbewertungs-Diagramm (FAD), prinzipiell

K_{r} ist dabei der auf die Risszähigkeit K_{mat} bezogene linear-elastische Spannungsintensitätsfaktor K

$$K_{\mathrm{r}} = K/K_{\mathrm{mat}}$$

und der Plastifizierungsgrad L_{r} die auf die plastische Grenzlast F_{e} des Bauteils mit Riss bezogene Belastung F

$$L_{\mathrm{r}} = F/F_{\mathrm{e}}.$$

Für gegebene Geometrie- und Beanspruchungsbedingungen des Bauteils mit Riss sowie für relevante Werkstoffkennwerte werden die Koordinaten $[K_{\mathrm{r}},\ L_{\mathrm{r}}]$ eines Zustandspunktes (wenn die Rissinitiierung als der Grenzzustand betrachtet wird) bzw. einer Reihe von Zustandspunkten (für das Versagen nach stabiler, duktiler Risserweiterung) berechnet und mit der Grenzkurve verglichen. Das FAD-Verfahren enthält als Grenzfälle den Sprödbruchnachweis, wenn der Zustandspunkt auf der y-Achse liegt, und den Nachweis von plastischem Kollaps, wenn der Zustandspunkt auf der x-Achse liegt. In [17] und [20] werden verschiedene Grenzkurven in Abhängigkeit der zur Verfügung stehenden Eingabedaten, dem Auswertungsaufwand und der gewünschten Konservativität der Ergebnisse angegeben.

Besitzt der untersuchte Werkstoff beispielsweise eine ausgeprägte Streckgrenze (R_{el}, R_{eH}) so kann folgende Grenzkurve verwendet werden:

$$\text{für} \quad L_{\mathrm{r}} < 1 \qquad f(L_{\mathrm{r}}) = \left(1 + \frac{L_{\mathrm{r}}^2}{2}\right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$\text{für} \quad 1 \leq L_{\mathrm{r}} < L_{\mathrm{r}}^{\max} \quad f(L_{\mathrm{r}}) = f(1) L_{\mathrm{r}}^{\frac{N-1}{2N}}$$

$$\text{für} \quad L_{\mathrm{r}} = 1 \qquad f(1) = \left(\lambda + \frac{1}{2\lambda}\right)^{-\frac{1}{2}}$$

$$\text{mit} \quad \lambda = 1 + \frac{E\Delta\varepsilon}{R_{\mathrm{el}}},\ \Delta\varepsilon = 0.0375\left(1 - \frac{R_{\mathrm{el}}}{1000}\right),$$

$$N = 0.3\left[1 - \left(\frac{R_{\mathrm{el}}}{R_{\mathrm{m}}}\right)\right] \text{ und } L_{\mathrm{r}}^{\max} = \frac{1}{2}\left(\frac{R_{\mathrm{el}} + R_{\mathrm{m}}}{R_{\mathrm{el}}}\right).$$

Die Bewertung ergibt nicht nur eine qualitative Aussage „sicher"/„unsicher", sondern auch eine Quantifizierung dieser Aussage durch Reservefaktoren. Weiterhin ist es notwendig, die Empfindlichkeit des Ergebnisses zur anzunehmenden Variation einzelner Eingabedaten in Sensitivitätsanalysen zu prüfen und die Eingabedaten für die Berechnung von zulässigen Bedingungen, wenn erforderlich, mit geeigneten partiellen Sicherheitsfaktoren zu modifizieren. Alternativ können partielle Sicherheitsfaktoren auf der Basis einer zulässigen Versagenswahrscheinlichkeit festgelegt werden.

1.5.5 Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis unter zyklischer Beanspruchung

Fracture mechanics proof of strength for cyclic loading

In vielen praxistypischen Fällen sind die Bedingungen zur Anwendung der linear-elastischen Bruchmechanik erfüllt und der dort auftretende Zusammenhang zwischen Rissfortschrittsrate und Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors, **Bild 21**, kann zur Bewertung herangezogen werden. Da die Messergebnisse der Rissfortschrittsrate streuen, sind für eine konservative Berechnung die obere Grenze des Streubandes, für eine realistische Berechnung, z. B. bei der Analyse von Schadensfällen, mittlere Werte zu verwenden. Berechnungen der Rissausbreitung können für konstante oder variable Beanspruchung durchgeführt werden. Eigenspannungen sind zu berücksichtigen. Beanspruchungsänderungen können zu Reihenfolgeeffekten (Verzögerung bzw. Beschleunigung des Rissfortschritts nach Belastungsabsenkung bzw. -zunahme) führen, wobei bei stochastischen Beanspruchungen die Verzögerungen überwiegen. Die Makrorissausbreitung wird durch numerische Integration der Rissfortschrittsrate berech-

net. Dabei ist eine Auflösung nach der Lastzyklenzahl oder nach der End- bzw. Anfangsrissgröße möglich.

1.5.6 Festigkeitsnachweis unter Zeitstand- und Kriechermüdungsbeanspruchung

Loading capacity under creep conditions and creep-fatigue conditions

Zeitstandbeanspruchung

Zur Auslegung von Bauteilen [4] unter statischer Beanspruchung, wie sie idealisiert bei konstanten Betriebsbedingungen auftritt, werden gemäß **E 1.1.3**, **Bild 6**, im Bereich erhöhter Temperatur *zeitunabhängige Festigkeitskennwerte* und im Bereich hoher Temperatur *zeitabhängige Festigkeitskennwerte*, z. B. Zeitstandfestigkeit $R_{u/t/T}$ oder Zeitdehngrenze $R_{p\varepsilon/t/T}$ herangezogen. Im Bereich hoher Temperatur werden langzeitige Festigkeitskennwerte benötigt, die bis zu den längsten Betriebszeiten abgesichert sein sollen, z. B. bei Kraftwerken bis zu 200000 h. Wegen der Streuung dieser Festigkeitskennwerte wird oft von der Streubanduntergrenze ausgegangen.

Eine konventionelle Auslegung oder Nachrechnung ist dann möglich, wenn von einer idealisierten Geometrie und Belastung ausgegangen werden kann und die errechneten Spannungen direkt mit Festigkeitskennwerten verglichen werden können. Bei Bauteilen mit komplexer Gestalt und Belastung kann durch örtliche Spannungskonzentrationen eine Kriechbeschleunigung auftreten, was die Einleitung und das Wachstum von Rissen begünstigt. Zur Berechnung der Spannungsumverteilung in derartigen Bauteilen mit der inelastischen Finit-Element-Methode sind Werkstoffmodelle und Kriechgleichungen verfügbar.

Zeitstandfestigkeitskennwerte [71] werden in der Regel logarithmisch dargestellt (Beispiel **Bild 37**). Bei einer Extrapolation ist Vorsicht geboten (DIN EN 10291), zu Extrapolationsverfahren siehe **E 2.2.11**. Regelwerke, die Kennwerte für Zeitstandfestigkeit und Zeitdehngrenzen enthalten, sind nach Werkstoffgruppen geordnet, z. B.:

- warmfeste Stähle für Rohre und Bleche (DIN EN 10216),
- Stähle für größere Schmiedestücke für Bauteile von Turbinen und Generatoren (SEW 555),
- warmfeste und hochwarmfeste Werkstoffe für Schrauben und Muttern (DIN EN 10269),
- warmfester ferritischer Stahlguss (DIN EN 10213),
- hochwarmfeste austenitische Stähle für Bleche und Schmiedestücke (DIN EN 10222).

Im Unterschied zu den Dimensionierungsansätzen bei Raumtemperatur und erhöhter Temperatur sind für die Festigkeitsberechnung von Bauteilen im Bereich hoher Temperatur zeit- und temperaturabhängige Werkstoffkennwerte erforderlich. Mit Sicherheitsbeiwerten S_F gegen unzulässige plastische Verformung und S_B gegen Zeitstandbruch ergeben sich zulässige Spannungen $\sigma_{zul} = R_{p\varepsilon/t/T}/S_F$ und $\sigma_{zul} = R_{m/t/T}/S_B$ von denen der kleinere Wert heranzuziehen ist. Der Beiwert S_B wird oft größer gewählt als der Beiwert S_F. Hinweise sind z. B. für Dampfkessel in TRD301 [72] enthalten. **Bild 38** zeigt ein Beispiel für eine konventionelle Auslegung mit dem Sicherheitsbeiwert $S_F = 1{,}5$ gegen unzulässige plastische Verformung und dem Sicherheitsbeiwert $S_B = 2$ gegen Bruch. Bei einer konservativen Auslegung gegen eine Streubanduntergrenze wird in der Regel ein Abschlag von 20% in Spannungsrichtung gegen eine mittlere Zeitstandfestigkeit gewählt. Im Bereich der Übergangstemperatur (**Bild 7** in **E 1.1.3**) kann zusätzlich eine Absicherung gegen die Warmstreckgrenze mit $\sigma_{zul} = R_{p0,2/T}/S_F$ notwendig sein.

Zeitlich veränderliche Beanspruchung

Neben der statischen Beanspruchung können die Bauteile zusätzlich zeitlich veränderlichen Beanspruchungen unterliegen. Eine Auslegung gegen zyklische Zeitstandbeanspruchung kann durch die modifizierte Lebensdaueranteilregel [73] erfolgen, bei der Beanspruchungsintervalle Δt_i bei quasi-konstanter Spannung und Temperatur auf die zugehörige Bruchzeit t_{ui} bezogen und zu einer relativen Zeitstandlebensdauer L_t akkumuliert werden. Die Bruchzeit unter veränderlicher Zeitstandbeanspruchung errechnet sich damit zu

$$t_{ui} = \sum_i \Delta t_i \quad \text{für} \quad \sum_i \Delta t_i / t_{ui} = L_t .$$

Beim Erwärmen und Abkühlen von Bauteilen kann durch behinderte Wärmedehnungen eine Ermüdungsbeanspruchung auftreten. Eine Auslegung gegen Ermüdungsanriss kann durch die Miner-Regel erfolgen, bei der Wechselzahlen N_j unter konstanter Beanspruchungsschwingbreite auf die zugehörige Anrisswechselzahl N_{Aj} bezogen und zu einer relativen Ermüdungslebensdauer L_A akkumuliert werden. Die Anrisswechselzahl errechnet sich zu

$$N_A = \sum_j N_j \quad \text{für} \quad \sum_j N_j / N_{Aj} = L_A .$$

Bei überlagerter Kriechbeanspruchung im Bereich hoher Temperatur kann die Miner-Regel additiv mit der modifizierten Lebensdaueranteilregel kombiniert werden zu einer relativen Kriechermüdungslebensdauer $L = L_t + L_A$. Die Werte L_t, L_A und L können unter 1 liegen [4]. Die Miner-Regel wird beispielsweise für die Nachrechnung von Bauteilen im Dampfkesselbau nach TRD301 [72] genutzt, die einer Wechselbeanspruchung durch schwellenden Innendruck bzw. durch kombinierte Innendruck- und Temperaturänderungen unterliegen. Für Bauteile, die im Kriechermüdungsbereich bean-

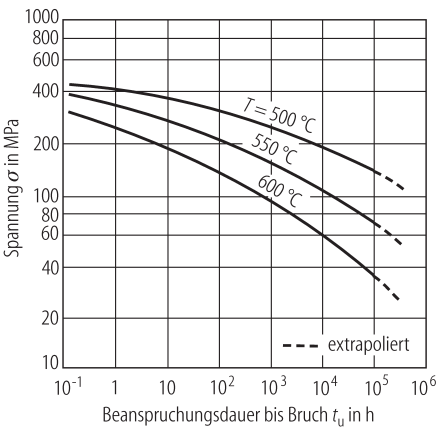
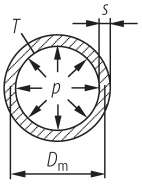


Bild 37. Zeitbruchkurven des Stahles 10CrMo910

Beispiel:
dünnwandiges Rohr unter konstantem Innendruck p bei konstanter Temperatur T



$$\sigma = \frac{p \cdot D_m}{2 \cdot s} \leq \min(R_{u/t/T}/2, R_{p1/t/T}/1{,}5)$$

Bild 38. Konventionelle Auslegung mit zeitabhängigen Festigkeitskennwerten für idealisierte Bedingungen [4]

sprucht werden, wird nach TRD508 [74] die Kombination der Miner-Regel und der Lebensdaueranteilregel herangezogen.

Kriech- und Kriechermüdungsrissbeanspruchung

Neben Ungänzen und Rissen, die durch die Betriebsbeanspruchung entstehen können, enthalten Bauteile Ungänzen und Werkstofffehler, die durch die Herstellung und Verarbeitung eingebracht worden sind. Zur Absicherung der Bauteile muss eine auf die Möglichkeiten der zerstörungsfreien Prüfung abgestimmte Anfangsfehlergröße innerhalb der vorgesehenen Betriebs- oder Inspektionszeit unterhalb einer um einen Sicherheitsfaktor verminderten kritischen Fehlergröße für spontanes Versagen bleiben [1].

Einen wichtigen Beitrag zur Beurteilung der Fehler liefert hier die Kriechbruchmechanik, bei der an Proben mit künstlicher Rissstartfront bei Betriebstemperatur unter statischer (Kriech-) bzw. schwellender (Kriechermüdungs-)Belastung die Dauer t_A zur Einleitung eines Kriechrisses und die Kriechrissgeschwindigkeit da/dt gemessen werden. Diese Ergebnisse können im Falle einer sich nur örtlich vor der Rissspitze bildenden plastischen Zone durch eine linearelastisch errechnete Spannungsintensität K_I beschrieben werden. Bei großen plastischen Dehnungen im weiteren Umfeld der Rissspitze, d. h. im Kriechbereich ist der Parameter C^* zutreffender [7]. Zu seiner Bestimmung sind im allgemeinen Fall Finit-Element-Berechnungen erforderlich. Beim komplizierten Vorgang des Kriechrisswachstums können dabei Streuungen relativ groß sein. Generell legen sie die Anwendung von Untergrenzen für die Risseinleitungsdauer sowie Obergrenzen für die Risswachstumsgeschwindigkeit bei der kriechbruchmechanischen Beurteilung von Fehlern in Bauteilen nahe. Auf diesem Wege wird beispielsweise eine Absicherung möglich, dass innerhalb eines definierten Zeitintervalls kein Wachstum eines Risses bis zu einer für spontanes Versagen kritischen Größe erfolgt.

Zur Abschätzung der Kriechrisseinleitungsdauer für technischen Anriss in Bauteilen wurde aber auch ein relativ einfaches, auf ein Zweikriteriendiagramm gestütztes Verfahren mit überwiegend elastischen Parametern, aber auch zeitabhängigen Größen, entwickelt [7]. Es beruht auf einem Diagramm (**Bild 39**), in dem die Nennspannung σ_{npl} im Ligament auf die Zeitstandfestigkeit $R_{u/t/T}$ bezogen als Nennspannungsfaktor R_σ über einem Rissspitzenparameter $R_K = K_{Iid}/K_{IA}$ aufgetragen wird. Dieser bezieht die Spannungsintensität an der Rissspitze K_{Iid} auf einen entsprechenden Wert K_{IA} für Kriechrisseinleitung ermittelt aus Kriechrissexperimenten an CT25-Proben. Mit Hilfe der im Zweikriteriendiagramm angegebenen Bereiche:

- Ligamentschädigung ($R_\sigma/R_K \geq 2$),
- Rissspitzenschädigung ($R_\sigma/R_K \leq 0,5$),
- Mischschädigung

und der Grenzlinie „Anriss/kein Anriss“ lassen sich Risseinleitung und Versagensart für eine vorliegende Geometrie und Belastung abschätzen.

Weiterentwicklungen dieses Zweikriteriendiagramms betreffen das Kriechermüdungsrissverhalten [4, 7].

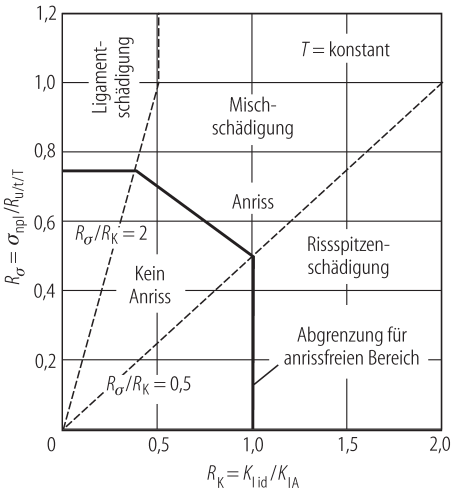


Bild 39. Zweikriteriendiagramm für Kriechrisseinleitung

2 Werkstoffprüfung. Materials testing

C. Berger und **K. H. Kloos**, Darmstadt

Die Werkstoffprüfung dient der Ermittlung von *Eigenschaften* und *Kennwerten* unter *mechanischen*, *thermischen* oder *chemischen* Beanspruchungsbedingungen an Proben und Bauteilen. Ihr Anwendungsbereich umfasst die Werkstoff- und Verfahrensentwicklung, die Bereitstellung von Kennwerten für Berechnung und Konstruktion, die Fertigung von der Eingangsprüfung bis zur Abnahmeprüfung, das fertige Produkt während seiner Lebensdauer sowie die Aufklärung von Schadensfällen.

2.1 Grundlagen. Fundamentals

Die Prüfverfahren werden in *zerstörungsfreie* und *zerstörende* Prüfverfahren unterteilt. Die zerstörungsfreien Prüfverfahren werden vornehmlich im Rahmen der Qualitätssicherung in der Produktion als Eingangs-, Fertigungs- und Abnahmeprüfung angewendet. Je nach Sicherheitsanforderungen erfolgt die Prüfung als Stichprobenprüfung oder als 100%-Prüfung. Bei Bauteilen mit hohen sicherheitstechnischen Anforderungen (z. B. Luftfahrt, Reaktortechnik) erfolgen auch nach der Inbetriebnahme regelmäßige Prüfungen im Rahmen von Inspektionen oder kontinuierliche Prüfungen im Betrieb durch Sensorüberwachung an potentiellen Versagensorten.

Bei den zerstörenden Prüfverfahren wird zwischen mechanischen, technologischen und chemischen Prüfverfahren unterschieden. Mit ihnen werden charakteristische Beanspruchungen nachgeahmt, wobei die am Bauteil im Betrieb auftretenden Beanspruchungsbedingungen vielfach idealisiert werden. Wird die Prüfung an Proben mit vom Bauteil stark abweichender Geometrie und Abmessung oder unter sehr idealisierten Bedingungen durchgeführt, bereitet die Übertragung der Ergebnisse auf das Bauteil vielfach größere Schwierigkeiten.

2.1.1 Probenentnahme. Sampling

Aufgrund von Erstarrung und Verformung können Stähle eine ausgeprägte Anisotropie in den Eigenschaften besitzen, so dass die Lage der Proben im Bauteil in Längs-, Quer- und Dickenrichtung anzugeben ist. In Großbauteilen können durch die Erstarrungsbedingungen größere Unterschiede zwischen den Kern- und Randfestigkeits- und Zähigkeitseigen-

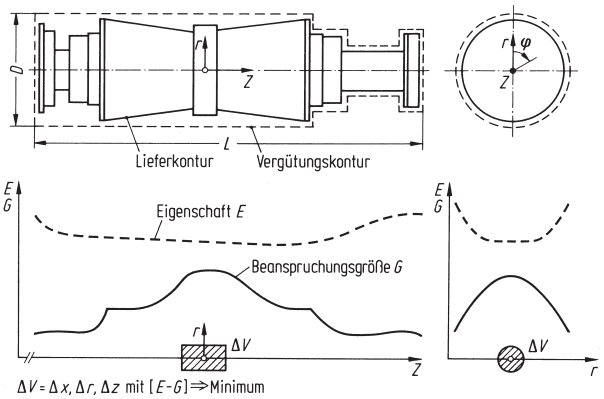


Bild 1. Festlegung von Prüfvolumina

schaften auftreten. **Bild 1** zeigt dies am Beispiel einer Welle. Die höchsten Beanspruchungen sind im Bereich der Wellenmitte, wo auch die ungünstigsten Werkstoffeigenschaften aufgrund des Herstellprozesses zu erwarten sind. Die Bauteileigenschaften sollten, wenn möglich, in diesen Bereiche (ΔV) überprüft werden. Da dies in der Regel nicht möglich ist, kann man durch Hohlbohrproben zum Beispiel Werkstoff aus dem Wellenzapfen entnehmen und überprüfen, inwieweit die Eigenschaften den Anforderungen entsprechen. Durch Versuchsbauteile bzw. vergleichende Untersuchungen ist sicherzustellen, dass die in den hochbeanspruchten Bereichen zugrundegelegten Werkstoffeigenschaften, d.h. insbesondere Festigkeit und Zähigkeit, erreicht werden.

Bei dickwandigen Bauteilen kann die Festigkeit $R_{p0,2}$, R_m und insbesondere die Verformungseigenschaften A und Z deutlich vom Rand zum Kern abnehmen. Ursache dafür können die infolge der chemischen Zusammensetzung bedingte mangelnde Durchvergütbarkeit und/oder Wärmebehandlung aber auch Seigerungen sein. Die Überprüfung solchen Verhaltens ist in das Prüfkonzept (Probenlage und Probenbeanspruchungsrichtung) mit einzubeziehen.

In mehrachsig beanspruchten Bauteilen sollte die Probenentnahme in Richtung der größten Hauptnormalspannung erfolgen. Besondere Anforderungen an die Probenentnahme sind bei der Gütesicherung gegossener Bauteile zu stellen. Die mechanischen Eigenschaften angegossener Proben können nur dann mit den Werkstoffeigenschaften des Gussteiles übereinstimmen, wenn die Abkühlbedingungen in beiden Fällen gleich sind. Dies gilt insbesondere für Eisengraphit-Werkstoffe, deren mechanische Eigenschaften in starkem Maße von Graphitform und -verteilung abhängen.

Einen Überblick über gängige Werkstoffproben und bauteilähnliche Proben für Schwingversuche gibt [1].

2.1.2 Versuchsauswertung. Evaluation of tests

Bei der Bestimmung von Werkstoffeigenschaften ist neben dem Kennwert auch der Streubereich von Bedeutung, der durch Unterschiede in der chemischen Zusammensetzung der Proben sowie durch fertigungs- und prüftechnische Einflüsse bedingt ist. Bei der Festlegung von Sicherheitszahlen für die Festigkeitsberechnung ist es häufig erforderlich, Werkstoffkennwerte einzusetzen, die nach statistischen Grundsätzen bestimmt wurden.

Auswertungsverfahren für statische Werkstoffkennwerte

Die Mehrzahl der statischen Werkstoffkennwerte wird durch Mittelwertbildung bestimmt. Neben dem *arithmetischen Mittelwert* ist es häufig notwendig, den unteren Grenzwert (Minimalwert) anzugeben, der von keiner Probe unterschritten wird. Beim Einsetzen des Minimalwerts kann bei der Festigkeitsberechnung eines Bauteils von einer 100%igen Überlebenswahrscheinlichkeit ausgegangen werden, während die Verwendung des arithmetischen Mittelwerts nur eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 50% ergibt (s. **A** bzw. Dubbel interaktiv).

Als leistungsfähigste Messzahlen zur Kennzeichnung des Streubereichs von Werkstoffkennwerten haben sich die Varianz bzw. die daraus abgeleiteten Größen Standardabweichung und Variationskoeffizient erwiesen (s. **A** bzw. Dubbel interaktiv).

Auswertungsverfahren für Schwingfestigkeitskennwerte

Infolge der großen Zahl von Schwingfestigkeits-Einflußfaktoren sollten alle maßgeblichen Dauerfestigkeitskennwerte mit der Angabe einer bestimmten *Überlebens-* oder *Bruchwahrscheinlichkeit* gekoppelt werden, wozu eine größere Probenzahl erforderlich ist.

Bei nur wenigen Proben pro Lasthorizont und geringer Probenzahl pro Wöhlerkurve ist eine Verbesserung des Auswerteverfahrens dadurch möglich, dass aufgrund des beobachteten Verteilungsbilds der Versuchswerte zutreffende Verteilungsgesetze mit genügender Genauigkeit formuliert werden können. Die bekanntesten Verteilungsgesetze sind die Normalverteilung nach Gauß (s. **A** bzw. Dubbel interaktiv), die Extremverteilung nach Gumbel (die sog. Weibull-Verteilung stellt hierin einen Sonderfall dar), sowie die arcsin $\sqrt{p}$-Transformation. Um eine ausreichende Aussagewahrscheinlichkeit zu erhalten, sind je Lasthorizont mindestens zehn Proben erforderlich. Unter der Voraussetzung einer Normalverteilung werden derzeit zwei Auswerteverfahren zur Bestimmung der Dauerfestigkeit angewandt [2].

Treppenstufenverfahren. Hier wird eine größere Probenzahl (17 bis 35) nacheinander auf mehreren Laststufen geprüft, wobei die Beanspruchungshöhe davon abhängt, ob die vorher untersuchte Probe zu Bruch ging oder die Grenzlastspielzahl erreicht hat. Im Falle eines Bruchs wird die Last um einen Stufensprung erniedrigt, ansonsten erhöht. Die Auswertung der anfallenden Versuchsergebnisse geschieht rechnerisch nach einem kleinen Schema und liefert Mittelwert und Standardabweichung der ertragbaren Spannung samt den zugehörigen Vertrauensgrenzen [2].

Abgrenzungsverfahren. Hier wird ebenfalls zunächst eine Probe in Höhe der erwarteten Dauerfestigkeit beansprucht. Bricht die Probe, so wird die Laststufe so lange erniedrigt, bis der erste Durchläufer auftritt. Beginnt die Versuchsreihe mit

einem Durchläufer, wird die Last so lange gesteigert, bis der erste Bruch eintritt. Auf dem Lasthorizont des ersten Durchläufers oder Bruchs werden anschließend mindestens acht Proben geprüft. Mit der Anzahl der Brüche r und der Gesamtzahl der Proben n kann man den zweiten Lasthorizont σ_{a2} berechnen.

Auf diesem wird nach Möglichkeit die gleiche Probenzahl geprüft wie auf dem ersten. Die Bruchwahrscheinlichkeitswerte $P_B = \frac{3r-1}{3n+1} \cdot 100\%$ oder $P_B = \frac{r}{n+1} \cdot 100\%$ werden für beide Lasthorizonte errechnet und in einem Wahrscheinlichkeitsnetz (z. B. Normalverteilung oder Extremwertverteilung) auf dem gewählten Lasthorizont eingetragen. Die durch beide Punkte gelegte Gerade erlaubt die Bestimmung der Lasthorizonte für Bruchwahrscheinlichkeitswerte von 10, 50 und 90%.

Normen: *DIN 1319:* Grundlagen der Meßtechnik. – *DIN 50100:* Dauerschwingversuch.

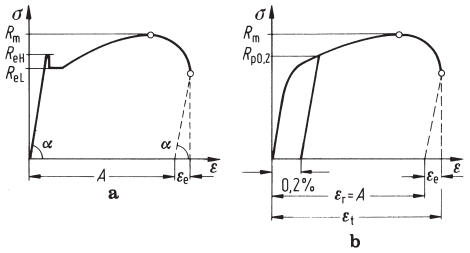


Bild 2a, b. Festigkeits- und Verformungskennwerte im Zugversuch. **a** Mit ausgeprägter Streckgrenze; **b** mit Dehngrenze

2.2 Prüfverfahren. Test methods

Innerhalb der Gruppe mechanischer Prüfverfahren nehmen die Festigkeits- und Zähigkeitsprüfungen sowie Ermüdungsversuche eine zentrale Stellung ein. Die Mehrzahl der Festigkeitsprüfungen kann aus verschiedenen Grundlastfällen wie folgt zusammengesetzt werden: *statische Kurzzeitprüfverfahren:* Zugversuch, Druckversuch, Biegeversuch, Verdrehversuch; *statische Langzeitprüfverfahren:* Zeitstandversuch (Kriechversuch), Entspannungsversuch (Relaxationsversuch); *dynamische Kurzzeitprüfverfahren:* (instrumentierter) Kerbschlagbiegeversuch, Schlagzerreißversuch; *zyklische* bzw. *Ermüdungs-Langzeitprüfverfahren:* Dauerschwingversuch, Dehnungswechselversuch, Einstufen-, Mehrstufen- und Nachfahrversuch.

2.2.1 Zugversuch. Tension test

Zweck. Er dient zur Ermittlung mechanischer Werkstoffeigenschaften unter homogenen, einachsigen Zugspannungen.

Probengeometrie. Die Kennwerte werden an Proben mit kreisförmigem, quadratischem oder rechteckigem Querschnitt ermittelt. Um die Bruchdehnungswerte vergleichen zu können, müssen bestimmte Meßlängenverhältnisse eingehalten werden.

Im Allgemeinen werden Proportionalstäbe angewandt, bei denen die Messlänge $L_0 = 5d_0$ (kurzer Proportionalstab: $L_0 = 5{,}65 \cdot \sqrt{S_0}$) oder $L_0 = 10d_0$ (langer Proportionalstab: $L_0 = 11{,}3 \cdot \sqrt{S_0}$) festgelegt wird. Insbesondere bei der Prüfung spröder Werkstoffe muss eine biegungsfreie Einspannung sichergestellt sein.

Kennwerte

Festigkeit. Bei stetigem Übergang vom elastischen in den plastischen Bereich wird die 0,2%-Dehngrenze $R_{p0.2}$ (0,2-Grenze) bestimmt. Bei unstetigem Übergang wird die Streckgrenze R_e bestimmt, die in untere und obere Streckgrenze unterteilt werden kann (**Bild 2**).

Die Zugfestigkeit $R_m = \frac{F_{max}}{S_0}$ ist die Spannung, die sich aus der auf den Anfangsquerschnitt S_0 bezogenen Höchstkraft ergibt.

Verformung. Die Bruchdehnung A ist die auf die Anfangsmeßlänge L_0 bezogene bleibende Längenänderung nach dem Bruch der Probe:

$$A = \frac{L_u - L_0}{L_0} \cdot 100\%.$$

Die Bruchdehnung setzt sich aus Gleichmaßdehnung und Einschnürdehnung zusammen; sie hängt vom Werkstoff und der Länge der Bezugsstrecke L_0 ab. Da die Einschnürdehnung bei einer Messlänge $L_0 = 5d_0$ im Vergleich zur Gleichmaßdehnung prozentual stärker ins Gewicht fällt, sind die A_5-Werte größer als die A_{10}-Werte. Die Brucheinschnürung Z ergibt sich aus der Differenz zwischen Anfangsfläche und Bruchfläche, bezogen auf die Anfangsfläche.

$$Z = \frac{S_0 - S_u}{S_0} \cdot 100\%.$$

Die Brucheinschnürung stellt ein unmittelbares Vergleichsmaß für das Kaltumformvermögen eines Werkstoffs dar.

E-Modul. Nach dem Hookeschen Gesetz läßt sich der E-Modul im elastischen Bereich des Spannungs-Dehnungsschaubilds wie folgt bestimmen:

$$E = \sigma/\varepsilon_e = (F/S_0)/(\Delta L/L_0).$$

Bei Werkstoffen mit nichtlinearem Spannungs-Dehnungsverlauf (z. B. Eisen-Graphit-Werkstoffe) kann der Tangentenmodul als Steigungsmaß der σ-ε-Kurve im Punkt $\sigma = 0$ angegeben werden: $E_0 = \left|\frac{d\sigma}{d\varepsilon}\right|$.

Sonderprüfverfahren

Warmzugversuch. Er dient zur Ermittlung mechanischer Werkstoffeigenschaften bei erhöhten Temperaturen. Bestimmt werden Warmdehngrenze, Warmzugfestigkeit, Bruchdehnung und Brucheinschnürung. Warmdehngrenze und Warmzugfestigkeit hängen außer von der Temperatur auch von der Versuchszeit ab. Zur Reproduzierbarkeit der Kennwerte ist es erforderlich, Grenzwerte für die Spannungszunahme- und Dehngeschwindigkeit einzuhalten.

Schlagversuch. Er dient zur Ermittlung der Sprödbruchanfälligkeit glatter oder gekerbter Zugproben bei Schlaggeschwindigkeiten zwischen 5 und 15 m/s, in Ausnahmefällen bis zu 100 m/s (Hochgeschwindigkeitsumformung). Zur Ermittlung der Schlagzähigkeit wird die Brucheinschnürung der Probe bestimmt. Die Bestimmung der Schlagzugfestigkeit oder Schlagdehngrenze setzt eine dynamische Kraft- und Verformungsmessung voraus.

Normen: *DIN EN 10002:* Zugversuch. – *DIN 50125:* Zugproben. – *DIN 50123:* Prüfung von Nichteisenmetallen, Zugversuch. – *DIN 50127:* Kerbzug-, Rohr-Kerbzugprobe von schmelzgeschweißten Stumpf- und Kehlnähten. – *DIN 50148:* Zugproben für Druckguss aus Nichteisenmetallen. – *DIN 50109:* Zugversuch von Gusseisen mit Lamellengraphit. – *DIN 50149:* Zugversuch von Temperguss. – *DIN 52188:* Prüfung von Holz, Zugversuch. – *DIN 53455:* Prüfung von Kunststoffen, Zugversuch. – *DIN 53504:* Prüfung von Elastomeren, Zugversuch. – *DIN 51221:* Zugprüfmaschinen.

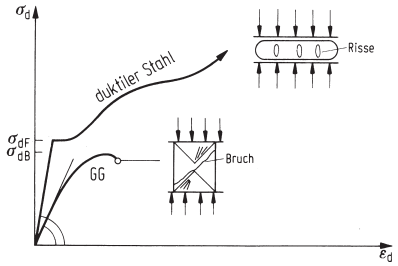


Bild 3. Spannungs-Dehnungs-Schaubild eines duktilen Stahls und eines Eisen-Graphit-Werkstoffs im Druckversuch

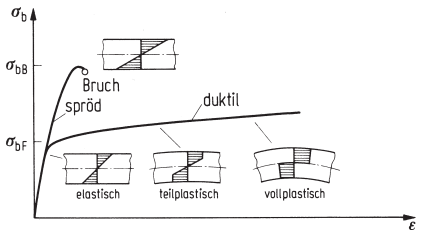


Bild 4. Spannungs-Dehnungs-Schaubild eines spröden und duktilen Stahls im Biegeversuch

E

2.2.2 Druckversuch. Compression test

Zweck. Er dient zur Ermittlung mechanischer Werkstoffeigenschaften unter homogenen, einachsigen Druckspannungen und wird an metallischen und mineralischen Werkstoffen, Beton und sonstigen Baustoffen angewandt. Weiterhin kann der Druckversuch zur Bestimmung der Fließkurve duktiler Werkstoffe herangezogen werden.

Probengeometrie. Die Prüfung wird an runden oder prismatischen Körpern zwischen zwei planparallelen Platten durchgeführt. Im Normalfall ist die Probenlänge gleich der Probendicke. Bei der Anwendung der Feindehnungsmessung ist eine größere Probenlänge erforderlich, jedoch nicht größer als die 2,5- bis 3fache Probendicke (Knickgefahr).

Kennwerte

Spröde Werkstoffe. Die Druckfestigkeit ist die auf den Anfangsquerschnitt bezogene Höchstlast, bei der der Bruch eintritt: $\sigma_{dB} = F_B/S_0$.
Bei geometrisch ähnlichen Proben ist deren Druckfestigkeit vergleichbar. Bei gleichem Prüfdurchmesser nimmt die Druckfestigkeit mit der Probenhöhe ab infolge unterschiedlicher Stützwirkung der „Druckkegel".

Duktile Werkstoffe. Der Beginn des plastischen Fließens wird durch die Quetschgrenze σ_{dF} charakterisiert, deren Wert der Fließgrenze des Zugversuchs entspricht. Infolge Reibung an den Krafteinleitungsflächen entsteht in der Mitte der Proben eine Ausbauchung. Totaler Probenbruch tritt nicht ein, es entstehen lediglich Trennrisse infolge Querzugspannungen (**Bild 3**).

Sonderprüfverfahren. Zur Bestimmung der Fließspannung k_f (frühere Bezeichnung: Formänderungsfestigkeit) wird der Zylinder-Stauchversuch angewandt. Um eine einachsige Druckformänderung sicherzustellen, muß die Reibung klein gehalten werden. Die k_f-Werte ermöglichen die Berechnung des ideellen Kraft- und Arbeitsbedarfs bei Warm- und Kaltumformvorgängen.

Normen: *DIN 50 106:* Druckversuch an metallischen Werkstoffen. – *DIN 1048:* Bestimmungen für Betonprüfungen bei Ausführung von Bauwerken aus Beton und Stahlbeton. – *DIN 52 105:* Prüfung von Naturstein: Druckversuch. – *DIN 52 185:* Prüfung von Holz: Druckversuch. – *DIN 51 223:* Druckprüfmaschinen.

2.2.3 Biegeversuch. Bending test

Zweck. Er dient zur Ermittlung mechanischer Werkstoffeigenschaften an Stahl, Gusswerkstoffen, Holz, Beton und Bauelementen unter inhomogenen, einachsigen Biegespannungen. Bei duktilen Werkstoffen wird er zur Bestimmung der Biege-Fließgrenze und des größtmöglichen Biegewinkels, bei spröden Werkstoffen zur Bestimmung der Biegefestigkeit angewendet.

Probengeometrie. Die Prüfung wird an Probenkörpern oder Bauteilen durchgeführt. Die Probe wird an beiden Enden aufgelagert und durch eine Einzelkraft in der Mitte belastet.

Kennwerte

Spröde Werkstoffe. Die Biegefestigkeit σ_{bB} kann aus dem größten Biegemoment $M_{b\max}$ und dem Widerstandsmoment des Probenkörpers berechnet werden. Sie wird vorzugsweise an Werkzeugstählen, Schnellarbeitsstählen, Hartmetallen und oxidkeramischen Stoffen als Werkstoffkennwert ermittelt. Die Biegefestigkeit von Eisen-Graphit-Werkstoffen mit nichtlinearer Spannungs-Dehnungs-Charakteristik wird nach der gleichen Beziehung berechnet, wobei je nach Probenquerschnitt die Biegefestigkeit die Zugfestigkeit überwiegt.

Duktile Werkstoffe. Der Beginn des plastischen Fließens wird durch die Biegefließgrenze σ_{bF} bestimmt (**Bild 4**).

Sonderprüfverfahren. Kerbschlag-Biegeversuch, s. **E 2.2.5**. Technologische Prüfungen, s. **E 2.2.9**.

Normen: *DIN 1048:* Bestimmungen für Betonprüfungen bei Ausführung von Bauwerken aus Beton und Stahlbeton. – *DIN 52 186:* Prüfung von Holz, Biegeversuch. – *DIN 53 452:* Prüfung von Kunststoffen: Biegeversuch. – *DIN EN 10 002:* Biegeprüfmaschinen. – *DIN 51 230:* Dystat-Gerät zur Bestimmung von Biegefestigkeit und Schlagzähigkeit an kleinen Proben.

2.2.4 Härteprüfverfahren. Hardness test methods

Zweck. Sie können unter Berücksichtigung einiger Einschränkungen als zerstörungsfreie Prüfverfahren bezeichnet werden. Die verfahrensabhängigen Härtewerte stellen ein direktes Vergleichsmaß für den abrasiven Verschleißwiderstand eines Werkstoffs dar. Bei einzelnen Verfahren bestehen angenäherte Beziehungen zwischen den Härtewerten und der Zugfestigkeit. Darüber hinaus sind die Makro- und Mikrohärteprüfverfahren zur tendenziellen Bewertung der Zähigkeitseigenschaften in kleinen Volumenbereichen geeignet.

Verfahrensarten. Die statischen Härteprüfverfahren können als Eindringverfahren bezeichnet werden, bei denen der Eindringwiderstand definierter Körper (Kugel, Pyramide, Kegel) in eine Werkstoffoberfläche bestimmt wird. Je nach Prüfverfahren wird der Eindringwiderstand entweder als Verhältnis der Prüfkraft zur Oberfläche des Eindrucks (Brinellhärte, Vickershärte) oder als bleibende Eindringtiefe eines Eindringkörpers bestimmt (Rockwellhärte).

Kennwerte

Härteprüfung nach Brinell. Die Brinellhärte wird aus dem Quotienten von Prüfkraft und Oberfläche des bleibenden Kugeleindrucks (Stahlkugel oder Hartmetallkugel) errechnet. Zahlenwertgleichung mit Prüfkraft F in N, Kugeldurchmesser D in mm und mittlerer Durchmesser d des Eindrucks in mm:

$$\text{HBS oder HBW} = \frac{0{,}102 \cdot 2F}{A} = \frac{0{,}102 \cdot 2F}{\pi D\,(D - \sqrt{D^2 - d^2})}\,.$$

Das Kurzzeichen für die Brinell-Härte setzt sich zusammen aus dem Härtewert HBS bei Verwendung einer Stahlkugel bzw. HBW bei Verwendung einer Hartmetallkugel, dem Kugeldurchmesser in mm, dem mit 0,102 multiplizierten Zahlenwert der Prüfkraft F in N und der Einwirkdauer der Prüfkraft in s, falls diese von der vorgegebenen Dauer abweicht. Beispiel: 350 HBS 5/750/30 (ohne Dimensionsangabe) = Brinellhärte 350, bestimmt mit einer Stahlkugel von 5 mm Durchmesser, einer Prüfkraft von 7,355 kN und einer Einwirkzeit von 30 s. Die Brinellhärteprüfung kann nur für weichere Werkstoffe bis 450 HB angewendet werden.

Härteprüfung nach Vickers. Die Vickershärte wird aus dem Quotienten von Prüfkraft und Oberfläche des bleibenden Pyramideneindrucks errechnet. Zahlenwertgleichung mit F Prüfkraft in N und d Diagonalenlänge des Eindrucks in mm:

$$\text{HV} = 0{,}102\,F/A = 0{,}190 \cdot F/d^2\,.$$

Gebräuchliche Lasten sind 98 und 294 N. Infolge der geometrischen Ähnlichkeit der Eindrücke ist das Vickersverfahren oberhalb 100 N lastunabhängig.
Das Kurzzeichen der Vickershärte setzt sich zusammen aus dem Härtewert HV, dem mit 0,102 multiplizierten Zahlenwert der Prüfkraft F in N und der Einwirkzeit der Prüfkraft, z. B. 640 HV 30/10.
Die Anwendung von Prüflasten zwischen 2 und 50 N (Kleinlastbereich) ermöglicht die Härtemessung an dünnen Schichten; durch Prüflasten unter 2 N ist die Härtemessung an einzelnen Gefügebestandteilen möglich (Mikrohärteprüfung).

Härteprüfung nach Rockwell. Bei diesem Verfahren wird der Eindringkörper (Diamantkegel oder Stahlkugel) in zwei Laststufen in die Probe gedrückt und die bleibende Eindringtiefe h gemessen. Die Rockwellhärte ergibt sich aus der Differenz zwischen einem Festwert N und der Eindringtiefe h, bezogen auf eine Härteeinheit S: Rockwellhärte $= N - h/S$.
Die Werte für N (100 oder 130) und S (0,001 oder 0,002) sind in DIN EN 10109 für verschiedene Rockwell-Prüfverfahren festgelegt. Die Verfahren unterscheiden sich in der Art des Eindringkörpers, der Prüfkraft und in ihrem Anwendungsbereich. Die beiden wichtigsten sind das Rockwell-B-Verfahren (Eindringkörper Stahlkugel; $\text{HRB} = 130 - h/0{,}002$) und das Rockwell-C-Verfahren (Eindringkörper Diamantkegel; $\text{HRC} = 100 - h/0{,}002$).

Beispiel: 60 HRC = Rockwellhärte 60, gemessen in der Skala C (Diamantkegel, 1,471 kN Prüfgesamtkraft, Anwendungsbereich 20 bis 70 HRC).

Eine direkte Umrechnungsmöglichkeit der Rockwellhärte in Vickershärte oder Brinellhärte besteht nicht. Durch Härtevergleichstabellen können die einzelnen Härtewerte nach allen drei Prüfverfahren angegeben werden.

Sonderprüfverfahren

Dynamische Härteprüfverfahren (Fallhärteprüfung, Rücksprunghärteprüfung). – *Härteprüfung bei höheren Temperaturen* (Warmhärteprüfung).

Normen: *DIN EN 10003:* Härteprüfung nach Brinell. – *DIN 50133:* Härteprüfung nach Vickers. – *DIN EN 10109:* Härteprüfung nach Rockwell. – *DIN 50103 T3:* Modifizierte Rockwell-Verfahren für Feinblech aus Stahl. – *DIN 50150:* Umwertungstabelle für Vickershärte, Brinellhärte, Rockwellhärte und Zugfestigkeit. – *DIN 51200:* Härteprüfung, Richtlinien für Gestaltung von Aufnahmevorrichtungen. – *DIN 51225:* Härteprüfgeräte mit optischer Eindruck-Messeinrichtung.

2.2.5 Kerbschlag-Biegeversuch

Notched bar impact bending test

Zweck. Er dient zur Beurteilung der Zähigkeitseigenschaften metallischer Werkstoffe unter besonderen Prüfbedingungen. Durch hohe Beanspruchungsgeschwindigkeit und mehrachsige Zugspannungszustände kann der Übergang vom Zähbruch zum Sprödbruch bei bestimmten Temperaturen ermittelt werden, wobei die Höhe der Kerbschlagarbeit und die Lage der Übergangstemperatur als Vergleichsmaß für die Werkstoffzähigkeit gilt.
Durch den instrumentierten Kerbschlagbiegeversuch, bei dem ein zur Schlagkraftmessung mit Dehnungsmessstreifen versehenes Pendelschlagwerk benutzt wird, kann der Aussagegehalt der Prüfung erhöht werden. Während des Schlagvorganges wird die Kraft an der Schlagfinne über der Zeit oder über den Pendelweg aufgezeichnet. Dadurch kann nicht nur die für die Rissbildung nötige Energie bestimmt, sondern auch weitere Bruchkriterien (Bruchkraft, Bruchverformung, Brucharbeit, Rissstoppverhalten) ermittelt werden.

Probengeometrie. Die Kennwerte werden überwiegend an Proben mit quadratischem Prüfquerschnitt ($10 \times 10 \times 55$) ermittelt, die auf der Zugseite Kerben mit definierter Geometrie aufweisen (DVM-Probe oder ISO-Spitzkerbprobe). **Bild 5** zeigt die Versuchsanordnung der Biegeprobe im Schlagwerk. Das Ähnlichkeitsprinzip gilt nicht; daher ist bei allen Kerbschlagversuchen die Angabe der Probengeometrie unbedingt erforderlich.

Kennwerte. Beim Kerbschlagbiegeversuch wird in einem Pendelschlagwerk mit einer Schlaggeschwindigkeit von 5 m/s die zum Durchbruch oder Durchziehen der Proben durch die Widerlager verbrauchte Schlagarbeit $KV = G\,(h_1 - h_2)$ in der Dimension (Nm) oder Joule (J) an die Probenform hinzugefügt, z. B. $KV(\text{ISO} - \text{V}) = 80$ J.
Als Kerbschlagzähigkeit a_k wird die auf den Prüfquerschnitt A bezogene verbrauchte Schlagarbeit bezeichnet: $a_k = KV/A$.
Falls keine Prüftemperatur angegeben ist, beziehen sich die Kerbschlagzähigkeitseigenschaften auf 20 °C. Mit zunehmender Temperatur steigt bei Stählen mit krz-Gitter die Kerbschlagarbeit an und die Größe des Zähbruchbereiches auf der Bruchfläche der Probe nimmt zu; der kristalline Fleck im mittleren Bereich der Bruchfläche nimmt ab. Bei 100% Zähbruch erreicht die Kerbschlagarbeit die Hochlage.
Die Kerbschlagarbeit ist von vielen Einflussgrößen abhängig (**Bild 6**) und kann insbesondere durch höhere Werkstoffreinheit (geringe Gehalte an S, P, Si, Al, Sn, Sb, As), gute Homogenität (geringe Seigerungen) und besonderen Wärmebehandlungsverfahren (Feinkorn, feine Gefügestruktur) verbessert werden.

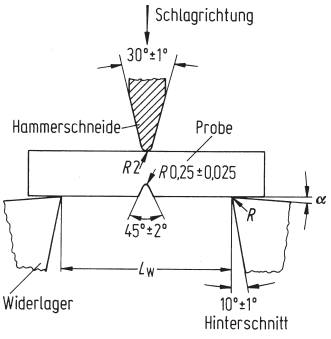
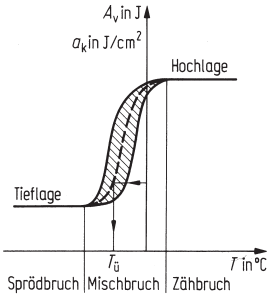


Bild 5. Versuchsanordnung von Biegeproben im Kerbschlagbiegeversuch (ISO-V-Probe)



Richtung der Verschiebung des Steilabfalls	Einflussgrößen
	Werkstoff
← →	chemische Zusammensetzung
← →	Wärmebehandlung
→	Kaltverformung, Alterung
	Prüfbedingungen
→	zunehmende Schlaggeschwindigkeit
→	Probengröße
→	Kerbschärfe
→	Kerbtiefe

Bild 6. Einflüsse auf die verbrauchte Schlagarbeit im Kerbschlagbiegeversuch

Der Übergang vom zähen zum spröden Verhalten in der Tieflage (100% Sprödbruch) wird durch Übergangstemperaturen gekennzeichnet (z. B. bei 50% Zähbruchanteil = FATT (Fracture Appearance Transition Temperature), T_{27J} = Temperatur bei $KV = 27$ J).

Beim Vergleich von Stählen mit verschiedenen Übergangstemperaturen erweist sich der Werkstoff mit der höchsten Übergangstemperatur als der sprödbruchgefährdetste.

Beim instrumentierten Kerbschlagbiegeversuch ergibt sich die Schlagarbeit durch die Bestimmung der Fläche unter der Kraft-Weg-Kurve, **Bild 7**. Aus dem Verlauf der Kraft-Weg-Kurve kann insbesondere eine Aussage über das Rissstopp-verhalten bei der entsprechenden Prüftemperatur gewonnen werden. Instabiles Risswachstum zeigt sich durch einen plötzlichen Lastabfall (Punkt F_u). Ein Lastabfall auf Null ($F_a = 0$) bedeutet, dass der Riss nicht aufgefangen wird. Bei tiefen Temperaturen (Tieflage; spröder Werkstoffzustand) verschiebt sich das Einsetzen des instabilen Risswachstums in Richtung von F_{gy}, bei höheren Temperaturen (Hochlage; zäher Werkstoffzustand) erfolgt Zähbruch durch stabilen Rissfortschritt ohne plötzlichen Lastabfall.

Normen: *DIN EN 10045:* Kerbschlagbiegeversuch nach Charpy; Prüfverfahren. – *DIN 50115:* Kerbschlagbiegeversuch; Besondere Probenform und Auswerteverfahren. – *DIN EN 875:* Kerbschlagbiegeversuch; Probenlage, Kerbrichtung und Beurteilung. – *DIN 53453:* Kerbschlagbiegeversuch von Kunststoffen.

Stahl-Eisen-Prüfblatt SEP 1315: Kerbschlagbiegeversuch mit Ermittlung von Kraft und Weg. – *DVM Merkblatt 0001:* Meßtechnische Anforderungen beim instrumentierten Kerbschlagbiegeversuch.

2.2.6 Bruchmechanische Prüfungen

Fracture mechanics tests

Zweck. Sie dienen zur Ermittlung bruchmechanischer Kennwerte, die bei quasistatischer Beanspruchung die Rissinitiierung (Beginn der Risserweiterung), Bruch und stabile Risserweiterung und bei zyklischer Beanspruchung die Nichtausbreitungsfähigkeit und den stabilen Rissfortschritt von Makrorissen beschreiben. Die Kennwertermittlung erfolgt lediglich für den Rissöffnungsmode I.

Probengeometrie. Die Prüfung erfolgt mit genormten Biegeproben (SE(B)), Kompaktzug(C(T))-Proben oder Rund-Kompaktzug-(DC(T))-Proben, **Bild 8**.

Versuchsführung und Kennwerte

Statische Belastung. Ausgehend von einer spanend erzeugten Makrokerbe als Rissstarter an der Zugseite der Probe wird in Zug-Schwellversuchen zunächst ein Ermüdungsanriss definierter Form und Länge erzeugt. Die hierfür erforderlichen Prüfkräfte sind festgelegt, um an der Rissspitze nur geringe plastische Wechselverformungen auszulösen ($K_{max} \leq 0,6\, K_Q$). Die Risslänge kann aus Nachgiebigkeits- oder Potentialmessungen bestimmt werden.

Es werden Kraft-Rissaufweitungs-Kurven bei kontinuierlicher Belastung ermittelt, **Bild 8**, aus denen die Kennwerte bestimmt werden.

Für die Ermittlung der *Bruchzähigkeit* K_{Ic} bei *sprödem Werkstoffverhalten* wird die Gültigkeit der linear elastischen

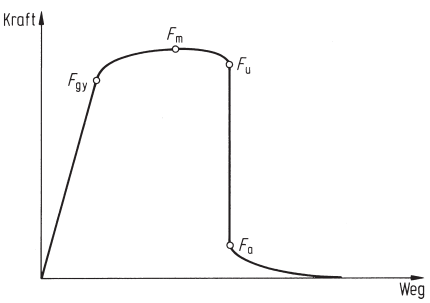


Bild 7. Kraft-Weg-Kurve beim instrumentierten Kerbschlagbiegeversuch (Übergangsbereich). F_{gy} Kraft bei vollplastischem Zustand, F_m Maximalkraft, F_u Kraft bei Beginn der instabilen Rissausbreitung, F_a Kraft bei Auffang des instabilen Risses

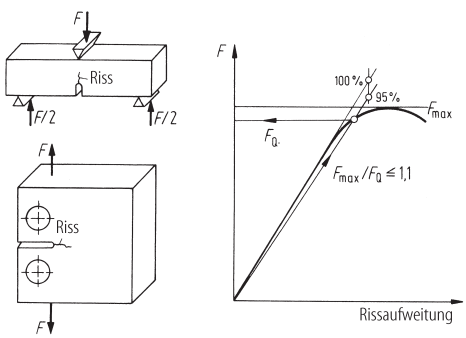


Bild 8. Probenarten und Kraft-Rissaufweitungs-Diagramm im Bruchmechanikversuch

Bruchmechanik (LEBM) gefordert. Die Bedingung des Kleinbereichsfließens ist nur erfüllt, wenn bestimmte Abmessungen für die Probendicke B und die Anfangsrisslänge a eingehalten werden: (K_{Ic}-Bruchzähigkeit in $N/mm^{3/2}$ und $R_{p0,2}$ in N/mm^2)

$$B, a \geq 2{,}5\left(\frac{K_{Ic}}{R_{p0,2}}\right)^2.$$

Eine Abschätzung der Bruchzähigkeit vor dem Versuch ist daher zur Ermittlung der Probengröße notwendig.

Bei *zähem Werkstoffverhalten* sind Rissinitiierung und stabile Risserweiterung voneinander abzugrenzen. Ein- oder Mehrprobenverfahren sind möglich. Bei der Einprobenmethode wird eine einzige Versuchsprobe verwendet. Die Rissverlängerung kann bei zunehmender Belastung mit der elektrischen Potentialmethode gemessen werden. Eine andere Möglichkeit ist das Teilentlastungsverfahren, bei dem während des Versuchs die Probe wiederholt teilentlastet (max. 0,1–0,2 F) und danach wieder belastet wird. Während des Ent- und Belastens wird aus der Steigung der Ent- bzw. Belastungsgeraden die Nachgiebigkeit (Compliance) der Probe und darüber die Risslänge bestimmt. Beim Mehrprobenverfahren werden mehrere Proben mit nahezu identischer Anfangsrisslänge unterschiedlich hoch belastet. Dabei kommt es zu verschiedenen Risserweiterungen. Der Betrag der stabilen Risserweiterung Δa kann nach Markieren der Rissfront und anschließendem Aufbrechen der Probe auf der Bruchfläche ausgemessen werden.

Die Rissinitiierung, d. h. der Übergang von einem ruhenden zu einem wachsenden Riss, wird durch die werkstoffphysikalisch wahren Rissinitiierungswerte δ_i und J_i charakterisiert. Sie werden aus der sich an der Rissspitze bildenden Stretchzonenbreite rasterelektronenmikroskopisch bestimmt. Diese Werte sind quantitativ übertragbare Werkstoffkennwerte. Der Beginn stabiler Risserweiterung, d. h. Rissvergrößerung, wird durch die technischen Rissinitierungswerte $\delta_{0.2}$, $J_{0.2}$, $\delta_{0.2BL}$ oder $J_{0.2BL}$ beschrieben. Sowohl bei der Mehr- als auch der Einprobenmethode können die Werte für J bzw. δ für eine bestimmte Risserweiterung Δa ermittelt werden. Mit diesen Wertepaaren $J - \Delta a$ bzw. $\delta - \Delta a$ werden J_R- bzw. δ_R-Risswiderstandskurven konstruiert. Die analytische Beschreibung kann mit

$$\delta(\text{oder } J) = A + C(\Delta a)^D$$

erfolgen, wobei für die Konstanten A, $C \geq 0$ und $0 \leq D \leq 1$ gilt. Andere Potenzansätze sind möglich. In die Auswertung der J_R- bzw. δ_R-Kurven werden nur Punkte einbezogen, die in einem bestimmten Gültigkeitsbereich liegen. Versagen tritt nach Erreichen einer geometrie- und werkstoffabhängigen Maximallast oder nach stabilem Risswachstum bei vollständigem Durchriss des Bauteils auf. Die Angabe eines Werkstoffkennwertes ist nicht möglich.

Zyklische Belastung. Schwellenwert- und Rissfortschrittsmessungen sind Gegenstand zyklischer bruchmechanischer Prüfungen.

Die Rissausbreitungskurve wird bei konstanter Belastung (Mittellast und Amplitude) ermittelt, wobei die Risslänge a und die dazugehörige Schwingspielzahl N gemessen werden. Unter Verwendung der Sekanten- oder Polynommethode wird daraus die Rissfortschrittsrate da/dN berechnet.

Die Ermittlung des Schwellenwertes ΔK_0 (auch ΔK_{th}) erfolgt durch stufenweises oder kontinuierliches Absenken der zyklischen Belastung bei konstantem Lastverhältnis R bis zu einer Rissfortschrittsrate

$$da/dN \leq 10^{-7}\ \text{mm/LS}.$$

Dieser Wert kennzeichnet die Nichtausbreitungsfähigkeit von Rissen.

Sonderprüfverfahren. Mit Bruchmechanik-Proben können K_{ISCC}-Werte für rissbehaftete Proben in Spannungsrisskorrosion auslösenden Medien ermittelt werden, bei denen unter dem Einfluss eines Elektrolyten stabiles Risswachstum einsetzt [3].

Die Ermittlung des Kriechrisswachstumsverhalten erfolgt i. Allg. ebenfalls mit diesen Bruchmechanikproben bei hohen Temperaturen. Die Rissverlängerung wird über Potentialverfahren oder Kerbaufweitungsmessung ermittelt.

Internationale Standards und Prüfempfehlungen: *ASTM E 399-97*, Standard Test Method for Plane Strain Fracture Toughness of Metallic Materials; *ISO/FDIS 12135*, Metallic Materials – Unified method of test for the determination of quasistatic fracture toughness, 2002; ISO 12737, Metallische Werkstoffe – Bestimmung der Bruchzähigkeit im Fall des ebenen Dehnungszustandes, 1996; *ASTM E 1820-99*, Standard Test Method for Measurement of Fracture Toughness; *ASTM E 647-95*, Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates.

2.2.7 Chemische und physikalische Analysemethoden
Chemical and physical analysis methods

Zweck. Zur Identifizierung metallischer Werkstoffe wird deren Zusammensetzung qualitativ oder quantitativ mit chemischen und physikalischen Analysemethoden ermittelt. Bei der Analyse von metallischen sowie nichtmetallischen Legierungs- und Begleitelementen gewinnen Verfahren zur Bestimmung von Gasgehalten zunehmend an Bedeutung. Neben der Ermittlung des Legierungsaufbaus des Grundwerkstoffs ist zur Beurteilung von Korrosions- oder Verschleißvorgängen die Identifizierung von Oberflächenschichten, die durch Wechselwirkung mit der Atmosphäre, korrosiven Medien oder Schmierstoffen gebildet worden sind, erforderlich.

Probenentnahme. Die Probengröße für chemische Analysen ist hinsichtlich der Menge so zu wählen, dass die Elemente entsprechend ihrer durchschnittlichen Konzentration enthalten sind. Je nach der Einwaage bzw. dem analytisch erfassten Probenvolumen spricht man von makro-, halbmikro- und mikroanalytischen Verfahren. Unter Spurenanalyse versteht man die Bestimmung sehr kleiner Gehalte ($<0{,}01$ bis $0{,}001\%$). **Bild 9** zeigt eine Gegenüberstellung von Analysenmethoden und den kleinsten erfassbaren Mengen bzw. Bereichen.

Analyseverfahren

Nasschemische Verfahren. Maßanalyse (Titration). Der gesuchte Stoff wird in einer Lösung durch eine Reaktion mit einem geeigneten Reagenz bestimmt. Aus der zur vollständigen Umsetzung verbrauchten Menge an Reagenzlösung lässt sich

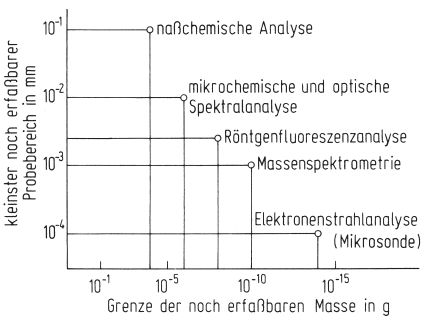


Bild 9. Kleinster erfassbarer Probenbereich für chemische und physikalische Analysenverfahren

die Konzentration des Elements berechnen. Das Ende der Umsetzung wird meist visuell als Farbumschlag oder apparativ z. B. durch Leitfähigkeitsänderung erkannt.

Spektralanalyse. Bei der Emissionsspektralanalyse wird die Zusammensetzung aus den für die Elemente charakteristischen Wellenlängen im optischen Spektrum und deren Intensitäten bestimmt. Zur Anregung benutzt man Funkenentladungen, Lichtbogen oder auch Laser; für den Nachweis spaltet man das Licht durch Gitter oder Prismen in seine Komponenten auf. Zu entsprechenden Analyseverfahren lässt sich auch die Absorption charakteristischer Spektrallinien verwenden.

Röntgenfluoreszenzanalyse. Die Röntgenfluoreszenzanalyse arbeitet mit Wellenlängen im Bereich der Röntgenstrahlung, die durch Sekundäranregung beim Auftreffen harter Röntgenstrahlung von einer Probe emittiert wird. Die Zerlegung der Spektren erfolgt durch Beugung an geeigneten Einkristallen (wellenlängendispersiv) oder elektronisch mittels spezieller Halbleiterdetektoren (energiedispersiv).

Elektronenstrahl-Mikroanalyse. Dünne Oberflächenschichten werden beim Auftreffen hoch beschleunigter Elektronen zur Emission von Röntgenspektren veranlasst. Durch Fokussierung der Elektronen in einen feinen Strahl lässt sich erreichen, dass nur ein äußerst kleiner Bereich ($\sim 1\ \mu m^3$) erfasst wird. Nachzuweisen sind Elemente mit Ordnungszahlen ab 4 (Be). Die Anwendung des Elektronenstrahl-Mikroanalyseverfahrens erlaubt eine Punkt-, Linien- oder rasterförmige Flächenanalyse sowie eine Zuordnung der Ergebnisse zu metallographischen Befunden.

2.2.8 Metallographische Untersuchungen

Metallographic investigation methods

Zweck. Ziel metallographischer Untersuchungen ist, die makroskopische und mikroskopische Gefügestruktur einer Probe sichtbar zu machen, zu beschreiben und zur Deutung der Eigenschaften im weitesten Sinne heranzuziehen. Oft lassen sich nach dem Befund Voraussagen über das Verhalten einer Legierung unter bestimmten Beanspruchungsbedingungen oder bei bestimmten Verarbeitungsprozessen machen. Die Metallographie ist eine metallkundliche Untersuchungsmethode, der bei der Auswahl des für Anwendung und Fertigung günstigsten Gefüges, zur Kontrolle, zur Ermittlung von Verarbeitungsfehlern sowie bei der Aufklärung von Schadensfällen besondere Bedeutung zukommt.

Probenentnahme und Vorbereitung

Makrogefüge-Untersuchung. Probenoberflächen für fraktographische Beurteilungen sowie Querschliffe können ohne besondere Vorarbeiten makroskopisch (Vergrößerung bis zu 50fach) betrachtet werden.

Mikrogefüge-Untersuchung. Die Probenentnahme erfolgt spanend, durch Trennschleifen oder Funkenerosion, wobei die zu untersuchenden Flächen möglichst eben herzustellen sind. Erwärmung der Proben ist unbedingt zu vermeiden. Zur besseren Handhabung werden die Schliffproben oft im Rahmen mit Klemmschrauben oder in Einbettmassen eingebettet. Durch Schleifen und anschließendes Polieren (mechanisch, elektrolytisch, chemisch) wird eine spiegelblanke Metalloberfläche erzeugt.

Transmissions-Elektronenmikroskopie. Neben durchstrahlbaren Folien, die man auch aus Metallen nach verschiedenen Methoden herstellen kann, werden Oberflächenabdrücke untersucht, die man mit Lackabdruckverfahren, Aufdampfschichtverfahren, Oxidverfahren sowie Ausziehabdruckverfahren (Extraktionsabdruckverfahren) gewinnt.

Ähnliche Verfahren werden als Replica-Techniken bei der sog. ambulanten Metallographie eingesetzt, wenn aus dem zu untersuchenden Bauteil aus betrieblichen Gründen keine Proben entnommen werden können.

Untersuchungsverfahren

Makrogefüge. Nachweis von Rissen, Poren, Dopplungen zur Qualitätsprüfung von Schweißnähten und kaltumgeformten Produkten, sowie Anwendung der Makro-Fraktographie zur Bestimmung verschiedener Bruchtypen.
Das Mikrogefüge wird in der Regel durch chemisches Ätzen entwickelt, wobei entweder die Korngrenzen (Korngrenzenätzung) oder die einzelnen Kristallite (Kornflächenätzung) sichtbar gemacht werden. Die Mikrogefügeuntersuchung erfolgt mit dem Auflichtmikroskop (Vergrößerung bis zu 1000fach), ergibt Hinweise auf Zusammensetzung, Herstellungsart (Gussgefüge, Knetgefüge) sowie Wärme- und Oberflächenbehandlung und erlaubt die Bestimmung örtlicher Umformgrade in kaltumgeformten Halbzeugen und Bauteilen. Quantitative Untersuchungen ermöglichen die Klassifizierung von Korngrößen, nichtmetallischen Einschlüssen und Verunreinigungen sowie die Bestimmung von Phasenanteilen.

Elektronenmikroskopie. Je nach Art der zur Bilderzeugung genutzten Wechselwirkung zwischen Elektronenstrahlen und Untersuchungsobjekt wird unterschieden zwischen Transmissions-, Reflexions- und Emissions-Elektronenmikroskopie. Während bei den beiden erstgenannten Verfahren die Elektronenstrahlung von außen auf das Objekt einfällt, wird bei der Emissions-Elektronenmikroskopie die Strahlung im Objekt selbst gebildet. Die untere Grenze des Auflösungsvermögens liegt im Nanometerbereich.
Hauptanwendungsgebiete der Elektronenmikroskopie sind der Nachweis von Versetzungsstrukturen, submikroskopischen Ausscheidungen sowie von Phasengrenzen. Durch Anwendung der Ausziehabdruckverfahren können Einschlüsse freigelegt werden, die durch Elektronenbeugung in ihren Kristallstrukturen identifiziert werden können.

Rasterelektronenmikroskopie. Beim rasterförmigen Abtasten von Oberflächen mit feingebündelten Elektronenstrahlen werden Sekundärelektronen frei, die zu einem Szintillationszähler abgesaugt werden.
Die rastersynchron eingelesenen Signale werden zur Helligkeitsmodulation des Bildes benutzt und ergeben ein topographisches Bild der Oberfläche. Wegen der großen Tiefenschärfe eignet sich das Rasterelektronenmikroskop besonders zur Untersuchung der Morphologie technischer Oberflächen und deren Veränderung durch Korrosions- oder Verschleißvorgänge sowie zur fraktographischen Analyse von Bruchflächen (Bestimmung z. B. von Waben- und Spaltbruchanteilen oder Schwingstreifen). Der Vergrößerungsbereich liegt bei etwa 5- bis 100 000fach.
Vielfach wird das Rasterelektronenmikroskop durch ein energiedispersives Röntgenspektrometer zur Mikroanalyse ergänzt.

Sonderprüfverfahren

Thermoanalyse. Durch Unstetigkeiten im Temperatur-Zeitverlauf beim Erhitzen oder Abkühlen von Metallproben können Schmelz- und Erstarrungsvorgänge sowie Umwandlungen im festen Zustand (Umgitterung) nachgewiesen werden.

Dämpfungsmessungen. Bestimmung der Abklingfunktion mechanischer Schwingungen.

Dilatometermessungen. Zuordnung des Längenausdehnungsverhaltens von Metallen zu Umwandlungen im festen Zustand (z. B. Bestimmung der Härtetemperatur).

2.2.9 Technologische Prüfungen
Production-technological tests

Zweck. Als technologisch bezeichnet man Prüfungen, bei denen das Verhalten von Werkstoffen oder Bauteilen ohne Kraftmessung unter Beanspruchungen beobachtet wird, wie sie vorzugsweise bei der Weiterverarbeitung oder im Betrieb auftreten. Von besonderer Bedeutung ist die Bestimmung der Kalt- oder Warmverformungsfähigkeit von Werkstoffen und Halbzeugprodukten.

Prüfverfahren. Technologischer Biegeversuch (Faltversuch): *DIN EN ISO 7438*; Hin- und Herbiegeversuch an Drähten: *DIN 51211*; Verwindeversuch an Drähten: *DIN 51212*; Tiefungsversuch an Blechen: *DIN 50101*; Innendruckversuch für Hohlkörper: *DIN 50104*; Ringfaltversuch an Rohren: *DIN EN 10233*; Aufweitversuch an Rohren: *DIN EN 10234*; Bördelversuch an Rohren: *DIN EN 10235*; Ringaufdornversuch an Rohren: *DIN EN 10236*; Ringzugversuch an Rohren: *DIN EN 10237*.

2.2.10 Zerstörungsfreie Werkstoffprüfung
Non-destructive testing

Zweck. Die zerstörungsfreie Werkstoffprüfung dient dem Nachweis von Fehlstellen (z. B. Risse, Lunker, Poren, Einschlüsse, **Tab. 1**), der Dickenbestimmung von Beschichtungen, Überzügen und Wandungen sowie der Kontrolle vorgegebener Materialeigenschaften, ohne die Verwendbarkeit des Bauteils zu beeinträchtigen. Dies ermöglicht die vollständige Stückprüfung von Einzelteilen und erlaubt damit eine höhere Aussagesicherheit als eine Stichprobenprüfung.

Verfahrensarten

Röntgen- und Gammastrahlenprüfung (DIN 54111, DIN EN 25580). Sie beruht auf dem Durchdringungsvermögen energiereicher Strahlung, das mit der Strahlungsenergie bis zu bestimmten Grenzen anwächst. Bildgebende Kontraste entstehen durch unterschiedliche Schwächungen beim Durchgang. In Hohlräumen (Risse, Lunker, Gasblasen etc.) ist die Schwächung geringer, so dass an solchen Stellen höhere Strahlungsintensität durchtritt. Zum sicheren Nachweis von Werkstofffehlern müssen diese eine ausreichende Ausdehnung in Strahlrichtung aufweisen. Streu- und Sekundärstrahlung, die mit zunehmender Probendicke anwachsen, verschleiern das Bild. Als Strahlungsquellen werden Röntgenröhren mit Beschleunigungsspannungen bis zu 400 kV, Betatron-Geräte (Elektronenschleuder) oder radioaktive Präparate, die Gammastrahlen aussenden, verwendet. Zur Sichtbarmachung des Bildes werden fotografische Verfahren sowie Röntgenbildverstärker und elektronische Bildaufzeichnung eingesetzt. Die Bildgüte kann durch Mitaufnahme eines auf das Werkstück aufgelegten Drahtrasters überwacht werden (DIN EN 462).

Ultraschallprüfung (DIN EN 583, DIN EN 1330-4, DIN EN 583-2). Ultraschallwellen im Frequenzbereich von 100 kHz bis 25 MHz breiten sich in Festkörpern geradlinig aus und werden an Grenzflächen reflektiert. Fehlstellen (Risse, Lunker, Einschlüsse) sind daher am besten zu orten, wenn ihre Hauptausdehnung senkrecht zur Ausbreitungsrichtung der Ultraschallwellen verläuft. Beim Durchschallungsverfahren wird das Prüfstück zwischen Schallsender und -empfänger angeordnet. Die durch das Werkstück hindurchtretenden Schallwellen werden vom Empfänger wieder in elektrische Schwingungen umgewandelt (Piezo-Effekt) und zur Anzeige gebracht. Eine Tiefenbestimmung des Fehlers ist hierbei nicht möglich. Beim Impuls-Echo-Verfahren wird der Schallkopf als Sender und Empfänger verwendet, indem kurze Schallimpulse in das Werkstück eingesendet werden und nach vollständiger oder teilweiser Reflexion von dem gleichen Schallkopf in einen Empfängerimpuls zurückverwandelt werden. Sendeimpuls, Rückwandecho und Fehlerecho werden elektronisch registriert, wobei über die jeweilige Laufzeit eine Tiefenbestimmung möglich ist. Durch die Anwendung von Winkelprüfköpfen mit Einschallwinkeln zwischen 35° und 80° können insbesondere Schweißnähte geprüft werden, da die Ankoppelung außerhalb der rauhen Nahtoberfläche erfolgen kann und somit eine Ortung von Schweißfehlern möglich ist.

Schallemissionsanalyse. Sie beruht auf Empfang und Analyse von Schallimpulsen, die durch hochfrequente Werkstückschwingungen erzeugt und durch piezoelektrische Empfänger in elektrische Signale umgewandelt werden. Derartige Schallemissionen können durch plastische Verformung, Rissentstehung und Rissfortschritt ausgelöst werden. Schallemissionsanalyse-Verfahren werden insbesondere zur Abnahme geschweißter Druckbehälter angewandt. Sowohl aus der Amplitudenform als auch aus dem Frequenzspektrum werden wichtige Hinweise über plastische Verformungen an makroskopi-

Tabelle 1. Anhaltswerte der Risserkennbarkeit der ZfP, Bemerkungen und Anwendungsgrenzen

Prüfverfahren	Rissbreite [mm]	Risslänge $2c$ [mm]	Risstiefe a, $2a$ [mm]	Bemerkung	Anwendungsgrenzen
Sichtprüfung	0,1	2	–	bei sauberer Oberfläche und optischen Hilfsmitteln	komplizierte Geometrie, mangelnder Kontrast
Farbeindringprüfung	0,01	1	0,5	werkstoffunabhängiger Einsatz	poröse Werkstoffe, verstopfte Risse, Öffnungen zur Oberfläche notwendig, raue Oberfläche
magnetische Rissprüfung	0,001	1	0,1	bei feinen Rissen an der Oberfläche und dicht darunter	nur Ferromagnetika, abhängig von Magnetisierung, Rautiefe, Beleuchtung
Wirbelstromprüfung	0,01	1	0,1	hohe Prüfgeschwindigkeiten realisierbar	nur elektrische Leiter, begrenzte Eindringtiefe, lokale Anwendung
Potentialsondenprüfung	0,01	2	0,2	Risstiefenmessung, ohne Einfluss der Rissbreite, gemittelte Rissgrößen	nur elektrische Leiter, kein elektrischer Kontakt der Rissflanken
Ultraschallprüfung	0,001	1	1	für Innen- und Oberflächenfehler, beliebige Bauteildicke	Ergebnis abhängig von akustischen Werkstoffeigenschaften, komplizierte Bauteil- und Fehlergeometrie
Röntgen- und Gammastrahlenprüfung	0,1	1	2% der Wanddicke	für Innen- und Oberflächenfehler, berührungslose Prüfung	begrenzte Bauteildicke, Strahlenschutz beachten

schen und mikroskopischen Spannungs-Störstellen gewonnen. Durch Anordnung mehrerer Empfänger kann aus Laufzeitunterschieden der Schallimpulse eine Ortung der Schallemission erreicht werden.

Magnetische Rissprüfung. Fehlstellen an oder dicht unter der Oberfläche ferromagnetischer Werkstoffe äußern sich in Störungen im Magnetfeldaufbau, die durch geeignete Verfahren nachgewiesen werden können. Das bekannteste Verfahren stellt die Magnetpulverprüfung (DIN EN ISO 150, DIN 54 130) dar, bei der ferromagnetisches Eisenoxidpulver zur Anzeige benutzt wird. Die Anzeigegrenze dieser Methode liegt bei einer Rissbreite von 10^{-3} bis 10^{-4} mm. Bei kräftiger Magnetisierung kann eine äußere Zone bis zu etwa 8 mm Tiefe überprüft werden. Während durch eine Polmagnetisierung Oberflächenrisse nachgewiesen werden können, die quer zur Prüfkörperachse verlaufen, können durch eine Stromdurchflutung infolge des induzierten ringförmigen Magnetfelds Längsrisse nachgewiesen werden. Bei Querschnittsübergängen kann infolge Übermagnetisierung eine Scheinfehleranzeige ausgelöst werden. Ein Feldlinienaustritt kann auch bei einer sprunghaften Änderung der ferromagnetischen Eigenschaften erfolgen (z. B. Übergang von ferritischen zu austenitischen Gefügebereichen in Schweißnähten).

Wirbelstromprüfung (DIN EN 1330-5, DIN EN 12 084, DIN 54 140, DIN 54 142). In elektrisch leitenden Werkstoffen werden durch magnetische Wechselfelder elektrische Ströme induziert, die als Wirbelströme bezeichnet werden. Zur Erzeugung des magnetischen Wechselfeldes wird eine wechselstromdurchflossene Spule verwendet. Eine zweite Spule, die auch mit der Erregerspule zusammen als Testspulensystem aufgebaut sein kann, detektiert das resultierende magnetische Feld. Wirbelstromprüfungen werden zum Nachweis von Werkstoffinhomogenitäten (z. B. Risse), zur Dickenbestimmung und zur Kontrolle von Werkstoffeigenschaften (Vergleichsprüfung) eingesetzt.

Farbeindringverfahren (DIN EN 571-1). Zum Nachweis von zur Oberfläche hin offenen Rissen und Poren wird ein flüssiges Eindringmittel auf das Bauteil aufgetragen, das in die Fehlstellen eindringt. Nach dem Entfernen überschüssiger Flüssigkeit wird durch Aufbringen einer saugfähigen Entwicklersubstanz das in den Fehlstellen infolge Kapillarwirkung verbliebene Eindringmittel sichtbar gemacht. Zur besseren Erkennbarkeit ist das Eindringmittel eingefärbt, um guten Kontrast zum üblicherweise weißen Entwickler hervorzurufen.

Potentialsondenverfahren. Zur Bestimmung der Tiefe von Rissen, die an der Oberfläche elektrisch leitender Bauteile erkennbar sind, wird ein Strom senkrecht zum Rissverlauf eingeleitet. Der Spannungsabfall über der Fehlstelle wird gemessen und in Risstiefe umgewertet.

2.2.11 Dauerversuche. Longtime tests

Zweck. Dauerversuche werden alle Langzeitversuche unter mechanischen, mechanisch-thermischen und mechanisch-chemischen Beanspruchungen genannt, bei denen der Beanspruchungszeit oder der Spannungs- oder Dehnungsschwingspielzahl für die Werkstoff- oder Bauteileigenschaften eine maßgebende Bedeutung zukommt. Dauerversuche sind immer dann erforderlich, wenn in Kurzzeitversuchen eine Veränderung im Schädigungsmechanismus eintritt und keine Korrelation zwischen Kurzzeit- und Langzeitbeanspruchung möglich ist. Dies gilt insbesondere für zeit-, temperatur- oder beanspruchungsabhängige Veränderungen der Werkstoffeigenschaften.

Untersuchungsverfahren

Zeitstandversuch. Er dient zur Ermittlung der Werkstoff- und Bauteileigenschaften bei ruhender Zugbeanspruchung im Bereich hoher Temperaturen, bei denen Kriechen auftritt, und kann unter konstanter Temperatur bis zu einer bestimmten Verformung oder bis zum Bruch der Probe durchgeführt werden: DIN EN 10291, ISO 204.

Die Zeitdehngrenze $R_{p0,2/t/T}$ bei bestimmter Prüftemperatur T ist die Prüfspannung, die nach einer bestimmten Beanspruchungsdauer t zu einer festgelegten plastischen Gesamtdehnung A_p führt.

Die Zeitstandfestigkeit $R_{u/t/T}$ bei bestimmter Prüftemperatur T ist die Prüfspannung, die nach einer bestimmten Beanspruchungsdauer t zum Bruch der Probe führt. Die Auswertung erfolgt im Zeit-Dehnungs-Schaubild und im Zeitstand-Schaubild jeweils in logarithmischer Teilung.

Zur Abkürzung der Versuchszeiten können Extrapolationsverfahren angewandt werden, bei denen der Festigkeitskennwert über einem Zeit-Temperatur-Parameter, z. B. $T(C + \lg t)$ mit $C = 15$ bis 25 und T in K aufgetragen wird. Häufig erfolgt auch eine graphische Verlängerung der Zeitbruchkurve und der Zeitdehngrenzkurven im Zeitstandschaubild. Bei einer Extrapolation bis unter die kleinste Versuchsspannung oder um einen Zeitfaktor von über 3 ist Vorsicht geboten.

Entspannungsversuch (Relaxationsversuch). In ihm wird der formschlüssig eingespannten Probe (EN 10319–1) oder dem Bauteil (z. B. Schraubenverbindung, EN 10319–2) bei konstanter Temperatur eine konstante Verformung aufgezwungen, unter der Kriechen und damit eine zeitabhängige Abnahme der Spannung beobachtet wird. Die Relaxationsfestigkeit $R_{R/t/T}$ ist die Restspannung, die nach einer Beanspruchungsdauer t unter der Temperatur T gemessen wird.

Dauerschwingversuch. Er dient zur Ermittlung mechanischer Werkstoff- oder Bauteilkennwerte unter schwellender oder wechselnder Zug-, Biege- oder Torsionsbeanspruchung: DIN 50 100 und 50 113 [4]. Es werden glatte und gekerbte Proben oder Bauteile gleicher Herstellungsart hochfrequenten Beanspruchungen bei unterschiedlichen Spannungsausschlägen und gleicher Mittelspannung ausgesetzt, wobei entweder Brüche im Zeitfestigkeitsgebiet oder Durchläufer im Dauerfestigkeitsbereich von 2 bis $50 \cdot 10^6$ Lastspielen auftreten. Durch Auftragen der Spannungsausschläge über dem Logarithmus der Schwingspielzahlen erhält man die Wöhlerkurve, für deren statistische Belegung im Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich mindestens 10 bis 15 Proben pro Spannungshorizont erforderlich sind. Aus mehreren Wöhlerkurven, die an Probestäben oder Bauteilen bei verschiedenen Mittelspannungen ermittelt wurden, können vollständige Zeit- oder Dauerfestigkeitsschaubilder gewonnen werden.

Bei Dauerschwingversuchen unter hoher Temperatur stellt sich keine Dauerfestigkeit ein. Neben der Bruchschwingspielzahl N_B ist demgemäß hier auch die Bruchzeit t_m von Interesse. Die Ergebnisse dieser Versuche lassen sich für konstante Bruchzeit im Dauerfestigkeitsschaubild von Smith oder von Haigh darstellen, wobei die Abgrenzung für $R = 0$ durch die Zeitstandfestigkeit erfolgt.

Analog zu den Dauerschwingversuchen zur Ermittlung der Wöhlerlinie können, jedoch mit verschiedenen Beanspruchungskollektiven, Lebensdauer- oder Gaßnerlinien für Bauteile oder Proben ermittelt werden.

Dehnwechselversuch. Im Bereich niederer Wechselzahlen tritt der Dehnwechselversuch an die Stelle des Spannungswechselversuches, wenn eine formschlüssige Beanspruchung infolge von Belastungs- und Temperaturänderungen abzubilden ist. Der Versuch, Draft ISO TC164/SC5/WG2/N1, wird meist unter konstanter Gesamtdehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon_t$ aber vereinzelt auch unter konstanter plastischer Dehnungs-

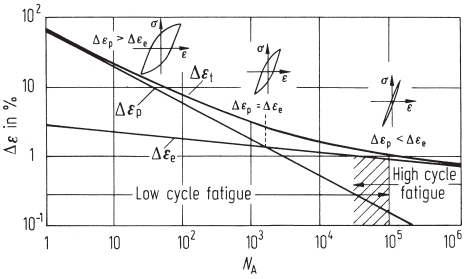


Bild 10. Anrisskurve bei Dehnwechselbeanspruchung unter niedrigen und hohen Lastspielzahlen (schematisch nach Manson und Coffin)

schwingbreite $\Delta\varepsilon_p$ mit Frequenzen in der Größenordnung von 0,1 Hz bis 10^{-6} Hz bis zu Wechselzahlen von maximal 10^5 durchgeführt (**Bild 10**). Die Anrisswechselzahl N_A ist das kennzeichnende Versuchsergebnis [4]. Die bis zur Anrisswechselzahl ertragbare Schwingbreite $\Delta\varepsilon_t$ läßt sich in einen elastischen Anteil $\Delta\varepsilon_e$ und einen plastischen Anteil $\Delta\varepsilon_p$ zerlegen. Im Bereich der Dauerfestigkeit überwiegt der elastische Anteil und im Zeitfestigkeitsgebiet unterhalb von Wechselzahlen von rd. 10^4 der plastische Anteil.

Weitere Ergebnisse betreffen den wechselzahlabhängigen Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Hysteresisschleife, aus der sich zyklische Entfestigung (z. B. bei ferritischen Stählen) oder zyklische Verfestigung (z. B. bei austenitischen Stählen) sowie die zyklische Fließkurve (für $0,5N_A$) ableiten lassen (**Bild 11**). Sollen thermische An- und Abfahrvorgänge nachgebildet werden, kann der Versuch mit Haltezeiten bei den Ausschlagsdehnungen durchgeführt werden. Im Kriechbereich erfolgt dabei eine zyklische Relaxation. Die dadurch auftretende Kriechermüdung reduziert die ertragbare Anrisswechselzahl. Zur genaueren Nachbildung dieser Beanspruchung werden auch Dehnwechselversuche mit gleitender Temperatur, sogenannte thermomechanische Versuche durchgeführt.

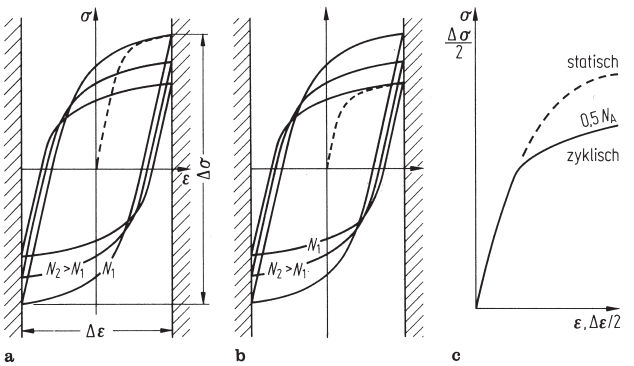


Bild 11 a–c. Spannungs-Dehnung-Hysteresisschleifen bei **a** zyklischer Entfestigung und **b** zyklischer Verfestigung, **c** statische Fließkurve und zyklische Fließkurve (Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$, Dehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon$) bei halber Anrisswechselzahl $0,5N_A$ im Falle zyklischer Entfestigung, schematisch

3 Eigenschaften und Verwendung der Werkstoffe
Properties and Application of Materials

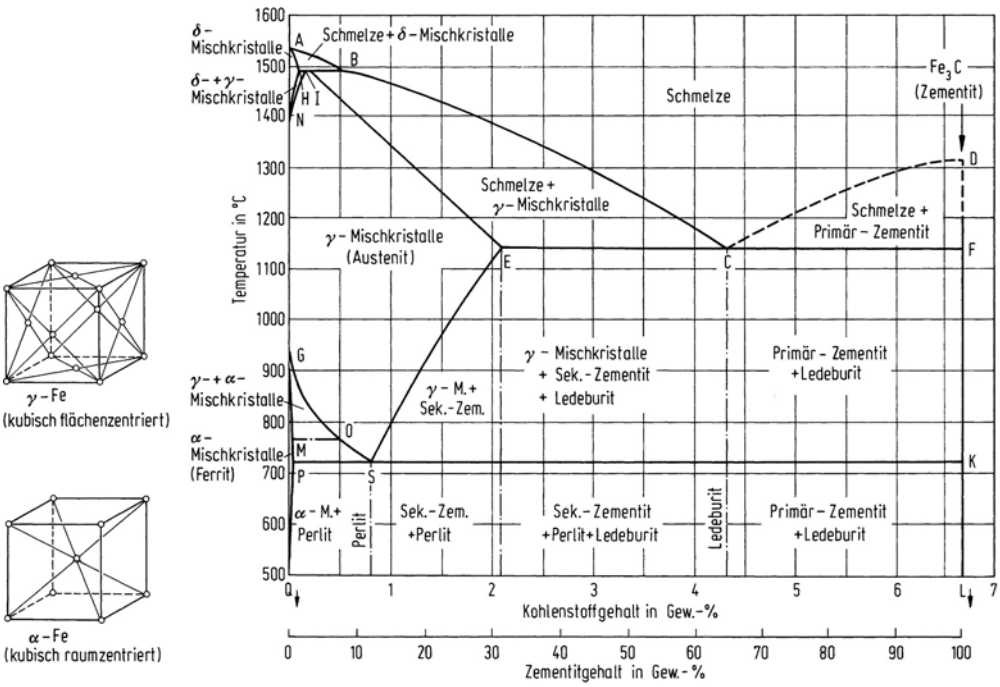
C. Berger und **K. H. Kloos**, Darmstadt

3.1 Eisenwerkstoffe. Iron Base Materials

Als Eisenwerkstoffe werden die für Bauteile und Werkzeuge anwendbaren Metallegierungen bezeichnet, bei denen der mittlere Gewichtsanteil an Eisen höher als der jedes anderen Legierungselements ist. Sie werden in die Gruppe der Stähle und Gusseisenwerkstoffe aufgegliedert. Beide Gruppen unterscheiden sich vor allem im Kohlenstoffgehalt und weisen teilweise sehr unterschiedliche Eigenschaften auf. Während die Stähle Eisenwerkstoffe darstellen, die sich i. Allg. für die Warmumformung eignen, erfolgt die Formgebung der Gusseisenwerkstoffe durch Urformen (s. **S 2**). Abgesehen von einigen Cr-reichen Stählen liegt der C-Gehalt der Stähle unter rd. 2%, der C-Gehalt der Gusseisenwerkstoffe über 2%. Während bei Stählen der Kohlenstoff im Eisengitter gelöst oder in chemisch gebundener Form vorliegt, tritt er im Gusseisen teilweise als Graphit auf. Stahlguss, dessen Formgebung ebenfalls durch Urformen erfolgt, wird zur Gruppe der Stähle gerechnet.

3.1.1 Das Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff
Iron Carbon Constitutional Diagram

Im stabilen Eisen-Kohlenstoff-System tritt Kohlenstoff als Graphit in hexagonaler Gitterstruktur auf. Diese Gleichgewichtsphase stellt sich nur bei extrem langen Glühzeiten ein. Bei den üblichen Wärmebehandlungen der Stähle liegt Kohlenstoff in chemisch gebundener Form als Eisencarbid Fe_3C (Zementit) vor. Für technische Zwecke wird daher in der Regel statt des Systems Eisen-Kohlenstoff das metastabile System Eisen-Zementit betrachtet, wenn auch im Bereich des Gusseisens ($C >$ rd. 2%) eine teilweise Graphitbildung erfolgt, der reale Werkstoffzustand also zwischen dem des stabilen und des metastabilen Systems liegt.



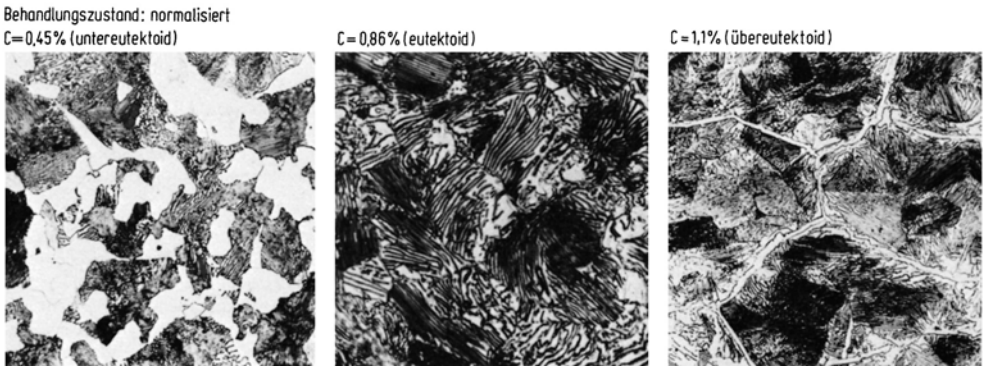


Bild 1. Metastabiles Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff

Bei Temperaturen oberhalb der Liquiduslinie ACD des metastabilen Systems (**Bild 1**) liegt eine Eisen-Kohlenstofflösung in schmelzflüssigem Zustand vor. Diese Lösung erstarrt nicht wie reine Metalle bei einer bestimmten Temperatur, sondern in einem Temperaturbereich, der zwischen der Liquiduslinie ACD und der Soliduslinie AECF liegt. Mit abnehmender Temperatur nimmt in diesem Bereich der Anteil der ausgeschiedenen Kristalle in der Schmelze zu, bis bei Erreichen der Soliduslinie die Schmelze vollständig erstarrt ist. Feste Erstarrungspunkte treten nur in den Berührungspunkten von Liquidus- und Soliduslinie (A und C) auf. In Punkt A (1 563 °C) liegt der Schmelzpunkt des reinen Eisens (C = 0%), in Punkt C wird mit 1 147 °C der niedrigste Schmelzpunkt des Systems Eisen-Kohlenstoff bei C = 4,3% erreicht. Das hier bei der Erstarrung entstehende Gefüge ist ein Eutektikum, das mit Ledeburit bezeichnet wird. Im übereutektischen Bereich (C > 4.3%) scheiden sich aus der Schmelze reine Eisencarbidkristalle Fe_3C (Primärzementit), im untereutektischen Bereich (C < 4,3%) als feste Lösung γ-Mischkristalle (Austenit: kubisch flächenzentrierte Eisenkristalle mit hohem Lösungsvermögen für Kohlenstoff) aus. Ledeburit besteht aus einem geordneten Gemenge aus beiden Phasen.

Im Zustandsfeld IESG liegt ein Gefüge vor, das ausschließlich aus Austenit besteht. Bei einem C-Gehalt von 0,86% wandelt sich der Austenit bei Unterschreiten der Umwandlungstemperatur im Punkt S (723 °C) in das Eutektoid Perlit um, das aus einem feinen Gemenge aus Ferrit (α-Mischkristalle) und Zementit besteht.

Bei C > 0,86% (übereutektoide Stähle) scheidet sich entlang der Linie SE Sekundärzementit aus, bei C < 0,86% (untereutektoide Stähle) längs der Linie GOS Ferrit. Das Lösungsvermögen des Ferrits für Kohlenstoff ist sehr beschränkt (0,02% bei 723 °C, rd. 10^{-5}% bei Raumtemperatur), wie der schmale Bereich GPQ erkennen lässt. Die Linie GOSE wird als obere Umwandlungslinie bezeichnet, die auf ihr ablesbaren Umwandlungstemperaturen als A_3-Punkte. Bei Unterschreiten der unteren Umwandlungslinie PSK (A_1-Punkt) verfallen die restlichen γ-Mischkristalle der Zweiphasengebiete unterhalb der Linien GOS und SE in Perlit, so dass untereutektoider Stahl bei Raumtemperatur nach langsamer Abkühlung aus Ferrit und Perlit, übereutektoider Stahl aus Perlit und Sekundärzementit besteht. Oberhalb des A_2-Punkts (769 °C) verliert Stahl seine magnetischen Eigenschaften. Die Umwandlungspunkte A_1, A_2 und A_3 können bei Erwär-

mung oder Abkühlung je nach der Geschwindigkeit der Temperaturänderung zu höheren oder niedrigeren Temperaturen verschoben werden. Beim Erwärmen wird statt A die Bezeichnung A_c, bei Abkühlung die Bezeichnung A_r verwendet.

3.1.2 Stahlerzeugung. Steelmaking

Stahl-Erschmelzungsverfahren

Weltweit werden heute gemäß **Bild 2** zwei wesentliche Verfahrenslinien zur Stahlerzeugung eingesetzt:

1. Roheisenerzeugung durch Reduktion von Erz mit Kohlenstoff im Hochofen und Weiterverarbeitung zu Rohstahl im Sauerstoffblaskonverter.

Das Roheisen enthält zuviel Kohlenstoff und zu große Anteile von schädlichen Begleitelementen wie Schwefel, Phosphor und Silicium. Es wird in flüssiger Form zum Konverter transportiert, wobei durch Zugabe von Calcium oder Magnesium der Schwefel gebunden wird. Auch die Gehalte an Phosphor und Silicium lassen sich bereits hier verringern. Im Sauerstoffblaskonverter wird Sauerstoff auf die Schmelze aufgeblasen, der den darin enthaltenen Kohlenstoff zu CO-Gas oxidiert, das aus der Schmelze entweicht und dabei eine Rührwirkung erzeugt. Die Oxide der anderen Begleitelemente steigen in die Schlacke auf, die in flüssiger Form die Schmelze bedeckt, und werden in dieser gelöst. Zur intensiveren Bewegung der Schmelze (Steigung der Reaktionsgeschwindigkeit) wird Inertgas (Argon oder Stickstoff) am Boden des Konverters eingeblasen. Bei der Oxidation entsteht Wärme, die das Bad flüssig hält oder sogar erwärmt. Im letzteren Fall kann durch Zugabe von Schrott die Temperatur gehalten werden. Wird ein höherer Schrottzusatz aus wirtschaftlichen Gründen gewünscht, muss ggf. zusätzlich beheizt werden. Der Einsatz rechnergestützter Prozesskontrolle und moderner Analyseverfahren ermöglicht die Herstellung sehr reinen Rohstahls in gleichbleibend hoher Qualität.

2. Einschmelzen von Stahlschrott zu Rohstahl im Elektro-Lichtbogenofen. Da gegenüber den früher verwendeten Frischverfahren beim Sauerstoffblasverfahren nicht so viel Schrott verarbeitet werden kann, hat sich heute das Lichtbogenverfahren zur zusätzlichen Schrottverwertung durchgesetzt.

Im *Hochleistungs-Lichtbogenofen* können rd. 100 t/h Schrott eingeschmolzen werden. Leistungssteigernd wirken sich hier z. B. Rechnereinsatz zur Prozesssteuerung sowie zusätzliches Einblasen von Sauerstoff, Brennstoffen und Gas durch den Boden (Verbesserung der Durchmischung) aus.

Die wesentlichen Maßnahmen der Sekundärmetallurgie sind Vermeiden des Schlackenmitlaufens, Mischen und Homogenisieren in der gespülten Pfanne, Desoxidation, Legieren und Mikrolegieren im ppm-Bereich in der Pfanne, Aufheizen in Pfannenöfen, Vakuumbehandlung und Gießstrahlabschirmung.

Sonderverfahren

Zur Verbesserung der Stahleigenschaften (insbesondere des Reinheitsgrads) werden zunehmend Vakuum- und Umschmelzverfahren eingesetzt.

Vakuum-Vergießen. Durch dieses Verfahren wird ein erneuter Luftzutritt in den flüssigen Stahl zwischen Gießpfanne und Kokille verhindert. Der Stahl wird unter Vakuum erschmolzen und abgegossen.

Elektroschlackeumschmelzverfahren (ESU). Ein zuvor konventionell hergestellter Stahlblock wird als selbstverzehrende Elektrode in einem Schlackebad abgeschmolzen. Bei diesem Umschmelzen reagieren die entstehenden Stahltröpfchen intensiv mit der Schlacke.

Kernzonenumschmelzverfahren. Für die Herstellung möglichst fehlerfreier Rohlinge für große Schmiedestücke wird die Kernzone eines im Blockguss erzeugten Blocks durch Lo-

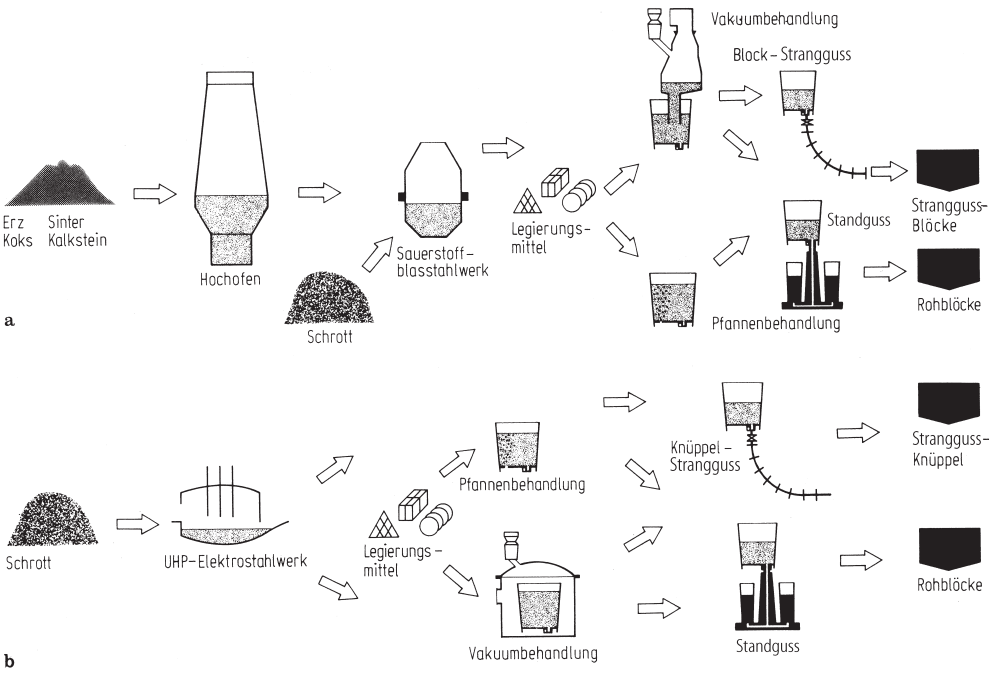


Bild 2a, b. Bedeutendste Verfahren der Stahlerzeugung. Metallurgische Basis: **a** Roheisen/Sauerstoffblasstahlwerk; **b** Schrott/Hochleistungs-Elektrolichtbogenofen

chen entfernt und der hohle Block nach dem ESU-Verfahren umgeschmolzen.

Vergießen des Stahls

Das Vergießen kann auf zwei verschiedenen Wegen erfolgen (Urformtechnik):
1. Vergießen zu Vorformen (Blockguss oder Strangguss). Bereits 1987 wurden bei der Stahlerzeugung rd. 89% des Stahls als Strangguss hergestellt. Blockgießen wird im Wesentlichen nur noch zur Herstellung großer Schmiedestücke angewandt.
2. Vergießen zu fertigen Formstücken (s. **S 2**).

Plastische Formgebung

Man unterscheidet bei der Umformung von Metallen zwischen *Warm-*, *Halbwarm-* und *Kaltumformung*. Die Temperaturgrenze zwischen Kalt- und Warmumformung ist durch die Rekristallisationstemperatur gegeben und beträgt etwa die Hälfte der absoluten Schmelztemperatur (s. **S 3.2**).

Tendenzen

Verkürzung der Prozesskette bzw. Annäherung der Strangquerschnitte an endabmessungsnahe Halbzeugprodukte. Anwendung von Gießmaschinen zur Anpassung an variable Querschnittsformen (z. B. Herstellung von Dünnbrammen, die in Kaltwalzgerüsten weiterverarbeitet werden können).

Pulvermetallurgie

Als Ausgangsbasis für die Herstellung von Werkstoffen und Bauteilen dienen hier pulverförmige Stoffe, die rein oder gemischt (mechanisches Legieren) verarbeitet werden. Zur Herstellung von Metallpulvern existiert eine weite Palette von Verfahren, die von Direktreduktion über Wasserverdüsung, Vakuum-Inertgaszerstäubung bis zum Elektronenstrahlschmelzen mit Rotationszerstäubung reicht. Nach dem Mischen wird die Pulvermasse, der meist noch thermisch zersetzbares Gleitmittel zugesetzt wird, durch Pressen oder Spritzgießen geformt. Das Sintern der Formteile erfolgt dicht unterhalb der Schmelztemperatur (Festphasensintern) oder bei der Schmelztemperatur der niedrigstschmelzenden Komponente (Flüssigphasensintern) und bewirkt ein Zusammenwachsen der Pulverteilchen im Sinne einer Reduktion der freien Oberfläche. Falls erforderlich, können die Teile anschließend nochmals gepresst und gesintert werden (Zweifachsintern) oder in Form geschmiedet werden (Kalibrieren, Pulverschmieden). Eine besonders aufwendige Nachbehandlung stellt das Heiß-Isostatische Pressen (HIP, „hippen“) dar, bei dem die Teile in eine dicht anliegende, gasdichte Kapsel eingeschlossen und unter äußerem isostatischem Gasdruck zur weitgehenden Beseitigung der Mikroporosität nachgesintert werden. Die Anwendung der Pulvermetallurgie bietet Vorteile bei der

- wirtschaftlichen Fertigung endkonturnaher oder einbaufertiger Bauteile hoher Formkomplexität und kleinerer Abmessungen bei hohen Stückzahlen.
- Erzeugung von Zusammensetzungen, die schmelzmetallurgisch nicht oder nur schwierig herstellbar sind (hochschmelzende Metalle, dispersionsgehärtete Werkstoffe),
- Fertigung poröser Bauteile (Filter, selbstschmierende Gleitlager),
- Herstellung großer Teile mit hoher Homogenität und Isotropie sowie geringen Gehalten an Verunreinigungen (Ausgangsmaterial für große Schmiedeteile, z. B. Scheiben für Gasturbinen).

Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften pulvermetallurgisch erzeugter Werkstoffe können durchaus diejenigen konventioneller Guss- oder Knetwerkstoffe erreichen und übertreffen.

3.1.3 Wärmebehandlung. Heat Treatment

Ziel einer Wärmebehandlung ist es, einem Werkstoff für Anwendung oder Weiterverarbeitung erwünschte Eigenschaften zu verleihen. Dabei wird der Werkstoff bestimmten Temperatur-Zeit-Folgen und gegebenenfalls zusätzlichen thermomechanischen oder thermochemischen Behandlungen ausgesetzt. Für zahlreiche Stähle ist das temperaturabhängige Auftreten von α- und γ-Mischkristallen (Ferrit und Austenit) (**Bild 1**) mit einem unterschiedlichen Lösungsvermögen für Kohlenstoff die Grundlage für ihre in weiten Grenzen veränderbaren Eigenschaften.
Die Kinetik der Umwandlung des Austenits in andere Phasen geht aus dem isothermen Zeit-Temperatur-Umwandlungsschaubild (ZTU-Schaubild) hervor. **Bild 3** zeigt am Beispiel des Stahls Ck 45 Beginn und Ende der Umwandlung nach rascher Abkühlung des Austenits auf eine bestimmte Temperatur bei anschließendem isothermem Halten. Oberhalb der M_S-Linie setzt die Umwandlung mit einer zeitlichen Verzögerung ein, die ein Minimum bei rd. 550 °C aufweist. Letzteres beruht darauf, dass mit zunehmender Unterkühlung des Austenits einerseits dessen Umwandlungsbestreben wächst, andererseits die Abnahme der Diffusionsgeschwindigkeit die Platzwechselvorgänge der Atome bei der Neubildung des Kristallgitters behindert. Während bei Temperaturen oberhalb dieser „Nase“ die Fernit-Perlit-Umwandlung erfolgt, erhält man im Bereich unterhalb der Nase das Gefüge Bainit, das aus nadeligen Ferritkristallen mit eingelagerten Carbiden besteht. Bei rascher Unterkühlung auf Temperaturen unterhalb der M_S-Linie erfolgt ohne zeitliche Verzögerung ein diffusionsloses Umklappen des Austenit-Gitters in das Gitter des Martensits, wobei der Anteil des gebildeten Martensits mit abnehmender Haltetemperatur ansteigt. Der Verlauf der Umwandlungslinie im ZTU-Schaubild wird durch die Höhe der Austenitisierungstemperatur und die chemische Zusammensetzung des Stahls bestimmt.

Die für isotherme Umwandlung erläuterten Vorgänge spielen sich in ähnlicher Weise auch bei kontinuierlicher Abkühlung von der Austenitisierungstemperatur ab, die bei zahlreichen technischen Wärmebehandlungsverfahren auftritt. Bei langsamer Abkühlung entsteht im Falle des Stahls Ck 45 ein ferritisch-perlitisches Gefüge, wie aus dem Eisen-Kohlenstoff-Schaubild zu ersehen ist. Mit zunehmender Abkühlungsgeschwindigkeit wachsen die Anteile von Bainit und Martensit im Gefüge bis bei Überschreiten einer oberen kritischen Abkühlungsgeschwindigkeit nur noch Martensit gebildet wird.

Härten

Die Martensitbildung bewirkt eine erhebliche Härtesteigerung des Stahls. Daher bezeichnet man die Wärmebehandlung, die in mehr oder weniger großen Bereichen des Querschnitts ei-

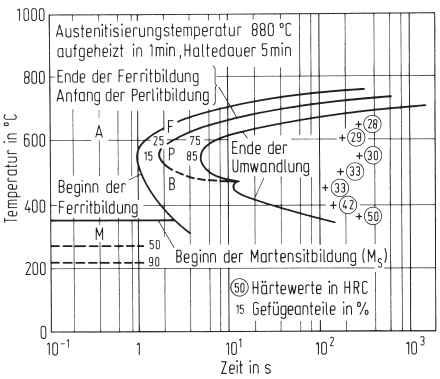


Bild 3. Isothermes Zeit-Temperatur-Umwandlungsschaubild für den Stahl Ck 45. A Austenit, F Ferrit, P Perlit, B Bainit, M Martensit

nes Werkstücks nach Austenitisieren und Abkühlen zur Martensitbildung führt, mit *Härten* und die Temperatur, von der das Werkstück abgekühlt wird, als *Härtetemperatur*. Die Härtetemperatur liegt für untereutektoide Stähle oberhalb der Linie GOS des Fe-C-Schaubilds im Gebiet reiner γ-Mischkristalle, für übereutektoide Stähle jedoch oberhalb der Linie SK im Bereich der γ-Mischkristalle und des Sekundärzementits. Eine Auflösung des naturharten Sekundärzementits ist nicht notwendig, sofern er feinverteilt und nicht netzförmig als Korngrenzenzementit vorliegt. Die hohe Härte des Martensits beruht auf der gegenüber dem γ-Gitter geringen Lösungsfähigkeit des α-Gitters des Eisens für Kohlenstoffatome. Die bei Härtetemperatur gelösten C-Atome können bei schneller Abkühlung nicht aus dem sich umwandelnden γ-Mischkristall ausdiffundieren und führen, da sie zwangsgelöst bleiben, zu einer Verspannung des entstehenden Martensitkristalls, die sich in hoher Härte äußert. Die Verspannung wächst mit der Anzahl der zwangsgelösten C-Atome; daher nimmt die Aufhärtbarkeit eines Stahls mit dem C-Gehalt zu. Allerdings wird eine deutliche Härtesteigerung nur erreicht, wenn der C-Gehalt mindestens 0,3% beträgt.

Um auch im Inneren eines Werkstücks eine zur Martensitbildung ausreichende hohe Abkühlungsgeschwindigkeit zu erhalten, muss eine möglichst schnelle Wärmeabfuhr erfolgen. Dies wird durch Abschreckmittel wie Öl, Wasser, Eiswasser oder Salzlösungen erreicht, doch ist oberhalb bestimmter Querschnitte keine Durchhärtung mehr möglich.

Gegenüber unlegierten Stählen ist bei legierten Stählen die kritische Abkühlungsgeschwindigkeit infolge der Behinderung der Kohlenstoffdiffusion durch die im Mischkristall eingelagerten Atome der Legierungselemente vermindert. Daher sind bei legierten Stählen größere Querschnitte durchhärtbar oder mildere Abschreckmittel verwendbar, z. B. Luft statt Öl oder Öl statt Wasser. Hohe Temperaturunterschiede zwischen Kern und Rand eines Werkstücks führen zu hohen Wärmeeigenspannungen, die zusammen mit den Umwandlungseigenspannungen aufgrund der Volumenvergrößerung bei der Martensitbildung Verzug und Härterisse bewirken können. Die Gefahr von Verzug und Härterissen beim Abschrecken kann z. B. durch Warmbadhärten vermindert werden, wobei zunächst ein Temperaturausgleich im Werkstück bei Temperaturen knapp oberhalb der M_S-Temperatur herbeigeführt wird, bevor die Martensitbildung bei Abkühlung auf Raumtemperatur einsetzt.

Die wichtigsten Legierungstelemente zur Erhöhung der Durchhärtbarkeit von Stählen sind Mn, Cr, Mo und Ni mit Gehalten von rd. 1 bis 3%. Die Prüfung des Durchhärteverhaltens eines Werkstoffs kann mit dem Stirnabschreckversuch nach DIN 50 191 vorgenommen werden.

Anlassen und Vergüten

Das beim Härten entstehende Martensitgefüge ist sehr spröde. Daher wird ein Werkstück in der Regel nach dem Härten *angelassen*, d. h. auf Temperaturen zwischen Raumtemperatur und Ac_1 erwärmt. Im unteren Anlasstemperaturbereich (bis rd. 300 °C) wird durch Diffusion der Kohlenstoffatome die hohe Verspannung des Martensits gemildert; die Sprödigkeit wird verringert, ohne dass die Härte sich wesentlich ändert. Es erfolgt die Ausscheidung des verglichen mit Zementit kohlenstoffreicheren ε-Carbids; der im Härtungsgefüge noch verbliebene Restaustenit zerfällt.

Bei Anlasstemperaturen über 300 °C nimmt die Zähigkeit (Bruchdehnung, Brucheinschnürung, Kerbschlagzähigkeit) sehr stark zu, während Festigkeit und Härte abnehmen (**Bild 4**). Diese Veränderungen beruhen auf dem Zerfall des Martensits zu Ferrit und der Bildung von feinverteiltem Zementit aus dem bei niedrigerer Temperatur gebildeten ε-Carbid. Im Bereich von Anlasstemperaturen zwischen 450 °C und Ac_1 erhält man ein feinkörniges Gefüge guter Zähigkeit und hoher Festigkeit, wie es für Konstruktionsteile erwünscht

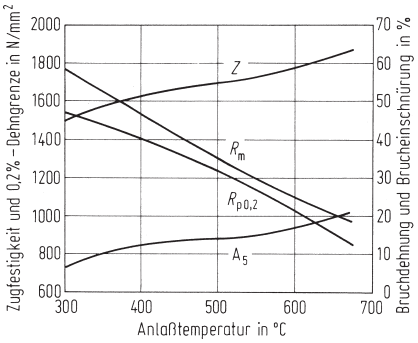


Bild 4. Vergütungsschaubild für den Werkstoff 42 CrMo 4

ist. Den Vorgang des Härtens und Anlassens in diesem Temperaturbereich nennt man *Vergüten*. Die Vergütungsfestigkeit hängt entsprechend der Durchhärtbarkeit von der chemischen Zusammensetzung des Stahls und dem Querschnitt des Werkstücks ab.

Legierte Stähle mit vor allem Mo, W und V als Legierungselemente zeigen bei Anlasstemperaturen zwischen rd. 450 und 600 °C eine deutliche Härte- und Festigkeitssteigerung infolge Aushärtung (*Sekundärhärtung*). Dabei bilden sich aus den nach dem Austenitisieren (Lösungsglühen) und raschen Abkühlen entstandenen übersättigten Mischkristallen infolge Entmischung fein verteilte Ausscheidungen (meist Sondercarbide oder intermetallische Phasen), die gleitblockierend wirken. Dieser Vorgang wird bei Werkzeugstählen, warmfesten und martensitaushärtenden Stählen zur Festigkeitsteigerung ausgenutzt.

Glühbehandlungen

Unter *Glühen* versteht man eine Behandlung eines Werkstücks bei einer bestimmten Temperatur mit einer bestimmten Haltedauer und nachfolgendem Abkühlen, um bestimmte Werkstoffeigenschaften zu erreichen.

Normalglühen. Es erfolgt bei einer Temperatur wenig oberhalb Ac_3 (bei übereutektoiden Stählen oberhalb Ac_1) mit anschließendem Abkühlen in ruhender Atmosphäre. Diese Glühbehandlung wird angewandt, um die grobkörnige Struktur in Stahlgussteilen und teilweise im Schweißnahtbereich (Widmannstättensches Gefüge) zu beseitigen. Auch die Wirkung einer vorangegangenen Wärmebehandlung oder Kaltumformung wird durch Normalglühen aufgehoben. Wird die Austenitisierungstemperatur zu hoch gewählt, tritt ein Wachstum der γ-Mischkristalle ein, das auch nach der Umwandlung zu grobkörnigem Gefüge führt (Feinkornbaustähle neigen weniger zur Kornvergröberung). Ebenso verursacht eine zu langsame Abkühlung ein grobes Ferritkorn.

Grobkornglühen. Bei spanender Bearbeitung weicher Stähle kann ein grobkörniges Gefüge erwünscht sein, das einen kurzbrüchigen Scherspan ergibt. Man erhält dieses Gefüge durch Glühen weit oberhalb Ac_3. Die durch Kornwachstum erhaltenen groben γ-Mischkristalle wandeln sich bei langsamer Abkühlung in ein ebenfalls grobkörniges Ferrit-Perlit-Gefüge um.

Diffusionsglühen. Es dient zur Beseitigung von Seigerungszonen in Blöcken und Strängen sowie innerhalb der Kristallite (Kristallseigerung). Die Glühbehandlung erfolgt dicht unter der Solidustemperatur mit langzeitigem Halten auf dieser Temperatur, um einen Konzentrationsausgleich durch Diffusion zu erreichen. Wird keine Warmumformung nach dem Diffusionsglühen vorgenommen, muß zur Beseitigung des groben Korns normalgeglüht werden.

Weichglühen. Um C-Stähle in ihrem Formänderungsvermögen zu verbessern, wird bei Temperaturen im Bereich um Ac_1 weichgeglüht. Bei diesen Temperaturen formen sich die im streifigen Perlit vorliegenden Zementitlamellen zu kugeliger Form um (*sphäroidisierendes Glühen*). Danach wird langsam abgekühlt, um einen möglichst spannungsarmen Zustand zu erzielen. Die Einformung der Zementitlamellen und bei übereutektoiden Stählen auch des Zementitnetzwerks wird erleichtert durch mehrmaliges kurzzeitiges Überschreiten von Ac_1 (*Pendelglühen*). Die kugelige Form des Zementits kann auch dadurch erreicht werden, dass austenitisiert und geregelt abgekühlt wird.

Spannungsarmglühen. In Werkstücken können durch ungleichmäßige Erwärmung oder Abkühlung, durch Gefügeumwandlung oder Kaltverformung Eigenspannungen auftreten, die sich den Lastspannungen überlagern. Zum Abbau dieser Eigenspannungen, z. B. nach dem Richten, Schweißen, oder zum Abbau von Eigenspannungen in Gussteilen wird ein Spannungsarmglühen durchgeführt. Die Glühtemperatur liegt meist unter 650 °C, bei vergüteten Stählen jedoch unterhalb der Anlaßtemperatur, um die Vergütungsfestigkeit des Werkstücks nicht herabzusetzen. Beim Glühen werden die inneren Spannungen im Werkstück durch plastische Verformung auf das Maß der Warmstreckgrenze reduziert.

Rekristallisationsglühen. Das Ausmaß einer Kaltumformung wird begrenzt durch die Zunahme der Verfestigung und die Abnahme der Verformungsfähigkeit eines Werkstoffs mit dem Umformgrad. Durch Rekristallisationsglühen im Anschluss an eine Kaltumformung wird eine Neubildung des Gefüges bei Temperaturen oberhalb der Rekristallisationstemperatur erreicht mit mechanischen Eigenschaften, wie sie etwa vor der Verformung vorlagen, so dass im Wechsel mit einem Rekristallisationsglühen beliebig viele Umformgänge vorgenommen werden können. Die Gefahr einer Grobkornbildung im rekristallisierten Gefüge besteht bei niedrigen Verformungsgraden, vor allem bei Stählen geringen C-Gehalts ($< 0{,}2\%$), bei hoher Glühtemperatur und langer Glühdauer. Die Rekristallisationstemperatur der Stähle nimmt mit dem Umformgrad ab, da die im Gitter gespeicherte Umformenergie die Kornneubildung begünstigt. Das Rekristallisationsglühen wird angewendet bei kaltgewalzten Bändern und Feinblechen, kaltgezogenem Draht und Tiefziehteilen. Zum Schutz gegen Verzunderung glüht man unter Luftabschluss in geschlosssenen Behältern (*Blankglühen*).

Lösungsglühen. Es dient dem Lösen ausgeschiedener Bestandteile in Mischkristallen. Austenitische und ferritische Stähle, die keine γ-α-Umwandlung erfahren, werden zur Erzielung eines homogenen Gefüges bei rd. 950 bis 1 150 °C lösungsgeglüht und anschließend abgeschreckt, um die Bildung versprödender intermetallischer Phasen bei langsamer Abkühlung zu vermeiden.
Bei umwandelnden Stählen, die neben der Martensithärtung eine Ausscheidungshärtung erhalten (legierte Werkzeugstähle, warmfeste und martensitaushärtende Stähle), ist mit dem Austenitisieren gleichzeitig eine Lösungsglühen verbunden, das nach dem Abschrecken zu einer übersättigten Lösung führt, deren Entmischung durch die Bildung von Ausscheidungen während des Auslagerns erfolgt.
Mit der Lösungsglühtemperatur und der Dauer des Lösungsglühens steigt die Menge der gelösten Bestandteile an. Damit wird die Ausscheidungsfähigkeit des Gefüges beim Auslagern erhöht, so dass auch die erreichbare Festigkeit ansteigt.

Randschichthärten

Für viele Werkstücke, für die eine harte und verschleißarme Oberfläche notwendig ist, ist eine auf die Randschichten beschränkte Härtung ausreichend. Man unterscheidet bei den Randschichthärteverfahren *Flammhärten, Induktionshärten* und *Laseroberflächenhärten*.

Flammhärten. Bei diesem Verfahren wird eine Werkstückoberfläche mittels einer Gas-Sauerstoff-Flamme auf Austenitisierungstemperatur erwärmt und anschließend mit Wasser abgeschreckt (Wasserbrause), bevor die Erwärmung in das Werkstückinnere vorgedrungen ist. Dabei tritt nur im austenitisierten Randbereich eine Martensithärtung auf. Die Tiefe der gehärteten Randschicht wird bestimmt von der Flammtemperatur, der Anwärmzeit und der Wärmeleitfähigkeit des Stahls.

Induktionshärten. Bei diesem Verfahren wird die Randschicht in einer Hochfrequenzspule durch induzierte Ströme erhitzt und nach Erreichen der Austenitisierungstemperatur mit einer Wasserbrause oder in einem Bad abgeschreckt. Mit zunehmender Frequenz wird infolge des Skin-Effekts die Tiefe der erwärmten Randschicht geringer, so dass Einhärtetiefen von nur wenigen Zehntel-Millimetern zu erreichen sind. Für beide Härteverfahren können Vergütungsstähle mit 0,35 bis 0,55% C verwendet werden. Bei niedrigeren C-Gehalten ist die Aufhärtung zu gering, bei höheren C-Gehalten steigen Verzugs- und Härterissgefahr, zumal höhere Austenitisierungstemperaturen zu wählen sind als bei normalem Härten. Nach dem Randschichthärten wird i. Allg. bei 150 bis 180 °C angelassen.

Laseroberflächenhärten. Durch kontinuierlich strahlende CO_2-Laser können einzelne Funktionsflächen von Bauteilen einer gezielten Randschichthärtung unterzogen werden. Das Laserhärten gehört zur Gruppe der Kurzzeithärteverfahren. Das Härten erfolgt durch Selbstabschreckung und kann auf dünne Randschichten beschränkt werden. Bei richtiger Wahl der Bestrahlungsparameter ist neben einer Oberflächenhärtung auch eine Dauerfestigkeitssteigerung möglich [1]. Wie beim Induktionshärten können für dieses Verfahren Vergütungsstähle mit 0,35 bis 0,55% C oder Werkzeugstähle verwendet werden.

Thermochemische Behandlungen

Thermochemische Behandlungen sind Wärmebehandlungen, bei denen die chemische Zusammensetzung eines Werkstoffs durch Ein- oder Ausdiffundieren eines oder mehrerer Elemente absichtlich geändert wird. Meist sollen der Randschicht eines Werkstücks bestimmte Eigenschaften wie Zunderbeständigkeit, Korrosionsbeständigkeit oder erhöhter Verschleißwiderstand verliehen werden. Da hierbei die Werkstücke längerzeitig einer hohen Temperatur ausgesetzt sind, ist auf die Veränderung der Kerneigenschaften zu achten. Gegenüber galvanischen Oberflächenbehandlungsverfahren besteht der Vorteil der Diffusionsverfahren in einer gleichmäßigen Schichtdichte über die Werkstückoberfläche, auch an Kanten, in Rillen und Bohrungen.

Einsatzhärten. Eine hohe Randschichthärte bei Teilen aus Stählen mit C-Gehalten von rd. 0,1 bis 0,25% kann durch Härten nach den thermochemischen Behandlungen Aufkohlen oder Carbonitrieren erreicht werden. Beim Aufkohlen wird die Randschicht des Werkstücks durch Glühen bei 850 bis 950 °C (oberhalb der GOS-Linie) in kohlenstoffabgebenden Mitteln mit Kohlenstoff angereichert. Nach Art des Aufkohlungsmittels wird zwischen Pulver-, Gas-, Salzbad- und Pastenaufkohlung unterschieden. Der C-Gehalt der Randschicht nach dem Aufkohlen soll nicht höher sein als rd. 0,8 bis 0,9%, um eine zu starke Zementitbildung zu vermeiden, die die Eigenschaften der Randschicht verschlechtern kann. Nach dem Aufkohlen ist die Randschicht eines Werkstücks härtbar. Wegen des höheren C-Gehalts besitzt das Gefüge der Randschicht eine niedrigere Umwandlungstemperatur als das des Kerns. Stellt man die Härtetemperatur auf den C-Gehalt der

Randschicht ein, wandelt der Kern nicht vollständig um, so dass bei Stählen, die zum Kornwachstum neigen, ein infolge der langen Aufkohlungsdauer grobkörniges Gefüge im Kern zurückbleibt (*Einfachhärtung*). Eine Kernrückfeinung wird bei der *Doppelhärtung* erreicht. Hierbei wird zunächst von einer dem C-Gehalt des Kerns entsprechenden hohen Temperatur abgekühlt, wobei eine Umkristallisation des Kerns erfolgt; anschließend wird die Randschicht gehärtet. Damit erhält man eine hohe Oberflächenhärte bei gleichzeitig höchster Zähigkeit des Kerns. Durch das mehrmalige Erwärmen und Abkühlen wird allerdings die Gefahr des Verzugs des Werkstücks vergrößert. Ihr kann durch Abschrecken im Warmbad begegnet werden.

Das Härten der aufgekohlten Randschicht kann auch unmittelbar von Aufkohlungstemperatur erfolgen (*Direkthärten*), wobei gegebenenfalls das Werkstück zuvor auf eine dem C-Gehalt der Randschicht entsprechende Härtetemperatur abgekühlt wird. Dieses Verfahren wird vorzugsweise bei Massenteilen oder bei Stählen mit geringer Neigung zum Kornwachstum (Feinkornstählen) angewendet.

Höherlegierte Einsatzstähle, wie z. B. der Werkstoff 20 NiCrMo 6 3 wurden speziell für die Direkthärtung entwickelt, um verbesserte Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften zu erzielen.

Beim *Carbonitrieren* wird die Randschicht eines Werkstücks gleichzeitig mit Kohlenstoff und Stickstoff angereichert. Diese Behandlung erfolgt z. B. in speziellen Cyansalzbädern bei 800 bis 830 °C. Nach dem Carbonitrieren erfolgt meistens ein Abschrecken, um die durch Nitridbildung erreichte Härte durch eine Martensitumwandlung weiter zu erhöhen.

Nach dem Einsatzhärten wird bei Temperaturen von 150 bis 250 °C angelassen.

Nitrieren. Es erfolgt eine Diffusionssättigung der Randschicht eines Werkstücks mit Stickstoff, um Härte, Verschleißwiderstand, Dauerfestigkeit oder Korrosionsbeständigkeit zu erhöhen. Im Vergleich zum Einsatzhärten ist mit der Nitrierung bei Anwesenheit sondernitridbildender Elemente eine höhere Randhärte erzielbar; der Härteabfall ins Innere des Werkstücks ist wegen der geringen Diffusionstiefe jedoch steiler. Die Randschicht besteht nach dem Nitrieren aus einer äußeren Nitridschicht (Verbindungsschicht) und einer anschließenden Schicht aus stickstoffangereicherten Mischkristallen und ausgeschiedenen Nitriden (Diffusionsschicht). Man unterscheidet zwischen Gasnitrieren im Ammoniakgasstrom bei 500 bis 550 °C, Salzbadnitrieren in Cyansalzbädern bei 520 bis 580 °C und Plasmanitrieren bei 450 bis 550 °C.

Das *Gasnitrieren* erfordert lange Nitrierzeiten (z. B. 100 h für eine Nitriertiefe von rd. 0,6 mm). Durch zusätzliche Maßnahmen wie Sauerstoffzugabe oder Ionisation des Stickstoffs durch Glimmentladung (*Plasmanitrieren*) können die Nitrierzeiten verkürzt werden. Eine weitere Verkürzung der Nitrierzeiten wird durch *Salzbadnitrieren* erreicht, doch führen die verwendeten Cyansalzbäder immer auch zu einer Aufkohlung der Randschicht, die aber bei den hier verwendeten niedrigen Badtemperaturen gering ist. Die niedrigen Badtemperaturen und die langsame Abkühlung (kein Abschrecken) führen zu sehr geringem Verzug der Werkstücke (Meßwerkzeuge).

Beim *Nitrocarburieren* enthält das Behandlungsmittel außer Stickstoff auch kohlenstoffabgebende Bestandteile. Es kann im Pulver, Salzbad, Gas oder Plasma nitrocarburiert werden. Die Gasnitrocarburierverfahren, die mit dem Sammelbegriff *Kurzzeitgasnitrieren* bezeichnet werden, benötigen gegenüber dem üblichen Gasnitrieren erheblich kürzere Behandlungsdauern. Diese liegen bei Prozesstemperaturen von 570 bis 590 °C in der Größenordnung des Salzbadnitrierens.

Legierungselemente, die eine besonders hohe Affinität zu Stickstoff aufweisen, wie Chrom, Molybdän, Aluminium, Titan oder Vanadin ergeben besonders harte Randschichten mit hohem Verschleißwiderstand gegen Gleitreibung (Nitrierstähle). Bei vergüteten Stählen niedriger Anlassbeständigkeit ist darauf zu achen, dass die langzeitige Nitrierbehandlung keine Festigkeitsabnahme im Kern verursacht. Durch Legierungselemente wie Chrom und Molybdän wird die Anlassbeständigkeit erhöht, so dass mit niedriglegierten CrMo-Stählen neben hoher Randschichthärte auch hohe Kernfestigkeit erzielt werden kann.

Aluminieren. Hierunter wird allgemein die Herstellung von Al-Überzügen verstanden. Unter den Diffusionsverfahren haben sich das Kalorisieren und das Alitieren bewährt.

Beim *Kalorisieren* werden die Werkstücke (meist kleinere Teile) in einer rotierenden Reaktionstrommel bei 450 °C in Al-Pulver mit bestimmten Zusätzen geglüht. Danach erfolgt ein kurzzeitiges Glühen bei 700 bis 800 °C außerhalb der Trommel zur Verstärkung der Diffusion. Es entsteht eine spröde, festhaftende Fe-Al-Legierungsschicht ($Al > 10\%$) unter einer harten Schicht von Al_2O_3, die eine gute Zunderbeständigkeit aufweist.

Eine weniger spröde Schutzschicht mit besserer Verformbarkeit bei gleicher Zunderbeständigkeit wird durch das *Alitieren* erzeugt. Hierbei wird die Glühung in einem Pulver aus einer Fe-Al-Legierung bei 800 bis 1 200 °C vorgenommen.
Beide Verfahren sind auch bei anderen metallischen Werkstoffen als Stahl anwendbar, z. B. Kalorisieren bei Kupfer und Messing. Alitieren bei Nickellegierungen für Gasturbinenschaufeln.

Silicieren. Eine zwar spröde, aber sehr zunderbeständige Oberfläche wird bei kohlenstoffarmem Stahl durch Behandlung mit heißem $SiCl_4$-Dampf erzielt. Der Si-Gehalt der Schicht beträgt bis zu 20%.

Sherardisieren. Dieses Verfahren wird ähnlich dem Kalorisieren durchgeführt. Nach dem Beizen oder Sandstrahlen werden die Werkstücke bei 370 bis 400 °C in mit bestimmten Zusätzen versehenem Zinkstaub geglüht. Neben erhöhtem Korrosionsschutz wird ein guter Haftgrund für Anstriche erreicht.

Borieren. Durch Borieren werden harte und verschleißarme Randschichten erzeugt. Es kann in Pulver (950 bis 1 050 °C), Gas und Salzbädern (550 °C) boriert werden.

Chromieren (Inchromieren). Das Verfahren wird bei rd. 1 000 bis 1 200 °C mit chromabgebenden Stoffen in der Gasphase oder in der Schmelze durchgeführt. Die Randschicht des Werkstücks reichert sich dabei bis auf 35% Cr an. Sie wird damit zunderbeständig bis zu Temperaturen über 800 °C. Wegen der Korrosionsbeständigkeit der Schicht kann mit dieser Behandlung der Einsatz korrosionsbeständigen Vollmaterials umgangen werden.

Sonderverfahren der Wärmebehandlung

Isothermisches Umwandeln in der Bainitstufe. Bei diesem früher als Zwischenstufenvergüten bezeichneten Verfahren wird ein Werkstück nach dem Austenitisieren rasch auf eine Temperatur abgekühlt, bei der sich während des Haltens auf dieser Temperatur die Bainitumwandlung vollzieht. Die für einen bestimmten Werkstoff geeignete Temperatur ist aus dem isothermen ZTU-Schaubild zu ersehen. Beste Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften ergeben sich bei Umwandlung im unteren Temperaturbereich der Bainitstufe. Neben den guten mechanischen Eigenschaften bietet das Verfahren wirtschaftliche Vorteile gegenüber dem Vergüten, da ein zweimaliges Aufheizen entfällt. Vor allem Kleinteile aus Baustählen werden nach diesem Verfahren behandelt.

Patentieren. Hierunter versteht man eine Wärmebehandlung von Draht und Band, bei der nach dem Austenitisieren schnell auf eine Temperatur oberhalb M_S abgekühlt wird, um ein für das nachfolgende Kaltumformen günstiges Gefüge zu erzielen. Üblicherweise wird bei der Drahtherstellung im Warmbad abgekühlt bei Temperaturen, die zu einem dichtstreifigen Perlit führen, da dieses Gefüge sich besonders zum Ziehen eignet.

Martensitaushärtung. In kohlenstoffarmen Fe-Ni-Legierungen mit mehr als 6 bis 7% Nickel erfolgt die Umwandlung des γ-Mischkristalls auch bei langsamer Abkühlung aus dem

Austenitgebiet (820 bis 850 °C) nicht mehr durch Diffusion in Ferrit, sondern durch diffusionslose Schiebung in Nickelmartensit, einem mit Nickel (statt Kohlenstoff) übersättigten, metastabilen Mischkristall. Legierungselemente wie Ti, Nb, Al und vor allem Mo führen beim anschließenden Warmauslagern unterhalb der Reaustenitisierungstemperatur (450 bis 500 °C) durch Ausscheiden feinverteilter intermetallischer Phasen und die Einstellung von gleitbehindernden Ordnungsphasen zu einer erheblichen Steigerung der Festigkeit bei gleichzeitig guter Zähigkeit.

Thermomechanische Behandlungen

Thermomechanische Behandlungen sind eine Verbindung von Umformvorgängen mit Wärmebehandlungen, um bestimmte Werkstoffeigenschaften zu erzielen.

Austenitformhärten. Hierbei wird ein Stahl nach dem Abkühlen von Austenitisierungstemperatur vor oder während der Austenitumwandlung umgeformt. Damit können Festigkeitssteigerungen bei gleichzeitig verbesserter Zähigkeit infolge eines verfeinerten Bainit- und Martensitgefüges erzielt werden.

Temperaturgeregelte Warmumformung. Durch geregelte Temperaturführung in den letzten, mit ausreichendem Umformgrad vorgenommenen Schritten einer Warmumformung und beim anschließenden Abkühlen wird ein Gefüge angestrebt, wie es beim Normalglühen entsteht.

Warm-Kalt-Verfestigen. Eine Umformung bei erhöhter Temperatur unterhalb der Rekristallisationsschwelle führt bei gegenüber Raumtemperatur verminderten Umformkräften zur Festigkeitssteigerung. Dieses Verfahren eignet sich besonders für austenitische Werkstoffe.

3.1.4 Stähle. Steels

in Zusammenarbeit mit W. Rohde, Krefeld

Einteilung von Stählen nach DIN EN 10020

DIN EN 10020 definiert Stähle als Werkstoffe, deren Massenanteil an Eisen größer ist als der jedes anderen Elements und deren Gehalt an Kohlenstoff i. Allg. kleiner ist als 2%. Übersteigt der Kohlenstoffanteil diesen Grenzwert, spricht man von Gusseisen (s. **E 3.1.5**).

Darüber hinaus teilt DIN EN 10020 die Stähle in unlegierte Stähle, legierte Stähle und nichtrostende Stähle ein. Die Grenze zwischen unlegierten und legierten Stählen geht aus **Anh. E 3 Tab. 1** hervor. Ein Stahl gilt als legiert, wenn der spezifizierte Mindestwert nur eines Elementes die angegebenen Grenzwerte überschreitet. Falls für ein Element nur der zulässige Höchstwert spezifiziert ist, darf dieser das 1,3fache des Grenzwertes nach **Anh. E 3 Tab. 1** betragen. Von dieser so genannten 70%-Regel ist Mangan ausgenommen. Die nichtrostenden Stähle werden als Stähle mit mindestens 10,5% Cr und höchstens 1,2% C definiert. Zu ihnen gehören nicht nur korrosionsbeständige, sondern auch hitzebeständige und warmfeste Stahlsorten. Sie sind im Grunde ein Sonderfall der legierten Stähle.

Zusätzlich unterscheidet DIN EN 10020 bei den unlegierten und legierten Stählen zwischen Qualitäts- und Edelstählen. Die Edelstähle zeichnen sich insbesondere durch geringere Anteile nichtmetallischer Einschlüsse und meist auch durch engere Vorgaben für die chemische Zusammensetzung aus. Sie sind deshalb geeignet, höhere Qualitätsansprüche zu erfüllen. So z. B. sind Edelstähle zum Vergüten und Oberflächenhärten besser geeignet als Qualitätsstähle, deren Eigenschaften stärker streuen.

DIN EN 10020 hat erhebliche Bedeutung für den Stahlhandel, insbesondere für die Zollnomenklatur. Für die technische Anwendung der Stähle ist die Bedeutung dieser Norm gering.

Systematische Bezeichnung von Stählen nach DIN V 17006-100

Stähle werden gemäß DIN V 17006-100 (prEN 10027-1) entweder mit Kurznamen oder gemäß DIN EN 10027-2 mit Werkstoffnummern eindeutig gekennzeichnet. Kurzname und Werkstoffnummer sind austauschbar.

Die Kurznamen bestehen aus Symbolen in Form von Buchstaben und Zahlen. Ausgangspunkt für den systematischen Aufbau der Kurznamen ist die Einteilung der Stahlsorten in die 15 Gruppen gemäß **Anh. E 3 Tab. 2**.

Bei den Gruppen 1 bis 11 geben die Kurznamen Hinweise auf das Hauptanwendungsgebiet und auf die für die Hauptanwendung wichtigste mechanische oder physikalische Eigenschaft. Bei den Gruppen 12 bis 15 kennzeichnen die Kurznamen die chemische Zusammensetzung. Jeder Gruppe sind ein oder zwei Buchstaben als Hauptsymbol zugeordnet. Dieses Symbol steht i. Allg. an der ersten Stelle des Kurznamens. Ausnahmen sind die Stahlgusssorten, die an erster Stelle den Buchstaben G führen. Auch bei pulvermetallurgisch hergestellten Werkzeugstählen der Gruppe 14 ist es zulässig, dem ersten Hauptsymbol X ein anderes Symbol, nämlich die Buchstabenkombination PM, voranzustellen. Auf das für die Gruppe kennzeichnende erste Hauptsymbol folgen weitere Symbole, die Informationen über wichtige Merkmale zur eindeutigen Beschreibung individueller Stahlsorten enthalten (**s. Anh. E 3 Tab. 2.**). Die Vielfalt der hierfür notwendigen Kennbuchstaben und -zahlen wird in DIN V 17006-100 festgelegt. Die verwendeten Zeichen können in jeder der 15 Gruppen eine andere Bedeutung haben. Der Schlüssel zum richtigen Verständnis eines Kurznamens liegt immer in dem Symbol an der ersten Stelle, gegebenenfalls hinter G oder PM.

Unterschiedliche Zustände oder Ausführungsformen der gleichen Stahlsorte können, falls erforderlich, durch Anhängen von Zusatzsymbolen mit einem Pluszeichen an den Kurznamen bzw. an die Werkstoffnummer bezeichnet werden.

Anhand von drei Beispielen für die Gruppen 1, 13 und 14 nach **Anh. E 3 Tab. 2** wird in den **Bildern 5** bis **7** erläutert, wie die nach DIN V 17006-100 gebildeten Kurznamen zu lesen sind.

Alternativ zum Kurznamen können die Werkstoffnummern nach DIN EN 10027-2 verwendet werden. Im Allgemeinen bestehen die Werkstoffnummern aus fünf Ziffern mit einem Punkt zwischen der ersten und der zweiten Ziffer. Die erste Ziffer ist für Stähle und Stahlguss immer eine 1, z. B. 1.1301 für die Stahlsorte 19MnVS6 nach DIN EN 10267. Ein vollständiges Verzeichnis der für Stähle und Stahlguss in deutschen und europäischen Normen festgelegten Werkstoffnummern ist in der Stahl-Eisen-Liste enthalten.

Legierungselemente

Im Eisen lösliche Legierungselemente wirken sich auf die Größe des Austenit(γ)-Gebiets im Eisen-Kohlenstoffschaubild aus. Dies äußert sich in Verschiebungen der Umwandlungstemperaturen. Dadurch ändert sich das Verhalten der Stähle bei der Abkühlung von der Warmumformtemperatur oder bei der Wärmebehandlung. Je nach Art und Menge des gelösten Legierungselementes können die Werte der kritischen Abkühlgeschwindigkeit sehr verschieden sein. Manche Legierungselemente haben zu den unvermeidbaren Begleitelementen des Eisens, z. B. Kohlenstoff, Stickstoff, Sauerstoff, Schwefel, eine höhere Affinität als Eisen. Sie bilden bei unterschiedlichen Temperaturen mit den Begleitelementen Verbindungen, die in unterschiedlicher Menge, Form und Verteilung im Stahl auftreten können. Einige Legierungselemente können sowohl im Eisen gelöst sein, wie auch stabile Verbindungen mit den Begleitelementen bilden. Die Vielfalt der möglichen Reaktionen, deren Ablauf bis zu einem gewis-

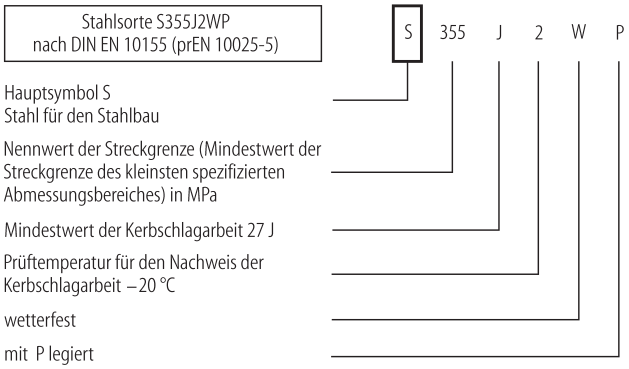


Bild 5. Beispiel der Bezeichnung eines Stahls für den Stahlbau (Gruppe 1 in **Anh. E 3 Tab. 2**) gemäß prEN 10025-5

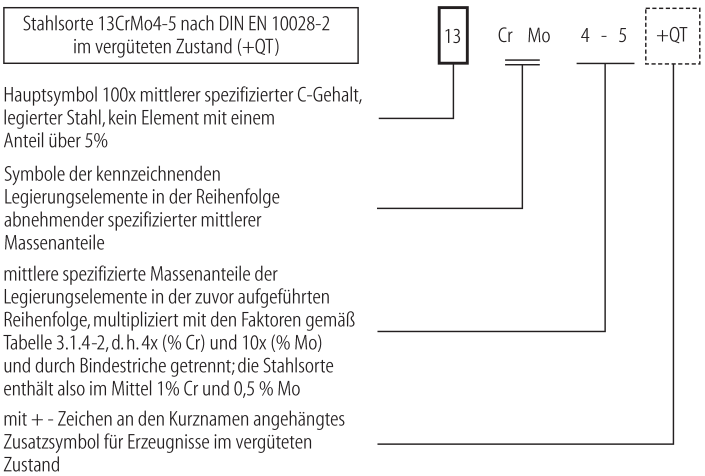


Bild 6. Beispiel der Bezeichnung eines legierten Stahls mit Einzellegierungsgehalten $<5\%$ (Gruppe 13 in **Anh. E 3 Tab. 2**)

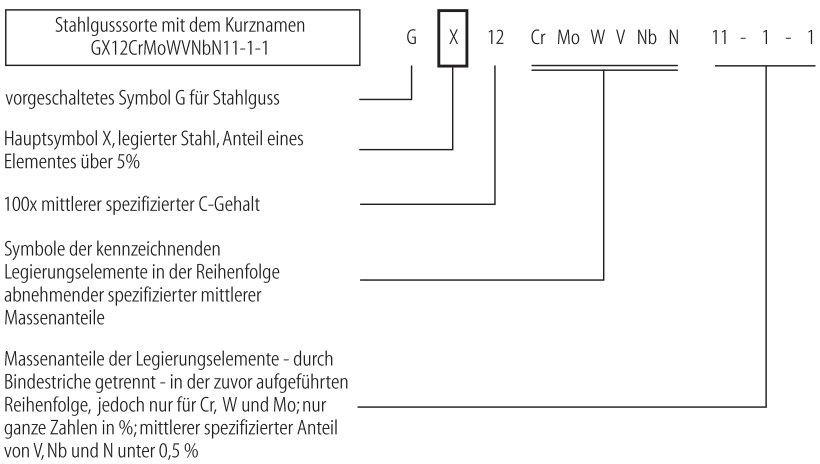


Bild 7. Beispiel der Bezeichnung eines legierten Stahls mit Einzellegierungsgehalten $>5\%$ (Gruppe 14 in **Anh. E 3 Tab. 2**)

sen Grad durch den Herstellungsprozess der Stähle gesteuert werden kann, erklärt den vielfältigen Einfluss der Legierungselemente auf die mechanischen und technologischen Eigenschaften der Stähle. Bei der nachfolgenden Erläuterung einiger wichtiger Stahlgruppen werden auch die für die jeweilige Stahlgruppe kennzeichnenden Wirkungen der Legierungselemente angesprochen.

Walz- und Schmiedestähle

Baustähle (s. Anh. E 3 Tab 4) Baustähle müssen schweißgeeignet sein und sind nicht für eine Wärmehandlung bei der Weiterverarbeitung bestimmt. Am weitesten verbreitet sind unlegierte Baustähle, häufig als *allgemeine Baustähle* bezeichnet, mit Nennwerten der Streckgrenze bis 355 MPa, demnächst bis 450 MPa, für den Stahlhochbau, Tiefbau, Brückenbau, Wasserbau, Behälterbau oder Fahrzeug- und Maschinenbau. Ihre chemische Zusammensetzung wird im Wesentlichen nur hinsichtlich der Gehalte an C, Si, Mn, P, S und N spezifiziert. Für vollberuhigte Stahlsorten wird ein ausreichender Gehalt an Stickstoff abbindenden Elementen verlangt, z. B. mindestens 0,020% Al, wobei jedoch Al auch durch andere starke Nitridbildner wie Ti oder Nb ersetzt werden darf. Der übliche Richtwert ist ein Verhältnis Mindestwert des Al-Gehaltes zu Stickstoff von 2:1, wenn keine anderen Nitridbildner vorhanden sind. Die Bewertung der Schweißeignung anhand der IIW-Formel (*International Institute for Welding*) für das Kohlenstoffäquivalent

$$\mathrm{CEV} = \mathrm{C} + \frac{\mathrm{Mn}}{6} + \frac{\mathrm{Cr}+\mathrm{Mo}+\mathrm{V}}{5} + \frac{\mathrm{Ni}+\mathrm{Cu}}{15} \text{ in \%}$$

und die Festlegung von Höchstwerten des Kohlenstoffäquivalents bedeuten eine wirksame Einschränkung der zulässigen Gehalte an nicht ausdrücklich spezifizierten Begleitelementen. Niedrigere Werte des Kohlenstoffäquivalents gelten als Merkmal besserer Schweißeignung. Kupfergehalte von 0,25 bis 0,40% sind gelegentlich zur Verbesserung der Wetterfestigkeit erwünscht, können jedoch die Schweißeignung und die Warmumformbarkeit (Neigung zu Lötbruch) beeinträchtigen. Falls die unlegierten Baustähle zum Feuerverzinken geeignet sein sollen, ist eine Einschränkung des Siliciumgehaltes erforderlich. Maßgebend für die Auswahl der Stahlsorten sind in erster Linie die Mindestwerte der Streckgrenze und der Zugfestigkeit, in vielen Fällen aber auch die nach Gütegruppen gestaffelten Mindestwerte der Kerbschlagarbeit. Für die unlegierten Baustähle sind Gütegruppen nach (**Anh. E 3 Tab. 3**) genormt.

Regeln für die Auswahl der Gütegruppe sind enthalten z. B. für den Stahlbau in der Richtlinie des Deutschen Ausschusses für Stahlbau DASt 009 oder für den Tankbau in prEN 14015-1. Falls bei geschweißten Bauteilen nennenswerte Beanspruchungen in Dickenrichtung erwartet werden, können als vorbeugende Maßnahme gegen das Auftreten von Kaltrissen sogenannte Z-Güten verwendet werden, für die Mindestwerte der Brucheinschnürung von Zugproben senkrecht zur Walzrichtung festgelegt sind. Hohe Werte der Brucheinschnürung solcher Proben können nur bei niedrigen Schwefelgehalten erreicht werden. Im Allgemeinen werden die Erzeugnisse aus unlegierten Baustählen im Walzzustand oder im normalgeglühten Zustand oder im normalisierend gewalzten Zustand geliefert. Nur bei Erzeugnissen im normalgeglühten oder normalisierend gewalzten Zustand darf erwartet werden, dass die spezifizierten Mindestwerte der Festigkeit und Zähigkeit auch nach sachgemäßem Warmumformen oder erneutem Normalglühen während der Weiterverarbeitung eingehalten werden. Normalisierend gewalzte Erzeugnisse zeichnen sich durch eine Oberflächenbeschaffenheit aus, die gleichmäßiger ist als bei ofengeglühten Erzeugnissen und für die Wirtschaftlichkeit der Weiterverarbeitung entscheidend sein kann.

Hochfeste schweißgeeignete Feinkornbaustähle erreichen Mindestwerte der Streckgrenze bis rund 1000 MPa. Sie erweitern die Anwendungsgebiete der unlegierten Baustähle zu höheren Beanspruchungen und zu tieferen Temperaturen.

In den Lieferzuständen *normalgeglüht* oder *normalisierend gewalzt* oder *thermomechanisch gewalzt* weisen die hochfesten schweißgeeigneten Feinkornbaustähle standardmäßig Mindestwerte der Streckgrenze im Bereich zwischen 275 und 460 MPa auf. In Abhängigkeit von der Gütegruppe eignen sie sich für den Einsatz bei Temperaturen bis etwa –50 °C. Sie unterscheiden sich von den unlegierten Baustählen durch kleine Anteile von Nb, Ti oder V, die bei Temperaturen der Warmumformung fein verteilte, stabile Nitride und Carbonitride bilden. Im Verlauf der Abkühlung von Warmumformtemperatur führen diese Ausscheidungen bei Unterschreitung der Umwandlungstemperatur zu einem besonders feinkörnigen Gefüge. Die Feinkornbildung erlaubt, trotz Verringerung des Kohlenstoffgehaltes die Werte der Streckgrenze zu steigern und das Zähigkeitsverhalten zu verbessern, ohne die Schweißeignung zu beeinträchtigen. Kleine Anteile an Legierungselementen, z. B. Cr, Mo und Ni, tragen zur Erhöhung der Streckgrenze bei. Der Ausdruck normalisierend gewalzt bedeutet, dass das Erzeugnis durch Warmumformung und anschließende kontrollierte Abkühlung in einen Zustand gebracht wurde, der hinsichtlich des Gefüges und der mechanisch-technologischen Eigenschaften des Erzeugnisses dem Zustand eines im Ofen normalgelühten Erzeugnisses gleichwertig ist. Thermomechanisches Walzen besteht darin, dass die durch Ausscheidungen verursachte Feinkornbildung durch geeignete Maßnahmen während der Umformung verstärkt wird, so dass ein Gefüge mit noch kleineren Körnern entsteht. Dadurch wird es möglich, Stähle zu erzeugen, die bei gleicher Streckgrenze wie ein normalgeglühter Stahl weniger Kohlenstoff enthalten und deshalb hinsichtlich ihrer Schweißeignung noch günstigere Eigenschaften aufweisen. Das thermomechanisch eingestellte Gefüge kann jedoch bei Einwirkung hoher Temperaturen geschädigt werden und lässt sich durch eine Wärmebehandlung nicht wiederherstellen. Erzeugnisse im thermomechanisch gewalzten Zustand sind deshalb nicht für eine Warmumformung vorgesehen und bedürfen auch bei vorsichtigem Flammrichten einer strengen Temperaturüberwachung.

Hochfeste schweißgeeignete Feinkornbaustähle mit angehobenen Gehalten an Cr, Mo, Ni und V, werden im *wasservergüteten* Zustand mit Mindestwerten der Streckgrenze bis rund 1000 MPa geliefert. Sie ermöglichen u. a. die wirtschaftliche Ausführung von Stahlbauwerken und Fahrzeugen in Leichtbauweise. Ein bevorzugtes Anwendungsgebiet der Sorten mit besonders hohen Mindestwerten der Streckgrenze ist der Mobilkranbau. Zur Bewertung der Schweißeignung der hochfesten Feinkornbaustähle anhand des Kohlenstoffäquivalents liefert die CET-Formel

$$\mathrm{CET} = \mathrm{C} + \frac{\mathrm{Mn}+\mathrm{Mo}}{10} + \frac{\mathrm{Cr}+\mathrm{Cu}}{20} + \frac{\mathrm{Ni}}{40} \text{ in\%}$$

nach Stahl-Eisen-Werkstoffblatt 088 Vergleichszahlen, die den Einfluss der Legierungselemente zutreffender beschreiben als die IIW-Formel.

Spezielle wasservergütete Feinkornbaustähle mit Kohlenstoffgehalten bis 0,38% erreichen Härtewerte bis 630 HB und werden für Bauteile verwendet, bei denen es auf einen hohen Widerstand gegen Verschleiß ankommt, z. B. Muldenkipper, Steinbrechanlagen, Betonmischer. Bis zu einer Härte von rund 500 HB sind auch diese Stähle kaltumformbar, wobei jedoch der hohe Kraftbedarf und die von der Streckgrenze abhängige Rückfederung zu beachten sind. Zum Schweißen bei Vorwärmtemperaturen bis rund 200 °C eignet sich das MAG-Verfahren.

Die *wetterfesten Baustähle* enthalten üblicherweise 0,2 bis 0,6% Cu und 0,35 bis 0,85% Cr. Zur Vermeidung von Lötbruch dürfen bis zu 0,7% Ni zulegiert werden. Cu und Cr bilden unter atmosphärischer Korrosion Deckschichten, die den normalen Rostvorgang stark hemmen, so dass die Stähle u. U. auch ohne Schutzanstriche der Witterung ausgesetzt werden können. Versuche, aus der chemischen Zusammensetzung Kennzahlen für die Witterungsbeständigkeit zu errechnen, sind von umstrittenem Wert, da klimatische Unterschiede, die Zusammensetzung der Luft, z. B. in Küstennähe oder in einer Industriegegend, und andere Einflussgrößen die Entstehung und Schutzwirkung der Deckschichten erheblich beeinflussen. Die wetterfesten Baustähle werden für tragende Konstruktionen eingesetzt. Sie dürfen nicht mit den im Bauwesen aus architektonischen Gründen oft verwendeten nichtrostenden Stählen für Verkleidungsbleche oder andere Bauteile mit untergeordneter mechanischer Beanspruchung verwechselt werden. Bei der Verarbeitung und Anwendung der wetterfesten Baustähle empfiehlt sich, die Richtlinie des Deutschen Ausschusses für Stahlbau DASt 007 zu beachten.

Die Bewehrungsstähle für den Stahlbeton-(Betonstähle) und Spannbetonbau (Spannstähle) zählen nicht zu den Baustählen im üblichen Sinn, sind für das Bauwesen aber ebenfalls unverzichtbar.

Betonstähle werden standardmäßig mit Nennwerten der Streckgrenze von 420 oder 500 MPa und Nennwerten der Bruchdehnung von 10 oder 8% in der Form von Stäben oder als Drähte zur Herstellung von Betonstahlmatten geliefert. Nennwerte sind die aus statistischen Auswertungen abgeleiteten Werte des 5%-Quantils, die also von 5% der Einzelwerte unterschritten werden dürfen. Die Stähle müssen schweißgeeignet und kaltumformbar sein. Sie sind unlegiert mit nur geringen Anteilen von Nb und/oder V zur Einstellung eines feinkörnigen Gefüges. Die geforderten Werte der Streckgrenze werden durch geregelte Temperaturführung aus der Walzhitze und/oder Kaltverfestigung erreicht. Die Haftung im Verbund mit dem Beton wird durch ausreichende Profilierung der Stäbe und Drähte sichergestellt.

Spannstähle müssen geeignet sein, in Spannbetonbauteile Druckvorspannungen einzubringen, die langzeitig erhalten bleiben. Für diese Stähle wird deshalb eine hohe Relaxationsfestigkeit verlangt, die wiederum sehr hohe Werte der Elastizitätsgrenze, ermittelt als Werte der 0,01%-Dehngrenze, voraussetzt. Charakteristische Werte der im Mittel um rund 20% höheren Werte der 0,2%-Dehngrenze der üblichen Spannstahlsorten liegen im Bereich zwischen 835 und 1570 MPa bei Werten der Zugfestigkeit zwischen 1030 und 1770 MPa und Nennwerten der Bruchdehnung von 6 und 7%. Die üblichen Erzeugnisformen sind glatte oder gerippte Stäbe oder Drähte. Für die verwendeten Stähle sind hohe Kohlenstoffgehalte kennzeichnend. Unlegierte Stähle für kaltgezogene Drähte im Abmessungsbereich 5 bis 12 mm enthalten rund 0,8% C. Stähle für vergütete Drähte bis 16 mm Durchmesser enthalten rund 0,5% C und 0,4% Cr. Für Stabstahl im Abmessungsbereich 15 bis 36 mm Durchmesser, dessen Festigkeitswerte an der unteren Grenze des obengenannten Bereiches liegen, werden Stähle mit rund 0,7% C und 1,5% Mn eingesetzt, denen noch rund 0,3% V zulegiert wird, wenn Mindestwerte der Streckgrenze über 1000 MPa erreicht werden sollen. Die Stäbe werden im warmgewalzten, gereckten und angelassenen Zustand geliefert. Zur Verbesserung des Widerstandes gegen Spannungsrisskorrosion haben sich bei vergüteten Drähten Zusätze von Si bis fast 2% bewährt. Sowohl für Betonstähle wie für Spannstähle gelten Forderungen an die Dauerschwingfestigkeit. Bei gerippten Stäben aus Spannstählen mit den genannten hohen Werten der 0,2%-Dehngrenze müssen die Querschnittsübergänge der Rippen so beschaffen sein, dass kritische Spannungskonzentrationen vermieden werden.

Anh. E3 Tab. 4 zeigt eine Auswahl an Normen für Baustahlformen und deren Verwendung.

Stähle zum Kaltumformen (s. Anh. E3 Tab. 5). In großer Vielfalt werden Fertigteile durch Kaltumformen von Flacherzeugnissen hergestellt, z. B. Gehäuse, Behälter, Kümpelteile, Kraftfahrzeugteile, Profile, geschweißte Rohre und Hohlprofile. Hierfür stehen warm- oder kaltgewalzte Flacherzeugnisse einer großen Zahl von Stählen zur Verfügung. Allen gemeinsam ist die besondere Eignung zur Kaltumformung, u. a. gekennzeichnet durch hohe Werte des Verfestigungsexponenten n für die Zunahme der Streckgrenzenwerte in Abhängigkeit vom Umformgrad und der senkrechten Anisotropie r für das Verhältnis von Breiten- zu Dickenformänderung. Vorteilhaft für die Kaltumformbarkeit ist auch ein niedriges Verhältnis der Werte von Streckgrenze und Zugfestigkeit. Maßgebend für die Eignung zum Kaltumformen ist der Gefügezustand der Stähle. Die weiche Ferritphase lässt sich gut umformen, während zunehmende Anteile des harten Perlits das Umformverhalten verschlechtern. Wichtig ist immer ein hoher oxidischer Reinheitsgrad. Von den Werkstoffeigenschaften sowie von der Wanddicke der Fertigteile und den Forderungen an die Oberflächenbeschaffenheit hängt es ab, ob zur Herstellung der Fertigteile warm- oder kaltgewalzte Flacherzeugnisse in Betracht kommen. Hohe Forderungen an die Oberflächenqualität der Fertigteile, z. B. festgelegte enge Spannen der Mittenrauheit R_a, können nur mit kaltgewalzten Flacherzeugnissen erfüllt werden.

Unter den zum Kaltumformen bestimmten Stählen spielen die unlegierten weichen Stahlsorten eine besondere Rolle. Sie weisen bei niedrigen Gehalten an Kohlenstoff und Mangan ein gleichmäßiges perlitarmes Gefüge auf. Der für die Kaltumformbarkeit ungünstige Perlitanteil kann bei gleichem Kohlenstoffgehalt noch weiter vermindert werden, wenn der Kohlenstoff durch Carbidbildner, z. B. Ti oder Nb, gebunden wird (*IF-Stähle:* „interstitial free" – frei von N und C auf Zwischengitterplätzen). Die unlegierten weichen Stahlsorten haben im Ausgangszustand niedrige Werte der Streckgrenze. Zu ihrer Umformung ist ein verhältnismäßig geringer Kraftbedarf erforderlich. Mit zunehmendem Umformgrad steigen die Werte der Streckgrenze an. Durch Kaltwalzen mit Dickenabnahmen zwischen 55 und 75% können Festigkeitszunahmen von 500 MPa erreicht werden.

Insbesondere beim Tiefziehen weicher Stähle können als Folge der Lüdersdehnung im Bereich der Streckgrenze störende Fließfiguren auftreten. Durch Nachwalzen mit bis zu 2% Dickenabnahme lassen sich diese Erscheinungen bei kaltgewalzten Flacherzeugnissen unterdrücken. Bei einigen Stahlsorten ist die Wirkung des Nachwalzens jedoch nur von beschränkter Dauer. Kaltgewalzte Flacherzeugnisse dieser Stahlsorten sollten nicht beliebig lange gelagert, sondern möglichst schnell verarbeitet werden.

Ein Sonderfall der weichen Stähle sind die kaltgewalzten Flacherzeugnisse zum Emaillieren. Durch Einschränkungen der chemischen Zusammensetzung der Stahlsorten wird dafür gesorgt, dass die beim Einbrennen der Emailschichten an der Stahloberfläche ablaufenden Reaktionen zu einer guten Haftung der Überzüge führen. Außer unberuhigten Stählen sind auch vakuumentkohlte Stähle geeignet, die mit Aluminium beruhigt und mit Titan mikrolegiert sind.

Falls vom Fertigteil höhere Festigkeitswerte verlangt werden, als mit einem unlegierten weichen Stahl unter den vom Bauteil abhängigen Umformbedingungen erreichbar sind, besteht die Möglichkeit, Stähle höherer Festigkeit zu verwenden, u. a. solche, bei denen die Mischkristallverfestigung, z. B. durch Si und Mn oder auch P, stärker zur Festigkeitssteigerung beiträgt. *Phosphorlegierte Stähle* (P-Stähle) mit bis zu 0,1% P erreichen Streckgrenzenwerte bis 340 MPa. Das für die Umformung günstigste Gefüge wird durch spezielle Maßnahmen

bei der Stahlherstellung eingestellt. Der für die Umformung erforderliche Kraftbedarf ist dennoch erheblich größer als bei den weichen Stählen.

Eine andere Möglichkeit besteht darin, perlitarme *mikrolegierte Stähle* mit weniger als 0,1% C einzusetzen, bei denen unter Verzicht auf Mischkristallverfestigung die Wirkungen von Kornfeinung und Ausscheidungshärtung, z. B. durch Ausscheidung von Nitriden und Carbonitriden, zur Steigerung der Festigkeit genutzt werden, so dass sich Mindestwerte der Streckgrenze von mehr als 500 MPa erreichen lassen. Die Eignung zum Kaltumformen bleibt wegen des niedrigen Perlitanteils erhalten, das Verhältnis von Streckgrenze zu Zugfestigkeit steigt jedoch auf Werte weit über 0,7 (**Bild 8**). Bei den *Bake-Hardening-Stählen* (BH-Stähle) kann die Wirkung der Ausscheidungsverfestigung durch eine künstliche Alterung im Bereich um 180 °C verstärkt werden. Von dieser Möglichkeit wird z. B. beim Einbrennlackieren Gebrauch gemacht.

Besonders hohe Forderungen an Kaltumformbarkeit und Festigkeit werden an Karosserieblecheгestellt. Einerseits sind die daraus herzustellenden Teile meist recht kompliziert geformt, andererseits sollen sie möglichst dünn, aber doch noch ausreichend steif sein. In diesem Anwendungsbereich werden perlitfreie Multiphasenstähle eingesetzt, zu deren Herstellung besondere Maßnahmen bei der Legierung sowie beim Walzen und Glühen notwendig sind. Kennzeichnende Vertreter dieser Stahlgruppe werden als kontinuierlich schmelztauchveredeltes und elektrolytisch veredeltes Band und Blech angeboten. Die *Dualphasenstähle* (DP-Stähle) bestehen im Wesentlichen aus Ferrit mit bis etwa 20% inselartig eingelagertem Martensit, der bei schneller Abkühlung aus dem Teilaustenitgebiet ($\alpha+\gamma$) entsteht. Die ferritische Grundmasse sorgt für gute Umformbarkeit; der Martensit erhöht die Festigkeit. Bei noch verhältnismäßig niedrigen Werten des Streckgrenzenverhältnisses im Bereich um 0,6 sind Werte der Zugfestigkeit weit über 600 MPa erreichbar. Bei den ferritisch-bainitischen *TRIP-Stählen* (transformation induced plasticity) werden Restaustenitanteile während der Umformung in festigkeitssteigernden Martensit umgewandelt. Infolge der Zunahme der Zugfestigkeit während des Umformens erhöht sich der zulässige Umformgrad. Die Werte der Bruchdehnung dieser Stähle sind im Vergleich zu Dualphasenstählen gleicher Festigkeit etwas höher (**Bild 9**). Die *Complexphasenstähle* (CP-Stähle), die ein sehr feines Mischgefüge harter und weicher Bestandteile aufweisen, erreichen Zugfestigkeitswerte über 800 MPa. Die *PM-Stähle* (partiell martensitisch) mit deutlich mehr als 20% Martensit zeichnen sich durch noch höhere Werte der Zugfestigkeit bei allerdings niedrigeren Werten der Bruchdehnung auf.

Gegenwärtig werden *Martensitphasenstähle* mit Zugfestigkeitswerten bis ca. 1400 MPa entwickelt.

In **Anh. E 3 Tab. 5** ist eine Liste von Normen für Stähle zum Kaltumformen aufgeführt.

Für eine Wärmebehandlung bestimmte Stähle

Vergütungsstähle. Vergütungsstähle sind unlegierte und legierte Stähle, die aufgrund ihrer chemischen Zusammensetzung, besonders ihres Kohlenstoffgehaltes, zum Härten geeignet sind und deren Gebrauchseigenschaften durch Vergütung, d. h. durch eine geeignete Kombination von Härten und Anlassen, den jeweiligen Erfordernissen in weiten Grenzen angepasst werden können. Sie werden in allen Bereichen des Maschinenbaus für kleine und große Bauteile unterschiedlichster Art eingesetzt. Je nach Verwendungszweck werden hohe Festigkeit bei statischer, dynamischer, schwingender oder schlagartiger Beanspruchung, gutes Zähigkeitsverhalten vor allem im Hinblick auf Kerbunempfindlichkeit oder hohe Härte als Grundlage eines erhöhten Verschleißwiderstandes gefordert. Fast immer ist eine gute Zerspanbarkeit wichtig. Gelegentlich wird die Eignung zum Schweißen verlangt. Zweckmäßige Kombinationen der Wärmebehandlungsparameter Härtetemperatur, Abkühlgeschwindigkeit, Anlasstemperatur und Anlassdauer ermöglichen, die Vielfalt der geforderten Eigenschaftsprofile im Rahmen der Prozessgenauigkeit nahezu stufenlos einzustellen, wobei zu beachten ist, dass sich Festigkeit bzw. Härte und Zähigkeit gegenläufig verhalten (vgl. auch **Bild 9**), wenn nicht auch die Korngröße verändert wird. Bei gegebener Festigkeit wird das beste Zähigkeitsverhalten erreicht, wenn durch ein Normalglühen vor dem Vergüten ein gleichmäßig feinkörniges Gefüge eingestellt wird und beim Härten die Umwandlung vollständig in der Martensitstufe abläuft. Einen wesentlichen Einfluss hat auch die Kombination der Legierungselemente. Mitunter kommt der vorteilhafte Einfluss bestimmter Legierungszusätze erst unter Betriebsbeanspruchung zur Geltung. Niedrige Anteile an nichtmetallischen Einschlüssen kommen sowohl dem Zähigkeitsverhalten allgemein wie auch besonders der Schwingfestigkeit zugute.

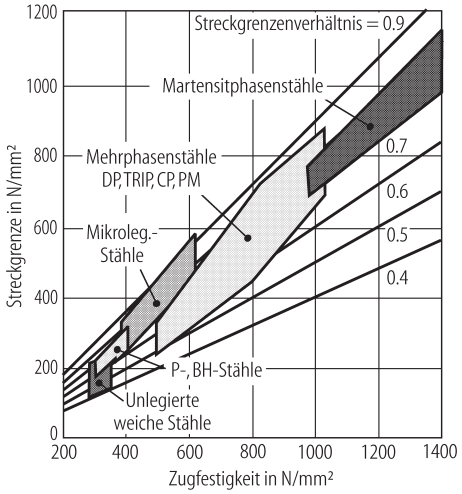


Bild 8. Streckgrenze und Zugfestigkeit verschiedener Arten von Stählen zum Kaltumformen, nach [1]

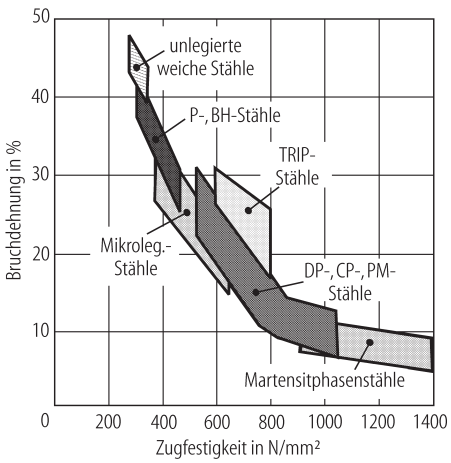


Bild 9. Bruchdehnung und Zugfestigkeit verschiedener Arten von Stählen zum Kaltumformen, nach [1]

Zum besseren Verständnis des Zusammenwirkens der Vielzahl der Einflussgrößen muss auf das Fachschrifttum verwiesen werden.

Für die Auswahl des für einen bestimmten Anwendungsfall am besten geeigneten Vergütungsstahles ist neben der Härtbarkeit, die im Stirnabschreckversuch bewertet wird, oft die Betriebserfahrung entscheidend. Aus wirtschaftlichen Gründen haben die unlegierten Vergütungsstähle weite Verbreitung gefunden. Nickel-Chrom-Molybdän-Stähle haben sich bei höchsten Forderungen gut bewährt. Gute Zerspanbarkeit kann durch spezifizierte Schwefelgehalte von rund 0,03% unter Verlust an Zähigkeit und Schwingfestigkeit erreicht werden. Schweißeignung ist gegeben bei niedrigen Kohlenstoffgehalten und Anwendung von Schweißverfahren mit niedrigem Wärmeeinbringen. Für das Kalt-Massivumformen werden Vergütungsstähle im weichgeglühten Zustand mit niedriger Ausgangsfestigkeit bevorzugt. Die Vergütung wird erst nach dem Umformen vorgenommen. Eine besondere Rolle spielt hier die Gruppe der borlegierten Vergütungsstähle mit verbesserter Härtbarkeit.

Die *martensitaushärtenden Stähle*, z. B. X2NiCoMo18-8-5, sind hochfeste Vergütungsstähle mit ungefähr 18% Ni und extrem niedrigen Gehalten an C, Si und Mn. Sie erhalten ihre hohe Festigkeit durch Überlagerung der Verfestigungsmechanismen Martensitbildung und Mischkristallhärtung mit einer Ausscheidungshärtung. Im lösungsgeglühten Anlieferungszustand besitzen die martensitaushärtenden Stähle ein Gefüge aus nahezu kohlenstofffreiem Nickelmartensit (Zugfestigkeit etwa 1000 MPa). Wegen des niedrigen Kohlenstoffgehaltes können sie in diesem Zustand auch geschweißt werden. Durch Warmauslagern bei knapp 500 °C lassen sie sich durch Ausscheiden intermetallischer Verbindungen wie $Ni_3(Ti, Al)$ und Fe_2Mo aus dem Martensit auf Werte der Zugfestigkeit um 2200 MPa bei ausreichender Zähigkeit aushärten. Die Stähle sind empfindlich gegenüber Wasserstoffversprödung und Spannungsrisskorrosion.

Stähle für das Randschichthärten sind Vergütungsstähle, die sich zur Herstellung von Bauteilen mit harter Randschicht und zähem Kern eignen. Solche Bauteile zeichnen sich durch einen hohen Verschleißwiderstand an der Oberfläche und eine verbesserte Dauerfestigkeit aus. Der Kohlenstoffgehalt muss der gewünschten Härte und Einhärtetiefe angepasst sein. Der Legierungsgehalt bestimmt die Unempfindlichkeit gegen Kornvergröberung durch Überhitzen, die notwendige Abkühlungsgeschwindigkeit von der Härtetemperatur und die Höhe der zulässigen Entspannungstemperatur zum Abbau von Spannungsspitzen. Die wichtigsten Verfahren der Randschichthärtung sind in **E 3.1.3** beschrieben.

Nitrierstähle, z. B. 34CrAlNi7-10, enthalten in erster Linie starke Nitridbildner wie Chrom, Aluminium und Vanadium. Weitere Legierungselemente dienen der Steigerung von Festigkeit und Zähigkeit des Kernbereichs unterhalb der verhältnismäßig dünnen Nitrierschicht. Die wichtigsten Nitrierverfahren sind in **E 3.1.3** beschrieben.

Einsatzstähle, z. B. C15E, 16MnCr5, sind Qualitäts- oder Edelstähle mit einem verhältnismäßig niedrigen Kohlenstoffgehalt. Sie werden im Bereich der Randzone aufgekohlt, gegebenenfalls gleichzeitig aufgestickt (carbonitriert) und anschließend gehärtet. Die Stähle haben nach dem Härten in der Randschicht hohe Härte und guten Verschleißwiderstand, während im Kernbereich vor allem bei den mit Cr, Mo und Ni legierten Sorten eine hohe Zähigkeit erhalten bleibt. Insbesondere die Molybdän-Chrom-Stähle eignen sich zum Direkthärten. Einzelheiten der Verfahren der Einsatzhärtung werden in **E 3.1.3** beschrieben.

Automatenstähle. Automatenstähle sind durch gute Zerspanbarkeit (kurzbrechende Späne mit geringem Volumen) bei hoher Schnittgeschwindigkeit und geringem Werkzeugverschleiß sowie durch eine hohe Qualität der bearbeiteten Oberflächen gekennzeichnet. Sie erhalten diese Eigenschaften im Wesentlichen durch erhöhte Schwefelgehalte bis zu 0,4%, die zu einem vermehrten Anteil sulfidischer Einschlüsse führen. Gegebenenfalls wird zusätzlich oder alternativ zum Schwefel 0,15 bis 0,3% Blei zugegeben, das im Gefüge der Stähle als feinverteilte metallische Phase auftritt. Erhöhte Phosphorgehalte tragen zur Verbesserung der Zerspanbarkeit bei, indem sie die für den Zerspanungsvorgang nachteilige Zähigkeit der ferritischen Grundmasse der Stähle mindern. Wenn die Sulfide in der Form langestreckter Zeilen vorliegen, wird das Zähigkeitsverhalten bei Beanspruchungen senkrecht zu den Sulfidzeilen stark beeinträchtigt. Eine begrenzt wirksame Abhilfe ist möglich durch eine Beeinflussung der Sulfidform oder durch Ersatz des Schwefels, z. B. durch Blei.

Wenn große Bauteilserien in automatisierten Arbeitsabläufen spanabhebend bearbeitet werden, leisten Automatenstähle einen wesentlichen Beitrag zur Wirtschaftlichkeit der Fertigung. Mit Ausnahme der nichtrostenden Sorten sind Automatenstähle überwiegend unlegiert. Unterschieden wird zwischen

- Automatenstählen, die nicht für eine Wärmebehandlung bestimmt sind und zur Verbesserung der Festigkeitseigenschaften bis zu 1,5% Mn enthalten (z. B. 11SMnPb30),
- Automaten-Einsatzstählen (z. B. 10SPb20) und
- Automaten-Vergütungsstählen (z. B. 35S20, 46SPb20).

Die Stähle werden als Stabstahl in den Zuständen unbehandelt, d. h. warmgewalzt, oder normalgeglüht geliefert und sind üblicherweise geschält oder kaltgezogen.

Nichtrostende Stähle. Nichtrostende Stähle zeichnen sich durch besondere Beständigkeit gegenüber chemisch angreifenden Stoffen aus. Der kennzeichnende Korrosionswiderstand setzt einen Massenanteil an Chrom voraus, der nach der Definition in DIN EN 10020 den Wert 10,5% nicht unterschreiten darf. In Abhängigkeit von den weiteren Legierungselementen werden die nichtrostenden Stähle nach ihren wesentlichen Gefügebestandteilen eingeteilt in ferritische, martensitische, ausscheidungshärtende martensitische, austenitische und ferritisch-austenitische Stähle. Die Gefügezusammensetzung schweißgeeigneter nichtrostender Stähle mit nicht mehr als rund 0,25% C kann mit Hilfe von **Bild 10** und den zusätzlich genannten Gleichungen für die Errechnung der Äquivalentgehalte an Chrom und Nickel aus der chemischen Zusammensetzung abgeschätzt werden. Das Bild wurde für die Abschätzung der Gefügezusammensetzung von Schweißgut entwickelt und gilt deshalb nur für den Zustand nach Abkühlung von hoher Temperatur. In dem vorliegenden Bild gilt für die Äquivalentgehalte:

$$Cr_{äq} = Cr + 1,4 \cdot Mo + 0,5 \cdot Nb + 1,5 \cdot Si + 2 \cdot Ti \text{ (in\%) und}$$

$$Ni_{äq} = Ni + 30 \cdot C + 0,5 \cdot Mn + 30 \cdot N \text{ (in \%).}$$

Das Korrosionsverhalten der verschiedenen Arten nichtrostender Stähle lässt sich nach heutigem Wissensstand nur auf der Grundlage von Erfahrungen zuverlässig beurteilen. Scheinbar geringfügige Unterschiede zwischen den angreifenden Medien können das Korrosionsverhalten der Stähle erheblich beeinflussen. Häufig ist auch die gleichzeitig wirksame mechanische Beanspruchung von entscheidender Bedeutung. Laborversuche unter definierten Bedingungen liefern wertvolle Hinweise und ermöglichen qualitative Vergleiche. Ferritische und martensitische Stähle mit rund 13% Cr haben sich gut bewährt unter verhältnismäßig milden Korrosionsbeanspruchungen, z. B. unter atmosphärischen Bedingungen. Mit steigendem Chromgehalt wird die Korrosionsbeständigkeit besser. Ferritische Chromstähle mit fast 30% Cr und nur sehr niedrigen Kohlenstoffgehalten von rund 0,01% C, auch

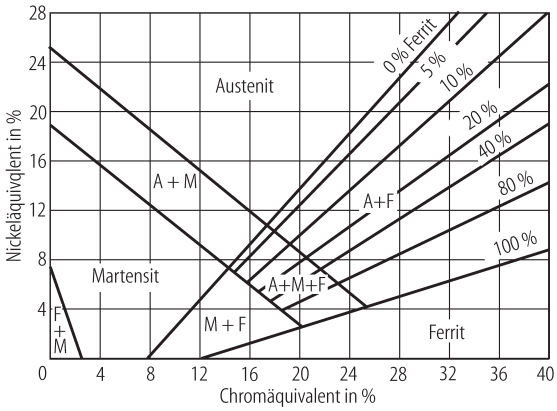


Bild 10. Gefügeschaubild der schweißgeeigneten nichtrostenden Stähle ($C \leq 0,25\,\%$) nach Schaeffler für Abkühlung von sehr hohen Temperaturen, nach [2]

Superferrite bezeichnet, finden Anwendung in besonders aggressiven Medien bei angehobenen Temperaturen. Austenitische Cr-Ni-Stähle sind vielseitig einsetzbar auch bei stärkerer Korrosionsbeanspruchung.

Unabhängig von der Gefügezusammensetzung wird der Korrosionswiderstand nichtrostender Stähle geschwächt, wenn der Grundmasse bei Erwärmung auf höhere Temperaturen durch Ausscheidung chromreicher Carbide so viel Chrom entzogen wird, dass der in Lösung verbleibende Anteil des Chroms unter den für eine wirksame Passivierung (vgl. **E 6.2**) erforderlichen Schwellenwert abfällt. Werden die chromreichen Carbide bevorzugt auf den Korngrenzen ausgeschieden und kann sich in der Grundmasse mangels ausreichend hoher Diffusionsgeschwindigkeit nicht schnell genug ein Ausgleich der Konzentration des Chroms einstellen, werden die Stähle anfällig gegen interkristalline Korrosion (s. **E 6.3**). Besonders gefährdet sind die Wärmeeinflusszonen der Schweißnähte. Wirksame Gegenmaßnahmen bestehen in der Verwendung von Stahlsorten mit weniger als ungefähr 0,03% C oder in der Verwendung sogenannter stabilisierter Stahlsorten, bei denen der Kohlenstoff durch starke Carbidbildner gebunden ist. Als Carbidbildner kommen i. Allg. Ti oder Nb in Betracht.

Ferritische nichtrostende Stähle sind durch niedrige Kohlenstoffgehalte bis höchstens 0,08% gekennzeichnet und enthalten zwischen 12 und 30% Cr. Mit zunehmendem Chromgehalt neigen sie bei Temperaturen zwischen rund 500 °C und 900 °C zur Ausscheidung der Sigmaphase, die eine deutliche Minderung der Zähigkeit bewirkt. Zufriedenstellende Zähigkeitswerte sind durch Glühen bei Temperaturen oberhalb des Ausscheidungsbereiches der Sigmaphase mit anschließender rascher Abkühlung an Luft erreichbar. Sie werden deshalb in Erzeugnisdicken nur bis rund 25 mm geliefert. Bei Erwärmung über 950 °C neigen sie zu Grobkornbildung mit entsprechender Minderung der Zähigkeit. Zur Begrenzung dieses Effektes beim Schweißen muss das Wärmeeinbringen möglichst klein gehalten werden. Stabilisierte Stähle sind weniger anfällig.

Die martensitischen nichtrostenden Stähle enthalten i. Allg. 0,08 bis 1% C. Sie werden wie Vergütungsstähle wärmebehandelt. Anlasstemperaturen im Bereich zwischen 400 und 600 °C müssen jedoch vermieden werden, da in diesem Temperaturbereich Carbide mit besonders hohem Anteil an Chrom entstehen. Die dadurch verursachte Chromverarmung des Mischkristalls mindert den Korrosionswiderstand (**Bild 11**). Die nicht schweißgeeigneten Sorten mit mehr als rund 0,25% C werden verwendet, wenn es auf hohe Werte der Festigkeit und vor allem der Härte ankommt. Sie werden bei Temperaturen im Bereich zwischen 200 °C und 350 °C angelassen und weisen in diesem Zustand die optimale Korrosionsbeständigkeit auf. Ein vorangehendes Abkühlen auf tiefe Temperaturen, z. B. in Eiswasser, kann zur Umwandlung von Restaustenit in Martensit und höheren Werten der Härte nach dem Anlassen führen.

Nickelmartensitische Stähle haben einen besonders niedrigen Kohlenstoffgehalt von höchstens 0,06%, jedoch 3,5 bis 6% Ni (z. B. X4CrNi13-4 oder X4CrNiMo16-5). Beim Anlassen zwischen 500 und 600 °C bildet sich ein weichmartensitisches Gefüge mit hoher Festigkeit und Zähigkeit. Auf Grund des guten Zähigkeitsverhaltens haben sich diese Stahlsorten bei wechselnden mechanischen Beanspruchungen gut bewährt. Sie sind schweißgeeignet und eignen sich zur Herstellung auch sehr dickwandiger Bauteile.

Nickelmartensitische nichtrostende Stähle lassen sich bei 400 °C bis 600 °C durch intermetallische Phasen aushärten (z. B. X8CrNiMoAl15-7-2). Standardmäßig genutzt wird die Aushärtung mit Aluminium und Kupfer. Nach einer mehrstufigen Wärmebehandlung können Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze bis rund 1200 MPa bei Mindestwerten der Bruchdehnung von rund 10% erreicht werden.

Den mengenmäßig größten Anteil am Verbrauch nichtrostender Stähle haben die austenitischen Chrom-Nickel- und Chrom-Nickel-Molybdän-Stähle, deren chemische Zusammensetzung den jeweils erwarteten Korrosionsbedingungen in weiten Grenzen angepasst werden kann. Sie sind im lösungsgeglühten und abgeschreckten Zustand bis zu großen Erzeugnisdicken lieferbar. Mehr als 2% Mo tragen wesentlich zur Verbesserung der Korrosionsbeständigkeit, insbesondere des Widerstandes gegen selektive Korrosionsarten, bei. Die festigkeitssteigernde Wirkung des Molybdäns hat demgegenüber nur geringe Bedeutung. Kennzeichnende Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze der nichtrostenden austenitischen Stähle liegen im Bereich knapp über 200 MPa, bei kaltgewalztem Band in Dicken bis 6 mm 20 MPa höher. Bis rund 5% Mo sind die Stähle gut schweißgeeignet. Zur Vermeidung der beim Schweißen entstehenden Warmrisse im Schweißgut sind geringe Deltaferritgehalte vorteilhaft, die sich allerdings in manchen Medien ungünstig auf die Korrosionsbeständigkeit auswirken. Wenn zur Unterdrückung der Anfälligkeit gegen interkristalline Korrosion der Kohlenstoffgehalt abgesenkt wird, muss durch höhere Nickelgehalte eine ausreichende Stabilität des austenitischen Gefüges sichergestellt werden. Alternativ kann der Kohlenstoff durch Stickstoff ersetzt werden.

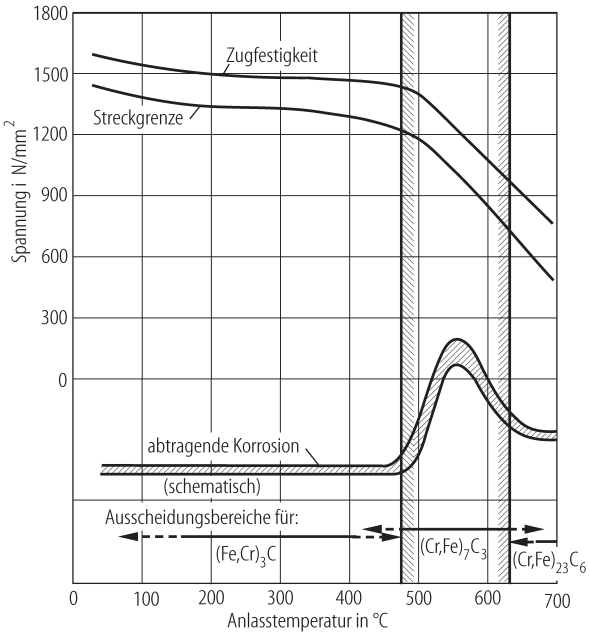


Bild 11. Einfluss der Anlasstemperatur auf die Karbidausscheidung und den Widerstand gegen abtragende Korrosion bei dem Stahl X20Cr13, nach [3, 4]

Stickstoff bewirkt nicht nur eine Verringerung der Deltaferritgehalte und eine größere Stabilität des austenitischen Gefüges. Er steigert auch die Werte der 0,2%-Dehngrenze im Mittel um rund 50 MPa.

Nichtrostende ferritisch-austenitische Stähle (z. B. X2CrNiMoN22-5-3) sind durch ein Gefüge gekennzeichnet, das aus annähernd gleichen Anteilen von Ferrit und Austenit besteht. Sie haben ungefähr doppelt so hohe Werte der 0,2%-Dehngrenze wie die ferritischen und austenitischen nichtrostenden Stahlsorten. Im lösungsgeglühten und abgeschreckten Zustand weisen sie gute Zähigkeitseigenschaften auf. Ein Zusatz von Stickstoff verzögert die Mechanismen, die zur Ausscheidung der Sigmaphase führen, und ermöglicht dadurch die Erzeugung auch dickerer Querschnitte. Molybdän, insbesondere in Verbindung mit höheren Chromgehalten, erhöht die Beständigkeit gegen Lochkorrosion und andere selektive Korrosionsarten. Unter Bedingungen der Spannungsrisskorrosion in chloridhaltigen Medien, z. B. in Meerwasser, oder organischen Säuren haben sich die ferritisch-austenitischen Stähle bewährt. Außerdem besitzen sie eine gute Verschleißbeständigkeit bei korrosivem Angriff. Die hohe Löslichkeit des Kohlenstoffs im austenitischen Gefügeanteil verhindert bei schneller Abkühlung die Ausscheidung von Chromkarbiden an den Korngrenzen. Die Anfälligkeit für interkristalline Korrosion ist deshalb gering. Mit Rücksicht auf andere Ausscheidungsvorgänge muss beim Schweißen dennoch auf ein möglichst geringes Wärmeeinbringen geachtet werden.

Nichtrostende Stähle sind i. Allg. schwer zerspanbar. Der für Automatenstähle kennzeichnende hohe Schwefelgehalt von 0,15 bis 0,35% verschlechtert jedoch den Korrosionswiderstand. In den maßgeblichen Normen für nichtrostende Stähle wird deshalb für spanend zu bearbeitetende Erzeugnisse aus einer großen Zahl nichtrostender Stähle ein kontrollierter Schwefelgehalt von 0,015 bis 0,030% empfohlen und zugelassen.

Kaltzähe Stähle. Als kaltzäh werden Stähle bezeichnet, die zur Herstellung von Bauteilen für Betriebstemperaturen im Bereich zwischen 0 °C und etwa –270 °C geeignet sind. Das Hauptanwendungsgebiet ist die Kältetechnik zur Herstellung und Lagerung sowie für den Transport flüssiger Gase. In den meisten Fällen sind die Bauteile einer Beanspruchung durch Innendruck ausgesetzt. Die in Betracht kommenden Stähle müssen deshalb als Druckbehälterstähle qualifiziert sein oder, soweit der Tankbau betroffen ist, zur Verwendung im Tankbau zugelassen sein. Neben zufriedenstellenden Festigkeitskennwerten und guter Schweißeignung wird von den kaltzähen Stählen vor allem ein gutes Zähigkeitsverhalten auch noch bei der tiefsten Betriebstemperatur verlangt.

Da bei schlagartiger Beanspruchung mit Spannungsspitzen oberhalb der Streckgrenze die Gefahr des Versagens durch verformungsarme Brüche besonders groß ist, wird üblicherweise die Kerbschlagarbeit als Merkmal des Zähigkeitsverhaltens gewählt. Im Allgemeinen wird verlangt, dass die Kerbschlagarbeit bei der tiefsten Betriebstemperatur des Bauteils den Wert 27 J nicht unterschreitet. Gelegentlich werden in den einschlägigen Regelwerken für die Bauausführung in Abhängigkeit vom Risikopotenzial höhere Forderungen gestellt. Maßgebendes Kriterium für die Stahlauswahl ist die tiefste zulässige Anwendungstemperatur, die sich für die einzelnen Stähle aus der Abhängigkeit der Mindestwerte der Kerbschlagarbeit von der Prüftemperatur ergibt.

Bild 12 zeigt solche Kerbschlagarbeit-Mindestwert-Temperatur-Kurven für die gängigen kaltzähen Stähle. **Bild 13** veranschaulicht die Reichweite der Anwendungs-Temperaturbereiche in der Kältetechnik auf der Grundlage des Mindestwertes der Kerbschlagarbeit 27 J. Der Anwendungsbereich der ferritischen Stähle reicht bis –196 °C. Bei noch tieferen Temperaturen werden nur noch austenitische Stähle eingesetzt.

Die kaltzähen ferritischen Stähle zeichnen sich durch besonders niedrige Höchstgehalte an Phosphor und Schwefel aus,

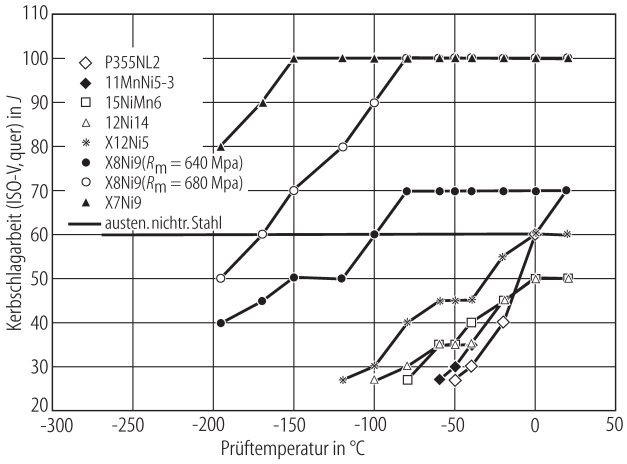


Bild 12. Abhängigkeit der in den zutreffenden Normen spezifizierten Mindestwerte der Kerbschlagarbeit von der Prüftemperatur für kaltzähe ferritische Stähle nach prEN 10028-3 und -4 und nichtrostende austenitische Stähle nach DIN EN 10028-7

Stahlsorte	Streckgrenze oder 0,2 %-Dehngrenze bei RT MPa	Kerbschlagarbeit (ISO-V, quer) Prüftemperatur °C	Kerbschlagarbeit (ISO-V, quer) J min.	Anwendung in der Technologie von: Butan	Propan	Propen	Kohlendioxid	Äthan	Äthen	Methan	Sauerstoff	Argon	Stickstoff	Wasserstoff	Helium
				mit einer Siedetemperatur von (°C): 0	-42	-47	-78	-89	-104	-164	-183	-186	-196	-253	-269
P355NL2	355	-50	27												
11MnNi5-3	285	-60	27												
13MnNi6-3	355	-60	27												
15NiMn6	355	-80	27												
12Ni14	355	-100	27												
X12Ni5	390	-110	27												
X8Ni9+NT640	490	-196	40												
X8Ni9+QT640	490	-196	40												
X8Ni9+QT680	585	-196	50												
X7Ni9	585	-196	80												
austen. nichtr. Stahl		-196	60												

Bild 13. Anwendungsbereiche einiger kaltzäher Stahlsorten in der Kältetechnik bei einem für die Bauteilsicherheit geforderten Mindestwert der Kerbschlagarbeit (ISO-V Querproben) von 27 J bei der niedrigsten Bauteiltemperatur (siehe auch **Bild 12**)

sind überwiegend mit Nickel legiert und enthalten geringe Anteile von Carbidnern zur Förderung der Ausbildung eines gleichmäßig feinkörnigen Gefüges. Bei den normalgeglühten Stählen dominiert die Wirkung von Reinheitsgrad und Feinkörnigkeit. Bei den vergütbaren Stählen fördern Nickelgehalte von rund 1,5% bis 9% die Bildung von Fe-Ni-Mischkristallen, die den Steilabfall des Zähigkeitsverhaltens mildern und zu tieferen Temperaturen verschieben.

Bei Stählen mit austenitischem Gefüge wird i. Allg. bis rund –200 °C keine wesentliche Änderung des Zähigkeitsverhaltens beobachtet. Für –196 °C ist in den einschlägigen Normen der gleiche Mindestwert der Kerbschlagarbeit festgelegt wie für Raumtemperatur. Wird der Mindestwert von 60 J bei –196 °C an ISO-V-Querproben nachgewiesen, wird erwartet, dass der im Hinblick auf die Bauteilsicherheit für erforderlich gehaltene Mindestwert von 27 J auch bei noch tieferen Temperaturen bis zu Siedetemperatur des flüssigen Heliums nicht unterschritten wird.

Alle kaltzähen Stahlsorten sind gut schweißgeeignet. Kritisch kann die Wahl des Schweißzusatzes sein, da das Schweißgut hinsichtlich Streckgrenze bzw. 0,2%-Dehngrenze und Kerbschlagarbeit den gleichen Forderungen unterliegt wie der Grundwerkstoff.

Stähle und Legierungen für den Einsatz bei erhöhten und hohen Temperaturen

Warmfeste und hochwarmfeste Stähle und Legierungen. Warmfeste und hochwarmfeste Stähle und Legierungen werden für Bauteile gebraucht, die gleichzeitig hohen mechanischen und thermischen Beanspruchungen standhalten müssen. Sie werden vor allem in der Energietechnik und für Reaktoren der chemischen Industrie eingesetzt. Kesselrohre, Wärmetauscher, Turbinenschaufeln in Dampf- und Gasturbinen sowie Turbinenwellen und Schrauben sind Beispiele für die Vielfalt der Bauteile, die in sehr unterschiedlichen Wanddicken vorkommen. Ebenso vielfältig sind die Forderungen,

die an solche Stähle gestellt werden. An erster Stelle der Forderungen stehen hohe Werte der Warmfestigkeit. In dem in **E1 Bild 6** definierten Bereich der erhöhten Temperaturen sind die im Warmzugversuch ermittelten Kennwerte R_m oder $R_{p0,2}$ maßgebend. Im Kriechbereich, d.h. im Bereich „hoher" Temperaturen, sind die im Zeitstandversuch ermittelten Festigkeitskennwerte entscheidend, z.B. die 100000-h-Zeitstandfestigkeit. Bei den Schraubenstählen steht der Widerstand gegen Relaxation im Vordergrund. Fast immer besteht bei warmgehenden Anlagen ein erhöhtes Sicherheitsrisiko. Deshalb müssen sich die Stähle im gesamten durchfahrenen Temperaturbereich von Raumtemperatur bis zur höchsten Betriebstemperatur ausreichend zäh verhalten, damit unvorhergesehene, örtlich auftretende Spannungsspitzen durch Spannungsumlagerung abgebaut werden können. Um bei Temperaturwechseln thermisch bedingte Zusatzspannungen vor allem in dickwandigen Komponenten niedrig zu halten, werden niedrige Werte des Wärmeausdehnungskoeffizienten und hohe Werte der Wärmeleitfähigkeit verlangt. Stähle für den Behälter- und Kesselbau müssen schweißgeeignet sein. In vielen Fällen ist ausreichender Widerstand gegen Verzunderung und Korrosion notwendig, sofern nicht andere Schutzmaßnahmen möglich sind.

Ferritische warmfeste Stähle. Unlegierte warmfeste Stähle, auch solche mit Mangangehalten bis 1,5%, haben so niedrige Werte der Zeitstandfestigkeit, dass sich ihre Verwendung nur in dem Temperaturbereich lohnt, in dem die Mindestwerte der 0,2%-Dehngrenze als Berechnungskennwert benutzt werden, also nur bis rund 400 °C. Sie haben dennoch breite Anwendung gefunden für einfache Dampfkessel, z.B. zur Heißdampfversorgung von Gewerbebetrieben. Hinsichtlich Verarbeitbarkeit, Zähigkeit und Schweißeignung bieten sie gegenüber anderen warmfesten Stählen erhebliche Vorteile. Für höhere mechanische Beanspruchungen im gleichen Temperaturbereich stehen spezielle warmfeste Feinkornbaustähle zur Verfügung, die überwiegend mit Mo und Ni legiert sind. Besonders bekannt geworden ist der Stahl 15NiCuMoNb5-6-4, der auf Grund seiner hohen Streckgrenzenwerte bis rund 400 °C auch für bestimmte Komponenten von Hochleistungsdampfkesseln eingesetzt wird. Der Nickelgehalt verleiht diesem Stahl eine gute Zähigkeit, während Cu, Mo und Nb zur Aushärtung beitragen.

Um höhere Werte der Zeitstandfestigkeit zu erreichen, werden legierungstechnische Maßnahmen zur Mischkristallverfestigung und Aushärtung angewendet. Die stärkste Wirkung hat Molybdän schon in Gehalten bis 0,5%. Chrom für sich allein bewirkt wenig, verstärkt jedoch die Wirkung des Molybdäns. Die Legierungszusammensetzung und eine dem Ausscheidungsverhalten angepasste Wärmebehandlung sind entscheidend für Art, Menge und Verteilung der entstehenden Carbide. Günstig sind die kohlenstoffreicheren Carbide, während die kohlenstoffärmeren Carbide bei langzeitiger thermischer Beanspruchung zur Koagulation neigen und dadurch ihre festigkeitssteigernde Wirkung verlieren. Vorteilhaft ist die Verbesserung der Zunderbeständigkeit durch Chrom. Oberhalb rund 550 °C können chromarme Stähle aufgrund der schnell zunehmenden Verzunderungsgeschwindigkeit in oxidierender Atmosphäre nicht mehr verwendet werden. Niob und Vanadium führen zur Ausscheidung fein verteilter, thermisch besonders stabiler Carbide und können die Zeitstandfestigkeit erheblich steigern. Sie werden jedoch nur in Verbindung mit anderen Legierungselementen verwendet, da sonst schon bei Überschreiten sehr niedriger Grenzgehalte mit einer empfindlichen Abnahme des Zähigkeitsverhaltens insbesondere der Wärmeeinflusszone von Schweißnähten gerechnet werden muss. Molybdänstähle (16Mo3) und CrMo-Stähle (13CrMo4-5 oder 10CrMo9-10) haben sich vor allem im Kesselbau bewährt. Vanadiumlegierte CrMoV-Stähle mit 1% Cr werden bevorzugt für Schmiedestücke (30CrMoNiV5-11) und Schrauben (21CrMoV4-7) des Turbinenbaus eingesetzt, bei denen die Schweißeignung von untergeordneter Bedeutung ist. Der Nickelgehalt der Schmiedestähle fördert die Durchhärtbarkeit und Zähigkeit. Erhöhte Nickelgehalte bis rund 4%, z.B. für Rotorwellen sehr großer Durchmesser (26NiCrMoV14-5), setzen jedoch die Zeitstandfestigkeit deutlich herab.

Die höchsten Werte der Zeitstandfestigkeit ferritischer Stähle im Bereich um 600 °C werden mit martensitischen Chrom-Molybdän-Vanadin-Stählen erreicht. Langjährig bewährt haben sich Stähle vom Typ X20CrMoV12-1 sowohl für Kesselrohre wie auch für schwere Schmiedestücke. Moderne martensitische Stähle vom Typ X10CrMoVNb9-1, gelegentlich auch mit Wolfram und weiteren Elementen legiert, erreichen bei 600 °C Werte der 100000-h-Zeitstandfestigkeit von rund 100 MPa (**Bild 14**). Aufgrund der niedrigeren Gehalte an Kohlenstoff und Chrom wird ihre Schweißeignung günstiger beurteilt.

Je nach Legierungsgehalt und Wärmebehandlungsdurchmesser werden Erzeugnisse aus warmfesten ferritischen Stählen im normalgeglühten, normalgeglühten und angelassenen, im

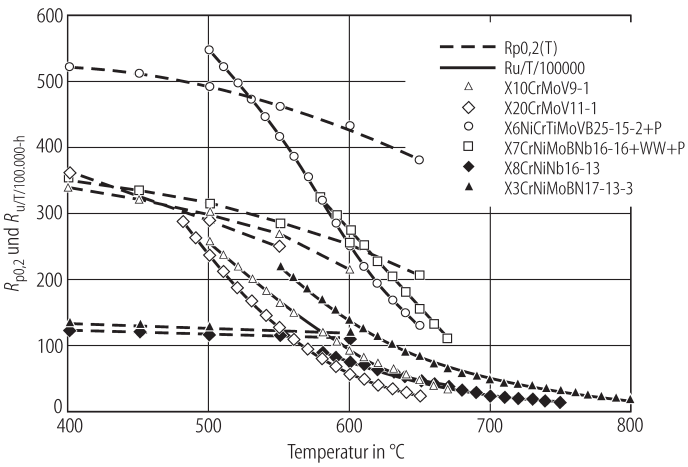


Bild 14. Vergleich einiger hochwarmfester ferritischer und austenitischer Stähle anhand der Werte der 0,2%-Dehngrenze und der 100000-h-Zeitstandfestigkeit nach Angaben in DIN EN-Normen

luftvergüteten oder im flüssigkeitsvergüteten Zustand geliefert.

Austenitische warmfeste Stähle. Bei Temperaturen oberhalb rund 570 °C beginnt der Anwendungsbereich der austenitischen Stähle. Entscheidend für die hohe Zeitstandfestigkeit dieser Stähle ist der Kriechwiderstand des austenitischen Gefüges. Anders als bei den nichtrostenden austenitischen Stählen, bei denen das wichtigste Ziel ein hoher Korrosionswiderstand ist, muss die chemische Zusammensetzung der warmfesten austenitischen Stähle vorrangig darauf ausgerichtet sein, dem austenitischen Gefüge eine hohe thermische Stabilität zu geben. Kennzeichnend für die warmfesten Sorten, z. B. X8CrNiNb16-13, sind die im Vergleich zu den äquivalenten nichtrostenden Sorten, z. B. X6CrNiNb18-10, höheren Gehalte an Kohlenstoff und Nickel sowie der niedrigere Chromgehalt. Durch diese Maßnahme wird ein Verlust an Zähigkeit infolge der Bildung von Sigmaphase im Laufe der Betriebsdauer bei hohen Temperaturen verzögert und eingeschränkt. Zur Verbesserung der Beständigkeit gegen interkristalline Korrosion kann ein Teil des Kohlenstoffs durch Stickstoff ersetzt werden.
Ebenso wie bei den ferritischen Stählen wird auch bei den austenitischen Stählen die Aushärtung zur Steigerung der Zeitstandfestigkeit genutzt. Die zur Aushärtung führenden Reaktionen sind jedoch von anderer Art. Bei den warmfesten austenitischen Stählen wird die Aushärtung bewirkt durch die Ausscheidung intermetallischer Phasen, an denen Molybdän und Wolfram beteiligt sind, sowie durch die Ausscheidung thermisch stabiler Niobcarbide oder Niob-Vanadium-Carbonitride. Borzusätze tragen zur Verfestigung bei, indem sie die Bildung von Ausscheidungen im Bereich der Korngrenzen behindern und der Neigung zur Zeitstandkerbempfindlichkeit entgegenwirken. Bei sehr hohen Gehalten an Nickel, z. B. X8NiCrAlTi32-21, sowie bei Nickellegierungen wird bei ausreichenden Gehalten an Titan und Aluminium eine auch noch bei hohen Temperaturen wirksame Aushärtung durch die γ'-Phase $Ni_3(Al,Ti)$ erreicht. Cobalt erhöht die Rekristallisationstemperatur und das Lösungsvermögen des Austenits für Kohlenstoff bei Lösungsglühtemperatur. Der höhere Kohlenstoffgehalt des lösungsgeglühten Austenits kobalthaltiger Stähle verstärkt die Langzeitwirkung der Carbidausscheidung bei Betriebstemperatur und führt zu hohen Werten der Zeitstandfestigkeit bis rund 800 °C, z. B. X40CrNiCoNb17-13 für Gasturbinenscheiben und X12CrNiCo21-20 für hochbeanspruchte Auslassventile von Verbrennungskraftmaschinen.
Die warmfesten austenitischen Stähle werden üblicherweise im lösungsgeglühten und abgeschreckten Zustand verwendet. Nur bei wenigen Sorten wird die Aushärtung vor der Inbetriebnahme herbeigeführt. Eine besondere Maßnahme ist das Warmkaltumformen unterhalb der Rekristallisationstemperatur, das bei einigen Stahlsorten, z. B. X8CrNiMoB16-16 + HC, sehr wirkungsvoll zur Steigerung der Zeitstandfestigkeit bis rund 700 °C genutzt wird.

Nickel- und Kobaltlegierungen. Bei Temperaturen von 700 °C und mehr werden hochwarmfeste Nickel- oder Kobaltlegierungen eingesetzt.
Nickellegierungen mit Kohlenstoffgehalten $< 0{,}1\%$ gelten als schmiedbar. Gehalte von 15 bis 20% Chrom sichern in den meisten Fällen eine ausreichende Beständigkeit gegenüber Oxidation und Heißgaskorrosion. Hohe Werte der Zeitstandfestigkeit werden durch Ausscheidungshärtung erreicht, vor allem durch die kohärent ausgeschiedene γ'-Phase $Ni_3(Al,Ti)$. Nickellegierungen enthalten deshalb fast immer größere Anteile an Aluminium und Titan, wobei die Einstellung eines optimalen Verhältnisses der Anteile an diesen beiden Elementen eine große Rolle spielt. Molybdän, insbesondere in Kombination mit Nb, Ta und W, trägt zur Mischkristallverfestigung sowie zur Ausscheidung intermetallischer Phasen bei.
Kennzeichnend für Kobaltlegierungen ist der im Vergleich zu den Nickellegierungen angehobene Kohlenstoffgehalt. Die bei den Nickellegierungen dominierende Wirkung der kohärenten Ausscheidung von γ'-Phase hat geringere Bedeutung. Schmiedbare Kobaltlegierungen enthalten mindestens 0,1% C und 20% Cr sowie höchstens 20% Ni. Die Werte der Zeitstandfestigkeit liegen zwar bis rund 800 °C unterhalb der Werte von Nickellegierungen, sind aber weniger stark temperaturabhängig und werden oberhalb 850 °C nur noch von Nickellegierungen mit mehr als 18% Co übertroffen (**Bild 15**).
Wichtig ist die Einstellung der Legierungsgehalte in engen Grenzen. Um einen möglichst hohen Reinheitsgrad und eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Legierungselemente im Erzeugnis zu erreichen, werden die Nickel- und Kobaltlegierungen meist unter Vakuum erschmolzen und häufig noch zusätzlich unter Vakuum umgeschmolzen. Die Wärmebehandlung besteht in der Regel aus Lösungsglühen und mehrstufiger Warmauslagerung.
Gegenüber den (hoch)warmfesten Stählen und Legierungen besteht die Hauptanforderung an **hitzebeständige Stähle** nicht in besonders hoher Warmfestigkeit, sondern in einem ausreichenden Widerstand gegen Heißgaskorrosion im Temperaturbereich über 550 °C. Die höchste Gebrauchstemperatur eines hitzebeständigen Stahls ist abhängig von den jeweiligen Betriebsbedingungen. Die Zunderbeständigkeit der hitzebeständigen Stähle beruht auf der Bildung dichter, gut haftender Oberflächenschichten aus Oxiden der Legierungselemente Cr, Si und Al. Die Schutzwirkung setzt bereits bei Cr-Gehalten von 3 bis 5% ein, doch können Cr-Gehalte bis 30% zulegiert werden (s. **Nichtrostende Stähle** in diesem Abschnitt). Die Schutzwirkung der Schichten wird eingeschränkt durch den Angriff niedrigschmelzender Eutektika und durch Aufkohlung. Infolge Aufkohlung entstehen Chromcarbide, so dass durch Chromverarmung der Grundmasse und durch Auftreten innerer Spannungen die an der Oberfläche gebildeten Oxidschichten aufreißen und die Schutzwirkung abnimmt. Zur Steigerung der Warmfestigkeit im Bereich sehr hoher Temperaturen wird neben Cr das Legierungselement Ni in Gehalten zugesetzt, die zu einem stabil austenitischen Gefüge führen können (vgl. **Bild 10**); doch werden neben ferritischen Stählen auch ferritisch-austenitische Stähle eingesetzt.
Die ferritischen Stähle können bei Cr-Gehalten von über 12% bei Temperaturen um 475 °C eine Versprödung erfahren; daher ist längeres Halten in diesem Temperaturbereich bei der

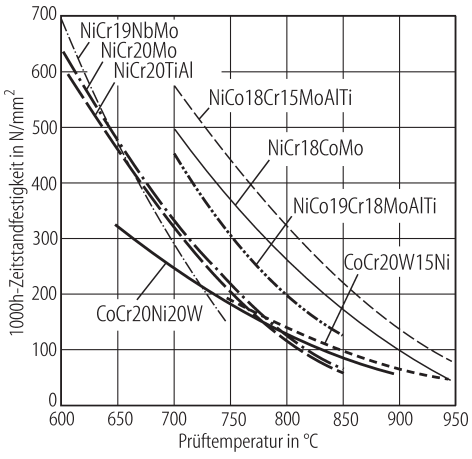


Bild 15. Verlauf der Zeitstandfestigkeit $R_{u/T/1000\,h}$ einiger hochwarmfester Nickel- und Cobaltlegierungen über die Temperatur, nach [5]

Wärmebehandlung und im Betrieb zu vermeiden. Auch die Ausscheidung von Sigmaphase im Temperaturbereich 600 bis 850 °C bei höheren Chromgehalten und die Neigung zur Grobkornbildung bei hohen Glühtemperaturen können das Zähigkeitsverhalten beeinträchtigen.

Ferritische hitzebeständige Stähle bieten im Vergleich zu austenitischen Stählen eine höhere Beständigkeit gegen reduzierende schwefelhaltige Gase. Verwendet werden die hitzebeständigen Stähle im Chemie- und Industrieofenbau, z. B. für Rohre von Äthenanlagen und Trag- und Förderteile von Durchlauföfen.

In diesem Zusammenhang sollen auch die Heizleiterlegierungen erwähnt werden, deren chemische Zusammensetzung auf Ni-Cr-, Ni-Cr-Fe- oder Fe-Cr-Al-Basis beruht (z. B.: NiCr80-20, NiCr60-15, CrNi25-20, CrAl25-5).

Ventilwerkstoffe zur Verwendung für Ventile von Verbrennungsmotoren, insbesondere für Auslassventile, unterliegen neben hohen mechanischen Beanspruchungen bei hohen Temperaturen auch der Korrosionseinwirkung vor allem durch Pb, S, V und Verbrennungsrückstände in den heißen Verbrennungsgasen. Ventilwerkstoffe müssen daher beständig sein gegen Hitze, Temperaturwechsel, Dauerschwing-, Stoß-, Verschleiß- und Korrosionsbeanspruchung; weiterhin müssen sie für die Warmumformung geeignet sein. Erwünscht sind auch hohe Wärmeleitfähigkeit und geringe Wärmeausdehnung, damit Temperaturunterschiede und die mit ihnen verbundenen Wärmespannungen möglichst gering bleiben.

Heute werden für Ventile von Verbrennungsmotoren überwiegend die drei Werkstoffe X45CrSi9-3, X60CrMnMoVNbN21-10 und NiCr20TiAl verwendet.

Druckwasserstoffbeständige Stähle. In Anlagen der chemischen Industrie wie Erdöldestillieranlagen, Hydrieranlagen und Synthesebehältern sind Stähle bei hohen Temperaturen häufig gleichzeitig hohen Wasserstoffpartialdrücken ausgesetzt. Dabei diffundiert Wasserstoff in den Stahl ein und entkohlt ihn unter Bildung von Kohlenwasserstoffverbindungen wie Methan (CH_4). Es kommt zur Auflösung der Carbide, zu Rissen an den Korngrenzen und zur Versprödung des Werkstoffs. Durch Legieren des Stahls mit Elementen, zu denen der Kohlenstoff bei Betriebstemperatur eine größere Affinität hat als zu Wasserstoff, lässt sich die Anfälligkeit gegen Druckwasserstoff stark vermindern, wie im Nelson Diagramm (**Bild 16**) dargestellt.

Die wichtigsten Legierungselemente dieser Stähle sind Chrom und Molybdän. Mitunter wird auch Vanadium zur Erhöhung der Warmfestigkeit zulegiert. Beispiele sind 25CrMo4, 10CrMo9-10, X12CrMo9-10 und X20CrMoV12-1. Höherfeste Varianten des Stahles 10CrMo9-10 sind mit Ti, V und B legiert. Ebenfalls zur Verwendung geeignet sind warmfeste austenitische Stähle, die auf Grund ihres Gefüges wenig anfällig gegen Wasserstoffversprödung sind.

Stähle für Schrauben und Muttern

Die *Stähle für Schrauben und Muttern* müssen eine Reihe von Forderungen erfüllen, die sich aus der speziellen Form und Beanspruchung dieser Bauteile ergeben. Diese Forderungen sind in den technischen Lieferbedingungen für mechanische Verbindungselemente festgelegt und müssen bei der Stahlauswahl berücksichtigt werden. Für manche Anwendungsfälle werden bestimmte Stahlsorten ausdrücklich vorgegeben. Die zur Herstellung von Schrauben und Muttern in Frage kommenden Stähle, die überwiegend kaltumformbar sein müssen, sind in den für den jeweiligen Anwendungsfall zutreffenden Werkstoffnormen aufgeführt. Die nachfolgend aufgeführten Normen beschreiben die mechanischen Eigenschaften, die von Verbindungselementen erfüllt werden müssen:

- mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl: DIN EN ISO 898-1 für Schrauben; DIN EN 20 898-2 für Muttern,
- mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus nichtrostenden Stählen: DIN EN ISO 3506-1 für Schrauben; DIN EN ISO 3506-2 für Muttern,
- mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen; Schrauben und Muttern aus Nichteisenmetallen: DIN EN 28 839.

Werkzeugstähle

Werkzeugstähle müssen je nach Einsatzbereich ein breites Feld von Anforderungen erfüllen. Typische Legierungselemente oder Eigenschaften, die allen Werkzeugstählen gemeinsam wären, gibt es nicht. Selbst die Härte der Werkzeugstähle variiert in einem weiten Bereich. Daher wird die Zugehörigkeit zu dieser Gruppe durch die Anwendung bestimmt. **Anh. E 3 Tab. 6** listet einige Anwendungsgebiete für Werkzeugstähle auf und kennzeichnet die besonderen Anforderungen.

Federstähle

Federstähle zur Herstellung von federnden Bauteilen zeichnen sich generell durch besonders hohe Werte der Elastizitätsgrenze aus. Typisch für Federstähle sind Kohlenstoffgehalte

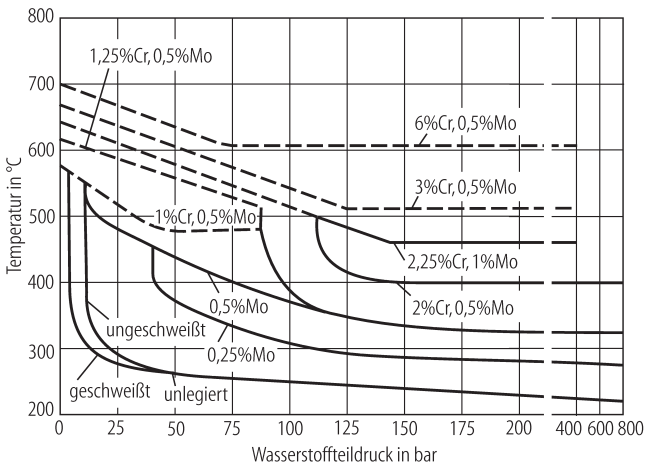


Bild 16. Einfluss von Chrom und Molybdän auf die Grenzen der Beständigkeit warmfester Stähle in Druckwasserstoff: Nelson-Diagramm, nach [6]

zwischen etwa 0,5 und 1,0 %, als Legierungselemente werden insbesondere Si, Mn, Cr, Mo und V verwendet. Je nach Erzeugnisform und Größe unterscheidet man Stähle für kaltgeformte und warmgeformte Federelemente.
Für kaltgeformte Federn, bei denen meist keine Schlussvergütung der Feder mehr vorgenommen wird, stehen hochfeste Stahldrähte nach DIN EN 10270-1 (patentiert-gezogener unlegierter Federstahldraht), -2 (ölschlussvergüteter Federstahldraht) und -3 (nichtrostender Federstahldraht) zur Verfügung. Größere Federn werden aus Federstahl nach DIN EN 10089 oder 10092 hergestellt und nach der Warmformgebung vergütet.
Viele Federelemente unterliegen im Betrieb einer hohen zyklischen Beanspruchung. Zur Erzielung entsprechender Schwingfestigkeitseigenschaften sollen Federstähle für solche Federn einen sehr guten Reinheitsgrad und eine hohe Randfestigkeit (möglichst keine Randabkohlung) aufweisen und möglichst frei von Oberflächenfehlern sein.

Wälzlagerstähle

Wälzlagerstähle für Kugeln, Rollen, Nadeln, Ringe und Scheiben von Wälzlagern sind i. Allg. hohen örtlichen Zug-Druck-Wechselbeanspruchungen und Verschleißeinflüssen ausgesetzt. Die verwendeten Stähle müssen deshalb einen besonders hohen oxidischen Reinheitsgrad aufweisen. Sie müssen gut warm- oder kaltumformbar und gut zerspanbar sein. Weiterhin sind wichtig eine hohe Härteannahme und die Maßbeständigkeit der Erzeugnisse bei längerem Lagern.
Zur Verwendung in Wälzlagern kommen entweder die in Deutschland bevorzugten durchhärtbaren Stähle, z. B. 100Cr6, oder Einsatzstähle, z. B. 17MnCr5 oder 16CrNiMo6, in Betracht. Die durchhärtbaren Stähle werden auf hohe Werte der Oberflächenhärte vergütet. Die Einsatzstähle erfordern als zusätzlichen Arbeitsgang eine Randaufkohlung, bieten jedoch den Vorteil besserer Zähigkeitseigenschaften im Kern. Für Wälzkörper mit größeren Durchmessern werden Vergütungsstähle, z. B. 43CrMo4, im vergüteten und oberflächengehärteten Zustand eingesetzt.
Für nichtrostende Lager werden martensitische Chromstähle, z. B. X45Cr13 oder X89CrMoV18-1, verwendet, deren Korrosionswiderstand jedoch wegen des hohen Kohlenstoffgehaltes geringer ist als bei den üblichen nichtrostenden Stählen mit vergleichbarem Chromgehalt. Die erreichbaren Höchstwerte der Oberflächenhärte sind niedriger als bei den durchhärtbaren Stählen mit ca. 1% Kohlenstoffgehalt.

Stähle für besondere Anforderungen

Bei den *Stählen für den Elektromaschinenbau* spielen insbesondere die magnetischen Eigenschaften eine entscheidende Rolle. Für Elektrobleche und -bänder werden Forderungen nach möglichst geringen Ummagnetisierungsverlusten und hoher magnetischer Induktion gestellt. Optimale Eigenschaften erhält man bei kornorientierten Erzeugnissen aus ferritischen Stählen, zu deren Herstellung spezielle Umform- und Glühbedingungen angewendet werden. Neben Weicheisen werden siliciumhaltige Stähle verwendet; die chemische Zusammensetzung ist jedoch nicht standardmäßig spezifiziert. Die Bleche und Bänder werden geglüht geliefert und dürfen bei der Verarbeitung nicht durch Hämmern, Biegen oder Richten kaltverformt werden, da sich sonst ihre magnetischen Eigenschaften verschlechtern.
Zu den Dauermagnetwerkstoffen (Hartmagneten) zählen als Hauptgruppen die Dauermagnetstähle und die Oxidmagnete. Dauermagnetstähle umfassen verschiedene Legierungstypen, die nach Magnetisierung eine hohe magnetische und technisch nutzbare Energie behalten. Sie bestehen hauptsächlich aus Al-Ni-Co-Legierungen (benannt nach den Legierungselementen, die sie neben dem Hauptbestandteil Eisen enthalten). Sie werden sowohl durch Gießen als auch durch Pulversintern hergestellt. Die Oxidmagnete (Hartferrite, besonders Bariumferrit) sind gesinterte Verbindungen von Eisenoxid und Bariumoxid, also keramische Werkstoffe. Ihren Werkstoffnummern nach sind sie aber bei den Eisenwerkstoffen mit besonderen physikalischen Eigenschaften eingestuft (z. B. Hartferrit 7/21: W-Nr. 1.3641). Sie sind leichter zu formen und preisgünstiger herzustellen.
Neben Nachrichtentechnik und Messtechnik finden Dauermagnetwerkstoffe vor allem im Maschinenbau und in der Fertigungstechnik Anwendung – als Haftmagnete, Entstapler, Spannplatten, Transporträder, Greiferstäbe.
Neben Werkstoffen mit guten magnetischen Eigenschaften werden im Elektromaschinenbau auch Werkstoffe benötigt, die nicht magnetisierbar sind. Es handelt sich hierbei um Stähle mit austenitischem Gefüge. Die magnetische Permeabilität, die aus der Induktion B bei einem Feld von 100 Oersted (1 Oe = 79,58 A/m) ermittelt wird, darf nach SEW 390 (nicht magnetisierbare Stähle) den Höchstwert 1,08 G/Oe = 1,08·T/Oe nicht überschreiten. Bei Stählen mit nicht ausreichend stabilem austenitischem Gefüge kann die Permeabilität durch Kaltumformung, z. B. auch beim Zerspanen, ansteigen. Beispiele für nicht magnetisierbare Stähle sind X120Mn13 und X40MnCr18.

Stähle für die Luft- und Raumfahrt unterliegen speziellen nationalen oder internationalen Normen. Sie stammen aus den Gruppen der Baustähle und der nichtrostenden Stähle und werden unter eigenen Werkstoffnummern und teilweise auch eigenen Kurznamen geführt, z. B. 15CrMoV6-9 (Werkstoff-Nr. 1.7734), abstammend vom 14CrMoV6-9 (Werkstoff-Nr. 1.7735). Solche Stähle sind häufig Elektro-Schlacke- oder Elektronen-Strahl-umgeschmolzene Stähle mit extrem hohem Reinheitsgrad und geringer Seigerungsinhomogenität.

Stahlguss

in Zusammenarbeit mit I. Steller, Düsseldorf

Unter Stahlguss versteht man Eisen-Gusswerkstoffe mit Kohlenstoffgehalten bis maximal rd. 2%, die in Formen aus Sand, seltener in Dauerformen aus Graphit oder Metall, zu Konstruktionsteilen vergossen werden. Das Erschmelzen und Legieren von Stahlguss entspricht dem von Walz- und Schmiedestahl, der in Kokillen gegossen und durch Warmumformung weiterverarbeitet wird. Während bei Schmiedestahl erhebliche Unterschiede der mechanischen Eigenschaften, besonders der Zähigkeit, längs und quer zur Verformungsrichtung auftreten können, sind bei Stahlguss die Festigkeitseigenschaften weitgehend richtungsunabhängig (isotrop). Stahlguss wird zur Vermeidung von Gasblasen stets beruhigt vergossen. Bei einer Erstarrung aus dem schmelzflüssigen Zustand entsteht ein grobes, inhomogenes Gefüge, dessen Zähigkeit gering ist. Durch Normalglühen oder Vergüten (teilweise nach Diffusionsglühen) wird ein Gefügeaufbau wie bei Schmiedestählen mit entsprechenden Eigenschaften erreicht. Nach Schweißen oder mechanischer Bearbeitung werden Stahlgussteile häufig spannungsarm geglüht.
Verglichen mit Gusseisen sind bei Stahlguss infolge seiner höheren Schmelztemperatur und der stärkeren Schwindung (rd. 2%) die Gießbarkeit schlechter und seine Lunkerneigung stärker, doch weist Stahlguss teilweise höhere Festigkeitskennwerte bei gleichzeitig hoher Zähigkeit auf. Gegenüber entsprechenden Walz- und Schmiedewerkstoffen hat Stahlguss häufig einen höheren C-Gehalt. Wegen seiner einfachen Formgebung ergeben sich für zahlreiche Konstruktionsteile Kostenvorteile zugunsten des Stahlgusses. Verwendung findet er außerdem bei Legierungen, deren Warm- oder Kaltumformung auf Schwierigkeiten stößt (z. B. Dauermagnetguss, Manganhartstahlguss).
Die allgemeinen Angaben zu den Walz- und Schmiedestählen treffen auch für die entsprechenden Stahlgussarten zu.

Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke. Als unlegierter oder niedriglegierter Stahlguss umfasst der Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke mit rd. 75% den weitaus größten Anteil der Stahlgusserzeugung. Seine Festigkeit reicht je nach C-Gehalt von 370 bis 690 MPa bei gleichzeitig hoher Zähigkeit. Besonders bei niedrigen C-Gehalten (unterhalb 0,23%) ist er gut schweißgeeignet. Die Sorteneinteilung beruht auf den mechanischen Eigenschaften bei Raumtemperatur. Er besitzt Stahlguss für allgemeine Verwendung hat einen weiten Anwendungsbereich für hochbeanspruchte Bauteile. Als Wärmebehandlung kommt überwiegend Normalglühen in Frage.

Vergütungsstahlguss. Werden für ein Stahlgussteil hohe Festigkeit und Streckgrenze, gute Zähigkeit und gute Durchvergütbarkeit gefordert, so wird Vergütungsstahlguss verwendet.

Warmfester Stahlguss. Warmfester Stahlguss wird für Gehäuse, Ventile und Flansche von Dampf- und Gasturbinenanlagen sowie für Bauteile in Hochtemperaturanlagen der Chemie verwendet. In Chemieanlagen kann je nach Beanspruchungsbedingungen hitzebeständiger oder druckwasserstoffbeständiger Stahlguss dem warmfesten Stahlguss überlegen sein.

Hitzebeständiger Stahlguss. Hitzebeständiger Stahlguss findet wie hitzebeständiger Walz- und Schmiedestahl Anwendung im Industrieofenbau, in der Zementindustrie, der Erzaufbereitung, der Schmelz- und Gießtechnik und der chemischen Industrie.
Stahlguss für Erdöl- und Erdgasanlagen muss eine gute Beständigkeit gegen Druckwasserstoff, gegen Aufkohlung und gegen aggressive Medien (Öl, Säuren, Laugen, Schwefelverbindungen) haben. Für diesen Einsatzbereich eignet sich zum Teil auch warmfester ferritischer Stahlguss nach DIN EN 10213. Besonders zu erwähnen sind Schleudergussrohre aus dem häufig verwendeten Stahl GX40CrNiSi25-20 für Reformeröfen und Äthenanlagen.
Für höchste Beanspruchungen werden Nickel-Basis-Legierungen eingesetzt. In diesem Bereich werden die Übergänge zu den hochwarmfesten Stählen und Legierungen fließend.

Kaltzäher Stahlguss. Kaltzäher Stahlguss muss auch bei tiefen Temperaturen eine ausreichend hohe Zähigkeit aufweisen. Bei der unteren Gebrauchstemperatur einer Stahlsorte soll ein Grenzwert der Kerbschlagarbeit von 27 J (ISO-V-Probe) nicht unterschritten werden.

Nichtrostender Stahlguss. Für Laufräder von Wasserturbinen, Ventile und Armaturen sowie für säurebeständige Teile in der chemischen Industrie wird nichtrostender Stahlguss verwendet, dessen Cr-Gehalt in der Regel höher liegt als 12%. Man unterscheidet im Wesentlichen zwischen perlitisch-martensitischem Stahlguss mit 13–17% Cr und 0,1–0,25% C und dem häufig verwendeten austenitischen CrNi-Stahlguss, der eine höhere Zähigkeit hat.

Verschleißbeständiger Stahlguss. Verschleißbeständiger Stahlguss wird verwendet für Bauteile von Zerkleinerungsanlagen, abriebfeste Teile von Baumaschinen und Fördermaschinen sowie Werkzeuge für Kaltarbeit (Holz- und Kunststoffbearbeitung) und Warmarbeit (Walzen, Ziehringe) verwendet.
Man unterscheidet austenitischen Manganhartstahlguss (1,2–1,5% C, 12–17% Mn), vergüteten gehärteten Stahlgusses (rd. 0,6% C, 2–3% Cr) und martensitisch-carbidischen Stahlguss (1,0–2,0% C, 12–25% Cr, für Warmarbeit Zusätze von W und V), wobei die erstgenannte Gruppe am bedeutsamsten ist.

Stahlguss für Elektromaschinenbau und Schiffbau. Hierzu zählt vor allem nichtmagnetisierbarer Stahlguss nach SEW 395 mit stabil austenitischem Gefüge durch Mn oder Ni, teilweise mit festigkeitssteigernden oder korrosionshemmenden Legierungszusätzen wie Cr, Mo und V.

3.1.5 Gusseisenwerkstoffe. Cast Iron materials

in Zusammenarbeit mit I. Steller, Düsseldorf

Unter Gusseisen versteht man alle Eisen-Gusswerkstoffe mit mehr als 2% C, bei Sonderlegierungen kann der Kohlenstoffgehalt unter 2% liegen. Der maximale Kohlenstoffgehalt liegt jedoch selten höher als 4 Gew.-%. Die Erschmelzung erfolgt in der Regel im Kupolofen mit Koks als Energielieferant oder im Elektroofen durch Einsatz von Roheisen, Stahlschrott, Kreislaufmaterial und Ferrolegierungen.
Bei schneller Abkühlung erstarrt Gusseisen nach dem metastabilen Fe-C-System, d. h., der Kohlenstoff ist in Form von Carbiden (Fe_3C = Zementit) an das Eisen gebunden. Aufgrund des hellen Aussehens der Bruchfläche spricht man auch von weißem Gusseisen. Es ist sehr hart, spröde und nur durch Schleifen bearbeitbar.
Bei abnehmender Abkühlungsgeschwindigkeit bzw. bei einer Schmelzebehandlung („Impfen“) wird Kohlenstoff in zunehmendem Maße elementar in Form von freiem Grafit ausgeschieden. Das Bruchbild erscheint hier dunkel, daher spricht man von grauem Gusseisen.
Neben der Abkühlungsgeschwindigkeit (abhängig von der Wanddicke) beeinflussen C-, Si- und Mn-Gehalt die Grafitausscheidung und das Grundgefüge. Mit zunehmendem C- und Si-Gehalt wird die Grafitbildung begünstigt. Zunehmender Mn-Gehalt fördert die Fe_3C-Ausscheidung auf Kosten des Grafitanteils.
Gusseisen ist ein sehr kostengünstiger Konstruktionswerkstoff, der gut gießbar ist. Die Schwindung bei der Erstarrung des Gusseisens wird durch die Volumenzunahme bei der Ausscheidung des freien Grafits kompensiert, so dass eine Selbstspeisung zumindest teilweise erfolgt.
Die Gusseisenwerkstoffe haben aufgrund ihrer sehr unterschiedlichen Grundgefüge und Grafitmorphologien sehr unterschiedliche mechanische Eigenschaften. Während Gusseisen mit Lamellengrafit eine deutlich geringere Zähigkeit und Verformbarkeit als Stahl aufweist, gibt es höherfestes Gusseisen mit Vermiculargrafit oder mit Kugelgrafit und hochfeste Werkstoffe (ausferritisches Gusseisen mit Kugelgrafit = ADI), deren Eigenschaften denen von Vergütungsstählen nahe kommen. Eine Übersicht über die genormten Werkstoffsorten und ihre Eigenschaften gibt **Anh. E 3 Tab. 7**.
Die Bezeichnung der verschiedenen Gusseisensorten erfolgt nach DIN EN 1560 entweder durch Kurzzeichen oder Werkstoffnummern. Sie wird nachfolgend anhand eines Beispiels für Gusseisen mit Kugelgrafit mit Mindestwerten für die Zugfestigkeit von 400 MPa, für die Bruchdehnung von 18%, garantierter Kerbschlagarbeit bei tiefen Temperaturen und angegossenem Probestück verdeutlicht. Das europäische Bezeichnungssystem ist aufgebaut nach **Anh. E 3 Tab. 8**.
Daraus ergibt sich für das oben angegebene Beispiel die Bezeichnung: EN-GJS-400-18-LT-U.
Einige Gusseisenwerkstoffe werden auch nach ihrer chemischen Zusammensetzung bezeichnet. Dies trifft für die austenitischen und verschleißbeständigen Gusseisenwerkstoffe zu.
Jede Werkstoffsorte hat auch eine Werkstoffnummer, die allerdings völlig anders aufgebaut ist als die früher bekannten, aber nicht mehr gültigen Werkstoffnummern nach DIN.

Beispiel: EN-GJS-400-18-LT-U; Werkstoffnummer: EN-JS1049 (DIN: 0.7043).

Gusseisen mit Lamellengrafit (EN-GJL)

EN-GJL („Grauguss“) ist die am häufigsten verwendete Art des Gusseisens; die Jahresproduktion in Deutschland liegt bei über 2 Mio. t. Sein als Grafit vorliegender freier Kohlenstoffanteil ist räumlich rosettenartig, im Schliff weit gehend lamellenförmig angeordnet (**Bild 17**). Die Grafitlamellen beteiligen sich nicht an der Kraftübertragung; an ihren Rändern treten

Spannungskonzentrationen auf. Verformungsfähigkeit und Schlagzähigkeit dieses Gusseisens sind daher sehr gering. Seine Festigkeit ist um so höher, je geringer der Anteil des Grafits (C-Gehalt) ist, je regelmäßiger verteilt und feiner ausgebildet die Grafitlamellen sind; auch die Ausgebildung des Grundgefüges ist entscheidend. Die Grafitlamellen werden mit zunehmender Erstarrungsgeschwindigkeit feiner. Die Festigkeit wird durch ein perlitisches Grundgefüge erhöht; dies wird durch Legierungselemente gezielt eingestellt. Wegen des engen Zusammenhangs zwischen Abkühlungsgeschwindigkeit und Festigkeit ist bei kleineren Wanddicken mit höherer Festigkeit zu rechnen und umgekehrt.

Eine Richtanalyse der chemischen Zusammensetzung wird für EN-GJL nicht angegeben. Die Gehalte an Si, P, S und Mn sind so einzustellen, dass die gewünschten Eigenschaften im Gussteil erreicht werden.

Die mechanischen und physikalischen Eigenschaften von EN-GJL werden weitgehend durch die Grafitform und das Grundgefüge bestimmt. Infolge des besonderen Gefügeaufbaus ist der E-Modul von EN-GJL wesentlich niedriger als der von Stahl. Bei ferritischen Sorten beträgt er etwa 78 000 bis 103 000 MPa und bei perlitischen Sorten 123 000 bis 143 000 MPa. Er nimmt mit zunehmender Spannung ab, d. h., es besteht kein linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung. Die Druckfestigkeit ist etwa viermal so hoch wie die Zugfestigkeit, die Biegefestigkeit etwa doppelt so hoch.

Durch die innere Kerbwirkung der Grafitlamellen ist der Einfluss äußerer Kerben auf die mechanischen Eigenschaften gering. EN-GJL hat ein hohes Dämpfungsvermögen und günstige Gleiteigenschaften, insbesondere Notlaufeigenschaften. Daher wird es z. B. für Maschinenbetten, Zylinderlaufbuchsen, Zylinderkurbelgehäuse von Verbrennungsmotoren und Bremsscheiben verwendet. EN-GJL ist vergleichsweise einfach zu bearbeiten.

Bei innendruckbeanspruchten Teilen muss eine Prüfung auf Druckdichtigkeit vorgenommen werden. Die Eigenschaften des Gusseisens können durch Wärmebehandlung (z. B. Härten, Vergüten) und Legierungszusätze auf bestimmte Einsatzbereiche abgestimmt werden.

Festigkeitserhöhend wirken z. B. Cr, Ni, Mo und Cu in niedrig legiertem Gusseisen. Volumenänderungen des Gusseisens durch Grafitbildung beim Zerfall der Eisencarbide bei Temperaturen über 350 °C (Wachsen) können durch niedrigen Si-Gehalt, durch Legieren mit Cr und Ni und feine Grafitausbildung verhindert werden.

Normen: DIN EN 1561 Gießereiwesen – Gusseisen mit Lamellengrafit – ISO 185: Grey (lameller graphite) cast irons – Classification.

Gusseisen mit Lamellengrafit kann nach der Mindestzugfestigkeit oder alternativ nach der Brinellhärte (HBW) bestellt werden.

Beispiel: EN-GJL-250 Gusseisen mit Lamellengrafit mit einer Zugfestigkeit von mindestens 250 MPa (Werkstoffnummer: EN-JL1040).

Gusseisen mit Kugelgrafit (EN-GJS)

EN-GJS („Sphäroguss“) ist der zweitwichtigste Gusseisenwerkstoff; die Jahresproduktion in Deutschland liegt bei über 1 Mio. t. Die Ausbildung des freien Grafits in kugeliger (sphärolithischer) Form (**Bild 18**) führt gegenüber Gusseisen mit Lamellengrafit zu einer bedeutenden Erhöhung der Festigkeit und der Zähigkeit. Die kugelige Ausbildung des Grafits wird durch Zusatz von geringen Mengen an Magnesium (0,005 bis 0,07%) erreicht. Das Einbringen von Magnesium geschieht durch Zusatz von Vorlegierungen nach verschiedenen Verfahren.

Die Eigenschaften von EN-GJS liegen zwischen denen von EN-GJL und hochfester Stähle, wobei auch bei EN-GJS hochfeste Werkstoffsorten hergestellt werden. Der E-Modul liegt bei rd. 175 000 MPa. Das Dämpfungsvermögen ist gegenüber EN-GJL geringer, die Zerspanbarkeit ist gut. Durch eine Wärmebehandlung lassen sich die Eigenschaften dieser Gusseisenart in stärkerem Maß verbessern als bei EN-GJL. So werden zur Erzielung höchster Schlagzähigkeit in der Regel Wärmebehandlungen vorgenommen, mit denen ein ferritisches Grundgefüge eingestellt wird. Gusseisen mit Kugelgrafit wird angewendet für Teile mit höheren Schwingbeanspruchungen, wie z. B. Walzen, Kurbelwellen und Gehäuse. Durch Legierungselemente lassen sich die Eigenschaften des Grundgefüges in ähnlicher Weise verändern wie bei EN-GJL. Auch größte Teile mit Stückgewichten bis zu 240 t wurden schon aus Gusseisen mit Kugelgrafit gefertigt.

Normen: DIN EN 1563 Gießereiwesen – Gusseisen mit Kugelgrafit – ISO 1083 Spheroidal graphite cast irons – Classification.

Gusseisen mit Kugelgrafit kann nach der Mindestzugfestigkeit oder alternativ nach der Brinellhärte (HBW) bestellt werden.

Beispiel: EN-GJS-400-18-LT-U Gusseisen mit Kugelgrafit mit einer Zugfestigkeit von mindestens 400 MPa und einer Bruchdehnung A = 18% mit garantierter Kerbschlagarbeit bei –20 °C von 10–12 J (Werkstoffnummer EN-JS1049).

Gusseisen mit Vermiculargrafit (GJV)

GJV (beachte: nicht EN-GJV!) hat in den vergangenen Jahren an Bedeutung gewonnen, insbesondere für höherfeste Anwendungen. Der freie Grafit hat eine räumlich korallenartige, im Schliff wurmartige Form. Vermiculargrafit ähnelt kleinen abgerundeten Grafitlamellen und stellt eine Zwischenform von lamellarem Grafit und Kugelgraphit dar (**Bild 19**); er wird über eine Magnesiumbehandlung mit geringeren Mg-Gehalten als bei EN-GJS eingestellt. Im Gefüge darf auch Kugelgrafit (bis 20%) auftreten. Auch die Festigkeitskennwerte für GJV liegen zwischen denen für EN-GJL und EN-GJS. Da GJV eine ähnlich gute Wärmeleitfähigkeit wie EN-GJL hat,

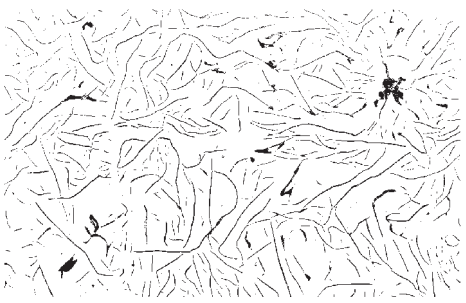


Bild 17. Schliffbild von Gusseisen mit Lamellengrafit (GJL), Vergrößerung: 100fach

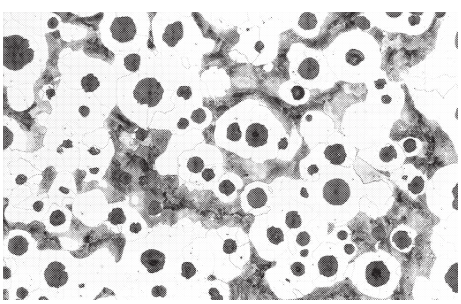


Bild 18. Schliffbild von Gusseisen mit Kugelgrafit (GJS), Vergrößerung: 200fach

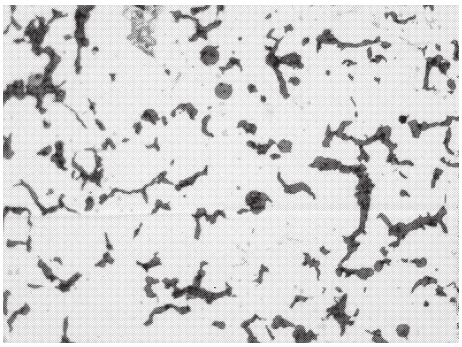


Bild 19. Schliffbild von Gusseisen mit Vermiculargrafit (GJV), Vergrößerung: 100fach

wird es häufig für temperaturwechselbeanspruchte Gussteile wie z. B. Zylinderköpfe, Zylinderkurbelgehäuse und Stahlwerkskokillen verwendet. GJV neigt weniger zur Lunkerbildung als GJS, was eine einfachere Gießtechnik ermöglicht.

Normen: VDG-Merkblatt W 50; Gusseisen mit Vermiculargrafit
Der Werkstoff ist nicht europäisch genormt; eine ISO-Norm ist derzeit in Arbeit.

Beispiel: GJV-400 Gusseisen mit Vermiculargrafit mit einer Zugfestigkeit von mindestens 400 MPa (keine Werkstoffnummer).

Temperguss (EN-GJM)

EN-GJMW hat sich in den vergangenen Jahren mehr zu einem Spezialwerkstoff entwickelt. Teile mit komplizierter Form, die hohe Zähigkeit, Schlagfestigkeit und gute Bearbeitbarkeit haben müssen und ggf. schweißbar sein müssen, werden aus Temperguss hergestellt. Dabei geht man zunächst von einem Gusseisen aus, bei dem Kohlenstoff- und Siliciumgehalt so eingestellt sind, dass das Gussstück grafitfrei erstarrt und somit der gesamte Kohlenstoff an das Eisencarbid (Fe_3C=Zementit) gebunden ist. Bei einer anschließenden Glühbehandlung zerfällt der Zementit in Grafit und ein ferritisches oder perlitisches Grundgefüge. Durch eine zusätzliche Wärmebehandlung lässt sich Temperguss in bestimmten Grenzen vergüten. Man unterscheidet zwei Arten von Temperguss:

Weißer (entkohlend geglühter) Temperguss (EN-GJMW). Weißer Temperguss entsteht durch 50 bis 80 h langes Glühen bei rd. 1050 °C in entkohlender Atmosphäre (CO, CO_2, H_2, H_2O). Dabei wird dem Gussstück C entzogen, so dass nach der Abkühlung ein rein ferritisches Gefüge im Rand des Gussstücks zurückbleibt. Bei großen Querschnitten enthält der Kern Anteile an freiem, flockenförmigem Grafit (Temperkohle). EN-GJMW ist bei kleinen Querschnitten schweißbar, jedoch müssen die S- und Si-Gehalte niedrig sein.

Schwarzer (nicht entkohlend geglühter) Temperguss (EN-GJMB). Schwarzer Temperguss wird durch Glühen in neutraler Atmosphäre erzeugt, zunächst rd. 30 h bei 950 °C. Dabei zerfällt der Zementit des Ledeburits in Austenit und freien Grafit (Temperkohle), der sich flockenförmig ausscheidet. In einer zweiten Glühung wandelt sich der Austenit bei langsamer Abkühlung von 800 auf 700 °C in Ferrit und Temperkohle um.
Das Gefüge von Temperguss besteht nach dem Abkühlen aus einem ferritisch-perlitischen Grundgefüge mit eingelagerter Temperkohle, wobei der Perlitanteil durch schnellere Abkühlung erhöht werden kann. Damit steigen Zähigkeit und Verschleißbeständigkeit.

Die gegenüber EN-GJL erhöhte Zugfestigkeit und Zähigkeit beruht auf der knotenförmigen Ausscheidung des Grafits. Dies bewirkt ähnlich wie bei Gusseisen mit Kugelgrafit eine gegenüber der lamellaren Grafitausbildung deutlich herabgesetzte innere Kerbwirkung.
Normen: DIN EN 1562 Gießereiwesen – Temperguss; ISO 5922 Malleable cast irons – Classification

Beispiel: EN-GJMW-350-4 Weißer Temperguss mit einer Zugfestigkeit von mindestens 350 MPa und einer Bruchdehnung A=4% (Werkstoffnummer: EN-JM1010)

Sondergusseisen

Hartguss. Weiß erstarrtes Gusseisen bezeichnet man als Hartguss. Man unterscheidet zwischen Vollhartguss, bei dem der gesamte Querschnitt eines Gussstücks weiß erstarrt und Schalenhartguss, bei dem nur die Randschicht (zum Teil mit Hilfe von Abschreckplatten) grafitfrei bleibt, während sich zum Kern hin zunächst eine melierte Zone anschließt, in der Stellen von grauem und weißem Gusseisen nebeneinander vorliegen. Der Kern eines Gussstücks aus Schalenhartguss besteht aus grauem Gusseisen. Die Härtetiefe, die die Dicke der weiß erstarrten Schicht angibt, hängt von der Abkühlungsgeschwindigkeit und den Legierungselementen (Mn, Cr, Si) ab.
Das Gießen von Hartguss ist schwieriger als bei EN-GJL und führt besonders bei Schalenhartguss aufgrund der unterschiedlichen Schwindung zu hohen inneren Spannungen. Hartguss ist zwar sehr schlagempfindlich, hat aber eine hohe Verschleißbeständigkeit. Die Anwendung erfolgt daher bei stark verschleißbeanspruchten Teilen wie Walzen, Nockenwellen und Tiefziehwerkzeugen.

Verschleißbeständiges Gusseisen (EN-GJN). Ähnlich wie Hartguss hat auch verschleißbeständiges Gusseisen ein weiß erstarrtes (carbidisches) Gefüge – der Buchstabe N in GJN steht für „No Graphite“, also ein grafitfrei erstarrtes Gefüge. Man unterscheidet niedrig legierte (max. 2% Cr) Gusseisensorten, Chrom-Nickel-Gusseisensorten (1,5 bis 10% Cr) und hoch legierte Chromgusseisensorten (11 bis 28% Cr). Die hoch legierten Werkstoffsorten haben eine Vickershärte bis HV 600 und eignen sich für besonders auf Verschleiß beanspruchte Bauteile.
Normen: DIN EN 12513 Gießereiwesen – Verschleißbeständiges Gusseisen; ISO 21988 Abrasion resistant cast irons – Classification

Beispiel: EN-GJN-HV600(XCr23) Verschleißbeständiges (Chrom-) Gusseisen mit einer Härte von mindestens 600 HV (Werkstoffnummer: EN-JN3049)

Ausferritisches Gusseisen mit Kugelgrafit (EN-GJS). Das ausferritische (bainitische) Gusseisen mit Kugelgrafit ist ein Gusseisenwerkstoff mit kugelförmig ausgebildetem freiem Grafit, und die alte Bezeichnung „bainitisch“ ist metallkundlich gesehen falsch, da sich – anders als bei Stählen – die charakteristischen feinsten Carbidausscheidungen (Fe_3C) im Gefüge nicht nachweisen lassen. Tatsächlich besteht das sogenannte Zwischenstufengefüge aus fein verteiltem, nadeligem Austenit und Ferrit („Ausferrit“).
Das Zwischenstufengefüge wird durch Glühen und anschließendes Abschrecken in einem Salzbad eingestellt. Dadurch resultieren im Vergleich zu Gusseisen mit Kugelgrafit deutlich höhere Festigkeits- und Zähigkeitskennwerte. Die Zugfestigkeiten reichen von 800 MPa (bei 10% Dehnung) bis zu 1400 MPa (bei 1% Dehnung).

Normen. DIN EN 1564 Gießereiwesen – Bainitisches Gusseisen; ISO 17804 Ausferritic spheroidal graphite cast irons – Classification (Entwurf)

Beispiel: EN-GJS-1000-5 Ausferritisches Gusseisen mit Kugelgrafit mit einer Zugfestigkeit von mindestens 1000 MPa und einer Bruchdehnung A=5%

Austenitisches Gusseisen (EN-GJLA, EN-GJSA) Die austenitischen Gusseisensorten (Handelsname u. a. „Ni-Resist“) haben aufgrund hoher Gehalte von Legierungselementen (besonders Ni und Cr) ein austenitisches Grundgefüge, in dem der freie Kohlenstoff in Form von Lamellengrafit (EN-GJLA) oder Kugelgrafit (EN-GJSA) ausgeschieden ist.
Austenitisches Gusseisen erfüllt vielfältige Anforderungen, z. B. Korrosionsbeständigkeit, Hitzebeständigkeit, Verschleißbeständigkeit oder amagnetisches Verhalten, im Falle von EN-GJSA auch Kaltzähigkeit. Die Werkstoffe werden z. B. für Pumpenteile, Abgasleitungen, Ofenteile und andere Anwendungen eingesetzt.

Normen: DIN 1694 Austenitisches Gusseisen (wird mit Erscheinen der EN 13835 zurückgezogen); DIN EN 13835 Gießereiwesen – Austenitische Gusseisen (Entwurf)
ISO 2892 Austenitic cast irons – Classification

Beispiel: EN-GJSA-XNiSiCr30-5-5 Austenitisches Gusseisen mit Kugelgrafit (Sondersorte mit besonders hoher Korrosionsbeständigkeit) mit 28–32% Ni, 5–6% Si, 4,5–5,5% Cr (Werkstoffnummer: EN-JS3091)

SiMo-Gusseisen Diese Gusseisensorten haben ein ferritisches Gefüge; der freie Kohlenstoff ist – je nach Anforderung – entweder in Form von Kugelgrafit oder Vermiculargrafit ausgebildet. SiMo-Gusseisenwerkstoffe sind üblicherweise mit 2–6% Si und 0,5–2% Mo legiert, wodurch sich eine sehr gute Warmfestigkeit und Zunderbeständigkeit ergibt.
SiMo-Gusseisenwerkstoffe sind nicht genormt.

Siliciumsonderguss. Er enthält bis zu 18% Si. Dadurch wird die Grafitbildung begünstigt, sodass bei den hier üblichen C-Gehalten von nur rd. 0,8% bereits Grafitbildung auftritt. Die Werkstoffe haben eine hohe Zunderbeständigkeit und eine gute chemische Beständigkeit (gegen heiße konzentrierte Salpetersäure und Schwefelsäure).

Aluminiumsonderguss. Mit Aluminiumgehalten von rd. 7% weist Aluminiumsonderguss eine gute Zunderbeständigkeit und Korrosionsbeständigkeit auf.
Chromsonderguss (Cr bis 35%) ist ein zunder- und säurebeständiges Gusseisen, das zusätzlich noch Ni, Cu und Al enthalten kann. Anwendungen sind z. B. Roste für die Müllverbrennung oder die Zementproduktion.

3.2 Nichteisenmetalle. Nonferrous metals

(Physikalische Eigenschaften von Metallen und ihren Legierungen: **Anh. E 3 Tab. 9** und **Bilder 1** und **2**)

3.2.1 Kupfer und seine Legierungen
Copper and copper alloys

in Zusammenarbeit mit L. Tikana, Düsseldorf

Kupfer ist wegen seiner ausgezeichneten elektrischen Leitfähigkeit und seiner Wärmeleitfähigkeit, seiner plastischen Verformbarkeit und seiner Widerstandsfähigkeit gegen Luftfeuchtigkeit, Trink- und Brauchwasser, nicht oxidierenden Säuren oder alkalischen Lösungen neben Eisen das zweitwichtigste Metall. Die niedrige Festigkeit von reinem Kupfer kann durch Kaltverformen erheblich gesteigert werden. Bei tiefen Temperaturen zeigen die mechanischen Eigenschaften des Kupfers keine Verschlechterung (keine Tieftemperaturversprödung). Verunreinigungen und Zusätze vermindern die elektrische Leitfähigkeit.
Das durch die Behandlung im Flammofen und Konverter gewonnene Rohkupfer hat ebenso wie das nassmetallurgisch gewonnene Zementkupfer einen Reinheitsgrad von etwa 99%. Beide Kupfersorten werden pyrometallurgisch fertig raffiniert und als Anode durch Elektrolyse zu Kathodenkupfer (Cu-CATH1 und Cu-CATH2 nach EN 1978) umgewandelt. Ebenso können gleichwertige SXEW-Kathoden nassmetallurgisch gewonnen werden.
Bei der Bestellung von Halbzeugen (Bänder und Bleche) aus Kupfer und seinen Legierungen können unterschiedliche Merkmale zur Charakterisierung der Eigenschaften eines Lieferzustands festgelegt werden. Die EN-Normen bieten hierzu folgende Möglichkeiten:
1. Bestellung mit R-Zahl. Prüfmerkmale: Zugfestigkeit, 0,2%-Dehngrenze und Bruchdehnung.
2. Bestellung mit H-Zahl. Prüfmerkmal: Härte.
3. Bestellung mit G-Zahl. Prüfmerkmal: Korngröße (nur bei einigen Halbzeugen, z. B. Blechen und Bändern).

Reinkupfer

Das flüssige Kupfer kann beachtliche Mengen Sauerstoff aufnehmen, der nach dem Erstarren fast vollständig in Form von Kupferoxideinschlüssen (Cu_2O) im Metall zurückbleibt. Damit ist das sauerstoffhaltige Kupfer empfindlich gegen eine Erhitzung in reduzierender Atmosphäre (Schweißen, Hartlöten). Der Wasserstoff diffundiert in das Metall und reduziert das Kupferoxid. Der sich bildende Wasserdampf steht unter hohem Druck und sprengt das Gefüge (Wasserstoffkrankheit). Lässt sich die Berührung mit reduzierenden Gasen nicht vermeiden, so sind sauerstofffreie Kupfersorten zu verwenden (Cu-DHP und weitere Werkstoffe nach Tab. 1.3 in DIN V 17900/ TS 13388).
Kupfer lässt sich gut löten. Schweißen ist mit allen Verfahren möglich. Besonders geeignet sind Verfahren unter Anwendung von Schutzgas (WIG; MIG).

Normen: *TR 13388*: „Copper and Copper alloys – Compendium of compositions and products“; in Deutschland veröffentlicht als *DIN V 17900* „Kupfer und Kupferlegierungen – Europäische Werkstoffe – Übersicht über Zusammensetzung und Produkte“. – *EN 1173*: Kupfer und Kupferlegierungen – Zustandsbezeichnungen. – *EN 1412:* Kupfer und Kupferlegierungen – Europäisches Werkstoffnummernsystem. – *EN 1976:* Kupfer und Kupferlegierungen – Gegossene Rohformen aus Kupfer. – *EN 1978:* Kupfer und Kupferlegierungen – Kupfer-Kathoden. – *EN 13599:* Kupfer und Kupferlegierungen – Platten, Bleche und Bänder aus Kupfer für die Anwendung in der Elektrotechnik. – *EN 13600:* Kupfer und Kupferlegierungen – Nahtlose Rohre aus Kupfer für die Anwendung in der Elektrotechnik. – *EN 13601:* Kupfer und Kupferlegierungen – Stangen und Drähte aus Kupfer für die allgemeine Anwendung in der Elektrotechnik. – *EN 13602:* Kupfer und Kupferlegierungen – Gezogener Runddraht aus Kupfer zur Herstellung elektrischer Leiter.

Kupfer-Zink-Legierungen (Messing)

Diese in der Technik am häufigsten angewendete Kupferlegierung mit bis zu 45% Zink und bis zu 3% Blei (zur Verbesserung der Zerspanbarkeit) zeichnet sich durch gute Verformbarkeit und Korrosionsbeständigkeit aus. Legierungen mit weniger als 33% Zink werden vielfach noch als Tombak (Rotmessing) bezeichnet; derartige Trivial-Bezeichnungen sind zu vermeiden, da sie keine eindeutige Werkstoffbeschreibung liefern.
Die Kurzbezeichnungen der Kupferlegierungen enthalten die wichtigsten Legierungselemente in % (bei fehlender Angabe ist der Legierungsanteil i. Allg. <1%). Der Rest ist der Cu-Anteil; z. B. CuZn37: 37% Zn, ~63% Cu.
Man unterscheidet drei Gefügegruppen, die wichtige Eigenschaften maßgebend beeinflussen:
– α-Messing mit einem Zn-Gehalt $<37{,}5\%$,
– $(\alpha+\beta)$-Messing mit einem Zn-Gehalt von 37,5 bis 46% und
– β-Messing mit 46 bis 50% Zn.

α-Messing lässt sich gut kaltumformen, schwieriger warmumformen und schlecht zerspanen. β-Messing ist schwierig kaltverformbar, gut warmverformbar und gut spanabhebend zu verarbeiten. Die technisch wichtigsten Legierungen sind CuZn30, CuZn37 (α-Messing), CuZn40, CuZn39Pb3 und CuZn40Pb2 ($\alpha+\beta$-Messing, letztere die bedeutenden Automatenmessinge). Legierungen mit reinem β-Gefüge (Zn > 45%) haben nur geringe technische Bedeutung. Kupfer-Zink-Legierungen sind nicht aushärtbar. Hohe Härte- und Festigkeitswerte sind nur durch Kaltumformung erreichbar.
Auswahl und Anwendungshinweise: **Anh. E 3 Tab. 10**.
Beim Gießvorgang muss mit einem Schwindmaß von 1,5% (zinkreiches Messing) bis 2% (kupferreiches Messing) gerechnet werden.

Verarbeitung. Tiefziehen, Drücken, Biegen, Pressen, Prägen, Zerspanen, Schmieden, Gießen.

Wärmebehandlung. Weichglühen 450 bis 600 °C, Entspannen 200 bis 300 °C, Glühen auf bestimmte Härte 300 bis 450 °C.

Schweißen und Löten. Messing lässt sich gut weich- und hartlöten. Bei der Gas- und Schmelzschweißung ist auf Sauerstoffüberschuss zu achten. Lichtbogenschweißung führt zu starker Zinkausdampfung. Deshalb sind zinkfreie Elektroden zu verwenden. Für das Schweißen unter Schutzgas kommt ausschließlich das WIG-Verfahren (besonders für dünne Bleche geeignet) in Betracht. Die elektrische Widerstandsschweißung setzt gut regelbare Maschinen ausreichender Leistungsfähigkeit voraus. Punktschweißmaschinen müssen eine besondere Steuerung besitzen. Legierungen mit einem Zinkgehalt < 20% bereiten Schwierigkeiten.

Korrosion. Besonders bei β-haltigem Messing kann unter bestimmten Korrosionsbedingungen eine örtliche „Entzinkung" auftreten, die zu einer pfropfenförmigen Herauslösung des verbleibenden roten Kupfers führt. Neben der Verwendung von β-freiem Messing vermindern geringe Zusätze von Arsen und Phosphor durch Inhibierung der α-Phase diese Erscheinung (z. B. CuZn36Pb2As).
Im Zusammenwirken von Zugeigenspannungen und/oder Zuglastspannungen kann bei gleichzeitiger Einwirkung bestimmter aggressiver Stoffe (Quecksilber, Quecksilbersalze, Ammoniak) ein verformungsloser Bruch mit inter- oder transkristallinem Verlauf auftreten. Kupferarme Legierungen sind hinsichtlich einer solchen Schädigungsform am empfindlichsten. Diese Spannungsrisskorrosion lässt sich durch sorgfältige Entspannung der Fertigteile weitgehend vermeiden.

Mechanische Festigkeitseigenschaften. Gebräuchliche Kennwerte für wichtige Kupfer-Zink-Legierungen sind **Anh. E 3 Tab. 10** zu entnehmen.

Gießen. Kupfer-Zink-Legierungen können im Sandguss (trocken und nass), Kokillenguss, Strangguss, Schleuderguss und Druckguss vergossen werden.

Kupfer-Zink-Legierungen mit weiteren Legierungselementen (Sondermessing). Ein Zusatz von Nickel erhöht gegenüber reinen Kupfer-Zink-Legierungen Festigkeit, Härte, Dichtheit, Korrosionsbeständigkeit und Feinkörnigkeit. Aluminium wirkt ähnlich wie Nickel, erhöht jedoch zusätzlich die Zunderbeständigkeit. Mangan und Zinn steigern die Warmfestigkeit und Seewasserbeständigkeit. Silizium erhöht die Elastizität und Verschleißfestigkeit (Federn, Gleitlager). Gleichzeitig nimmt der Formänderungswiderstand jedoch stark zu. Bleizusätze verbessern die Zerspanbarkeit. Eisen wirkt kornverfeinernd und verbessert die Gleiteigenschaften (bei Korrosionsbeanspruchung Fe < 0,5%). Phosphor und/oder Arsen verhindern die Entzinkung. Große Widerstandsfähigkeit gegenüber Seewasser besitzt z. B. CuZn20Al2As. Zum Hartlöten benutzt man aluminium- und siliziumfreie Sondermessinge. Aluminiumfreie Sondermessinge lassen sich schmelzschweißen. Bei Aluminiumgehalten bis 2,3% ist ein befriedigendes Schweißergebnis bei Anwendung von Schutzgas mit hochfrequenzüberlagertem Wechselstrom zu erzielen. Die mechanischen Festigkeitskennwerte einiger Sondermessinglegierungen sowie Angaben über Eigenschaften und Anwendungen sind **Anh. E 3 Tab. 11** zu entnehmen.

Guss-Messing und Guss-Sondermessing. Diese Legierungen besitzen hohe Korrosionsbeständigkeit und gegenüber den Kupfer-Knetlegierungen etwas niedrigerer Festigkeit und Härte sowie eine für Gusswerkstoffe hohe Zähigkeit, **Anh. E 3 Tab. 12**. In den Kurzzeichen bedeuten -C Guss allgemein, -GS Sandguss, -GM Kokillenguss, -GP Druckguss, -GL Strangguss und -GZ Schleuderguss.

Kupfer-Zinn-Legierungen (Zinnbronze). Legierungen des Kupfers mit Zinn als Hauptlegierungselement werden seit jeher als Bronzen bezeichnet. Sie verbinden hohe Härte und Duktilität mit sehr guter Korrosionsbeständigkeit. Für Knetlegierungen kommen Zinngehalte bis 9%, für Guss-Zinnbronze bis zu 20% in Betracht. Zinnbronzen sind nicht aushärtbar. Eine Verfestigung ist nur durch Kaltverformung möglich. Ein bedeutender Teil der Kupfer-Zinn-Legierungen wird in Form von Bändern bspw. für Federn verwendet, ein anderer bedeutender Teil wird durch Gießen verarbeitet. Wegen der hervorragenden Gleit- und Verschleißeigenschaften werden hieraus hochbeanspruchte Gleitlager und Schneckenräder hergestellt.

Verarbeitung. Zinnbronzen sind gut kaltumformbar, jedoch schlecht warmumformbar. Spanende Bearbeitung ist möglich.

Wärmebehandlung. Homogenisierungsglühen 700 °C/3 h, Weichglühen 500–700 °C; 0,5–3 h.

Schweißen und Löten. Kupfer-Zinn-Legierungen sind nur bedingt schweißbar. Gasschweißen mit neutraler Flamme unter Verwendung von Zusatzdraht aus Sondermessing ist möglich. Zum Hart- und Weichlöten sind sie i. Allg. gut geeignet.

Gießen. Das Vergießen von Kupfer-Zinn-Legierungen (Sn ≥ 10%) erfolgt mittels Sand-, Kokillen-, Strang- oder Schleuderguss. Das Schwindmaß beträgt 0,75 bis 1,5%. Durch langsames Abkühlen kann Blockseigerung weitgehend vermieden werden.

Korrosion. Kupfer-Zinn-Legierungen besitzen gute Korrosions- und Kavitationsbeständigkeit. Kupfer-Zinn-Gusslegierungen sind seewasserbeständig.

Mechanische Festigkeitseigenschaften und Anwendungshinweise: **Anh. E 3 Tab. 13 und 14.**

Kupfer-Nickel-Zink-Legierungen (Neusilber). Mit diesem Begriff werden Kupferlegierungen beschrieben, die Nickel und Zink als Hauptlegierungselemente enthalten. Diese Legierungen werden wegen ihrer silberähnlichen Farbe auch als Neusilber bezeichnet. Die technisch gebräuchlichen Legierungen können 45 bis 62% Kupfer enthalten und die Nickelgehalte variieren von 7 bis 26%. Ähnlich wie bei Messing wird den dreh- und bohrfähigen Qualitäten bis zu 2,5% Blei als Spanbrecher zugesetzt.
Neusilber weist verglichen mit Messing höhere Festigkeits- und bessere Korrosionseigenschaften auf und besitzt u. a. in Bandform überwiegend für Kontaktfedern, die in elektrischen Relais eingesetzt werden, technische Bedeutung.

Kupfer-Aluminium-Legierungen. Als Knet- und Gusswerkstoffe zeichnen sich diese Legierungen mit bis zu 11% Aluminium durch hohe Warmfestigkeit, Zunderbeständigkeit und gute Korrosionsbeständigkeit aus, da sie bei Oxidation eine festhaftende Al_2O_3-Schicht ausbilden. Mechanische Schwingungen werden gut gedämpft. Nickelhaltige Kupfer-Aluminium-Legierungen sind aushärtbar und können Zugfestigkeitswerte von 1000 N/mm² bei einer Streckgrenze von etwa 700 N/mm² erreichen. Während die Warmumformung durch

Schmieden oder Pressen i. Allg. keine Probleme bereitet, ist die Kaltumformung schwierig.
Auch die Zerspanbarkeit ist schwierig. Löten und Gas-Schweißen werden durch die Aluminiumoxidschicht erschwert. Bei geeigneten Flussmitteln bzw. Elektrodenumhüllungen sind Kupfer-Aluminium-Legierungen autogen und elektrisch schweißbar. Schutzgas-Schmelzschweiß-Verfahren (MIG, WIG) haben sich bestens bewährt. Die Schweißbarkeit nimmt mit zunehmendem Al-Gehalt ab. Das Vergießen erfolgt üblicherweise als Kokillen- oder Schleuderguss bei Temperaturen von ca. 1 150 bis 1 200 °C.
Eine Übersicht über die mechanischen Eigenschaften und Hinweise für die Anwendung gibt **Anh. E 3 Tab. 15**.

Kupfer-Blei-Zinn-Gusslegierungen. Diese Legierungen enthalten mindestens 60% Kupfer. Hauptlegierungszusatz ist Blei in Gehalten bis zu 35%. Daneben werden Zinn, Nickel oder Zink zulegiert. Infolge der Unterschiede im spezifischen Gewicht der Legierungselemente besteht die Neigung zur Schwerkraftseigerung. Da Blei im Kupfer unlöslich ist, ergeben die in rundlicher Form eingelagerten Bleianteile gute Schmier- und Notlaufeigenschaften. Reine CuPb-Legierungen werden wegen ihrer geringen Festigkeit nur zum Ausgießen von Stahlstützschalen benutzt. Dünne Laufschichten sind dabei besonders widerstandsfähig gegen Stoß- und Schlagbeanspruchung. Unter Zusatz von Zinn werden auch Lagerbuchsen, Gleitringe usw. aus diesen Legierungen gefertigt, **Anh. E 3 Tab. 16**.

Kupfer-Nickel-Legierungen. Diese Legierungen mit bis zu 44% Ni besitzen eine hohe Warmfestigkeit, gute Kavitations- und Erosionsbeständigkeit sowie hohe Seewasserbeständigkeit (Kondensator- und Kühlerrohre auf Schiffen, Anlagen der chemischen Industrie). Legierungen mit 30 bis 45% Ni und 3% Mn dienen zur Herstellung von elektrischem Widerstandsdraht. Die Legierungen CuNi10Fe, CuNi20Fe und CuNi30Fe sind gut schweißbar.

Niedriglegierte Kupferlegierungen. In dieser Legierungsgruppe sind Kupferlegierungen zusammengefasst, bei denen durch geringe Zusätze verschiedener Legierungselemente, maximal bis 5% (EN) bzw. 3% (vorm. DIN), die Eigenschaften des reinen Kupfers, z. B. Festigkeit, Entfestigungstemperatur, Spanbarkeit verbessert werden, wobei ein Absinken einiger Eigenschaften, z. B. der Leitfähigkeit in Kauf genommen werden muss. Dabei ist zwischen nicht aushärtbaren und aushärtbaren Legierungen zu unterscheiden. Das heißt, es ist zu unterscheiden zwischen Legierungen, die nur durch Kaltumformung verfestigt werden können, und solchen, die durch eine Wärmebehandlung verfestigt werden.
Bei den nicht aushärtbaren Legierungen dienen z. B. Zusätze von Silber, Eisen, Magnesium dazu, die Festigkeit und besonders die Entfestigungstemperatur und damit die Anlassbeständigkeit zu erhöhen. Wird von einer nicht aushärtbaren Kupfer-Knetlegierung hohe Festigkeit und hohe Leitfähigkeit gefordert, so kommen als Legierungselemente besonders Silber, Eisen und Magnesium infrage. Die Spanbarkeit lässt sich durch Zusätze von Schwefel, Blei oder Tellur als Spanbrecher erhöhen.
Durch Zusätze von Beryllium, Nickel und Silizium, Zirkonium oder Chrom und Zirkonium in Gehalten von 1 bis 3% erhält man aushärtbare Legierungen, die nach einer Wärmebehandlung nicht nur hohe Festigkeit sondern gleichzeitig auch hohe Leitfähigkeit aufweisen.
Hauptsächlich werden die niedriglegierten Kupferlegierungen für elektrotechnische Zwecke eingesetzt. Zu erwähnen sind dabei Kommutatorlamellen, Kontaktträger und Halbleiterträger (lead frames). Dabei wird die noch gute Leitfähigkeit bei gleichzeitig hoher Festigkeit genutzt. Bewährt haben sich auch Federn aus den aushärtbaren Legierungen in Sicherheitseinrichtungen von Automobilen, da z. B. Federn aus Kupfer-Beryllium eine hohe Lebensdauer haben und völlig wartungsfrei sind.
Die Verarbeitung von niedriglegierten Kupferwerkstoffen erfolgt durch Walzen, Pressen, Ziehen oder Gießen. Weichlöten ist nach der Aushärtung, Hartlöten und Schweißen sind vor der Wärmebehandlung möglich.

Weitere Legierungen. Kupfer-Mangan-Legierungen mit bis zu 15% Mn dienen als Widerstandswerkstoffe in der Elektrotechnik. In der Zusammensetzung 45 bis 60% Cu, 25 bis 30% Mn und 25% Sn sind sie stark ferromagnetisch.

Normen: *EN 1652:* Kupfer und Kupferlegierungen – Platten, Bleche, Bänder, Streifen und Ronden zur allgemeinen Verwendung. – *EN 12 163* Kupfer und Kupferlegierungen – Stangen zur allgemeinen Verwendung – *EN 12 164* Kupfer und Kupferlegierungen – Stangen für die spanende Bearbeitung – *EN 12 166:* Kupfer und Kupferlegierungen – Drähte zur allgemeinen Verwendung – *EN 12 167* Kupfer und Kupferlegierungen – Profile und Rechteckstangen zur allgemeinen Verwendung – *EN 12 420* Kupfer und Kupferlegierungen – Schmiedestücke – *EN 12 449* Kupfer und Kupferlegierungen – Nahtlose Rundrohre zur allgemeinen Verwendung – *EN 1982* Kupfer und Kupferlegierungen – Blockmetalle und Gussstücke.

Weiterführende Literatur: DKI-Informationsdrucke, Deutsches Kupferinstitut, Düsseldorf. www.kupferinstitut.de – Kupfer – Vorkommen, Gewinnung, Eigenschaften, Verarbeitung, Verwendung, Nr. i. 4. – Kupfer-Zink-Legierungen – Messing und Sondermessing, Nr. i. 5. – Kupfer-Zinn-Knetlegierungen (Zinnbronzen), Nr. i. 15. – Kupfer-Zinn-, Kupfer-Zinn-Zink- und Kupfer-Blei-Zinn-Gusslegierungen (Gusszinnbronze, Rotguss und Guss-Zinn-Bleibronze), Nr. i. 25. – Kupfer-Nickel-Zink-Legierungen – Neusilber, Nr. i. 13. – Kupfer-Aluminium-Legierungen – Eigenschaften, Herstellung, Verarbeitung, Verwendung, Nr. i. 6. Kupfer-Nickel-Legierungen – Eigenschaften, Bearbeitung, Anwendung, Nr. i. 14. – Niedriglegierte Kupferwerkstoffe – Eigenschaften, Verarbeitung, Verwendung, Nr. i. 8.

3.2.2 Aluminium und seine Legierungen
Aluminium and aluminium alloys

in Zusammenarbeit mit Friedrich Ostermann, Meckenheim

Aluminium ist nach Stahl das wichtigste Gebrauchsmetall. Rohstoffe für die Herstellung von Aluminium und Aluminiumlegierungen sind einerseits reines Aluminiumoxid, das aus Bauxit gewonnen und mit Hilfe der Schmelzflusselektrolyse zu sog. Primäraluminium reduziert wird, sowie andererseits Produktions- und Altschrotte, die durch Recyclingprozesse und schmelzmetallurgische Aufbereitung dem Werkstoffkreislauf als sog. Sekundärlegierungen (auch: Umschmelzlegierungen) wieder zugeführt werden. Das Recycling von Aluminiumprodukten ist wirtschaftlich und energetisch günstig; es werden nur etwa 5% der für die Primäraluminiumerzeugung erforderlichen Energiemenge benötigt. Der Bedarf an Aluminiumwerkstoffen wird heute zu gut 1/3 durch Sekundäraluminium gedeckt, das vorwiegend für die Herstellung von Gusslegierungen eingesetzt wird.
Anwendungsvorteile von Aluminium liegen in dem geringen spezifischen Gewicht ($\varrho_{Al} = 1/3\ \varrho_{St}$), guter Beständigkeit gegenüber Witterungseinflüssen und schwach alkalischen und sauren Lösungen, in hohen Festigkeitseigenschaften (bis 700 MPa), sehr guter Wärmeleitfähigkeit und hoher elektrischer Leitfähigkeit sowie in den guten Formgebungsmöglichkeiten durch Giessen, Warm- und Kaltumformung (Walzen, Strangpressen, Schmieden, Kaltfließpressen, Ziehen, Tief- und Streckziehen) sowie durch Zerspanung. Aluminium und seine Legierungen versprödet nicht bei tiefen Temperaturen und hohen Beanspruchungsgeschwindigkeiten (Crash).

Der gegenüber Stahl um 2/3 geringere E-Modul erfordert bei gleicher Tragfähigkeit und Steifigkeit ein entsprechend größeres Flächenträgheitsmoment, d. h. ein größeres Bauvolumen und größere Wanddicken. Dadurch wird die Gewichtseinsparung gegenüber Stahl in der Regel auf etwa 40 bis 50% begrenzt. Gleichzeitig werden dadurch die Festigkeitsanforderungen an den Grundwerkstoff vermindert, was mit Vorteil für günstigere Umform- und Verbindungseigenschaften genutzt werden kann. Für tragende Leichtbaukonstruktionen werden (abgesehen vom Flugzeugbau) daher vorzugsweise mittelfeste Legierungen verwendet, die zudem sehr gut stranggepresst werden können. Die Technik des Strangpressens von Aluminium erlaubt die wirtschaftliche Herstellung kompliziertester Profilquerschnitte mit kleinsten Wanddicken bis zu 1,5 mm und darunter (abhängig von Legierung und Profilgröße). Durch geschickte Integration von Funktionen in den Profilquerschnitt lassen sich weitere Fertigungsschritte bei der Verarbeitung einsparen. Häufig kann auf einen Oberflächenschutz verzichtet werden. Physikalische und mechanische Eigenschaften, Schweißbarkeit und Korrosionsbeständigkeit s. **Anh. E 3 Tab. 9**, **Anh. E 3 Tab. 18 a–c**, **Anh. E 3 Tab. 20**, **Anh. E 3 Bilder 3** und **4**.

Mittel- bis hochfeste Aluminiumknetlegierungen sind mit hohen und höchsten Schnittgeschwindigkeiten hervorragend spangebend zu bearbeiten, sofern geeignete Werkzeuge und Schneidparameter gewählt werden. Bei sog. Bohr- und Drehqualitäten wird die Kurzspanbildung durch Sn- und Bi- (früher auch durch Pb-) Legierungszusätze begünstigt. Weiche, niedrigfeste Legierungen neigen zu Aufbauschneiden und mangelnder Oberflächengüte. Anders als bei den Knetlegierungen setzen die in den üblichen Aluminiumgusslegierungen vorhandenen harten Primär-Siliziumpartikel den Werkzeugverschleiß herauf.

Für das Fügen von Aluminiumteilen steht eine große Zahl von Verbindungsmethoden zur Verfügung: Schmelzschweißen (MIG-, TIG-, Plasma-, Laserstrahl-, Elektronenstrahl- und Bolzenschweißen), Widerstandspunkt- und Rollennahtschweißen, Reib- und Rührreibschweißen („Friction Stir Welding“), Hartlöten, Diffusionsschweißen, Kleben, mechanisches Fügen mit und ohne Verbindungselemente sowie Klemmverbindungen. Weichlöten ist mit Pb-freien Zinnloten bei vorheriger (z. B. mechanischer) Entfernung der Oxidschicht möglich, autogenes Gasschmelzschweißen wird nur noch bei handwerklichen Reparaturarbeiten verwendet. Bei Verbindungen mit anderen Metallen ist bei aggressiven Umgebungsbedingungen die Gefahr von Kontaktkorrosion zu beachten, sofern die Teile elektrisch leitend verbunden sind und gegenüber Aluminium ein deutlich positiveres (>100 mV) elektrochemisches Potential aufweisen (Abhilfe durch elektrisch isolierende Maßnahmen). Als Kontaktpartner weitgehend unbedenklich sind Zink und Magnesium, die kathodische Schutzwirkung ausüben, aber auch rostfreier CrNi-Stahl, sofern dessen Passivschicht erhalten bleibt. Kritische Kontaktpartner sind Kupfer und Kupferlegierungen und auch graphithaltige Schaumstoffe.

Aluminiumwerkstoffe

Mit dem Oberbegriff „Aluminium“ werden im üblichen Sprachgebrauch alle unlegierten und legierten Werkstoffe auf Basis Aluminium bezeichnet. Man unterscheidet aufgrund der Zusammensetzung und des Verwendungszweckes Reinaluminium, Knet- und Gusslegierungen. Während Gusslegierungen ausschließlich für die Herstellung von Formgussteilen geeignet sind, werden Knetlegierungen durch Stranggießen zu Barren und anschließend durch Warm- und Kaltwalzen, Strangpressen oder Schmieden zu Halbfabrikaten verarbeitet. Mit gegenüber Strangguss eingeschränkter Legierungsauswahl wird auch Bandguss erzeugt, der direkt durch Kaltwalzen weiterverarbeitet werden kann. Stranggepresste Stangen und Rohre, auch nahtlose Rohre, werden durch Ziehen auf geringere Abmessungen und zu engeren Toleranzen verarbeitet. HF-geschweißte Rohre werden aus rollgeformten Walzbändern hergestellt.

Reinaluminium

Reinaluminium ist unlegiertes Aluminium mit einem Reinheitsgrad von 99,0 bis 99,9%. Überwiegend wird Al 99,5 verwendet, für dekorative oder physikalisch/chemische Zwecke wegen des mit dem Reinheitsgrad zunehmenden Glanzgrades und der zunehmenden Korrosionsbeständigkeit häufig Al 99,8. Speziell für elektronische Bauelemente wird Reinstaluminium mit Reinheitsgraden von mindestens 99,99% eingesetzt, das mit besonderen Raffinationsverfahren aus Primäraluminium erzeugt wird. Al 99,5 wird als Knetwerkstoff in allen Halbzeugarten gehandelt.

Aluminium-Knetlegierungen

Bezeichnungsweise und chemische Zusammensetzung der Knetlegierungen sind in DIN EN 573/1-4 genormt. Man unterscheidet aushärtbare und nichtaushärtbare („naturharte“) Legierungen. Werkstoffzustände und Zustandsbezeichnungen sind in DIN EN 515 genormt (**Anh. E 3 Tab. 17**). Die mechanischen Eigenschaften sind abhängig von der Halbzeugart, d. h. man unterscheidet zwischen Walz-, Strangpress- und Schmiedeprodukten. Außerdem sind sie abhängig von der Materialdicke und vom Wärmebehandlungszustand. Je nach Halbzeugart werden folgende Legierungsgruppen bevorzugt verwendet (**Anh. E 3 Tab. 18 a–c**):

Folien nach DIN EN 546/1-4: Reinaluminium; Bänder, Bleche, Platten nach DIN EN 485/1-4:
- nicht aushärtbar: Al99,5, AlMn, AlMg, AlMgMn,
- aushärtbar: AlMgSi, AlCuMg, AlZnMg(Cu);

stranggepresste Profile, Stangen, Rohre nach DIN EN 755/1-9:
- aushärtbar: AlMgSi(Cu), AlZnMg(Cu);

Schmiedeteile nach DIN EN 586/1-3:
- aushärtbar: AlMgSi, AlCu(Si)Mg, AlZnMg(Cu).

Für einige wichtige Anwendungsgebiete wurden spezielle Legierungen entwickelt:
- Wärmetauscher, s. DIN EN 683/1-3;
- Dosenband, s. DIN EN 541;
- Karosserieblech, AA6016, AA6181A (nicht in EN genormt) sowie EN AW-5182.

Walzhalbzeuge können auch mit einer Plattierschicht aus Reinaluminium, z. B. zur Verbesserung der Witterungsbeständigkeit, oder speziellen Legierungen, z. B. Hartlot, versehen werden.

Typische Eigenschaften und gewährleistete Mindestwerte von ausgewählten Knetlegierungen enthält **Anh. E 3 Tab. 18 a–c**.

Weiterverarbeitungshinweise: Kaltumformung ist zweckmäßigerweise im Zustand „O“ (weichgeglüht) vorzunehmen. Bei naturharten Legierungen kann eine begrenzte Kaltumformung auch im Zustand H2X (rückgeglüht) erfolgen, z. B. H24 (halbhart, rückgeglüht). Aushärtbare Halbzeuge können in den Zuständen „frisch abgeschreckt“, T1 und T4 kaltumgeformt und durch nachfolgende Warmaushärtung in den vorgeschriebenen Festigkeitszustand (z. B. T6, T7) gebracht werden. Je nach Legierungsart lassen sich auch kurzzeitige Rückbildungsglühungen in den Verarbeitungsprozess integrieren. Wichtige Werkstoffzustandsbezeichnungen enthält **Anh. E 3 Tab. 18 a–c**.

Aluminium-Gusslegierungen

Die Bezeichnungsweise erfolgt nach DIN EN 1780/1-3 s. **Anh. E 3 Tab. 19**. Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften von Gussstücken sind in DIN EN 1706 genormt, s. **Anh. E 3 Tab. 20**. Hauptlegierungselemente sind Si, Mg und Cu. Die Si-reichen Al-Si und Al-Si-Mg-Legie-

rungen haben ausgezeichnete Gießeigenschaften, weisen gute Warmrissbeständigkeit bei der Erstarrung auf und werden bevorzugt für hochbeanspruchte Gussteile (z. B. PKW: Räder und Fahrwerksteile) angewendet. AlSiMg- und AlCuTi-Legierungen sind aushärtbare Legierungen mit hohen und höchsten Festigkeiten und gleichzeitig günstigen Bruchdehnungswerten. Al-Cu-Ti(-Mg)-Legierungen werden vorzugsweise im Flugzeugbau eingesetzt. Al-Si-Cu-Legierungen sind überwiegend Umschmelzlegierungen (Sekundäraluminium) und werden dort verwendet, wo Duktilität eine untergeordnete Rolle spielt (z. B. Zylinderköpfe, Motorblöcke, Getriebegehäuse). Al-Si-Cu-Ni-Mg-Legierungen besitzen hohe Warmfestigkeit und werden bevorzugt als Kolbenlegierungen verwendet. Al-Mg-Gusslegierungen verwendet man für dekorative Zwecke und wegen sehr guter Meerwasserbeständigkeit, z. B. im Schiffbau.
Durch Veredelungszusätze (Na, Sb, Sr, P) erreicht man eine günstige Morphologie der primär ausgeschiedenen Siliziumlamellen, wodurch Duktilität und Zähigkeit verbessert werden. Die mechanischen Gussteileigenschaften hängen, abgesehen von der Legierungszusammensetzung, entscheidend von den Gießbedingungen, dem Gießverfahren, der Schmelzebehandlung und von der Gussteilgestaltung ab. Niedrige Fe-Gehalte und hohe Erstarrungsgeschwindigkeiten erzeugen ein feindendritisches, duktiles Gefüge. Geringes Porenvolumen und geringe Porengröße sind Voraussetzung für gute Schwingfestigkeitseigenschaften.
Sandguss eignet sich für Prototypen, Kleinserien und für Großserien nach verschiedenen Verfahrensvarianten (z. B. Disamatic, CPS, Vollformgießen im binderlosen Sand – „Lost Foam" Verf.). Qualitativ hochwertige Formgussteile werden auch mit Schwerkraftkokillenguss sowie mit Verfahrensvarianten, wie Niederdruckkokillenguss und Rotacast®, hergestellt. Standarddruckgussteile haben verfahrensbedingt einen erhöhten Gasgehalt, der beim Schweißen und bei Wärmebehandlung Porosität erzeugt. Mit zahlreichen Verfahrensvarianten (z. B. Vakuumdruckguss, Squeeze casting, Thixocasting) kann man jedoch porenarme schweiß- und wärmebehandelbare Formgussteile mit sehr guten Festigkeits- und Duktilitätseigenschaften herstellen. Eigenschaften ausgewählter Gusslegierungen enthält **Anh. E 3 Tab. 20**.
Mehr als die Hälfte aller Formgussteile werden im Druckguss hergestellt, der Rest in Kokillen- (∼34%) und Sandguss (∼9%). Fast $^3/_4$ der Produktion finden ihren Einsatz im Fahrzeugbau.

Aluminiumsonderwerkstoffe

Pulvermetallurgische (PM) Aluminiumwerkstoffe haben bislang keine nennenswerte wirtschaftliche Bedeutung erlangt. Eine Ausnahme bilden sprühkompaktierte, stranggepresste Rohre aus hypereutektischen AlSiCu Legierungen, z. B. für Zylinderlaufbuchsen in Verbrennungsmotoren.

SiC-partikelverstärkte Aluminiumgusslegierungen haben wegen der hohen Abriebfestigkeit, Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität erste Anwendungen als Bremsscheiben in Hochgeschwindigkeitsschienenfahrzeugen gefunden.

Faserverstärkte Aluminiumgusslegierungen: durch Faservorformlinge werden Muldenrandverstärkungen bei gegossenen Aluminiumdieselkolben für LKW-Motoren hergestellt.

Aluminium-Sandwich bzw. *-Laminate* mit Kernmaterialen aus Polypropylen, PU-Schaum oder Honeycomb werden für besondere Leichtbauzwecke eingesetzt.

Aluminiumschaum wird in verschiedenen Formen und mit unterschiedlichen Verfahren hergestellt und ist insbesondere für crash-resistente Komponenten interessant.

Literatur

Ostermann, F.: Anwendungstechnologie Aluminium. Springer: Berlin 1998. – Aluminium-Taschenbuch, Bd. 1: Grundlagen und Werkstoffe, 16. Aufl. Düsseldorf: Aluminium-Verlag 2002. – Aluminium-Taschenbuch, Bd. 2: Umformen, Gießen, Oberflächenbehandlung, Recycling und Ökologie, 15. Aufl. Düsseldorf: Aluminium-Verlag 1996. – Aluminium-Taschenbuch, Bd. 3: Weiterverarbeitung und Anwendung. 16. Aufl. Düsseldorf: Aluminium-Verlag 2003. – FKM-Richtlinie Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Bauteile aus Aluminium. Forschungsheft 241. Frankfurt: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) 1999.

3.2.3 Magnesiumlegierungen. Magnesium alloys

Reinmagnesium als Konstruktionswerkstoff wird in beschränktem Maße für Leitungsschienen verwendet. Von den Legierungszusätzen erhöht Mangan die Korrosionsbeständigkeit und Schweißbarkeit, Zink das Formänderungsvermögen und Aluminium die Festigkeit, Aushärtbarkeit und Gießbarkeit. Geringe Zusätze von Cer wirken kornverfeinernd und verbessern die Warmfestigkeit. Durch Zulegieren von Silizium kann eine Verbesserung der Kriechbeständigkeit bei nachteiliger Auswirkung auf das Korrosionsverhalten und die Duktilität erreicht werden. Yttrium wird zur Kornfeinung und Verbesserung der Warmfestigkeit eingesetzt. Eine Kombination mit Aluminium ist nicht möglich. Im Vergleich zu den Al-Legierungen erreichen die Mg-Legierungen bei Raumtemperatur und erhöhter Temperatur nur geringere Festigkeitswerte, **Anh. E 3 Tab. 21**. Geringe Unterschiede in der Dauerfestigkeit (**Anh. E 3 Tab. 21**) werden an gegossenen, d. h. fertigungsbedingt fehlstellenbehafteten (Lunker, Poren) Proben und Bauteilen ermittelt. Dem steht eine höhere Kerbempfindlichkeit durch die hexagonale Gitterstruktur entgegen. Riefenfreie Oberflächen und Vermeidung von Kerben sind daher für die Anwendung von Mg-Legierungen unerlässlich. Der niedrige Elastizitätsmodul macht die Mg-Legierungen unempfindlicher gegen Schlag- und Stoßbeanspruchung und gibt ihnen verbesserte Geräuschdämpfungseigenschaften (Getriebegehäuse).
Sämtliche Magnesiumlegierungen besitzen eine ausgezeichnete Spanbarkeit, jedoch ist darauf zu achten, dass nur gröbere Späne anfallen. Feine Späne und Staub neigen zu Bränden und Staubexplosionen (Löschen durch Überschütten mit Graugussspänen oder Sand, keinesfalls mit Wasser!). Zum Kühlen und Nassschleifen dürfen keine wasserhaltigen Kühlmittel verwendet werden.
Die hohe Oxidationsneigung des geschmolzenen Magnesiums erfordert besondere Maßnahmen beim Gießen und Schweißen. Magnesiumlegierungen sind im Regelfall (außer ZK-Typ) gut schweißbar. Gut bewährt hat sich die WIG-Schweißung, doch sind auch Gas-Schmelz-Schweißungen mit Schweißstäben gleicher Zusammensetzung wie das Werkstück unter Verwendung von Flussmittel sowie das Laser-, Plasma- und Elektronenstrahlschweißen möglich. Mittels Maschinen mit besonderer Stromrichtersteuerung lassen sich Legierungen der Gattung MgMn und MgAl6 gut durch elektrische Widerstandsschweißung verbinden. Das Löten ist von keiner technischen Bedeutung.
Die Umformung von Mg-Knetlegierungen erfolgt üblicherweise durch Strangpressen, Warmpressen, Schmieden, Walzen oder Ziehen oberhalb 210 °C. Durch den hexagonalen Gitteraufbau sind Kaltumformungen schwierig auszuführen.
Das extrem elektronegative Potenzial von Mg und seinen Legierungen macht in einer Vielzahl von Anwendungen (z. B. Sichtflächen) einen Korrosionsschutz gegen Feuchtigkeit und Witterungseinflüsse erforderlich. Dieser kann durch Einsprühen mit oder Eintauchen in korrosionsschützende(n) Flüssigkeiten zur Erzeugung von Konversionsschichten sowie durch Oxidation erreicht werden. Magnesiumgussstücke, die auch nur kurzzeitig einer aggressiven Atmosphäre ausgesetzt werden, können zudem mit einer porenfreien Lackierung versehen werden. Besonders ist darauf zu achten, dass bei Berüh-

rung mit anderen Werkstoffen Kontaktkorrosion vermieden wird. Bei der Verwendung von Stahlschrauben müssen geeignete Beschichtungen des Mg-Bauteils oder der Schraube (z. B. Verzinkung) sowie konstruktive Maßnahmen (anodisierte Unterlegscheiben, Berücksichtigung des korrosionsschutzgerechten Konstruierens) geprüft werden.

Neue Werkstoffentwicklungen

Magnesiumlegierungen werden durch Fasern und Partikel (meist SiC bzw. Al_2O_3) verstärkt als Verbundwerkstoffe, sog. MMC,s (metal matrix composites), im Automobilbereich und in der Luft- und Raumfahrt eingesetzt. Eine besonders im Superleichtbau eingesetzte Legierung ist Mg-8 Gew.-% Li mit C-Fasern (6 Vol.-%). Zur Verbesserung des Werkstoffverhaltens bei hohen Temperaturen werden das Zulegieren von Seltenen Erden, z. B. Scandium oder Gadolinium, aber auch billigere Alternativen auf AZ-Basis (z. B. mit Kalzium) geprüft.

Literatur

Kammer, C. et al.: Magnesiumtaschenbuch, Aluminium-Verlag, Aluminium-Zentrale Düsseldorf, 2000. – ASM Specialty Handbook: Magnesium and Magnsium Alloys, ASM International, Materials Park Ohio, 1999.

3.2.4 Titanlegierungen. Titanium alloys

Titan kommt als vierthäufigstes Element in der Erdrinde vor allem in den Mineralien Rutil, Anatas und Ilmenit vor. Die Darstellung von Rein-Titan erfolgt hauptsächlich durch den Kroll-Prozess durch Umwandlung von TiO_2 in $TiCl_4$ und anschließende Reduktion mit Na oder Mg zu Rein-Titan. Hochreines Titan wird mit dem Van Arkel-De Boer-Verfahren erzeugt.

Titanwerkstoffe zeichnen sich durch ihre hohe spezifische Festigkeit, ihr hohes elastisches Energieaufnahmevermögen, ihre Biokompatibilität und durch die sehr gute Korrosionsbeständigkeit aus. Die Festigkeitseigenschaften der Ti-Legierungen (**Anh. E 3 Tab. 22**) sind mit den Festigkeitseigenschaften von hochvergüteten Stählen vergleichbar. Die entsprechenden Kennwerte von Ti-Legierungen sinken bis zu Temperaturen von 300 °C nur unwesentlich ab. Für die Praxis interessant sind Einsatztemperaturen bis 500 °C. Reintitan kommt aufgrund seiner guten Biokompatibilität als Implantatwerkstoff zum Einsatz, wird aufgrund seiner hervorragenden Korrosionsbeständigkeit auch in Wärmetauschern, Rohrleitungssystemen, Reaktoren etc. für die chemische und petrochemische Industrie eingesetzt. Auf Reintitan entfällt etwa 20–30% der Gesamtproduktion. Von den heute über 100 Titanlegierungen werden etwa 20 bis 30 kommerziell eingesetzt, davon entfällt auf die Legierung TiAl6V4 ein Anteil von über 50% an der Gesamtproduktion.

Titanlegierungen werden in α-, $(\alpha+\beta)$ und β-Legierungen unterteilt. Al, O, N und C stabilisieren die hexagonale α-Phase und Mo, V, Ta und Nb stabilisieren die kubisch raumzentrierte β-Phase. α-Legierungen werden aufgrund ihrer hohen Korrosionsbeständigkeit vor allem in der chemischen Industrie und in der Verfahrenstechnik eingesetzt; auch sind sie in der Regel korrosionsbeständiger als β-Legierungen. β-Legierungen haben i. d. R. eine höhere Dichte als α-Legierungen und weisen eine attraktive Kombination von Festigkeit, Zähigkeit und Ermüdungsfestigkeit, insbesondere für große Bauteilquerschnitte auf. $(\alpha+\beta)$-Legierungen kommen zum Einsatz bei hohen Betriebstemperaturen und hohen Spannungsbeanspruchungen, z. B. im Gasturbinenbau. Bekanntester Vertreter der $(\alpha+\beta)$-Legierungen ist TiAl6V4.

Einige Legierungen sind warmaushärtbar. Die Warmumformung erfolgt durch Schmieden, Pressen, Ziehen oder Walzen bei 700 bis 1 000 °C. Kaltumformung ist bei Reintitan gut, bei den Ti-Legierungen beschränkt möglich (Weichglühen bei 500 bis 600 °C). Weichlöten ist durchführbar, nachdem die Oberfläche unter Edelgas (Argon) versilbert, verkupfert oder verzinnt wurde. Hartlöten geschieht im Vakuum oder unter Edelgas mit geeigneten Flussmitteln. Schweißen wird zweckmäßigerweise mit dem MIG- oder WIG-Verfahren (auch Elektronenstrahlschweißen) durchgeführt. Verbindungen mit anderen Metallen sind wegen der Bildung spröder intermetallischer Verbindungen problematisch. Die Punktschweißung ist ohne Schutzgas möglich. Beim Zerspanen sind wegen der schlechten Wärmeleitung und der Neigung zum Fressen geringe Schnittgeschwindigkeiten bei großem Vorschub zweckmäßig (Hartmetallwerkzeug). Ti und Ti-Legierungen sind korrosionsbeständig, insbesondere gegen Salpetersäure, Königswasser, Chloridlösungen, organische Säuren und Meerwasser.

Neue Entwicklungen

Mit hochfesten MMC- (metal matrix composites) Werkstoffen auf Titanbasis kann das Gewicht von Bauteilen um bis zu 50% gegenüber herkömmlichen Titanlegierungen reduziert werden. Als Verstärkung werden Fasern wie z. B. SiC mit hoher Festigkeit und hohem E-Modul verwendet. Die Ti-MMC-Technik ist vor allem für den Einsatz im Fluggasturbinenbereich viel versprechend. Die Kosten für Ti-MMC-Bauteile liegen im Vergleich zu konventionell durch Spanen hergestellte Bauteile etwa doppelt so hoch. Deshalb wird diese Technik mittelfristig hauptsächlich im militärischen Bereich ihren Einsatz finden.

Weiterhin sind intermetallische Werkstoffe vom Typ TiAl oder Ti_3Al Gegenstand aktueller Forschungen, da sie eine geringere Dichte als herkömmliche Ti-Legierungen aufweisen und gleichzeitig bezüglich Hochtemperaturfestigkeit überlegen sind. Der Schwachpunkt liegt jedoch in der hohen Sprödigkeit, insbesondere bei niedrigen Temperaturen. Mögliche Einsatzgebiete sind Turbinenschaufeln. TiAl Turbinenschaufeln wurden bereits erfolgreich in Triebwerken erprobt. Über eine Serienanwendung wird nach weiteren Erfahrungen entschieden.

3.2.5 Nickel und seine Legierungen
Nickel and nickel alloys

Der Anteil von Nickel in der Erdrinde beträgt etwa 100 ppm. Reines Nickel wird vorwiegend aus sulfidischen CuNi-Erzen mit dem Hochdruck-Carbonyl-Verfahren (bis 99,8% Ni) und dem Niederdruck-Carbonylverfahren (99,5% Ni, sog. Mond-Kugel-Nickel) gewonnen. Weitere Verfahren sind die Elektrolyse (Elektrolytnickel) und die Reduktion technischer Nickel-Oxide (Würfelnickel).

Der größte Teil der Nickel-Produktion wird zur Stahlveredlung und für Nickel-Basislegierungen verwendet, in geringerem Maße auch für Superlegierungen und zur Elektroplattierung. Nickel-Legierungen mit Kupfer, Chrom, Eisen, Kobalt haben wegen ihrer besonderen physikalischen Eigenschaften, ihrer Korrosionsbeständigkeit und Widerstandsfähigkeit gegen Hitze technische Bedeutung. Weiterhin dient Nickel dient als Elektrodenmaterial, zur Herstellung von Ni-Cd-Batterien, zur Beschichtung von Bändern aus unlegierten und niedriglegierten Stählen. Weitere Einsatzgebiete sind Federkontakte, Magnetköpfe, Dehnungsmeßstreifen und Reed-Relais-Kontakte. Nickeloxide werden für elektronische Speichersysteme und wegen ihrer Halbleitereigenschaften auch in der Elektrotechnik eingesetzt. Ni(II)-oxid gilt allerdings als krebserzeugend. Bei vielen Nickel-Verbindungen ist ein toxisches, allergenes und/oder mutagenes Potential nachgewiesen worden; Nickeltetracarbonyl ist die giftigste aller bekannten Nickelverbindungen. Nickel kann sensibilisierend wirken und bei empfindlichen Personen Dermatitis auslösen.

Nickel besitzt eine kfz-Gitterstruktur und ist spanlos gut kaltumformbar. Wegen der dabei auftretenden erheblichen Kaltverfestigung sind Zwischenglühungen (in der Regel bei 600 bis 780 °C) erforderlich. Die hohe Zähigkeit lässt nur geringe Schnittgeschwindigkeiten zu, daher ist die Zerspanung im kaltverfestigten Zustand günstiger. Bei weichem Rein-Nickel liegt $R_{p0,2}$ bei 120...200 MPa, R_m bei 400...500 MPa und die Bruchdehnung A_5 bei 35...50% (dagegen im kaltverfestigten Zustand: $R_{p0,2}$ 750...850 MPa; R_m 700...800 MPa, A_5 2...4%). Aufgrund der chemischen Beständigkeit des Werkstoffs werden in der chemischen Industrie sehr häufig nickelplattierte Stahlbleche eingesetzt. Nickel ist auch der Träger der Korrosionsbeständigkeit galvanisch verchromter Eisenteile. Rein-Nickel wird in Reinheitsgraden von 98,5...99,98% geliefert. Kleine Beimengungen an Fe, Cu und Si haben außer bei den elektrischen Eigenschaften kaum Einfluss. Mn erhöht die Zugfestigkeit und die Streckgrenze ohne Einbuße an Zähigkeit. Durch Berylliumzusätze bis 3% wird Nickel aushärtbar. Bis 500 °C sinkt die Festigkeit kaum ab; erst ab 800 °C zundert die Oberfläche stärker. Im Bereich tiefer Temperaturen bleibt Nickel zäh. Ni ist mit Cu in jedem Verhältnis legierbar und durch Gießen, spanlose und spanabhebende Formgebung sowie durch Löten und Schweißen verarbeitbar.

Nickel ist ferromagnetisch, der Curie-Punkt liegt oberhalb 356 °C. Nickel-Legierungen gehören zu den weichmagnestischen Ferromagnetika (DIN 17745) und zeichnen sich durch ihre leichte Magnetisierbarkeit und geringe Hystereseverluste, ihre hohe Sättigungsinduktion und geringe Koerzitivfeldstärke sowie durch ihre hohe Permeabilität aus. Die Ni-Fe-Legierungen dienen speziellen Anwendungszwecken: Mit 25% Ni wird ein Stahl unmagnetisch, mit 30% Ni verschwindet der Temperaturbeiwert des Elastizitätsmoduls (Unruhefedern für Uhren), Mit 36% Ni (Invarstahl) wird der Wärmeausdehnungskoeffizient zwischen 20...200 °C nahezu Null (Messgeräte), mit 45 bis 55% Ni erreicht er denselben Wert wie für Glas (Einschmelzdrähte für Glühlampen, DIN 17745), und mit 78% Ni entsteht eine Legierung mit höchster Permeabilität. Hochpermeable Nickellegierungen (Permalloys) werden für Magnetverstärker, Relais, Abschirmungen, Drosseln, Übertrager und Messgeräte eingesetzt (DIN 17745). Ni-Fe-Legierungen mit etwa 50% Ni zeigen mit 1,5 T die bei Ni-Fe-Legierungen maximal erreichbare Sättigungsinduktion (Nifemax) und werden vorwiegend in Übertragern, magnetischen Sonden, magnetostriktiven Schwingern, Telefonmembranen, Spannungswandlern und Strommessern eingesetzt. Ni-Fe Legierungen mit etwa 30% Ni zeigen sehr niedrige Curie-Temperaturen, die sich durch geringe Änderung des Ni-Gehaltes zwischen 35 °C und 85 °C variieren lassen. Die unter dem Handelsnamen Tachotherm bekannten Legierungen werden in Messinstrumenten, Tachometern, Stromzählern sowie in Schaltern und Relais eingesetzt. Ni-Legierungen mit 65...67% Ni, 30..32% Cu, und 1% Mn (Monel-Metall), dienen wegen ihrer hervorragenden Warmfestigkeit bis 500 °C, ihrer Beständigkeit und Korrosionsbeständigkeit gegenüber Säuren, Laugen, Salzlösungen und überhitztem Dampf zur Herstellung von chem. Apparaten, Beizgefäßen, Dampfturbinenschaufeln und Ventilen (DIN 17743 und DIN 17730). Legierungen mit 78% Ni, 15%Cr und 7% Fe (Inconel X) zeigen bei vergleichbarer chemischer Beständigkeit wie das Monell-Metall sehr gute Werte der Warmfestigkeit ($R_{m20°C}$ = 1120 MPa; $R_{m730°C}$ = 630 MPa) s.a. **Anh. E3 Tab. 23**. Weitere Handelsnamen von Legierungen sind Hastelloy (56...66% Ni, 17...28% Mo, ggf. 17% Cr, 6% Fe und W-Zusatz) und Udimet (15...19% Cr, 16...19,5% Co, 4...5% Mo, 2,9...4,2% Al, 2,9...3,5% Ti, 1...4% Fe). Die Zugfestigkeit von Hastelloy beträgt bei 650 °C etwa 450 MPa, die von Udimet etwa 1200 MPa. Hochwarmfeste NiCr-Legierungen: siehe auch **E 3.1.4**, Abschnitt „warmfeste und hochwarmfeste Stähle (Legierungen)".

Ni-Cr-Legierungen zeichnen sich durch hohe Korrosionsbeständigkeit (nicht bei S-haltigen Gasen), hohe Hitzebeständigkeit (bis 1200 °C) und durch ihren hohen spezifischen elektrischen Widerstand aus. In der Regel werden Fe, Mo und Mn zulegiert, wobei Mn die Beständigkeit gegen S erhöht (DIN 17742 und DIN 17744). Einsatzbereiche sind Widerstände, Heizleiter und Ofenbauteile. Die Widerstandslegierungen NiCr 6015 und NiCr 20 AlSi besitzen einen besonders niedrigen Temperaturbeiwert des elektrischen Widerstands (DIN 17471).

Normen: *DIN 1701* (1980) bzw. *ISO 6283:* Hüttennickel. – *DIN 17740* (2002): Nickel in Halbzeug; Zusammensetzung. – *DIN 17741* (2002): Niedriglegierte Nickel-Knetlegierungen; Zusammensetzung. – *DIN 17742* (2002): Nickel-Knetlegierungen mit Chrom; Zusammensetzung. – *DIN 17743* (2002): Nickel-Knetlegierungen mit Kupfer; Zusammensetzung. – *DIN 17744* (2002): Nickel-Knetlegierungen mit Molybdän und Chrom; Zusammensetzung. – *DIN 17745* (2002): Knetlegierungen aus Nickel und Eisen; Zusammensetzung. – *DIN 17471* (1983): Widerstandslegierungen. – *DIN 17730* (1971): Nickel- und Nickel-Kupfer-Gusslegierungen. – *DIN 17750* bis *DIN 17754:* Eigenschaften der Legierungen nach *DIN 17740* bis *DIN 17744* in verschiedenen Erzeugnisformen.

3.2.6 Zink und seine Legierungen. Zinc and zinc alloys

Zink kristallisiert in hexagonal dichtester Kugelpackung (hdp) und lässt sich gut gießen, warm- und kaltumformen. Ansonsten ist Zn eine wichtige Komponente von Cu-Legierungen (Messing). Wegen der chemischen Reaktivität darf Zn nicht mit Lebensmitteln in Kontakt kommen. Zn wird häufig als Material für Opferanoden beim kathodischen Schutz verwendet. Unter dem Einfluss der Luftatmosphäre bilden sich festhaftende Deckschichten, die mit Ausnahme von stark saurer Atmosphäre die Oberfläche vor weiterem Angriff schützen. Im gewalzten Zustand hat Zink eine Zugfestigkeit von etwa 200 N/mm^2 bei einer Bruchdehnung von etwa 20%; doch neigt Zn bereits bei Raumtemperatur zum Kriechen (in Querrichtung weniger stark ausgeprägt). Zink lässt sich mit Zinn- und Cadmiumloten leicht löten. Schweißverbindungen sind nach allen Verfahren, außer mit dem Lichtbogen, möglich. Etwa 30% der Zinkproduktion wird für Bleche (Dacheindeckungen, Dachrinnen, Regenrohre, Ätzplatten, Trockenelemente) verwendet, etwa 40% für die Feuerverzinkung von Stahl. Zn-Druckgussstücke, meistens aus Legierungen von Zn mit Al und Cu (Feinzink-Gusslegierungen, **Anh. E3 Tab. 24**), sind von hoher Maßgenauigkeit, jedoch empfindlicher gegen Korrosion als Reinzink. Hauptlegierungselemente werden im Kurzzeichen in % angegeben, der Rest ergibt den Zinkanteil.

Normen. *DIN EN 1179:* Zink und Zinklegierungen. – *DIN 1743-1:* Feinzink-Gusslegierungen; Blockmetalle. – *DIN 17770:* Zink-Gusslegierungen. – *DIN EN 1774:* Zink und Zinklegierungen – Gusslegierungen – In Blockform und in flüssiger Form.

3.2.7 Blei. Lead

Reinblei (Weichblei, kristallisiert kubisch flächenzentriert, kfz) mit Reinheitsgraden von 99,94 bis 99,99% wird wegen seiner guten Korrosionsbeständigkeit (insbesondere gegen Schwefelsäure) häufig in der chemischen Industrie eingesetzt. Wegen der geringen Zugfestigkeit (ca. 20 N/mm^2) ist keine Zugumformung möglich. Die Rekristallisationstemperatur liegt mit ca. 0...–3 °C sehr niedrig. Etwa 50% des Bleiverbrauchs wird heute für Starterbatterien verwendet. Als chemisches Element ist es auch wichtig für Farbpigmente (Bleiweiß) und für die Glasherstellung (Bleigläser). Bleiverbin-

dungen sind z. T. sehr giftig, daher gibt es heute keine Bleiverwendung mehr im Haushaltsbereich. Wegen seiner hohen Ordnungszahl (82) im periodischen System ist Pb ein sehr wirksamer Schutz gegen Röntgen- und Gammastrahlung. Blei in Verbindung mit Antimon (Hartblei) dient zur Herstellung von Kabelmänteln, Rohren und Auskleidungen sowie zur Feuerverbleiung. Die Letternmetalle enthalten neben Antimon (bis 19%) auch Zinn (bis 31%). Blei-Druckgussteile sind von hoher Maßgenauigkeit.

Blei und Bleilegierungen: **Anh. E 3 Tab. 25**. Im Kurzzeichen wird der Bleianteil in % angegeben; weitere Legierungselemente werden ohne %-Angabe genannt.

Normen. *DIN 1707-100:* Lote auf Pb- und Sn-Basis. – *DIN 1719:* Blei; Zusammensetzung. – *DIN 1741:* Blei-Druckgusslegierungen; Druckgussstücke. – *DIN 17640-1:* Bleilegierungen; Legierungen für allgemeine Verwendung. – *DIN 17640-2:* Bleilegierungen für Kabelmäntel. – *DIN 17640-3:* Bleilegierungen; Legierungen für Akkumulatoren. – *DIN EN 12659:* Blei und Bleilegierungen.

3.2.8 Zinn. Tin

Zinn mit Reinheitsgraden von 98 bis 99,90% wird wegen seines guten Korrosionsschutzes zur Herstellung von Metallüberzügen (Feuerverzinnen, galvanisches Verzinnen) auf Cu und Stahl (Weißblech) sowie zur Herstellung von Loten verwandt. Zinnfolie (Stanniol) ist heute weitgehend von der Aluminiumfolie verdrängt worden. Aufgrund seiner Ungiftigkeit ist ein Einsatz im Lebensmittelbereich möglich (Verpackungen). Zinn ist nur gering mechanisch beanspruchbar (Zugfestigkeit ca. 25 N/mm^2). Sn ist wichtiger Werkstoff für kunstgewerbliche Gegenstände (leichtes Gießen, Drücken, Treiben). Sn-Druckgussteile besitzen eine besonders hohe Maßgenauigkeit. Bauteile aus reinem Zinn können bei Temperaturen um den Nullpunkt zu Pulver zerfallen (Zinnpest). Zinn und Zinnlegierungen: **Anh. E 3 Tab. 26**. Im Kurzzeichen wird der Zinnanteil in % angegeben; weitere Legierungselemente werden ohne %-Angabe genannt.

Normen. *DIN 1703:* Blei- und Zinnlegierungen für Gleitlager. – Zinn. – *DIN 1707-100:* Lote auf Pb- und Sn-Basis. – *DIN 1742:* Zinn-Druckgusslegierungen; Druckgussstücke. – *DIN EN 611-1, DIN EN 611-2:* Zinngeräte; Zusammensetzung der Zinnlegierungen.

3.2.9 Überzüge auf Metallen. Coatings on metals

Sie dienen dem Korrosionsschutz, dem Verschleißschutz, der Erzielung einer höheren Oberflächenhärte oder eines dekorativen Aussehens, der Verbesserung der Gleiteigenschaften oder zur Materialauftragung an Verschleißstellen.

Metallische Überzüge

Diese erzielt man auf galvanischem Wege, durch Schmelztauchen, auch Metallspritzen, durch Plattieren, durch Diffusion sowie durch Gasphasenabscheidung.

Galvanische Überzüge. Sie werden durch Elektrolyse in geeigneten Bädern (Säuren oder wässrigen Lösungen) der betreffenden Metallsalze erzeugt. Die Dicke des Überzugs hängt dabei von der Stromdichte und der Expositionszeit ab (Überzugsdicke üblicherweise bis zu 10 µm, dicke Schichten von mehreren mm sind möglich). Wegen der unterschiedlichen Stromdichte an Kanten und Einbuchtungen fällt die Überzugsdicke nicht ganz gleichmäßig aus. Voraussetzung für gutes Haften des Überzugs ist eine fett- und oxidfreie Oberfläche (Entfetten, Beizen), für wirksamen Schutz des Grundmetalls ein dichter, porenfreier Überzug. Auf galvanischem Wege werden Teile verzinnt, verkupfert, verzinkt, vernickelt oder verchromt.

Außer den reinen Metallen werden auch Legierungen (z. B. Messing) abgeschieden. Heute wird auch in größerem Umfang stromlos vernickelt. Hierbei werden außenstromlos Ni-P- oder Ni-B-Schichten abgeschieden. Wichtig für den Korrosionsschutz ist die Stellung von Grund- und Überzugsmaterial in der sog. Normalspannungsreihe, die die Metalle nach ihrem Lösungspotential, gemessen gegen Wasserstoff, ordnet. Elektronegative Metalle gelten als unedel, elektropositive als edel. In Anwesenheit eines Elektrolyten wird immer das unedlere der beiden Metalle angegriffen, wenn nicht durch Oberflächenpassivierung das ursprüngliche Potential verändert wird (bei Al z. B. zur edleren Seite). Für die Potentiale der wichtigsten Metalle gegen Wasserstoff gilt folgende Spannungsreihe (in V):

Mg −2,40	Cr −0,51	Ni −0,25		Cu +0,35
Al −1,69	Fe −0,44	Sn −0,16	H = ±0	Ag +0,81
Zn −0,76	Cd −0,40	Pb −0,13		Au +1,38

Beim dekorativen Verchromen wird in der Regel erst verkupfert, dann vernickelt und in einer Überzugsdicke von weniger als 1 µm verchromt. Hartchromschichten (in Bädern mit größerer Stromdichte und höherer Temperatur) ergeben bei Vickers-Härtewerten von 800 bis 1 000 HV einen sehr hohen Verschleißwiderstand. In dickeren Hartchromüberzügen bilden sich Zugeigenspannungen aus, die bei Rissbildung zu einer Beeinträchtigung der mechanischen Eigenschaften, insbesondere der Schwingfestigkeit, führen können.

Schmelztauchüberzüge. Durch Tauchen in flüssige Metallschmelzen (Feuerverzinnen, Feuerverzinken, Feuerverbleien, Feueraluminieren) werden (mit Ausnahme des Verbleiens) infolge von Diffusionsvorgängen zwischen den Metallatomen des flüssigen Überzugsmetalls und den Atomen des Grundmetalls entsprechende Legierungsschichten gebildet. Beim Herausziehen der Teile aus dem Bad befindet sich darüber eine Schicht aus reinem Überzugsmetall.

Im Vergleich zu galvanischen Überzügen ist bei Schmelztauchüberzügen die Überzugsdicke und damit die Korrosionsschutzdauer größer (Überzugsdicke beim Feuerverzinken 25 bis 100 µm, beim Feueraluminieren 25 bis 50 µm). Ein Vorteil der Schmelztauchüberzüge liegt darin, dass die Schmelze auch in Hohlräume und an schwer zugängliche Stellen gelangt.

Die Werkstücke dürfen nie vollständig geschlossene Hohlräume enthalten (Explosionsgefahr!).

Auf Breitbandblech werden heute Zn- und Al-Überzüge in kontinuierlich arbeitenden Verfahren (*Sendzimir-Verfahren*) aufgebracht. Al-Überzüge verleihen dem Stahlblech gute Hitze- und Zunderbeständigkeit bei im Vergleich zu reinem Al besseren mechanischen Eigenschaften. Sowohl Zn- als auch Al-Schichten lassen sich durch Diffusionsglühen in Fe-Zn- bzw. Fe-Al-Legierungsschichten überführen (*Galvanealing-Verfahren, Kalorisieren*).

Metall-Spritzüberzüge. Sie werden bei besonders großen oder nur örtlich zu behandelnden Werkstücken aufgebracht. Dabei wird das Metall in Draht- oder Pulverform durch ein Brenngasgemisch oder durch einen Lichtbogen erschmolzen und in Form feiner Tröpfchen durch Druckluft auf das zu behandelnde Werkstück geschleudert. Die Haftung auf der Oberfläche ist rein mechanisch, weshalb diese durch Strahlen in mittlerer Rauhigkeit aufgeraut sein soll. Das Verfahren eignet sich für Metalle mit einem Schmelzpunkt bis zu 1 600 °C. Zum Ausgleich der Porosität der Spritzüberzüge werden diese mit Lösungen von Kunstharzen getränkt oder durch Walzen oder Pressen verdichtet. Hauptanwendungsgebiete: Korrosionsschutz und Reparatur von Verschleißstellen.

Das Niederdruckplasmaspritzen (Low Pressure Plasma Spraying, LPPS) wird beim Aufbringen von Schutzschichten

gegen Heißgaskorrosion und zur Wärmedämmung auf Industrie- und Flugturbinenschaufeln vom Typ MCrAlY bzw. auf Zirkonoxidbasis eingesetzt; typische Schichtdicken bis max. 300 µm. Durch Plasmaspritzen lassen sich auch hochschmelzende Stoffe, wie z. B. Al_2O_3, mit hoher Verschleißfestigkeit aufbringen.

Plattieren. Es erfolgt heute meistens nach der Methode der Walzschweißplattierung. Dabei werden entweder Grund- und Plattiermaterial in dünne Kopfbleche eingehüllt, erwärmt, ausgewalzt und die Kopfbleche durch Beizen entfernt, oder die Platine wird mit dem Plattierungsmaterial umwickelt, erwärmt und unter hohem Walzdruck ausgewalzt. Üblich ist das Plattieren von Al-Legierungen mit Reinaluminium oder von Stahl mit nichtrostendem Stahl, Kupfer, Nickel, Monel-Metall oder Aluminium.
Behälter der chemischen Industrie werden mitunter durch Schweißplattierung ausgekleidet.

Diffusionsüberzüge. Sie entstehen durch Glühen der Werkstücke in Metallpulver des Überzugsmetall (z. B. Zn, Cr, Al, W, Mn, Mo, Si) in sauerstofffreier Atmosphäre, evtl. unter Zugabe von Chloriden bei Temperaturen unterhalb des Schmelzpunkts (400 °C für Zinküberzüge beim „Sherardisieren", 1 000 °C für Aluminium beim „Alitieren", 1 200 °C für Chrom beim „Inchromieren").

Gasphasenabscheidung dünner Schichten (CVD-/PVD-Schichten)

Zur Verbesserung des Verschleiß- und/oder Korrosionsschutzes von Werkzeugen und Bauteilen können durch CVD- (chemical vapor deposition) oder PVD-Verfahren (physical vapor deposition) Metalle, Karbide, Nitride, Boride sowie Oxide aus der Gasphase auf Werkzeug- oder Bauteiloberflächen abgeschieden werden.
Das CVD-Verfahren beruht auf der Feststoffabscheidung durch chemische Gasphasenreaktionen im Temperaturbereich zwischen 800 und 1 100 °C. Von technischer Bedeutung ist vor allem die Abscheidung von TiC- und TiN-Schichten als Verschleißschutzschichten. Wegen der hohen Abscheidetemperaturen beim CVD-Verfahren werden bei den Schneidstoffen vorzugsweise Hartmetalle, bei den Kaltarbeitsstählen überwiegend ledeburitische Chromstähle (z. B. X210CrW12) beschichtet.
Im Unterschied hierzu können bei plasmagestützten Vakuumbeschichtungstechnologien der PVD-Verfahren Abscheidetemperaturen unter 300 °C eingehalten werden, so dass beispielsweise Schnellarbeitsstähle oder Vergütungsstähle als Substratwerkstoffe eingesetzt werden können.
Als Ersatz für die mit umweltproblematischen Elektrolyten abgeschiedenen Hartchromschichten lassen sich mit der PVD-Technik Cr-, CrN- und Cr_2N-Schichten mit guten Eigenschaften (Korrosion und Verschleiß) abscheiden, die Eingang in die Anwendung in der Umformtechnik und im Fahrzeug- und Maschinenbau finden.
Für Industrie- und Fluggasturbinenschaufeln werden PtAl-Schichten als Schutz gegen Heißgaskorrosion eingesetzt; typische Schichtdicken bis 70 µm.

Nichtmetallische Überzüge

Oxidieren. Oxidschichten bei einer metallischen Oberfläche, eigentlich das Resultat eines Korrosionsvorgangs, können als Passivschichten einen Korrosionsschutz darstellen, wenn die Schichten ausreichend dicht sind und sich bei Verletzungen neu aufbauen (Oxidschichtbildung bei Al, Al-haltigen Cu-Legierungen, nichtrostendem Stahl). Auch auf Stahl kann man durch Erhitzen und Eintauchen in Öl (Schwarzbrennen) oder in oxidierenden Beizen (Brünieren) eine Oxidschicht von zeitweiligem Schutzwert erreichen. Die bei Al sehr dünne natürliche Oxidschicht (0,01 µm) kann durch chemische Oxidation (MBV-Verfahren) auf 1 bis 2 µm verstärkt werden (guter Anstrichhaftgrund). Beim anodischen Oxidieren (z. B. in Schwefelsäure) werden die Teile an den Pluspol einer Gleichstromquelle angeschlossen. Die bei diesem Verfahren gebildete Eloxalschicht kann infolge ihrer Porosität beliebig eingefärbt werden und ist elektrisch nichtleitend. Durch Nachverdichten in heißem Wasser werden die Poren geschlossen. Verschleißarme Harteloxalschichten besitzen bei Schichtdicken bis zu 50 µm eine Vickershärte von etwa 500 HV.

Keramische Überzüge. Das Aufbringen keramischer Überzüge kann durch atmosphärisches Plasmaspritzen (APS) aber auch durch PVD-Verfahren erfolgen. Solche Überzüge werden in zunehmendem Maße für thermisch hochbelastete Gasturbinenschaufeln als keramische Wärmedämmschichten eingesetzt. Als Schichtwerkstoff wird in der Regel Zirkonoxid verwendet; typische Schichtdicken bis 300 µm.
Zur Anbindung der Keramikschicht und zum Schutz des Grundwerkstoffes gegen Heißgaskorrosion kommen Haftvermittlerschichten (Bond-Schichten) zum Einsatz, deren Oxidschicht schützend wirkt.

Phosphatieren. Durch Eintauchen von Stahl- oder Aluminiumteilen in heiße Lösungen von Phosphorsäure und Schwermetallphosphaten (Atramentverfahren, Bonderverfahren) entstehen Schutzschichten bis zu 15 µm Dicke, deren Wirkung durch nachträgliches Einölen erhöht wird. Darüber hinaus kann die Adsorptionsfähigkeit der Schicht als Haftgrund für Lackierungen benutzt werden. Manganphosphate in dünnen Schichten verhindern das Fressen gleitender Teile (Zahnräder, Zylinderlaufbuchsen). Phosphatschichten dienen in der Umformtechnik als Schmierstoffträgerschichten und sind für das Fließpressen unverzichtbar.

Emaillieren. Dieses Verfahren beschränkt sich auf Stahl- und Graugussteile. Die aus Silicaten und Fluoriden bestehende Grundemailmasse wird durch Tauchen, Angießen oder Spritzen aufgebracht und bei etwa 900 °C eingebrannt. Das Deckemail wird in Pulverform auf die erhitzten Teile aufgepudert und glattgeschmolzen. Der glasartige Überzug ist gegen viele Chemikalien sowie gegen Temperaturwechsel und Stoßbeanspruchung beständig.

Anstriche. Diese dienen außer dem Korrosionsschutz auch dekorativen Zwecken. Sie bestehen aus Bindemittel (Leinöl, Nitrozellulose, Kunstharz, Chlorkautschuk), dem Pigment (z. B. Bleiweiß, Bleimennige, Eisenoxid, Glimmer, Zinkweiß, Chromverbindungen, Graphit, Al-Pulver), dem Lösungsmittel (z. B. Terpentin, Benzin, Benzol, Alkohol) und gegebenenfalls Zusätzen zum Erzielen bestimmter Eigenschaften. Nach sorgfältiger Reinigung der Oberfläche (Strahlen, Bürsten, Beizen, Entfetten) erfolgt der Anstrichaufbau in ein- oder mehrlagigen Grund- und Deckanstrichen durch Streichen, Rollen, Spritzen, gegebenenfalls Einbrennen.
Bei aggressiver Atmosphäre haben sich Chlorkautschuklacke, bei zusätzlicher mechanischer Beanspruchung, Ein- oder Zweikomponentenlacke auf Epoxid- oder Polyurethanbasis sehr gut bewährt. Für Stahl bietet das Duplexsystem (Feuerverzinken + Anstrich) große Vorteile, da ein Unterrosten bei rissigem Anstrich vermieden wird.
In der Serienfertigung ist das lacksparende elektrostatische Spritzen vielfach üblich, desgleichen die Infrarottrocknung.

Schmelztauchmassen. Die aus Zellulosederivaten bestehenden Schmelztauchmassen bilden nach dem Tauchen der Gegenstände eine dichte Haut auf der Metalloberfläche und damit einen Schutz für Lagerung und Transport.
Mittels Wirbelsintern (Eintauchen von vorgeheizten Metallteilen in eine in Schwebe gehaltene feinpulverige Masse) lassen sich dichte, guthaftende Kunststoffüberzüge (z. B. als Witterungsschutz auf Gartenmöbeln) aufbringen.

Normen. *DIN 50902 T1:* Oberflächenbehandlung der Metalle; Begriffe. – *DIN 50902 T2:* Schichten für Korrosionsschutz von Metallen; Begriffe und Verfahren. – *DIN 50938:* Brünieren von Gegenständen aus Eisenwerkstoffen. – *DIN EN 12476:* Phosphatieren von Metallen. – *DIN EN ISO 1461:* Korrosionsschutz; Feuerverzinkung.

3.3 Nichtmetallische anorganische Werkstoffe
Nonmetallic inorganic materials

3.3.1 Keramische Werkstoffe. Ceramics

Unter dieser Gruppe fasst man alle nichtmetallisch-anorganischen Sinterwerkstoffe zusammen. Man unterscheidet zwischen silikatkeramischen, oxidischen und nichtoxidischen Werkstoffen, die vielfältige Anwendung in der Technik, im Bauwesen, in der Medizin (Endoprothesen) und im täglichen privaten Bedarf (z. B. Geschirr) gefunden haben.
Kennzeichnende Eigenschaften aller keramischen Werkstoffe gemeinsam sind

- hohe Härte und Wärmehärte,
- hohe Beständigkeit in Laugen, Säuren und wässrigen Medien,
- hohe Oxidations- und Heißgaskorrosionsbeständigkeit,
- günstige Verschleißeigenschaften,
- niedrige elektrische Leitfähigkeit (Isolatoren, nur Ionenleitung, Ausnahme: Supraleiter),
- niedrige Wärmeleitfähigkeit (mit Ausnahme des toxischen Berylliumoxids, BeO),
- niedrige Dichte (Ausnahme: Kernbrennstoffe UO_2 u. ThO_2 sowie einige Schwermetalloxide),
- mittlere bis geringe Wärmedehnung,
- mittlere bis hohe E-Moduli (bis 480 GPa bei Siliziumcarbid, SiC),
- linear-elastisches Spannungs-Dehnungsverhalten bis zum Erweichen evtl. vorhandener Glasphase bzw. Korngrenzphasen),
- niedrige Bruchzähigkeit ($K_{Ic} \sim$ 0,5–10 MPa$\sqrt{m}$, verstärkt bis ca. 30 MPa$\sqrt{m}$),
- hohe Erweichungs-, Schmelz- oder Zersetzungstemperaturen.

Keramische Werkstoffe werden aus natürlichen oder synthetischen Rohstoffen nach speziellen Verfahren zu Grünlingen geformt und zum fertigen Bauteil gebrannt. Beim Brand zwischen etwa 800 und 1800 °C laufen Diffusionsvorgänge zwischen den einzelnen Rohstoffpartikeln in fester und teilweise auch flüssiger Phase ab, wodurch das anfänglich durch schwache Adhäsions- oder van-der-Waals-Kräfte zusammengehaltene Pulverhaufwerk im Grünling zu einem festen polykristallinen Kornverband (Oxid- und Nichtoxidkeramik) oder in einer Glasphasenmatrix eingebettete kristalline Phasen umgewandelt wird. Abhängig von Sintereigenschaften (hängt von den Rohstoffen ab) und der Brenntemperatur wird die hohe Porosität im grünen Formkörper bis auf wenige Prozent reduziert. Sonderverfahren sind Heißpressen und heißisostatisches Pressen (HIP), wobei Formgebung und Sinterung in einem Verfahrensschritt erfolgen. Unter Sinter-HIP versteht man die Nacheinanderschaltung eines Sinter- und eines HIP-Prozesses. In allen drei Fällen erhält man hochdichte Gefüge.
Die mechanischen Werkstoffeigenschaften hängen einmal vom Werkstoff an sich, aber in hohem Maße von Reinheit, Gefügeaufbau und Fehlerzustand des Scherbens ab. Da nach dem Brand eine formgebende Bearbeitung nur durch Schneiden und Schleifen mit Diamantwerkzeugen möglich ist, bedeutet Werkstoffherstellung gleich Bauteilherstellung bzw. Werkstoffeigenschaften gleich Bauteileigenschaften. Geringe Risszähigkeit und Fehlerzustand bewirken eine breite Streuung der Festigkeitseigenschaften, die meist als Vierpunkt-Biegefestigkeiten gemessen und angegeben werden. Damit wird eine probabilistische Bewertung von Festigkeit und Ausfallwahrscheinlichkeit nach Weibull erforderlich. Um vorzeitiges Versagen von Bauteilen für Anwendungen im hochtechnischen Bereich zu vermeiden, sind Bauteilprüfungen unter definierten Mindestbelastungen, sog. Proof-Tests, erforderlich.

Silikatkeramische Werkstoffe

Dies sind Erzeugnisse auf der Basis von Verbindungen der Kieselsäure, SiO_2. Rohstoffe sind die natürlich vorkommenden Tone, Lehm sowie andere „silikatische" Rohstoffe wie z. B. Quarzit (SiO_2), Feldspat, Magnesiumsilikate und Magnesiumaluminiumsilikate.
Unterscheidung der Qualitäten nach Gefügemerkmalen des Scherbens „grob" oder „fein" bzw. „porös" oder „dicht" sowie nach Farbe „weiß" oder „farbig". Zu den „tonkeramischen" Erzeugnissen zählen beispielsweise: Ziegel (porös), Klinker, Spaltplatten, säurefeste Steine und Baukeramik (dicht), Schamottsteine (porös), Steingut (porös), Steinzeug und Porzellan (dicht). Sonstige silikatkeramische Erzeugnisse (nicht auf Tonbasis) sind z. B. Silika- und Forsteritsteine (porös), schmelzgegossene feuerfeste Steine (dicht) sowie die in Elektrotechnik und Elektronik interessanten tonerdereichen Isolierstoffe Cordierit ($2\,MgO \cdot Al_2O_3 \cdot 5\,SiO_2$) und Steatit sowie Lithium-Aluminiumsilikate mit Null-Wärmedehnung (auch als „Glaskeramik" hergestellt).

Porzellan (Hart-, Weichporzellan). Herstellung aus reinen, natürlichen Rohstoffen Kaolin, Quarz und Feldspat, ggf. Korund (Al_2O_3). Der Scherben besteht aus einer Glasphasenmatrix (60–75 Masse-% Alkali-Aluminiumsilikatglas), Quarz oder Cristobalit (SiO_2), Mullit ($3\,Al_2O_3 \cdot 2\,SiO_2$) und ggf. Korund ($Al_2O_3$). Korund erhöht die mechanische Festigkeit (Elektroporzellan), Mullit die Temperaturwechselbeständigkeit (chem. technisches Porzellan). Technische Anwendung findet Porzellan in der Elektrotechnik als Isolatoren (z. B. Hänge- oder Stützisolatoren) sowie als Laborhilfsmittel und in der chem. Industrie (chem.-technisches Porzellan). Es wird meist mit glasierter Oberfläche eingesetzt.

Eigenschaften (Anhaltswerte):
Biegefestigkeit: 40–80 MPa (unglasiert),
60–100 MPa (glasiert);
Längenausdehnungskoeffizient α (20–600 °C):
$40 - 10 \cdot 10^{-6}\,K^{-1}$;
Wärmeleitfähigkeit λ (20–100 °C):
$1{,}2 - 2{,}6\,W\,m^{-1}K^{-1}$;
Spez. el. Widerstand: $10^{11}\,\Omega$cm (20 °C); $10^4\,\Omega$cm (600 °C)
E-Modul: 50–70 GN/m^2, Bruchzähigkeit K_{Ic}: 1 MPa$\sqrt{m}$.

Steinzeug. Es wird aus kieselsäure- und alkalioxidhaltigem fettem Steinzeugton gebrannt, dem für hochwertige Apparateteile noch Flussmittel wie Feldspat, Quarz oder Pegmatit und auch Porzellan, Steinzeug oder auch Tonschamottekörner zugesetzt werden. Der Scherben besteht aus 45–60 Masse-% Glasphase. Kristalline Bestandteile sind neben Mullit, Quarz und ggf. Korund (Korundsteinzeug) auch Cordierit ($2\,MgO \cdot 2\,Al_2O_3 \cdot 5\,SiO_2$) sowie Aluminium-Silikate.
Steinzeug wird als Baumaterial in Form von Fliesen, Spaltplatten oder Sanitärkeramik geliefert. Für die chemische Industrie werden Hohlkörper aus Steinzeug für säurefeste Apparate- und Maschinenteile (Kolben und Kreiselpumpen, Ventilatoren, Rührwerke, Mischmaschinen) hergestellt.

Eigenschaften (Anhaltswerte für Korundsteinzeug):
Biegefestigkeit: 30– 90 MPa,
Druckfestigkeit: 100–500 MPa,
Zugfestigkeit: 10– 35 MPa,
E-Modul: 50– 70 GN/m^2,
Bruchzähigkeit K_{Ic}: 1 MPa$\sqrt{m}$,
Längenausdehnungskoeffizient α (20–600 °C): 4–5,5·10^{-6}K^{-1}.

Feuerfeste Steine. Zum Ausmauern von Hochöfen, Schmelzöfen, Glühöfen, Drehrohröfen, Destillationsöfen, Röstöfen, Feuerungen für Dampfkraft- und Müllverbrennungsanlagen usw. benötigt man Steine, die auf Grund ihrer Zusammensetzung (z. B. Kieselsäure und Tonerde) einen sehr hohen Schmelzpunkt haben ($> 1\,500$ °C).
Arten: Schamotte ($\sim 60\%\ SiO_2$, $\sim 40\%\ Al_2O_3$), Silica ($\sim 95\%\ SiO_2$, $\sim 2\%\ Al_2O_3$), Sillimanit ($\sim 90\%\ Al_2O_3$); Magnesit ($\sim 88\%$ MgO, $\sim 5\%\ SiO_2$), Carborundum (45 bis 80% SiC, 10 bis 25% SiO_2), Kohlenstoff ($\sim 90\%$ C).
Von feuerfesten Steinen verlangt man außerdem eine hohe Druckfeuerbeständigkeit (DFB, das ist die Temperatur, bei der ein guter Stein unter Belastung zu erweichen beginnt) und eine gute Temperaturwechselbeständigkeit (TWB). Schließlich dürfen die Steine in Schmelzöfen durch die je nach der Schmelzführung sauren oder basischen Schlacken nicht angegriffen werden.
Ein hochfeuerfester Werkstoff von zugleich höchster Säurebeständigkeit ist Quarz als Silikastein oder geschmolzen als Quarzglas (durchsichtig) oder Quarzgut (durchscheinend). Wegen des sehr geringen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $0{,}5 \cdot 10^{-6}\ K^{-1}$ sind Quarzglas und Quarzgut äußerst thermoschockbeständig.

Ziegeleierzeugnisse. Sie werden aus Lehm und Ton oder tonigen Massen, oft mit Zusatzstoffen, geformt und gebrannt. Durch Brennen bei den höheren Temperaturen entstehen die hochdichten Klinker mit höheren Festigkeiten.
Vollziegel Mz 4 bis Mz 28 (Druckfestigkeitsklasse 4 bis 28: Mittelwert der Druckfestigkeit 5 bis 35 N/mm^2), Vollklinker KMz 36 bis KMz 60 (60 N/mm^2). Anwendung im Hochbau und als Kanalklinker im Tiefbau (Stadtentwässerung). Zur besseren Wärmedämmung sind Hochlochziegel senkrecht, Langlochziegel parallel zur Lagerfläche mit durchgehenden Löchern versehen. Des Weiteren werden Leichthochlochziegel mit einer Rohdichte von höchstens 1,0 kg/dm^3 hergestellt. Dachziegel (Biberschwänze, Falzziegel, Dachpfannen) müssen hinsichtlich Tragfähigkeit, Wasserundurchlässigkeit und Frostbeständigkeit bestimmten Anforderungen genügen.

Oxidkeramische Werkstoffe

Die technisch wichtigsten Vertreter dieser Werkstoffgruppe sind Aluminiumoxid Al_2O_3 und Zirkonoxid ZrO_2. Dichtgesintertes Aluminiumoxid zeichnet sich durch hohe Festigkeit und Härte sowie durch Temperatur- und Korrosionsbeständigkeit aus.
Reines Zirkonoxid ist wegen seiner Polymorphie technisch nicht nutzbar. Es wandelt reversibel bei etwa 1 100 °C von monoklin martensitisch nach tetragonal um, wobei eine Volumenkontraktion von 5–8% (theoretisch 12%!) erfolgt. Oberhalb 2 300 °C ist eine kubische Hochtemperaturmodifikation stabil. Die kubische Phase lässt sich durch Zugabe von anderen Oxiden wie Yttriumoxid (Y_2O_3), Ceroxid (CeO), Magnesiumoxid (MgO) oder Kalziumoxid (CaO) bis zu Raumtemperatur stabilisieren. Technisch bedeutsam sind jedoch teilstabilisierte ZrO_2-Werkstoffe (PSZ, *P*artially *S*tabilised *Z*irconia), z. B. mit 8 Mol-% Y_2O_3, oder bis unterhalb Raumtemperatur meta-stabilisiertes tetragonales ZrO_2 (TZP, *T*etragonal *Z*irconia *P*olycrystal), das durch eine Verschiebung der Umwandlungstemperatur über eine geringfügige Teilstabilisierung (z. B. 1,5–3,5 mol-% Y_2O_3) und eine äußerst feine Korngröße zwischen 0,1 und 1 µm (!) erhalten wird. So gelingt es durch optimale Gestaltung von Gefüge und Teilstabilisierung das Umwandlungsverhalten so zu steuern, dass Zonen mit Mikrorissen oder Druckspannungen entstehen, die Rissverzweigung oder -ablenkung führen, oder aber tetragonale Zonen vorhanden sind, die durch die eingebrachte Energie an der Spitze eines ankommenden Risses zur Umwandlung kommen, was infolge des Volumeneffektes zu lokalen Druckspannungen und damit zur Reduktion der Spannungskonzentration an einer Rissspitze führt. Alle drei Effekte führen zu einer Erhöhung der Bruchzähigkeit und der Festigkeit. Dieser Effekt wird auch bei sog. umwandlungsverstärkter Keramik ausgenutzt. Dazu werden teilstabilisierte ZrO_2-Teilchen in die Matrix eines anderen Werkstoffes eingebaut und die o. g. Mechanismen in diesen zur Wirkung gebracht. Umwandlungsverstärktes Al_2O_3 hat sich z. B. in der Technik als Schneidwerkstoff oder als Material für Messerschneiden durchgesetzt.

Anwendungen (Beispiele):

Aluminiumoxid. Fadenführer und Friktionsscheiben in der Textindustrie, Panzerungen in der Papierindustrie, Laborhilfsmittel (Tiegel, Rohre), als Beschichtung gegen Verschleiß oder zur Verbesserung der Gleiteigenschaften, Bandführungen in der Tontechnik, Endoprothesen, Plunger von Hochdruckpumpen, Dichtscheiben, Kugellager, Gleitringe, Wellenschutzhülsen, Wendeschneidplatten, Ziehdüsen, Gehäuse von Halbleiter-Bauelementen, Ofenbauteile.

Zirkonoxid. Kalt- und Warmumformwerkzeuge, Ziehdüsen, Umlenkrollen beim Drahtzug, Bandführungen, Ventilsitze, -kegel, Kolben, Plunger, Beschichtungen zur Wärmedämmung heißer gekühlter Bauteile in Gasturbinen (z. B. Schaufeln, Hitzeschilde), Feststoffelektrolyt von Sauerstoffsonden, Beschichtungen von Druckwalzen.

Nichtoxidkeramische Werkstoffe

Hierzu gehören Carbide, Nitride, Boride und Silicide, die auch als Hartstoffe bezeichnet werden. Das Eigenschaftsprofil dieser Stoffgruppe ist gekennzeichnet durch hohen E-Modul, hohe Temperaturfestigkeit und Härte sowie gute Wärmeleitfähigkeit und hohen Korrosionswiderstand. Technische Bedeutung haben verschiedene Varianten von Si_3N_4 und SiC gewonnen, insbesondere durch Gefügeoptimierung (Nutzung von Stengelkristalliten zur Rissablenkung und Brüchebildung) sind erhebliche Steigerungen der Bruchzähigkeit erzielt worden (**Anh. E 3 Tab. 27**).
Eine Gesamtübersicht der wichtigsten Anwendungsmöglichkeiten von Oxid- und Nichtoxidkeramik zeigt **Anh. E 3 Tab. 28**.

Keramikfaserverstärkte Keramik

Die Entwicklung von verstärkten Werkstoffen mit Keramiken hat zum Ziel, die hohe Festigkeit der Keramiken mit einer stark verbesserten Bruchzähigkeit zu kombinieren. Dazu werden in eine Matrix, die aus Keramik oder Metallen bestehen kann, keramische Fasern mit Durchmessern im µm-Bereich und Längen ab ca. 50 µm eingelagert (Kurz- und Langfaserverstärkung, z. B. HIP-Si_3N_4-Matrix und SiC-Fasern mit einem Volumenanteil von 30…45%). Die Bedeutung der Fasern liegt auch darin, dass sich ihre Eigenfestigkeit mit abnehmendem Faserdurchmesser stark erhöht (vgl. Glasfasern). Dadurch werden auch bei Fasergehalten um ca. 40% hohe makroskopische Festigkeiten erreicht und ein Sprödbruch durch ein Pull-out noch tragender Fasern vermieden. Als Whisker bezeichnet man einkristalline Fasern mit Längen bis etwa 100 µm, z. B. aus SiC. Sie sind allerdings cancerogen und deshalb nur unter bestimmten Vorsichtsmaßnahmen einsetzbar. Anwendungen dieser hochkomplizierten Werkstoffe liegen bei speziellen hochtemperaturbeanspruchten Einsätzen, wie z. B. in der Kernfusion oder in der Raumfahrt (Hitzeschilde).

3.3.2 Glas. Glass

Technisches Glas

Die aus Glasbildnern (z. B. Quarzsand SiO_2), Flussmitteln (z. B. Natriumoxid NaO_2) und Stabilisatoren (z. B. Erdalkalioxide) bestehenden Gläser werden je nach chemischer Zu-

sammensetzung in Kalk-Natron-Glas, Bleiglas und Borsilikatglas unterteilt. Die bei Temperaturen zwischen 1 300 °C und 1 500 °C erschmolzenen Gläser werden wegen der Gefahr innerer Spannungen in der Regel langsam abgekühlt. Die Verarbeitung geschieht bei etwa 1 000 °C durch Blasen, Pressen, Ziehen und Walzen. Massenteile werden auf Glasblasmaschinen in großen Stückzahlen hergestellt.

Glas ist amorph und geht ohne festen Schmelzpunkt ab etwa 500–600 °C (Quarzglas ab etwa 1 200 °C) in einen zähviskosen Zustand über. Die Viskosität der Glasschmelze nimmt mit weiter steigender Temperatur ab.

Spannungsfreies Glas lässt sich mit Hartmetallen und Diamanten schleifen und bohren. Die Druckfestigkeit beträgt 400 bis 1 300 N/mm^2, die Zugfestigkeit nur 30 bis 90 N/mm^2. Bei dünnen Glasfasern steigt die Festigkeit stark an (z. B. Zugfestigkeit von Glasfasern mit Durchmesser 3 µm beträgt ca. 3 000 N/mm^2).

Die Lichtdurchlässigkeit beträgt 85 bis 90%, die Wärmeleitfähigkeit 0,7 bis 1,0 W/mK, die Wärmeausdehnung 8 bis $10 \cdot 10^{-6}\,K^{-1}$. Die Bruchzähigkeit K_{Ic} liegt bei 0,6–0,8 MPa $\sqrt{m}$. Glas ist sehr kerbempfindlich und empfindlich gegen Stoß und schroffe Temperaturänderungen, beständig gegen Säuren mit Ausnahme der Flusssäure, weniger beständig gegen Laugen. Es hat gute dielektrische Eigenschaften (Isolatoren).

Glaserzeugnisse. Flach- und Hohlglas, Drahtglas, Glasbausteine, Isolierglas, Ornamentglas. Sehr dünne Fäden aus flüssigem Glas werden zu Glasfasern, Glaswolle und Glasgewebe verarbeitet (Wärme- und Schallschutz, glasfaserverstärkte Kunststoffe).

Optische Gläser

Bei optischen Gläsern kommt der genauen Einstellung der optischen Eigenschaften, wie z. B. Brechungsindex, Durchlässigkeit, Reflexionseigenschaften oder Färbung eine besondere Bedeutung zu, jeweils in Abhängigkeit von der Wellenlänge des Lichts. Darüber hinaus ist vor allem eine sehr gute Homogenität im Glas und eine zuverlässige Reproduzierbarkeit in engen Grenzen notwendig, die z. T. eine aufwendige Herstellung erfordert.

Sondergläser

Durch Abschrecken einer heißen Glasplatte in einer endgültigen Form (z. B. mit Luft) entstehen im Oberflächenbereich Druckeigenspannungen, so dass die Biegefestigkeit etwa den 3- bis 8fachen Wert normaler Gläser erreicht. Auch die Temperaturwechselbeständigkeit und Schlagfestigkeit wird hierdurch beträchtlich gesteigert. Bei vorgespanntem Glas unterscheidet man zwischen Einscheiben-Sicherheitsglas (ESG) und teilvorgespanntem Glas (TVG). ESG zerfällt beim Bruch in kleine Krümel ohne scharfe Kanten. Das Bruchbild von TVG entspricht weitgehend nicht vorgespanntem Glas. Außer diesen einscheibigen Sicherheitsgläsern gibt es mit transparenten Kunststofffolien (PVB) verbundene mehrscheibige Verbundgläser, bei denen im Falle eines Bruches die Splitter an der Kunststofffolie haften bleiben. Je nach Widerstandsfähigkeit gegen mechanische Einwirkungen werden diese Gläser, als Verbundglas (VG) oder Verbund-Sicherheitsglas (VSG) bezeichnet.

Quarzglas und Quarzgut werden durch Schmelzen von Quarz bei über 1 700 °C hergestellt und sind bis ca. 1 200 °C einsetzbar. Quarzglas ist weit durchlässiger für ultraviolettes Licht als alle Gläser (Höhensonnen), chemisch beständig außer gegen Laugen und besitzt ausgezeichnete Temperaturwechselbeständigkeitseigenschaften (Pyrometerschutzröhren, chemische Gefäße).

Zu den Sondergläsern zählen z. B. auch Strahlenschutzgläser mit hohem Bleianteil (PbO) zur durchsichtigen Abschirmung von radioaktiver Strahlung oder Röntgenstrahlung.

Glaskeramik

Glaskeramik wird aus silikatischen Rohstoffen glastechnisch hergestellt und durch anschließende Wärmebehandlung kristallisiert. Von technischer Bedeutung sind Glaskeramiken mit Null-Wärmedehnung auf der Basis der Lithium-Aluminium-Silikate Eukryptit, Spodumen und Petalit. Anwendungen u. a. für hochempfindliche Parabolspiegel und im Haushalt (Kochfelder).

Normen. *DIN EN 572:* Glas im Bauwesen. – *DIN EN 1063:* Glas im Bauwesen – Sicherheitssonderverglasung – Prüfverfahren und Klasseneinteilung für den Widerstand gegen Beschuss. – *DIN 1259:* Glas. – *DIN 1286:* Mehrscheiben-Isolierglas. – *DIN EN 1288-1:* Glas im Bauwesen – Bestimmung der Biegefestigkeit von Glas – Teil 1: Grundlage. – *DIN EN 1288-5:* Glas im Bauwesen – Bestimmung der Biegefestigkeit von Glas – Teil 5: Doppelring-Biegeversuch an plattenförmigen Proben mit kleinen Prüfflächen. – *DIN EN 12 150-1:* Glas im Bauwesen – Thermisch vorgespanntes Kalknatron-Einscheibensicherheitsglas – Teil 1: Definition und Beschreibung. – *DIN EN 12 543-1:* Glas im Bauwesen – Verbundglas und Verbund-Sicherheitsglas – Teil 1: Definition und Beschreibung von Bestandteilen. – *DIN 52 293:* Prüfung der Gasdichtheit von gasgefülltem Mehrscheiben-Isolierglas. – *DIN 52 294:* Bestimmung der Beladung von Trocknungsmitteln in Mehrscheiben-Isolierglas. – *DIN 52 337:* Pendelschlagversuch. – *DIN 52 338:* Kugelfallversuch für Verbundglas. – *DIN 52 344:* Klimawechselprüfung an Mehrscheiben-Isolierglas. – *DIN 52 345:* Bestimmung der Taupunkttemperatur an Mehrscheiben-Isolierglas. – *ISO 9802:* Optisches Rohglas – Vokabular.

3.3.3 Beton. Concrete

Beton (DIN 1045/EN 206) ist ein künstlicher Stein, der aus mindestens drei Ausgangsstoffen, Zement und Wasser (Zementleim) sowie Zuschlag (i. d. R. Sand, Kies, Splitt usw.), hergestellt wird.

Nach dem heutigen Entwicklungsstand ist der Verbundbaustoff Beton ein 5-Stoff-System mit den Ausgangsstoffen Zement, Wasser, Zuschlag sowie Zusatzstoffen und Zusatzmitteln.

Beton wird dadurch fest, dass Zementleim zu Zementstein erhärtet und den Zuschlag zu einem festen Gerüst verbindet. Solange der Beton beliebig verformbar, d. h. verarbeitbar ist, bezeichnet man ihn als Frischbeton. Nach dem Erhärten des Leims nennt man ihn Festbeton. Je nach Zusammensetzung und Verarbeitung erreicht er hervorragende Festigkeitseigenschaften, ist beständig gegen Witterungseinflüsse und Frosteinwirkung und lässt sich durch seine nach Form und Größe uneingeschränkten Gestaltungsmöglichkeiten sehr vielseitig verwenden.

Zement

Zemente sind in DIN 1164-1 (1994) bzw. in der harmonisierten europäischen Norm für Normalzemente (Common Cements) DIN EN 197-1: 2001–02 genormt. DIN W 197-1: 2001–02 enthält 27 Zementarten. Dadurch sind 12 Zementarten auch in der bisherigen Zementnorm DIN 1166-1: 1994-10 enthalten. Dabei gibt es geringfügige Unterschiede in der Bezeichnung dieser Zemente. Die Zuordnung der Zemente nach DIN 1164-1 und DIN EN 197-1 ist in **Anh E 3 Tab. 29** wiedergegeben.

Die in DIN EN 197-1 nicht enthaltenen Zemente mit besonderen Eigenschaften (NW, HS, NA) sind in DIN 1164:2000:11 genormt. Nach dieser Norm müssen die Zemente mit besonderen Eigenschaften die Anforderungen an die Normalzemente nach DIN EN 197-1 erfüllen.

Besondere Eigenschaften. Die besonderen Eigenschaften von Zement werden zusätzlich mit den nachfolgenden Buchstaben gekennzeichnet:
- NW = Zement mit niedriger Hydratationswärme
- HS = Zement mit hohem Sulfatwiderstand
- NA = Zement mit niedrigem wirksamen Alkaligehalt.

Festigkeitsklassen. Die Festigkeitsklassen sind 32,5, 42,5 und 52,5. Zement mit normaler Anfangsfestigkeit werden mit dem Buchstaben **N**, Zemente mit hoher Anfangsfestigkeit mit dem Buchstaben **R** gekennzeichnet.

Stahlbeton

Da die Zugfestigkeit des Betons im Vergleich zu seiner Druckfestigkeit sehr niedrig ist, werden in der Stahlbetonbauweise die Gebiete, die Zugspannungen zu übertragen haben, durch Stahleinlagen bewehrt. Hierzu gehören auch die durch Querkräfte entstehenden Schubspannungen, da sie Zugspannungen unter 45° zu ihrer Wirkungsebene hervorrufen. Die für diese Verbundbauweise wichtigen Eigenschaften des Stahls sind sein hoher Elastizitätsmodul, der es gestattet, hohe Kräfte im Stahl zu übertragen, seine hohe Streckgrenze und seine im Vergleich zu Beton etwa gleiche Wärmeausdehnung. Der Stahl hat im Beton ein gutes Haftvermögen, das durch Profilierung seiner Oberfläche noch erhöht werden kann. Er wird durch ausreichend dichten Beton gegen Korrosion geschützt.
Betonstabstahl wird entsprechend DIN 488 nach folgenden Verfahren hergestellt:
- warmgewalzt, ohne Nachbehandlung (bisher RUS),
- warmgewalzt, aus der Walzhitze wärmebehandelt (bisher RTS),
- kaltverformt, durch Verwinden oder Recken des warmgewalzten Ausgangsmaterials (bisher RK).

In DIN 488 T 1 sind im wesentlichen nur noch die drei schweißgeeigneten Stahlsorten BSt 420 S (III S), BSt 500 S (IV S) und BSt 500 M (IV M) enthalten (Mindeststreckgrenze 420 bzw. 500 N/mm^2, Zugfestigkeit $>$ 500 bzw. 550 N/mm^2). Die Sorten III S und IV S werden als gerippter Betonstahl geliefert, die Sorte IV M als geschweißte Betonstahlmatte aus gerippten Einzelstäben. Für bestimmte Liefer- und Verwendungsbedingungen wurde der sog. Bewehrungsdraht BSt 500 G (glatt) und BSt 500 P (profiliert) aufgenommen. Der glatte Betonstahl BSt 220/340 GU (IG) bleibt ebenso wie der nicht mehr hergestellte IR unberücksichtigt. An seine Stelle tritt künftig der schweißgeeignete Baustahl St 37-2 nach DIN EN 1022-1 / DIN EN 10025 / DIN EN 10250-1 / DIN EN 10250-2.

Normen. *DIN 488 T 1:* Betonstahl; Sorten, Eigenschaften, Kennzeichen. – *DIN 488 T 2:* Betonstahl; Betonstabstahl; Maße und Gewichte. – *DIN 488 T 3:* Betonstahl; Betonstabstahl; Prüfungen. – *DIN 488 T 4:* Betonstahl; Betonstahlmatten und Bewehrungsdraht; Aufbau und Maße und Gewichte. – *DIN 488 T 5:* Betonstahl; Betonstahlmatten und Bewehrungsdraht; Prüfungen. – *DIN 488 T 6:* Betonstahl; Überwachung (Güteüberwachung). – *DIN 488 T 7:* Betonstahl; Nachweis der Schweißeignung von Betonstahl; Durchführung und Bewertung der Prüfungen.

Spannbeton

Eine Weiterentwicklung des Stahlbetons ist der Spannbeton, bei dem die Stahleinlagen vorgespannt sind und somit im unbelasteten Bauwerk Druckspannungen im Beton erzeugen. Dies kann so weit optimiert werden, dass bei späterer Belastung durch das Eigengewicht und durch Nutzlasten keine Zugspannungen mehr im Beton auftreten. Erst dadurch ist es möglich, die hohen Streckgrenzen hochwertiger Stähle und die hohen Druckfestigkeiten hochwertiger Betonsorten vollständig auszunutzen.

Man unterscheidet Vorspannung mit sofortigem Verbund, Vorspannung ohne Verbund und Vorspannung mit nachträglichem Verbund.

Normen. *DIN 1045:* Beton- und Stahlbetonbau; Bemessung und Ausführung.

Leichtbeton

Nach der Rohdichte werden unterschieden:
- Schwerbeton ist Beton mit einer Rohdichte von mehr als 2800 kg/m^3.
- Normalbeton ist Beton mit einer Rohdichte von mehr als 2000 kg/m^3 und höchstens 2800 kg/m^3.
- Leichtbeton ist Beton mit einer Rohdichte von höchstens 2000 kg/m^3.

Ein fester, dichter Beton mit einem Raumgewicht von 2200 bis 2400 kg/m^3 leitet die Wärme verhältnismäßig gut, so dass er für Aufgaben des Wärmeschutzes (bewohnte Bauten) wenig geeignet ist. Spezifisch leichte Zuschläge, z. B. vorbehandelte organische Stoffe wie Sägemehl, Holzwolle oder Spreu, steigern die Wärmedämmfähigkeit. Insbesondere ist jedoch Luft ein schlechter Wärmeleiter, so dass Poren und Hohlräume die Wärmeschutzeigenschaften in dem Maß verbessern, wie sie das Raumgewicht verringern. Bims, Kesselschlacken, Ziegelsplitt, Hüttenbims (geschäumte Hochofenschlacke) und Sinterbims sind leichte Zuschläge, die durch ihre Eigenporigkeit in dieser Hinsicht günstig wirken. Verwendet man Körner gleicher Größe (Einkornbeton), so entstehen zusätzliche wärmedämmende Hohlräume.
Allgemein stehen bei Beton die Forderungen nach Festigkeit einerseits und geringem Gewicht und guter Wärmedämmfähigkeit andererseits im Widerspruch zueinander.
Leichtbetonarten mit einer Trockenrohdichte zwischen 300 und 500 kg/m^3 besitzen keine nennenswerte Tragfähigkeit und dienen ausschließlich dem Wärmeschutz. Leichtbetonarten größer als 500 kg/m^3 können für tragende Bauteile verwendet werden.
Stahlleichtbeton ist bewehrter Leichtbeton. Leichtbeton wird in Anlehnung an DIN 1045 in die Festigkeitsklassen LC 8/9 bis LC 50/55 bzw. hochfester Leichtbeton LC 55/60–LC 60/66 eingeteilt. Bei Leichtbeton wird auch die Festigkeitsklasse LB 25 der Betongruppe BII nach DIN 1045 zugeordnet.

Normen: *DIN 4165* Porenbeton-Blocksteine und Porenbeton-Plansteine. – *DIN 4226 Bl. 2:* Zuschlag für Beton, Zuschlag mit porigem Gefüge (Leichtzuschlag).

Betonsteine und Betonplatten

Mit den verschiedenartigen Zuschlägen wird Beton auch zu Fertigteilen, großformatigen Mauersteinen in Form von Vollsteinen und Hohlblocksteinen, Wandplatten, Gehwegplatten, Bordsteinen, Dachsteinen, Betonwerksteinen, Hüttensteinen usw. verarbeitet.

Normen: *DIN 398:* Hüttensteine (Vollsteine, Lochsteine, Hohlblocksteine). – *DIN 483:* Bordsteine. – *DIN 485:* Gehwegplatten aus Beton. – *DIN 1115:* Betondachsteine. – *DIN 4165:* Porenbeton-Blocksteine und Porenbeton-Plansteine. – *DIN 18148:* Hohlwandplatten aus Leichtbeton. – *DIN 18149:* Lochsteine aus Leichtbeton. – *DIN 18150:* Formstücke aus Leichtbeton. – *DIN 18151:* Hohlblocksteine aus Leichtbeton. – *DIN 18153:* Mauersteine aus Beton (Normalbeton). – *DIN 18500:* Betonwerksteine. – *DIN 18501:* Pflastersteine aus Beton.

3.3.4 **Holz.** Wood

in Zusammenarbeit mit H. Zeitter, Wiesbaden

Wegen seines niedrigen Raumgewichts bei relativ hoher Festigkeit und der leichten Bearbeitbarkeit wird Holz im Bauwe-

sen, Schiffsbau, Fahrzeugbau und in der Textiltechnik in großem Umfang angewendet. Als Rohstoff dient es ferner zur Herstellung von Zellstoff und Papier.

Aufbau und Festigkeit

Holz besteht vorwiegend aus Zellulose, Lignin, Harzen, Mineral- und Gerbstoffen. Es besitzt eine faserige Struktur und besteht aus röhrenförmigen Zellen, die sich radial um das Herz des Stammes anordnen. Das jahreszeitlich unterschiedliche Wachstum ergibt im Frühjahr weichere, helle, im Sommer und Herbst dunklere und härtere Zellen (Jahresringe). Um das im Innern des Stamms liegende abgestorbene feste Kernholz lagert sich das wasserführende Splintholz. Daran liegt die zellbildende Schicht (Kambium) und der nährstoffleitende Bast. Die Borke schützt den Stamm vor Witterung und mechanischen Einwirkungen. Borke, Bast und Kambium stellen gemeinsam die Rinde dar.

Die Festigkeitseigenschaften hängen sehr stark von der Faserrichtung ab und verschlechtern sich i. Allg. mit zunehmendem Feuchtigkeitsgehalt. Zellulose hat als – derzeit technisch nicht isolierbarer – Werkstoff höhere Festigkeiten als alle Kunstfaserwerkstoffe. Die Zellulose stellt in der Zelle die Gitterstruktur (vergleichbar der Bewehrung im Stahlbeton), das Lignin den Füllstoff der Zellwände (vergleichbar dem Kies-Zement-Gemisch im Stahlbeton). Bei Beanspruchung in Faserrichtung werden die höchsten, quer dazu die niedrigsten Zugfestigkeiten erzielt, **Anh. E3 Tab. 30**. Aufgrund der inhomogenen Faserstruktur erreicht die Druckfestigkeit nur etwa die Hälfte der Zugfestigkeit. Aus dem gleichen Grund liegt die Biegefestigkeit von Holz niedriger als die Zugfestigkeit. Bei Schub- und Scherbeanspruchung ergeben sich naturgemäß quer zur Faserrichtung die höchsten Festigkeitswerte. Weit geringere Schubfestigkeiten werden bei Beanspruchung durch den sogenannten Rollschub der röhrenförmigen Zellen erreicht.

Wegen der sehr unterschiedlichen Zellstrukturen der verschiedenen Holzsorten, der Streuung der Materialeigenschaften und dem differierenden Verhalten bei unterschiedlichen Einsatzzwecken liegen die zulässigen Spannungen für Bauholz gegenüber den Festigkeitswerten niedrig (großer Sicherheitsbeiwert) **Anh. E 3 Tab. 30**. Langsam gewachsene, dichte Hölzer (Hartholz) wie Eiche, Buche, Esche und zahlreiche Tropenhölzer weisen eine hohe Härte und Festigkeit auf. Weiche Hölzer sind z. B. Pappel, Linde und Fichte. Die Dauerhaftigkeit der Holzsorten wird durch Inhaltsstoffe und Harze bestimmt. Hölzer wie Douglasie, Kiefer, Lärche und Pechkiefer (Pitchpine) sind daher beständiger bei direkter Bewitterung.

Verarbeitung und Verbindungen

Unterschiede ergeben sich auch in der Spaltbarkeit der Hölzer; leichtspaltbar ist z. B. Tannen- und Fichtenholz gefolgt von Kiefern-, Eichen-, und Eschenhölzern. Als schwer spaltbar gilt Kirsch-, Birn- und Lindenholz. Gar nicht spaltbar ist Guajak-Holz, aufgrund seines unregelmäßigen und wirren Faserverlaufs. Es wird daher zu Achsenlagern, Mörsern etc. verarbeitet.

Das Fügen von Holz geschieht durch verschiedenste Techniken. Je nach Anwendungszweck im Bauwesen sind dies als traditionelle zimmermannstechnische Verbindungen Zapfen, Überblatten, Versetzen und Verkämmen. Die durch CAM unterstützte Fertigung (Abbund) der Einzelbauteile führt zu einem fließenden Übergang zu den im Ingenieurholzbau üblichen Verbindungstechniken, bei denen die Hölzer durch Keilzinken, Kleben (Leimen), Dübeln, Nageln, Schrauben, Bolzen oder Klammern miteinander verbunden werden. Eine Vielzahl spezialisierter Verbindungsmittel und -techniken nutzt die Leistungsfähigkeit des Materials auch an den Verbindungen und in hochbeanspruchten Details. In der Möbelindustrie wird aufgrund der inzwischen ausgereiften Frästechnik in Verbindung mit CAM-Techniken annähernd jede Fügung möglich.

Einfluss von Feuchtigkeit

Holz quillt oder schwindet je nach Feuchtigkeitsaufnahme oder -abgabe in den verschiedenen Richtungen unterschiedlich stark (axial : radial : tangential = 1:10:20). Für Anwendungen im Bauwesen darf der Feuchtigkeitsgehalt des Holzes bei der Verarbeitung nicht wesentlich von der späteren Ausgleichsfeuchte abweichen. Die Einbaufeuchte ist daher in den Technischen Regelwerken auf $15 \pm 3\%$, für Tischlerholz und Möbelholz etwa 12%, für Täfelungsholz etwa 8% beschränkt. Die Zugfestigkeit parallel zur Faser nimmt um 2 bis 3% je 1% Feuchtezunahme, die Druckfestigkeit um 4 bis 6% je 1% Feuchtezunahme ab bzw. bei Trocknung entsprechend zu. Holz mit 40% Feuchtigkeit hat etwa zwei Drittel der Zugfestigkeit und etwa die Hälfte der Biegefestigkeit eines technisch getrockneten Holzes mit 12% Feuchtigkeit. Ähnliche Einflüsse gibt es auch auf die verschiedenen Elastizitätsmoduli. Bei ständiger Trockenheit oder ständig unter Wasser ist Holz sehr lange haltbar. Dies wird durch zahlreiche, zum Teil viele Jahrhunderte alte Bauwerke belegt. Feuchte Luft und Wechsel zwischen Trockenheit und Nässe bilden günstige Wachstumsbedingungen für holzzerstörende Organismen.

Holzschutz

In der Anwendung von Holz für technische Zwecke insbesondere im Bauwesen genießt heute der baulich-konstruktive Holzschutz absoluten Vorrang. Auch in den Verarbeitungsregeln und -normen darf der chemische Holzschutz erst angewendet werden, wenn alle Möglichkeiten des konstruktiven Holzschutzes ausgeschöpft sind.

Ein chemischer Holzschutz ist nur in genau festgelegten Bereichen mit einer in DIN 68 800 festgelegten Gefährdungsklasse erforderlich. Zum Schutz von Holz in diesen Bereichen gegen holzzerstörende Pilze und Insekten werden Holzschutzmittel mit fungiziden und insektiziden Wirkstoffen eingesetzt. Sie sind durch Prüfprädikate gekennzeichnet, die ständig aktualisiert werden müssen. Zur Erzielung einer ausreichenden Wirksamkeit sind für eine Behandlung Mindestmengen erforderlich, die Höchstmengen allerdings besonders wichtig. Es wird zwischen wasserlöslichen (salzhaltigen) Schutzmitteln sowie den öligen Holzschutzmitteln auf der Basis organischer Wirkstoffen in Lösemittelzubereitung unterschieden. Bestimmte salzige Holzschutzmittel können korrosiv auf Metalle wirken oder Glas angreifen.

Brand- und Feuerschutz

Holz brennt! Bei Temperaturen über 250 °C kommt es zu einer exothermen Reaktion, bei der die organischen Substanzen verbrennen. Je nach Holzsorte und vor allem wegen eventueller Behandlung werden auch unterschiedlich toxische Stoffe freigesetzt.

Als Energieträger stellt Holz einen wesentlichen Beitrag zum Klimaschutz dar, da es als regenerativer Energieträger aus nachwachsenden Rohstoffen entsteht und nicht mehr CO_2 freisetzt als bei der Entstehung (Photosynthese) gebunden wurde. Der Wirkungsgrad moderner Pelletheizungen ist mit Öl- und Gasheizungen vergleichbar.

Das Brandverhalten selbst wird von der Bildung einer Verkohlungsschicht geprägt, die in Verbindung mit der niedrigen Wärmeleitfähigkeit des Rohstoffes dafür sorgt, dass über eine lange Brandeinwirkungsdauer die Festigkeit des Bauteils nur langsam sinkt.

Die Entflammbarkeit von Holz wird im Wesentlichen von der Oberflächenstruktur (Rauigkeit) geprägt. Fein gehobelte Oberflächen sind schwer entzündlich, während sägeraue Oberflächen oder aufgefaserte Bereiche leicht entflammbar sind. Zur Herabsetzung der Entflammbarkeit können aufzu-

bringende Präparate auf der Basis von Phosphaten, Carbonaten und Silicaten begrenzt beitragen.

Holzwerkstoffe

Auf keinem anderen Gebiet in der Baustoffbranche sind in den letzten Jahrzehnten so viele Innovationen und Produkte entwickelt worden wie bei den Holzwerkstoffen. Die seit langem bewährten Holzwerkstoffe verlieren durch diese Innovationen nicht ihre Existenzgrundlage. Die Aufgabengebiete der Holzwerkstoffe sind weit gefächert. Der Ausgangsstoff Holz weist als natürlicher, anisotroper Baustoff unterschiedliche Eigenschaften mit hohen Streuungen in den verschiedenen Richtungen auf. Je stärker die Aufschließung/Zerlegung bis hin zur Faser des Holzes erfolgt, desto mehr kann beim Zusammenfügen die richtungsabhängige Struktur vereinheitlicht werden.
Im Weiteren werden industrielle Werkstoff-Produkte beschrieben, die als Grundstoff Rohholz verwenden. Zum Verkleben der vorher zerkleinerten Holzrohmasse (in Fasern, Späne, Furniere, Streifen, Lamellen, Leisten oder Bretter) werden sehr unterschiedliche Verfahren und Bindemittel eingesetzt. Das Spektrum reicht von kunstharzgebundenen, die unter Hitze, Druck oder unter Einfluss von Mikrowellen hergestellt werden, hin zu mineralisch gebundenen Holzwerkstoffen. Im Zuge der Verfahren und Inhaltsstoffe ergeben sich auch unterschiedliche Möglichkeiten der Imprägnierung, Färbung und Klassifizierung in Holzwerkstoffklassen. Die Verleimungsart hat Einfluss auf die Festigkeiten, Feuchte- und Emissionseigenschaften. Der Wert der Formaldehydabgabe für die Emissionsklasse E1 wird von allen Holzwerkstoffen (zum Teil weit) unterschritten. Bezüglich der brandschutztechnischen Klassifizierung sind alle kunstharzgebundenen Holzwerkstoffe in die Klasse B2 (normal entflammbar) nach DIN 4102-1 einzustufen, sofern keine gezielten Maßnahmen getroffen werden. Bei den mineralisch gebundenen Holzwerkstoffen dienen Zement, Gips oder Magnesit als Bindemittel. Diese Platten sind schwerentflammbar (B1) oder nicht brennbar (A2).
Die Maßhaltigkeit der Holzwerkstoffe ist ein wesentliches Charakteristikum für die verbesserten Einsatzmöglichkeiten. Eine permanente Fremd- und Eigenüberwachung bei der Herstellung der Holzwerkstoffe sowie eine geregelte Kennzeichnungspflicht (Übereinstimmungszeichen) sind Voraussetzung für den normengerechten Einsatz der Holzwerkstoffe. Zu diesem Zweck müssen die Werkstoffe entweder den korrespondierenden, bauaufsichtlich eingeführten DIN-Normen entsprechen; der Hersteller muss eine Allgemeine Bauaufsichtliche Zulassung des Deutschen Instituts für Bautechnik oder eine objektbezogene "Zustimmung im Einzelfall" nachweisen können.

Balkenförmige Holzwerkstoffe

Brettschichtholz BSH (auch Lagenholz oder Leimholz genannt) ist das schon seit Jahrzehnten erfolgreich eingesetzte Material, das aus verleimten Vollholz-Lamellen (Dicke 20 bis 33 mm) besteht. Über Keilzinkenverbindungen sind sehr große Längen herstellbar. Die Verleimung in Pressbetten gestattet 1- und 2-achsig gekrümmte Bauteile.

Furnierschichtholz FSH besteht aus Schälfurnieren ($d \approx 3$ mm), die mit Phenolharz parallel oder orthogonal verleimt sind. Einzelne Platten können zu unterschiedlichen Querschnittsformen (z. B. Doppel-T-Profile) zusammengeleimt werden. Die Festigkeiten und Verformungseigenschaften sind bei geringem Gewicht (500 kg/m^3) z. T. deutlich höher als für Brettschichtholz. Aufgrund der Schälrisse in den Furnieren ergibt sich eine gute Imprägnierbarkeit.

Furnierstreifenholz FSH ist aus Furnierstreifen aufgebaut. Die Verleimung erfolgt mit Phenolharzleimen unter Druck und Mikrowellen. Furnierstreifenholz besitzt eine extrem hohe Schubtragfähigkeit, sehr gute, mit denen des besten (und teuersten) Brettschichtholzes (BS 18) vergleichbare Biege- und Druckfestigkeiten, einen hohen Elastizitäts-Modul (45% höher als Vollholz) und ist daher für hochbeanspruchte, verformungsempfindliche Bauteile gut geeignet.

Spanstreifenholz LSL (Laminated Strand Lumber) setzt sich aus Espenholz-Spanstreifen zusammen, die mit einem MDI-Polyurethankleber verleimt werden. Das verwendete, der Pappel verwandte Holz ist eine schnell wachsende Laubholzsorte, so dass der Rohstoff besonders wirtschaftlich und ökologisch gewonnen werden kann. Die Festigkeitswerte sind denen von Brettschichtholz vergleichbar. Wegen der starken Quellwirkung einzelner Späne sind LSL-Platten für die Verwendung im bewitterten Bereich nicht geeignet.

Plattenförmige Holzwerkstoffe

Die Schwerpunkte der Einsatzbereiche von Plattenwerkstoffen sind sehr vielfältig. In der Anwendung als Fassadenwerkstoff ergeben sich z. B. je nach Konstruktion statisch und gleichzeitig bauphysikalisch hohe Beanspruchungen. Die Anwendungsbereiche werden nach DIN 68 800 Teil 2 in drei Klassen (20 nicht wetterbeständig, 100 wetterbeständig und 100 G wetterbeständig mit Schutz vor biotischem Befall) unterteilt.
Bei der Herstellung der Platten im Nassverfahren können die Bindekräfte des holzeigenen Lignins genutzt werden, sofern ausreichender Druck aufgebracht wird. Im Trockenverfahren sind die o. g. Bindemittel erforderlich. Getrennt von diesen Verfahren ist die hydraulische Bindung durch Zement oder Magnesit. Die mineralischen Bindemittel (Magnesia- oder Portlandzement) bringen dabei die Vorteile einer sehr guten Resistenz gegen biotische Schädlinge und den verbesserten Brandschutz mit sich. Ferner sind sie frei von Lösemitteln.
Plattenförmige Holzwerkstoffe, die in ihren Deck- und Mittelschichten eindeutig gerichtete Faserverläufe aufweisen, besitzen ebenfalls anisotrope Eigenschaften.
Prinzipiell lassen sich folgende Werkstoffgruppen aufführen:

Mehrschichtplatten sind als Plattenwerkstoff dem Brettschichtholz für Balkenquerschnitte vergleichbar, da sie aus (allerdings orthogonal) verleimten Brettlagen aus Nadelholz bestehen. Die Anzahl der mit verschiedenen Leimen (Melaminharz, Phenolharz) verbundenen Schichten ist immer ungerade und die Faserrichtung der einzelnen Lagen jeweils um 90° gedreht.

Holzspanplatten werden in fast allen Fällen als Flachpressplatten nach DIN 68 763 hergestellt und werden seit langem als aussteifende, tragende Beplankung erfolgreich und wirtschaftlich eingesetzt. Aufgrund des Herstellungsverfahrens weisen sie einen dreischichtigen Aufbau auf, der zu feineren und dichteren Deckschichten führt. Die Verleimung erfolgt je nach Einstufung in die Nutzungsklassen nach DIN 68 800 mit unterschiedlichen Leimsorten und unterschreitet heute natürlich die Grenzwerte der Emissionsklasse E 1.

OSB-Platten (Oriented Strand Board) verwerten den Rohstoffs Holz zu fast 100%. Flach- bzw. Schälspäne (engl. strands) mit einer mittleren Größe von 35/75 mm werden prozessgesteuert vor der Verleimung ausgerichtet (engl. oriented). OSB/3-Platten sind wasserfest durch ein extrem formaldehydarmes Phenolharzpulver verleimt. Ein Leimanteil von ca. 2,2% ergibt ein Emissionspotential, das nur bei 25% des geforderten Wertes E 1 liegt.

Sperrholz unterscheidet sich u. a. nach der Verleimung und den Holzarten der Deckfurniere und ist der Oberbegriff für:
– Furniersperrholz FU für allgemeine Zwecke ist nicht für tragende oder aussteifende Bauzwecke zugelassen. Die Verleimung kann als IF (nicht wetterbeständig) oder AW (bedingt wetterbeständig) erfolgen.

– Bau-Furniersperrholz BFU ist i. d. R. aus Nadelholzfurnieren nach DIN 68 705-3 hergestellt und daher nach DIN 1052 tragend/aussteifend einsetzbar. Das Plattenmaterial hat deutlich geringere Kriechverformungen als Spanplatten und kann in der Holzwerkstoffklassen 100 G ohne chemische Zusätze mit resistenten Holzarten im Deckfurnier z. B. als spezielle Siding-Platte für Fassaden eingesetzt werden.
– Bau-Furniersperrholz aus Buche BFU-BU wird aus Buchenfurnieren nach DIN 68 705-5 mit Phenol-, Phenolresorcin- oder Resorcinharzen verleimt. Wie BFU ist es nach DIN 1052 tragend/aussteifend einsetzbar. Es wird vorwiegend für Sonderzwecke hochbeanspruchter Bereiche (z. B. Verstärkungen) eingesetzt.
– Bau-Stabsperrholz BST und Bau-Stäbchensperrholz BSTAE sind durch einen Holzkern geprägt, der aus Leisten (BST) oder Streifen (BSTAE) mit ober- und unterseitigen Furnieren (3-lagig oder kreuzweise mit Sperrfurnier als 5-lagige Platte) besteht. Die Anwendung dieser Holzwerkstoffe als konstruktives Bauteil ist auf wenige Spezialbereiche begrenzt.

Holzfaserplatten nach DIN 68 754 lassen sich in drei Typen unterteilen: Harte Holzfaserplatten HFH werden im Nassverfahren ohne Bindemittel hergestellt. Mittelharte Holzfaserplatten HFM und Mitteldichte Holzfaserplatten (Medium Density Fibreboard) zeichnen sich durch einen sehr gleichmäßigen, feinen Aufbau über den gesamten Querschnitt aus. Durch Imprägnierung können die Platten bituminös oder parafinös hydrophobiert werden.

Als weiche *Holzfaserplatten* werden einige Plattentypen zusammengefasst, die eine Rohdichte von weniger als 400 kg/m^3 haben. Poröse Holzfaserplatten HFD nach DIN 68 750 werden zu Wärme- und Schalldämmzwecken eingesetzt. Je nach Produkt ergeben sich verschiedene Dichten, Massen und damit dynamische Steifigkeiten. Die leichtesten Holzfaserplatten sind die Holzfaserdämmplatten für das Bauwesen (SBW), die zu Wärmedämmzwecken eingesetzt werden. Sollen die Platten auch in feuchtebeanspruchten Bereichen eingesetzt werden, so sind bituminierte Holzfaserplatten (BPH) nach DIN 68 752 verfügbar. Hydrophobierte Holzfaserplatten (paraffiniert, bituminiert) sind der Schlüssel zu diffusionsoffenen Konstruktionen.

Holzwolle-Leichtbauplatten (HWL) bestehen aus Holzwolle, die mit Zement oder Magnesit gebunden und nahezu unverrottbar sind. Je nach Einsatzzweck können auf Druck, Querzug, Biegung bedingt belastbare Platten hergestellt werden, die Funktionen wie Wärmedämmung, Schall- und Brandschutz sowie als Putzträgerschicht übernehmen können.

Zementgebundene Spanplatten verbinden postive Eigenschaften anderer Plattentypen. Zement als nichtbrennbares Bindemittel sorgt für die Einstufbarkeit in die Baustoffklasse A (nicht brennbar) und eröffnet damit bei gleichzeitiger Zulassung als tragende und aussteifende Platte die Erstellung von Brandschutzkonstruktionen. Sie entsprechen ohne weitere chemische Zusätze der Holzwerkstoffklasse 100 G, sind schädlings- und verrottungssicher und können daher in Nassräumen und in der Fassade Verwendung finden.

Gipsgebundene Spanplatten werden im Halbtrockenverfahren hergestellt und zeichnen sich als formaldehydfreies Produkt durch ein gutes Brandverhalten aus.

Entwicklungen und Bauweisen, die sich aus den neuen, spezialisierten Baustoffen ergeben, erfordern eine verstärkte Publikation. Neben den Kenntnissen im Bereich der Konstruktion und Verarbeitung empfiehlt es sich für planende und beratende Ingenieure sich den Überblick über die dafür zur Verfügung stehenden Materialien zu verschaffen. Neben den klassischen Kriterien für den Einsatz, die Eignung und die Bewertung eines Baustoffes erlangen zunehmend auch ökologische Anforderungen wie Gesamtenergiebilanz, Emissionspotential, stoffliche Verwertung und Entsorgung an Bedeutung.

Normen. Die Normung in Bezug auf den Werkstoff Holz kann nur mühsam den zahlreichen Entwicklungen und Forschungsergebnissen folgen. Die unten aufgeführten Normen sind zwar zum Zeitpunkt der Drucklegung gültig, jedoch ist besonders aufgrund des europäischen Normenwerks die Aktualisierung, Ablösung und Streichung von Normen zu erwarten. Ferner sind wesentliche Holzwerkstoffe nicht genormt, sondern über bauaufsichtliche Zulassungen für die Anwendung freigegeben.
Besonders wichtig für die Anwendung im Bauwesen ist DIN 1052, die aktuell gegenüber den unten aufgeführten Ausgaben grundlegend überarbeitet wurde. Dabei wurde wie in den anderen Baustoffen (Stahlbau, Stahlbeton etc.) das Teilsicherheitskonzept eingeführt, das eine getrennte Betrachtung der Streuungen auf der Einwirkungs- und Widerstandsseite ermöglicht.
DIN EN 300:06.97: Platten aus langen, schlanken, ausgerichteten Spänen (OSB). – *DIN EN 301:08.92:* Klebstoffe für tragende Holzbauteile – *DIN EN 622-1:08.97:* Faserplatten – Anforderungen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen – *DIN EN 622-2:08.97:* Faserplatten – Anforderungen – Teil 2: Anforderungen an harte Platten – *DIN EN 622-3:08.97:* Faserplatten – Anforderungen – Teil 2: Anforderungen an mittelharte Platten – *DIN EN 622-4:08.97:* Faserplatten – Anforderungen – Teil 2: Anforderungen an poröse Platten – *DIN EN 622-5:08.97:* Faserplatten – Anforderungen – Teil 2: Anforderungen an Platten nach dem Trockenverfahren (MDF) – *DIN 1052-1:04.88:* Holzbauwerke; Berechnung und Ausführung – *DIN 1052-1/A1:10.96:* Änderung – *DIN 1052-2:04.88:* Holzbauwerke; Mechanische Verbindungen – *DIN 1052-2/A1:10.96:* Änderung – *DIN 1052-3:04.88:* Holzbauwerke; Holzhäuser in Tafelbauart; Berechnung und Ausführung – *DIN 1052-3/A1:10.96:* Änderung – *DIN 1101:06.00:* Holzwolle-Leichtbauplatten und Mehrschicht-Leichtbauplatten als Dämmstoffe für das Bauwesen – *DIN ENV 1995-1-1:06.94:* Eurocode 5: Berechnung und Bemessung von Holzbauwerken; Teil 1–1: Allgemeine Bemessungsregeln; Bemessungsregeln für den Hochbau – *DIN ENV 1995-1-2:05.97:* Eurocode 5: Bemessung und Konstruktion von Holzbauwerken; Teil 1–2: Allgemeine Regeln; Tragwerksbemessung für den Brandfall – *DIN 4074-1:09.89:* Sortierung von Nadelholz nach der Tragfähigkeit Nadelschnittholz – *DIN 4102-2:09.77:* Brandverhalten von Baustoffen und Bauteilen; Bauteile – *DIN 4102-4:03.94:* Brandverhalten von Baustoffen und Bauteilen; Zusammenstellung und Anwendung klassifizierter Baustoffe; Bauteile und Sonderbauteile – *DIN 4102-10:05.98:* Brandverhalten von Baustoffen und Bauteilen; Baustoffe – *DIN 68 141:08.95:* Holzklebstoffe; Prüfung der Gebrauchseigenschaften von Klebstoffen für tragende Holzbauteile – *DIN 68 705-3:12.81:* Sperrholz; Bau-Furniersperrholz – *DIN 68 705-4:12.81:* Sperrholz; Bau-Stabsperrholz, Bau-Stäbchensperrholz – *DIN 68 705-5:10.80:* Sperrholz; Bau-Furniersperrholz aus Buche – *DIN 68 754-1:02.76:* Harte und mittelharte Holzfaserplatten für das Bauwesen – *DIN 68 755-1:06.00:* Holzfaserdämmstoffe für das Bauwesen – Teil 1: Dämmstoffe für die Wärmedämmung – *DIN 68 762:03.82:* Spanplatten für Sonderzwecke im Bauwesen – *DIN 68 763:09.90:* Spanplatten, Flachpressplatten für das Bauwesen – *DIN 68 764-1:09.73:* Spanplatten; Strangpressplatten für das Bauwesen – *DIN 68 764-2:09.74:* Spanplatten, Strangpressplatten für das Bauwesen, Beplankte Strangpressplatten für das Bauwesen – *DIN 68 800-1:05.74:* Holzschutz im Hochbau; Allgemeines – *DIN 68 800-2:05.96:* Holzschutz; Vorbeugende bauliche Maßnahmen im Hochbau – *DIN 68 800-3:04.90:* Holzschutz;Vorbeugender chemischer Holzschutz – *DIN 68 800-4:11.92:* Holzschutz; Bekämp-

fungsmaßnahmen gegen holzzerstörende Pilze und Insekten – *DIN 68800-5:05.78:* Holzschutz; Vorbeugender chemischer Holzschutz von Holzwerkstoffen.

3.4 Werkstoffauswahl. Materials selection

Jede Werkstoffauswahl hat sich an den folgenden Zielen zu orientieren:

- Realisierung des Anforderungsprofils technisch notwendiger Werkstoffeigenschaften,
- Erreichung wirtschaftlicher Lösungen durch Kombination preiswerter Werkstoffe und kostengünstiger Fertigungsmethoden,
- Anwendung solcher Werkstoffe und Gestaltungsprinzipien, die nach der Nutzung der Komponenten eine einfache Demontage und die umweltfreundliche Rezyklierung bzw. Abfallbeseitigung ermöglichen.

Infolge des extrem breiten Spektrums technischer Anwendungsbereiche und der großen Vielfalt verfügbarer Werkstoffe muss die Auswahl den unterschiedlichsten Erfordernissen gerecht werden. Nach den in technischen Anwendungen primär erforderlichen Werkstoffeigenschaften wird unterschieden zwischen *Konstruktions-* oder *Strukturwerkstoffen* für mechanisch beanspruchte Bauteile und *Funktionswerkstoffen* mit speziellen funktionellen Eigenschaften, z. B. elektronischer, magnetischer oder optischer Art. Die hauptsächlichen Anforderungen an Strukturwerkstoffe betreffen neben der statischen und der Ermüdungsfestigkeit und Steifigkeit eine ausreichende Beständigkeit gegenüber thermischen, korrosiven und tribologischen Beanspruchungen.

3.4.1 Systematik der Werkstoffauswahl
System of materials selection

Da bei zahlreichen technischen Anwendungen neben mechanischen auch noch andere Beanspruchungsarten auftreten, müssen die vielfältigen Einflussfaktoren in systematischer Weise berücksichtigt werden. Ein allgemeines Schema für eine systematische Materialauswahl ist in **Bild 20** angegeben. Die systemtechnische Auswahlmethodik umfasst die folgenden hauptsächlichen Schritte:

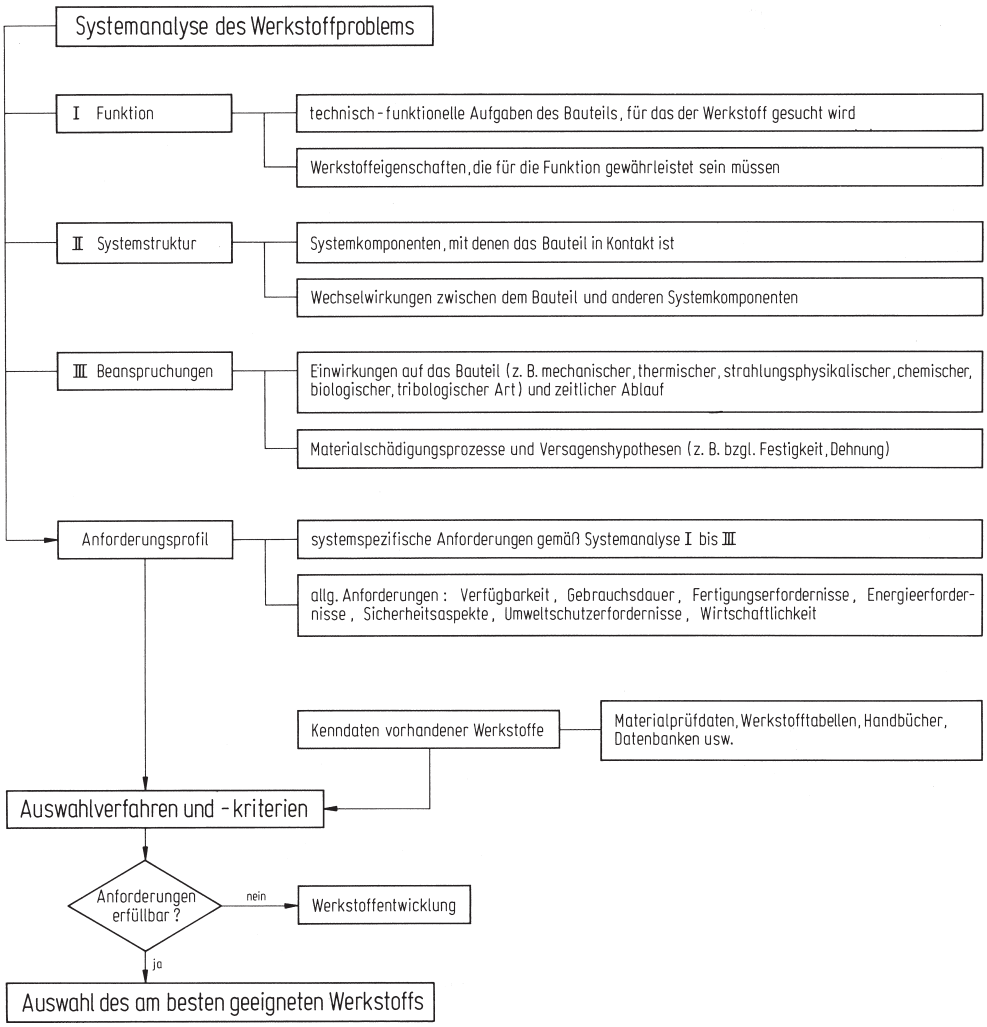


Bild 20. Systemmethodik zur Werkstoffauswahl

a) Systemanalyse des Werkstoffproblems: Untersuchung und Zusammenstellung der kennzeichnenden Parameter des Bauteils, für das der Werkstoff gesucht wird, aus den Bereichen Funktion, Systemstruktur und Beanspruchungen in möglichst vollständiger und eindeutiger Form.
b) Formulierung des Anforderungsprofils: Zusammenstellung der systemspezifischen und der allgemeinen Anforderungen, wie Verfügbarkeit, Gebrauchsdauer, Fertigungserfordernisse, usw. in Form eines „Pflichtenhefts“, siehe **Bild 20**.
c) Auswahl: Vergleich und Bewertung der Parameter des Anforderungsprofils mit den Kenndaten vorhandener Werkstoffe unter Verwendung von Materialprüfdaten, Werkstofftabellen, Handbüchern, Datenbanken usw. Wenn die Anforderungen mit den Kenndaten verfügbarer Werkstoffe erfüllt werden können, dürften wegen der systemanalytischen Vorgehensweise die wichtigsten Einflussparameter berücksichtigt sein. Im anderen Fall muss nötigenfalls der Systementwurf überdacht oder eine geeignete Werkstoffentwicklung veranlasst werden. Hierfür sind wegen des häufig sehr hohen Investitions- und Zeitaufwandes möglichst genaue Kosten-Nutzen-Analysen durchzuführen.

4 Kunststoffe. Plastics

A. Burr, Schwäbisch Gmünd und **G. Harsch**, Beilstein

4.1 Einführung. Introduction

Kunststoffe sind organische, hochmolekulare Werkstoffe, die überwiegend synthetisch hergestellt werden. Sie werden als *Polymere* (deshalb auch Polymerwerkstoffe genannt) aus *Monomeren* hergestellt durch *Polymerisation, Polykondensation* oder *Polyaddition*. Monomere sind Substanzen, die Kohlenstoff C, Wasserstoff H, Sauerstoff O sowie Stickstoff N, Chlor Cl, Schwefel S und Fluor F enthalten. Je nach Art der entstehenden Polymere unterscheidet sich dann das Verhalten:
Lineare Polymere sind *Thermoplaste*; vernetzte Polymere sind *Duroplaste* und mehr oder weniger weitmaschig vernetzte Polymere sind *elastische Kunststoffe*, auch *Elastomere* genannt.
Variationsmöglichkeiten bei der Herstellung der Kunststoffe ergeben eine große Vielfalt: *Kunststoffe sind Werkstoffe nach Maß.* Bei *Homopolymerisaten* beeinflusst die Kettenlänge (Polymerisationsgrad) die Eigenschaften. Weitere Änderungen sind möglich durch *Copolymerisation*, Herstellung von *Polymermischungen* (Blends, Alloys, Polymerlegierungen). Durch die Vielfalt bei der Herstellung bringen Kunststoffe zum Teil völlig neue Eigenschaften mit, die die Verwirklichung bestimmter technischer Probleme erst ermöglichen: Schnappverbindungen, Filmscharniere, Gleitelemente, Strukturschäume, schmierungsfreie Lager und die integrale Fertigung sehr komplizierter Formteile.

Normung und Kennzeichnung von Kunststoffen: In DIN EN ISO 1043-1 sind Kurzzeichen für Kunststoffe nach ihrer chemischen Zusammensetzung festgelegt; in DIN EN ISO 1043-2 und DIN 55 625 erfolgen Angaben über Füll- und Verstärkungsstoffe. In DIN EN ISO 1043-3 werden Angaben zu Weichmachern und DIN EN ISO 1043-4 zu Flammschutzmitteln gemacht. DIN 16 780 enthält Angaben über Polymerlegierungen. Thermoplast-Formmassen werden nach ISO bzw. DIN EN ISO (z. T. auch noch nach DIN) gekennzeichnet; es handelt sich um ein einheitliches Ordnungssystem, das eine ziemlich exakte Beschreibung der Formmassen erlaubt. Verwendet wird dabei ein *Blocksystem* mit bis zu 5 *Merkmaldatenblöcken*, die Angaben enthalten über den *chemischen Aufbau mit Kurzzeichen*, ggf. *das Polymerisationsverfahren*, *Verarbeitungsmöglichkeiten und Zusätze*, *(verschlüsselte) qualitative Eigenschaftswerte* (z. B. Dichte, Viskositätszahl, Elastizitätsmodul, Festigkeitskennwerte usw.), Angaben über *Art*, *Form* und *Menge* von *Füll- und Verstärkungsstoffen*. Eine solche Normbezeichnung kann z. B. wie folgt aussehen:
Thermoplast ISO 1874 – PA 66, MFH, 14-100, GF 30, dabei bedeuten: PA 66 die Kunststoffart; *M* Verarbeitung durch Spritzgießen; *F* mit Flammschutzmittel; *H* mit Hitzestabilisierung; *14* eine (verschlüsselte) Viskositätszahl zwischen 130 bis 160 cm^3/g; *100* einen (verschlüsselten) Elastizitätsmodul zwischen 9 500 und 10 500 MPa; *GF* Verstärkung mit Glasfasern mit einem Gewichtsanteil 27,5 bis 32,5% (*30*).
Duroplast-Formmassen werden gekennzeichnet nach DIN EN ISO 14 526 (PF), DIN EN ISO 14 527 (UF), DIN EN ISO 14 528 (MF), DIN EN ISO 14 529 (MP), DIN EN ISO 14 530 (UP), DIN EN ISO 15 252 (EP), es gilt ein ähnliches Kennzeichnungssystem wie für Thermoplaste; z. B.
rieselfähige Phenol-Formaldehyd-Formmasse (PF-PMC), z. B. Typ: PMC ISO 14 526-PF (WD 30 + MD 20); früher nach DIN 7708-2: PF Typ 31.
Kautschuke und Latices werden nach DIN ISO 1629 gekennzeichnet, thermoplastische Elastomere nach ISO 18 064.

Formmassen sind ungeformte Ausgangsprodukte, die in technischen Verarbeitungsverfahren (s. **E 4.10**) zu *Formstoffen* (Halbzeuge, Formteile) verarbeitet werden.

4.2 Aufbau und Verhalten von Kunststoffen
Structure and characteristics

Thermoplaste bestehen i. Allg. aus Kettenmolekülen mit bis zu 10^6 Atomen bei einer Länge von ca. 10^{-6} bis 10^{-3} mm. Die Festigkeit der Thermoplaste ist wegen fehlender Hauptvalenzbindungen zwischen den Kettenmolekülen temperaturabhängig und wird durch „mechanische“ Verschlingungen der Kettenmoleküle und die Nebenvalenzkräfte zwischen den Kettenmolekülen beeinflusst. Bei *amorphen* Thermoplasten liegen die Kettenmoleküle wie in einem Wattebausch vor; die Festigkeitseigenschaften sind *isotrop*, d. h. in allen Richtungen gleich. Durch Verarbeitungsprozesse wie Extrudieren, Spritzgießen oder mechanisches Verstrecken können die Makromoleküle ausgerichtet werden, was eine *Anisotropie* ergibt, d. h. die Eigenschaften sind richtungsabhängig. Bei *teilkristallinen* Thermoplasten liegen örtliche Ordnungen der Makromoleküle vor; in diesen geordneten, „kristallinen“ Bereichen sind die Kunststoffe steif und in den amorphen „Gelenken“ flexibel. Bei Thermoplasten sind die Eigenschaften abhängig vom chemischen Aufbau der Ketten, von der Kettenlänge, den kristallinen Anteilen sowie von der Art der Nebenvalenzkräfte (Dipolbindungen, Wasserstoffbrückenbindungen, Dispersionskräfte usw.).
Bei *Elastomeren* ist die Anzahl der Vernetzungspunkte maßgebend für das elastische Verhalten: weichelastisch bei wenigen Vernetzungspunkten, hartelastisch mit vielen Vernetzungspunkten. Umformen und Schweißen ist daher nicht möglich. *Thermoplastische Elastomere* (TPE) können jedoch wegen ihres anderen Aufbaus umgeformt und geschweißt werden.
Bei *Duroplasten* gibt es wegen der vollständigen, sehr engmaschigen Vernetzung keine Gleitmöglichkeiten mehr, so dass diese Kunststoffgruppe nach der Formgebung nur noch spanend bearbeitet werden kann.

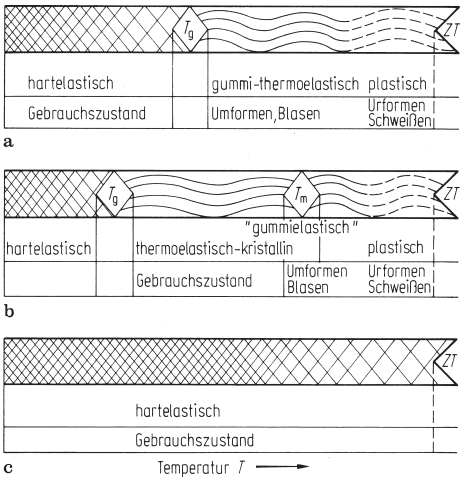


Bild 1 a–c. Zustandsbereiche für Kunststoffe (schematisch). **a** Amorphe Thermoplaste; **b** teilkristalline Thermoplaste; **c** Duroplaste; T_g Glasübergangstemperatur, T_m Kristallitschmelztemperatur, *ZT* Zersetzungstemperatur

Bild 1 zeigt die Zustandsbereiche von Kunststoffen und die Verarbeitungsmöglichkeiten. Bei *amorphen Thermoplasten* liegt die Raumtemperatur *unterhalb* T_g (Glasübergangstemperatur), bei *teilkristallinen* zwischen T_g und T_m (Kristallitschmelztemperatur).

4.3 Eigenschaften. Properties

Durch den molekularen Aufbau ergeben sich bei Kunststoffen gegenüber Metallen mit atomarem Aufbau andere Eigenschaften: *relativ niedrige Festigkeit* (ohne Verstärkungen), *niedriger Elastizitätsmodul* (geringe Steifigkeit), *Zeitabhängigkeit* der mechanischen Eigenschaften (Entspannen – Kriechen), starke *Temperaturabhängigkeit* der Eigenschaften, besonders bei Thermoplasten, sowie hohe *Wärmeausdehnung* und geringe *Wärmeleitfähigkeit*. Günstig sind gute elektrische *Isoliereigenschaften*, gute *Beständigkeit*, teilweise *physiologische Unbedenklichkeit* und zum Teil ausgezeichnete *Gleiteigenschaften*, auch ohne Schmierung.
Die Eigenschaften von Kunststoffen können auf vielfältige Weise verändert werden, so z. B. durch die *Verarbeitungsbedingungen, Weichmachung* (äußere bei PVC-P, innere bei PVC-HI, PS-I, PS-HI), Herstellung von *Mischungen* (Polymerlegierungen, Blends, z. B. ABS + PC oder PBT + PC), *Copolymerisation* (SAN, ASA, ABS), *Verstärkungsstoffe* (Glas-, Kohlenstoff-, Aramidfasern), *Füllstoffe* (Holz- oder Gesteinsmehl, Glaskugeln, Talkum) oder sonstige *Hilfsstoffe* (Gleitmittel, Stabilisatoren, Farbstoffe, Pigmente, Flammschutzmittel, Treibmittel).
Anh. E 4 Tab. 1 gibt für wichtige Kunststoffgruppen Anhaltswerte über Eigenschaften.

4.4 Wichtige Thermoplaste
Important thermoplastics

Die Umstellung der Formmassenormen auf ISO- bzw. DIN EN ISO-Normen ist noch nicht abgeschlossen, deshalb werden auch noch DIN-Normen aufgeführt. Außer den hier aufgeführten „Grundkunststoffen" gibt es eine Vielzahl von Modifikationen (Blends, Copolymerisate) mit gezielt eingestelltem Eigenschaftsbild.

Polyamide PA nach DIN EN ISO 1874 (*Akulon, Bergamid, Durethan, Grilamid, Grilon, Minlon, Rilsan, Stanyl, Technyl, Ultramid, Vestamid, Zytel*). Eingesetzt werden meist die teilkristallinen PA46, PA6, PA66, PA610, PA11, PA12 und amorphes PA6-3-T (neu: PA NDT/INDT). Milchig trübe Eigenfarbe. Starke Neigung zu Wasseraufnahme und damit Beeinflussung der Eigenschaften; mit zunehmendem Wassergehalt nehmen Zähigkeit zu und Festigkeit ab. Polyamide sind verstreckbar. Wasseraufnahme abnehmend von PA6 bis PA12. Elektrische Isoliereigenschaften abhängig von Feuchtegehalt. Einsatztemperaturen von −40 °C bis 80 bis 120 °C. Beständig gegen viele Lösemittel, Kraftstoffe und Öle. Nicht beständig gegen Säuren und Laugen. Meist Konditionieren der Polyamidteile notwendig.

Formteile als Konstruktionsteile bei Anforderungen an Festigkeit, Zähigkeit und Gleiteigenschaften z. B. als Gleitelemente, Zahnräder, Laufrollen; ferner für Gehäuse, Lüfterräder, Lagerbuchsen, Transportketten, Dübel, Führungen; Abschlepp- und Bergsteigerseile; technische Spielzeugbausteine. *Halbzeuge* als Tafeln, Rohre, Profile, Stangen und Folien.

Polyacetalharze POM nach DIN 16 781, ISO 9988 (*Delrin, Hostaform, Sniatal, Ultraform*). Teilkristalline Kunststoffe mit weißlicher Eigenfarbe. Praktisch keine Wasseraufnahme. Günstige Steifigkeit und Festigkeit bei ausreichender Zähigkeit und guten Federungseigenschaften. Sehr günstiges Gleit- und Verschleißverhalten. Gute elektrische Isoliereigenschaften. Einsatztemperaturen von −40 bis 100 °C. Sehr gute Chemikalienbeständigkeit.

Formteile als Konstruktionsteile mit hohen Anforderungen an Maßgenauigkeit, Festigkeit, Steifigkeit sowie gutem Federungs- und Gleitverhalten z. B. als Gleitlager, Lagerbuchsen, Steuerscheiben, Schnapp- und Federelemente, Gehäuse, Pumpenteile, Scharniere, Beschläge, Griffe. *Halbzeuge* als Tafeln, Profile, Stangen, Rohre.

Lineare Polyester PET/PBT (Polyalkylenterephthalate) nach DIN 16 779, ISO 7792 (*Arnite, Crastin, Pocan, Rynite, Ultradur, Valox, Vandar, Vestodur*). Teilkristalline Thermoplaste mit unterschiedlicher Kristallinität (PET zum Teil amorph, PBT milchigweiß). Günstige mechanische Eigenschaften, auch bei tiefen und hohen Temperaturen bis 110 °C. Günstiges Langzeitverhalten und geringer Abrieb bei guten Gleiteigenschaften. Sehr geringe Feuchteaufnahme. Kleine Wärmedehnung. Sehr gute elektrische Isoliereigenschaften. Nicht beständig gegen heißes Wasser und Dampf, Aceton und halogenhaltige Lösemittel, sowie starke Säuren und Laugen.

Formteile als Konstruktionsteile mit hoher Maßhaltigkeit bei guten Lauf- und Gleiteigenschaften im Maschinenbau, Feinwerktechnik, für Haushalt und Büromaschinen. *Halbzeuge* als Tafeln, Profile, Rohre; Folien für Audiobänder, Kondensatoren, Klebebänder, Isolierfolien; Backfolien; verstreckte Verpackungsbänder.

Polycarbonat PC nach DIN EN ISO 7391 (*Apec, Lexan, Makrolon, Xantar*). Amorphe, glasklare Thermoplaste mit hoher Festigkeit und guter Zähigkeit. Sehr gute elektrische Isoliereigenschaften. Einsatztemperaturen von −100 bis +130 °C. Beständig gegen Fette und Öle; nicht beständig gegen Benzol und Laugen. Spannungsrissempfindlich bei bestimmten Lösemitteln. Auf der Basis von PC werden eine Vielzahl von Blends hergestellt, z. B. PC + ABS, PC + ASA, PC + PBT.

Formteile vor allem in der Elektrotechnik als Abdeckungen für Leuchten, Sicherungskästen; Spulenkörper, Steckverbinder, Röhrenfassungen. Gehäuse für feinwerktechnische und optische Geräte; Geschirr, Schutzhelme und -schilde; Sicherheitsverglasungen, Helmvisiere; Zeichendreiecke. *Halbzeuge* als Rohre, Profile, Stangen, Tafeln, Folien.

Modifizierte Polyphenylenether PPE (*Luranyl, Noryl, Vestoran*) meist mit PS oder PA modifizierte amorphe Thermoplaste mit beiger Eigenfarbe. Sehr geringe Wasseraufnahme. Hohe Festigkeit und Steifigkeit bei guter Schlagzähigkeit. Geringe Kriechneigung und gute Temperaturbeanspruchbarkeit bis 120 °C. Sehr gute elektrische Isoliereigenschaften, fast unabhängig von der Frequenz. Nicht beständig gegen aromatische, polare und chlorhaltige Kohlenwasserstoffe.

Formteile als Gehäuse in der Elektronik und Elektrotechnik bei höherer thermischer Beanspruchung; Steckverbinder, Präzisionsteile der Büromaschinen- und Feinwerktechnik. *Halbzeuge* als Profile, Rohre, Stangen, Tafeln.

Polyacrylate PMMA nach DIN 7745, ISO 8257 (*Altuglas, Lucite, Plexiglas, Paraglas*), MABS nach DIN EN ISO 10366. Amorphe Thermoplaste, glasklar mit sehr guten optischen Eigenschaften („organisches Glas"). Hart und spröde bei hoher Festigkeit. Gute elektrische Isoliereigenschaften. Einsatztemperaturen bis +70 °C. Gut licht-, alterungs- und witterungsbeständig; nicht beständig gegen konz. Säuren, halogenierte Kohlenwasserstoffe, Benzol, Spiritus. Gut klebbar. Als niedermolekulare Typen thermoplastisch verarbeitbar, als hochmolekulare Typen nur als Halbzeug lieferbar.

Formteile vor allem für optische Anwendungen wie z. B. Brillen, Lupen, Linsen, Prismen, Rückleuchten; Verglasungen, Schaugläser, Lichtbänder. Haushaltsgeräte; Schreib- und Zeichengeräte. Dachverglasungen, Werbe- und Hinweisschilder; Badewannen, Sanitärgegenstände; Anschauungsmodelle. *Halbzeuge* als Blöcke, Tafeln, Profile, Rohre, Lichtleitfasern.

Polystyrol PS nach DIN EN ISO 1622 (*Edistir, Empera, Lacqrene, Styron*). Amorphe, glasklare Thermoplaste. Steif, hart und sehr spröde. Sehr gute elektrische Isoliereigenschaften; starke elektrostatische Aufladung. Keine hohe Temperaturbeanspruchbarkeit. Neigung zu Spannungsrissbildung bereits an Luft. Geringe Beständigkeit gegen organische Lösemittel.

Formteile: Glasklare Verpackungen, Haushaltgeräte, Schubladeneinsätze, Ordnungskästen, Diarähmchen, Film- und Fotospulen, Spulenkörper, Bauteile der Elektrotechnik, Einweggeschirr und -Besteck.

Styrol-Butadien SB (PS-I) nach DIN EN ISO 2897 (*Empera, K-Resin, Styrolux*). Amorphe, meist aber nicht mehr durchsichtige Thermoplaste (Ausnahme z. B. Styrolux). Verbesserte Schlagzähigkeit. Gute elektrische Isoliereigenschaften, jedoch i. Allg. starke elektrostatische Aufladung. Einsatztemperaturen bis +75 °C.

Formteile bei erhöhter Schlagbeanspruchung als Toilettenartikel, Stapelkästen, Diarähmchen, Schuhleisten, Absätze, Gehäuseteile. *Halbzeuge* vorwiegend als Folien für die Warmumformung.

Styrol-Acrylnitril-Copolymerisat SAN nach DIN EN ISO 4894 (*Kostil, Luran, Lustran, Tyril*). Amorphe, glasklare Thermoplaste mit hohem Oberflächenglanz. Gute mechanische Festigkeiten, höhere Schlagzähigkeit als PS, höchster E-Modul aller Styrol-Polymere. Gute elektrische Isoliereigenschaften. Einsatztemperaturen bis +95 °C; gute Temperaturwechselbeständigkeit.

Formteile mit hoher Steifigkeit und Dimensionsstabilität, gegebenenfalls mit Durchsichtigkeit z. B. Skalenscheiben, Schaugläser, Gehäuseteile, Verpackungen, Warndreiecke.

Acrylnitril-Butadien-Styrol-Polymerisate ABS nach DIN EN ISO 2580 (*Cycolac, Lustran, Magnum, Novodur, Sinkral, Terluran*). Amorphe, meist nicht mehr durchsichtige Thermoplaste als Polymerisatgemische oder Copolymerisate. Gute mechanische Festigkeitseigenschaften bei günstiger Schlagzähigkeit. Gute elektrische Isoliereigenschaften bei sehr geringer elektrostatischer Aufladung. Einsatztemperaturen von –45 bis 110 °C. ABS wird auch zu Polymerlegierungen gemischt mit PC (*Bayblend T*) oder PVC (*Ronfaloy*) mit besonderen Eigenschaften.

Formteile besonders für Gehäuse aller Art in Haushalt, Fernseh- und Videotechnik, Büromaschinen. Möbelteile aller Art, Koffer, Absätze, Schutzhelme; Sanitärinstallationsteile; Spielzeugbausteine. *Halbzeug* in Form von Tafeln, vor allem zur Warmumformung, auch zu technischen Formteilen.

Schlagzähe ASA-Polymerisate ASA (AEPDS, ACS) nach DIN EN ISO 6402 (*Centrex, Geloy, Luran S, Novodur*). Dieses sind amorphe Thermoplaste ähnlich wie ABS, jedoch bei erhöhter Temperatur- und Witterungsbeständigkeit, daher besonders eingesetzt für Außenanwendungen.

Celluloseabkömmlinge CA, CP und CAB nach DIN 7742 (*Cellidor, Tenite*). Amorphe, durchsichtige Thermoplaste, die durch Veresterung von Cellulose mit Säuren entstehen; meist mit Weichmacher versetzt; zum Teil höhere Wasseraufnahme. Gute mechanische Eigenschaften bei hoher Zähigkeit. Einsatztemperaturen bis +100 °C. Gute chemische Beständigkeit.

Formteile mit geforderter guter Zähigkeit, und für metallische Einlegeteile, z. B. Werkzeuggriffe, Hammerköpfe, Schreib- und Zeichengeräte; Brillengestelle, Bürstengriffe, Spielzeug. *Halbzeuge* in Form von Blöcken, Profilen, Tafeln.

Polysulfone PSU/PES (*Mindel, Radel, Udel, Ultrason*). Amorphe Thermoplaste mit leichter Eigenfarbe. Gute Festigkeit und Steifigkeit; geringe Kriechneigung bis zu 180 °C, Einsatztemperaturen von − 100 bis 180 °C. Wasseraufnahme ähnlich PA. Gute elektrische Isoliereigenschaften.

Formteile für hohe mechanische, thermische und elektrische Beanspruchungen.

Polyphenylensulfid PPS (*Fortron, Primef, Ryton, Supec, Tedur*). Teilkristalline Thermoplaste mit hohem Glasanteil. Hohe Festigkeit und Steifigkeit bei geringer Zähigkeit; geringe Kriechneigung und gute Gleiteigenschaften. Einsatztemperaturen bis 240 °C. Sehr hohe Beständigkeit gegen Chemikalien.

Formteile für hohe mechanische, thermische, elektrische und chemische Beanspruchungen, z. B. in Feinwerktechnik und Elektronik wie Steckverbinder, Kohlebürstenhalter, Gehäuse, Fassungen, Dichtelemente, Kondensatorfolien, flexible Leiterbahnen; Ummantelungen für Halbleiterbauelemente; Griffleisten für Herde.

Polyimide PI (*Kapton, Torlon, Ultem, Vespel*). Je nach Aufbau duroplastisch vernetzt oder linear amorph. Hohe Festigkeit und Steifigkeit bei geringer Zähigkeit; sehr gutes Zeitstandverhalten. Günstiges Abrieb- und Verschleißverhalten. Sehr hohe elektrische Isolationswirkung. Sehr geringe Wärmeausdehnung. Großer Einsatztemperaturbereich, bei PI von − 240 bis +260 °C. Sehr gut chemisch beständig, auch gegen energiereiche Strahlung.

Formteile für hohe mechanische, thermische und elektrische Beanspruchungen und gleitender Reibung ohne Schmierung, z. B. in Raumfahrt, Datenverarbeitung, Kernanlagen und Hochvakuumtechnik. Isolierfolien mit hoher Isolationswirkung.

Polyaryletherketone (PAEK, PEK, PEEK) sind sehr steife und hochfeste Thermoplaste für hohe Einsatztemperaturen, bis 250 °C. *Polyphthalamide PPA* sind teilkristalline Superpolyamide, die nur verstärkt eingesetzt werden und die Lücke zwischen den technischen und Hochleistungskunststoffen schließen. *LC-Polymere* und LCP-Compounds (*Vectra, Xydar, Zenite*) zeichnen sich durch gute Dimensionsstabilität bei hoher Steifigkeit und Temperaturbeständigkeit aus und sind ggf. metallisierbar und elektrisch leitfähig, allerdings zeigen sie starke Anisotropie der Eigenschaften.

Polyethylen PE nach DIN EN ISO 1872 (*Dowlex, Eltex, Fortiflex, Hostalen, Lacqtene, Ladene, Lupolen, Marlex, Sclair, Novex, Stamylan, Vestolen*). Je nach Aufbau unterschiedliche Eigenschaften; lineares PE-HD (PE hoher Dichte) mit höherer Festigkeit als verzweigtes PE-LD (PE niedriger Dichte). Teilkristalline Thermoplaste. Geringe Festigkeit bei hoher Zähigkeit (PE-LD). Gute elektrische Isolierfähigkeit. Chemisch sehr widerstandsfähig. Einsatztemperaturbereiche −50 bis 80 °C (PE-HD bis 100 °C). Ultrahochmolekulares PE (PE-UHMW nach DIN EN ISO 11542) mit sehr guten mechanischen und Gleiteigenschaften kann nur noch spanend bearbeitet werden.

Formteile als Griffe, Dichtungen, Verschlussstopfen, Fittinge, Flaschen, Behälter, Heizöltanks, Mülltonnen; Flaschenkästen, Kabelummantelungen, Skigleitbeläge. *Halbzeuge* in Form von Folien, Schläuchen, Rohren, Tafeln.
Neuere Entwicklungen sind mit Metallocen-Katalysatoren hergestelltes PE-MC und Cycloolefin-Copolymere COC mit verbessertem Eigenschaftsbild. *Ethylen-Vinylacetat-Formmassen* EVAC nach DIN EN ISO 4613 (*Elvax, Lupolen V*) können je nach VAC-Gehalt von flexibel bis kautschukähnlich eingestellt werden. *Ionomere* (Surlyn) werden als Folien im Verpackungssektor eingesetzt.

Polypropylen PP nach DIN EN ISO 1873 (*Appryl, Daplen, Eltex P, Metocene, Moplen, Novolen, Stamylan P, Valtec, Vestolen P*). Teilkristalline Thermoplaste mit günstigeren mechanischen und thermischen Eigenschaften gegenüber PE. Einsatztemperaturbereich bis 110 °C.

Formteile als Transportkästen, Behälter, Koffer, Formteile mit Filmscharnieren, Batteriekästen, Drahtummantelungen, Heizkanäle, Pumpengehäuse, Seile. *Halbzeuge* in Form von Folien, Monofilen, Stangen, Rohren, Profilen, Tafeln.

PP-Elastomerblends mit EPM- bzw. EPDM-Kautschuken ergeben Formmassen mit erhöhter Schlag- und Witterungsbeständigkeit für Großteile im Automobilbau, wo ebenso glasmattenverstärktes PP (GMT) eingesetzt wird.

Polyvinylchlorid PVC nach DIN EN ISO 1060, DIN EN ISO 1163, DIN EN ISO 2898 (*Evipol, Induvil, Lacovyl, Solvin, Vestolit, Vinidur, Vinnolit*).

Weichmacherfreies PVC (**PVC-U** oder Hart-PVC). Amorphe, polare Thermoplaste mit guter Festigkeit und Steifigkeit. Einsatztemperaturen nur bis etwa 60 °C. Schwer entflammbar. Wegen Polarität hohe dielektrische Verluste, daher gut hochfrequenzschweißbar. Gute chemische Widerstandsfähigkeit.

Formteile als Behälter in Fotoindustrie, Chemie und Galvanik; Rohrleitungselemente, säurefeste Gehäuse und Apparateteile, Schallplatten, diffusionsdichte Einwegflaschen. *Halbzeuge* in Form von Profilen, Tafeln, Folien, Blöcken, Stangen, Rohren, Schweißzusatzstäben.

Weichmacherhaltiges PVC (**PVC-P** oder Weich-PVC). Amorphe, polare Thermoplaste mit unterschiedlicher Flexibilität, je nach Weichmachergehalt. Geringe thermische Beanspruchbarkeit. Weniger chemisch beständig als PVC-U. Wegen Weichmacher (Weichmacherwanderung) i. Allg. nicht für Lebensmittelzwecke.

Formteile als Puppen, Schwimmtiere, Kabelummantelungen, Fußbodenbeläge, Taschen, Regenschuhe und -bekleidung, Schutzhandschuhe, Bucheinbände. *Halbzeuge* als Folien, Schläuche, Profile, Dichtungen, Fußbodenbeläge, Dichtungsbänder.

4.5 Fluorhaltige Kunststoffe. Plastics with fluorine

Polytetrafluorethylen PTFE nach DIN EN ISO 13000 (PTFE-Halbzeuge), DIN 16782, ISO 12086 (*Algoflon, Hostaflon, Teflon*). Teilkristalliner Thermoelast (nicht schmelzbar, aber erweichend). Aufwändige Herstellung, z. B. durch Presssintern aus Pulvern zu Halbzeug und so nur noch spanend bearbeitbar. Geringe Festigkeit, flexibel, starkes Kriechen („Kalter Fluss"). Stark antiadhäsiv, niedriger Gleit- und Haftreibungskoeffizient, daher kein „Stick-slip". Sehr gute elektrische Isoliereigenschaften. Großer Temperatureinsatzbereich von −200 bis +270 °C. Höchste chemische Widerstandsfähigkeit. Teuer in der Verarbeitung.

Halbzeuge in Form von Tafeln, Stangen, Rohren, Schläuchen werden durch Spanen weiterverarbeitet zu Formteilen für höchste thermische und chemische Beanspruchung wie Laborgeräte, Pumpenteile, Wellrohrkompensatoren, Kolbenringe, Gleitlager, Isolatoren. Antihaftbeschichtungen.

Fluorhaltige Thermoplaste FEP, PFA, ETFE, ECTFE, PVDF *(Dyflor, Hylar, Kynar, Neoflon, Solef, Tedlar, Tefzel)*. Als teilkristalline Thermoplaste haben sie nicht ganz die extremen Eigenschaften von PTFE, können aber preisgünstiger durch Spritzgießen verarbeitet werden.

Formteile wie bei PTFE, bei teilweise etwas eingeschränkten Eigenschaften.

4.6 Duroplaste. Thermosets

Duroplaste werden in Form von *Gießharzen, Formmassen* oder *vorimprägnierten Prepregs* verarbeitet.

Gießharze dienen zum Herstellen von gegossenen Formteilen oder werden mit Glas-, Kohlenstoff- oder Aramidfasern zu Harz-Faser-Verbundwerkstoffen (Laminaten) verarbeitet (GFK, CFK, RFK).

Formmassen, d. h. mit Füll- und Verstärkungsstoffen versehene Harzvorprodukte, werden durch Pressen oder Spritzgießen zu Formteilen verarbeitet. *Bulk Moulding Compounds (BMC)* als rieselfähige *(PMC)* oder teigige Formmassen werden durch Pressen oder Spritzgießen verarbeitet, *Sheet Moulding Compounds (SMC)* als flächige *Prepregs* werden meist durch Pressen zu großflächigen Formteilen verarbeitet.

Schichtpressstoffe werden durch Verpressen von mit Harz getränkten flächenförmigen Gebilden (Papier, Gewebe, Holzfurniere usw.) hergestellt, nach DIN EN 438 z. B. dekorative Schichtpressstoffplatten (HPL). Diese Materialien können spanend bearbeitet werden.

Phenolharze PF nach DIN EN ISO 14526 (*Bakelite, Resinol*). Vernetzte, polare Duroplaste mit gelblicher Eigenfarbe. Bei der Polykondensation entstehendes Wasser beeinflusst zum Teil die elektrischen Eigenschaften. Verwendung erfolgt praktisch nur gefüllt, deshalb sind Eigenschaften sehr stark von Art und Menge des Füll- und Verstärkungsstoffs abhängig. Meist relativ spröde bei hoher Festigkeit und Steifigkeit. Gebrauchstemperaturen bis 150 °C. Gute chemische Beständigkeit; nicht für Lebensmittelzwecke zugelassen.

Formteile als Gehäuse, Griffe, elektrische Installationsteile, zum Teil mit eingepressten Metallteilen. *Halbzeuge* als Schichtpressstofftafeln, Profile zur spanenden Weiterverarbeitung. *Harze* als Lackharze, Klebstoffe, Bindemittel für Schleifmittel und Reibbeläge und Formsande.

Aminoplaste MF, UF, MPF nach DIN EN ISO 14527, DIN EN ISO 14528, DIN EN ISO 14529 (*Bakelite, Melopas, Hornit, Resopal*). Vernetzte, polare Duroplaste; praktisch farblos, deshalb auch hellfarbig einfärbbar. Verwendung erfolgt praktisch nur gefüllt, deshalb sind Eigenschaften sehr stark von Art und Menge des Füllstoffs abhängig. Meist relativ spröde bei hoher Festigkeit und Steifigkeit. Einsatztemperatur bei MF bis 130 °C. Gute elektrische Isoliereigenschaften. Gute

chemische Beständigkeit; MF Typ 152.7 (alte Bezeichnung nach DIN 7708) für Lebensmittelzwecke zugelassen.

Formteile für hellfarbige Gehäuse, Installationsteile, Elektroisolierteile, Schalter, Steckdosen, Griffe, Essgeschirr. Dekorative Schichtstoffplatten (HPL) im Möbelbau und als Fassadenplatten.

Ungesättigte Polyesterharze UP nach DIN EN ISO 3672 (Harze: *Palatal, Polylite*); nach DIN EN ISO 14530 (Formmassen als SMC, BMC oder PMC: *Ampal, Bakelite, Keripol, Menzolit, Palapreg, Plastopreg, Resipol*). Vernetzte Duroplaste von Reaktionsharzen, die meist mit Verstärkungsstoffen verarbeitet werden. Bei Laminaten sind gezielte Verstärkungen möglich. Eigenschaften abhängig vom Aufbau des Polyesters, vom Vernetzungsgrad, von der Art und Menge des Verstärkungsmaterials und vom Verarbeitungsverfahren. Hohe Festigkeiten (in Höhe von unlegierten Stählen) bei allerdings noch niedrigem E-Modul. Günstige elektrische Isoliereigenschaften. Einsatztemperaturen bis 100 °C, zum Teil bis 180 °C. Chemische Beständigkeit gut, auch bei Außenanwendungen; je nach Harz-Härter-System auch für Lebensmittelzwecke zugelassen.

Formteile als Laminate für großflächige Konstruktionsteile wie Fahrzeugbauteile, Boots- und Segelflugzeugrümpfe, Behälter, Heizöltanks, Container, Angelruten, Sportgeräte, Sitzmöbel, Verkehrsschilder. Formteile als Press- und Spritzgussteile für technische Formteile mit hohen Anforderungen an mechanische und thermische Eigenschaften bei guten elektrischen Eigenschaften wie Zündverteiler, Spulenkörper, Steckverbinder, Schalterteile.

Epoxidharze EP nach DIN EN ISO 15252 (Harze: *Araldit, Epikote, Lekutherm, Rütapox;* Formmassen als SMC, BMC oder PMC: *Bakelite, Melopas, Neonit*). Vernetzte Duroplaste von Reaktionsharzen, die meist mit sehr hochwertigen Verstärkungsstoffen (Kohlenstoff- und Aramidfasern) verarbeitet werden. Bei Laminaten sind gezielte Verstärkungen möglich. Eigenschaften abhängig vom Aufbau des Epoxidharzes, vom Vernetzungsgrad, von der Art und Menge des Verstärkungsstoffs und vom Verarbeitungsverfahren. Sehr hohe Festigkeiten und Steifigkeiten, vor allem bei Kohlenstoff-Fasern (CFK); wenig schlagempfindlich. Beste elektrische Isoliereigenschaften in weitem Temperaturbereich, auch bei Freiluftanwendungen. Einsatztemperaturbereiche abhängig von Verarbeitung; kaltgehärtete Systeme bis 80 °C, warmgehärtete bis 130 °C, zum Teil bis 200 °C. Gut chemisch beständig, auch für Außenanwendungen.

Formteile als Laminate für hochfeste und steife Bauteile im Flugzeug- und Raumfahrzeugbau (Leitwerke, Tragflächen, Hubschrauberrotorblätter), Kopierwerkzeuge, Gießereimodelle. *Formteile* als Press- und Spritzgussteile für Konstruktionsteile mit hoher Maßhaltigkeit, vor allem in der Elektrotechnik, auch für Ummantelungen, Präzisionsteile in der Feinwerktechnik und im Gerätebau. Hochleistungssportgeräte. *Zweikomponenten-Klebstoffe* für Festigkeitsklebungen.

4.7 Kunststoffschäume
Plastic foams (Cellular plastics)

Die Eigenschaften geschäumter Kunststoffe (s. auch **E 4.10**) sind von dem verwendeten Kunststoff, von der *Zellstruktur* und von der *Rohdichte* abhängig. Schaumstoffe mit kompakter Außenhaut (Struktur- oder Integralschäume) weisen günstige Steifigkeit bei geringem Gewicht auf. Mechanische Belastbarkeit und Wärmeisolierfähigkeit hängen wesentlich von der Porosität (Rohdichte) ab. Die Rohdichten liegen bei Schäumen minimal bei 50% der ungeschäumten Kunststoffe. Grundsätzlich sind alle Kunststoffe schäumbar, besondere Bedeutung haben jedoch *Thermoplastschäume TSG* auf der Basis SB, ABS, PE, PP, PC, PPE modifiziert und PVC sowie *Reaktionsschäume RSG* auf der Basis PUR, auch RIM genannt. Die Zellenstruktur wird durch Einmischen von Gasen, Freiwerden von zugemischten Treibmitteln sowie Freiwerden von Treibmitteln bei der chemischen Reaktion der Ausgangsprodukte erreicht.

Expandierbares Polystyrol PS-E (*Styropor*) mit Rohdichten zwischen 13 und 80 kg/m^3 wird in Form von Platten, Blöcken, Folien und Formteilen für Wärme- und Trittschalldämmung eingesetzt, sowie in der Verpackungstechnik und für Auftriebskörper (ähnliche Anwendung auch PE-E u. PP-E).

Thermoplastschaumguss TSG. Er wird als Strukturschaum meist für großflächige Formteile im Möbelbau, für Büromaschinen-, Fernseh- und Datenverarbeitungsgeräte, Transportbehälter und Sportgeräte eingesetzt.

Harter Reaktionsschaumguss RSG auf Basis PUR, auch RIM (verstärkt RRIM) genannt. Mit Rohdichten zwischen 200 und 800 kg/m^3 haben sie gute mechanische Steifigkeit bei geringem Gewicht. Anwendungen im Möbelbau für Büromaschinen- und Fernsehgeräte, Fensterprofile, Karosserieteile, Sportgeräte.

Weiche RSG-Schäume auf Basis PUR haben sehr gute stoßdämpfende Eigenschaften und werden z. B. für Formpolster, Lenkradumkleidungen, Stoßfängersysteme und Schuhsohlen eingesetzt.

4.8 Elastomere. Elastomers

Elastomere sind polymere Werkstoffe mit hoher Elastizität. Die Elastizitätsmoduln solcher Elastomere liegen zwischen 1 und 500 MPa. Wegen der weitmaschigen, chemischen Vernetzung ist ein Warmumformen und Schweißen nach der Formgebung durch Vulkanisation nicht mehr möglich.
Eine Sondergruppe von Elastomeren stellen die *thermoplastisch verarbeitbaren Elastomere* (*TPE*) dar, die nach allen Verfahren der Thermoplastverarbeitung ver- und bearbeitet werden können. Das elastische Verhalten wird bei diesen Werkstoffen durch physikalische Vernetzungen erreicht.

Gummi. Es wird aus natürlichem oder synthetischem Kautschuk und vielen Zusatzstoffen hergestellt. Die mehr oder weniger weitmaschige Vernetzung erfolgt durch eine *Vulkanisation* mit Vernetzungsmitteln bei Temperaturen über 140 °C unter hohem Pressdruck.
Der verwendete *Kautschuk* bestimmt die mechanischen Eigenschaften und die chemische Widerstandsfähigkeit der Gummiqualität. *Vulkanisiermittel* sind Schwefel oder schwefelabgebende Stoffe (unter 3%), bei Sonderkautschuken Peroxide. Durch Schwefelbrücken erfolgt die Vernetzung der linearen Kautschukmoleküle. Die Menge des Vulkanisationsmittels bestimmt den Vernetzungsgrad und dadurch die Festigkeitseigenschaften (Hartgummi – Weichgummi). *Aktive* (verstärkende) *Füllstoffe* sind bei schwarzen Gummisorten Gasruß, bei hellen Kieselsäure, Magnesiumcarbonat und Kaolin. Füllstoffe verbessern Festigkeit und Abriebwiderstand der Vulkanisate. *Inaktive Füllstoffe* sind Kreide, Kieselgur und Talkum; sie verbilligen die Endprodukte und erhöhen zum Teil die elektrische Isolation und die Härte. *Weichmacher* sind Mineralöle, Stearinsäure, Teer; sie verbessern die Verarbeitbarkeit. Bei größeren Mengen erhöht sich die Stoßelastizität; Härte und mechanische Festigkeit werden herabgesetzt. *Aktivatoren* wie Zinkoxid verbessern die Vulkanisation. *Beschleuniger* erhöhen die Reaktionsgeschwindigkeit bei reduziertem Schwefelgehalt; sie verbessern außerdem die Wärmebeanspruchbarkeit. *Alterungsschutzmittel* schützen die Gummiwerkstoffe gegen Alterung durch Wärme, Sauerstoff und

Ozon und gegen Sonnenlicht. *Farbstoffe* können rußfreien Gummimischungen zugegeben werden.

Naturkautschuke NR (zum Teil auch Polyisopren IR als „synthetischer" Naturkautschuk). Sie besitzen hohe dynamische Festigkeit und Elastizität sowie guten Abriebwiderstand. Schlecht witterungsbeständig und Quellung in Mineralölen, Schmierfetten und Benzin. Einsatztemperaturen −60 bis +80 °C. *Anwendungen* z. B. für Lkw-Reifen, Gummifedern, Gummilager, Membranen, Scheibenwischerblätter.

Styrol-Butadien-Kautschuke SBR (*Buna EM*). Sie haben gegenüber NR verbesserte Abriebfestigkeit und höhere Alterungsbeständigkeit bei ungünstigerer Elastizität und schlechteren Verarbeitungseigenschaften. Quellung ähnlich NR. Einsatztemperaturen −50 bis +100 °C. *Anwendungen* z. B. für Pkw-Reifen, Faltenbälge, Schläuche, Förderbänder.

Polychloroprenkautschuke CR (*Baypren, Neoprene*). Sie besitzen gegenüber NR sehr gute Witterungs- und Ozonbeständigkeit bei geringerer Elastizität und Kältebeständigkeit. Ausreichend beständig gegen Schmieröle und Fette, aber nicht gegen heißes Wasser und Treibstoffe. Einsatztemperaturen −30 bis +100 °C. *Anwendungen* z. B. für Bautendichtungen, Manschetten, Kabelisolationen, Bergwerksförderbänder, Brückenlager.

Acrylnitril-Butadien-Kautschuke NBR (*Hycar, Perbunan N*). Auch als Nitrilkautschuk bekannt; besonders beständig gegen Öle und aliphatische Kohlenwasserstoffe, jedoch unbeständig gegen aromatische und chlorierte Kohlenwasserstoffe, sowie Bremsflüssigkeiten. Gute Abriebfestigkeit und gute Alterungsbeständigkeit. Elastizität und Kältebeständigkeit ungünstiger als NR. Einsatztemperaturen −40 bis +100 °C. *Anwendungen* z. B. für Wellendichtringe, O-Ringe, Membranen, Dichtungen, Benzinschläuche.

Acrylatkautschuke ACM (*Hycar 4000*). Sie besitzen gegenüber NR höhere Wärme- und chemische Beständigkeit, verhalten sich jedoch schlechter in der Kälte und sind schwieriger zu verarbeiten. Beständig gegen Mineralöle und Fette, jedoch nicht gegen heißes Wasser, Dampf und aromatische Lösemittel. Einsatztemperaturen −25 bis 150 °C. *Anwendungen* z. B. für wärmebeständige O-Ringe, Wellendichtringe und Dichtungen allgemein.

Butylkautschuke IIR (*Hycar-Butyl, Enjay-Butyl*). Sie haben sehr geringe Gasdurchlässigkeit und gute elektrische Isoliereigenschaften, Heißdampffestigkeit, Witterungs- und Alterungsbeständigkeit, jedoch niedrige Elastizität bei hoher innerer Dämpfung. Unbeständig gegen Mineralöle, Fette und Treibstoffe. Einsatztemperaturen −40 bis +100 °C. *Anwendungen* für Luftschläuche für Reifen, Dachabdeckungen, Heißwasserschläuche, Dämpfungselemente.

Ethylen-Propylen-Kautschuke EPM, EPDM (*Buna AP, Keltan, Nordel*), mit guter Witterungs- und Ozonbeständigkeit bei guten elektrischen Isoliereigenschaften. EPDM wird durch Peroxide vernetzt und ist schwierig zu verarbeiten. Beständigkeit ähnlich NR, sehr gut gegen heiße Waschlaugen. Einsatztemperaturen −50 bis +120 °C. *Anwendungen* z. B. Wasch- und Geschirrspülmaschinendichtungen, Kfz-Fensterdichtungen, Kfz-Kühlwasserschläuche.

Siliconkautschuke MVQ (*Silastic, Silopren*). Sie haben ausgezeichnete Wärme-, Kälte-, Licht- und Ozonbeständigkeit, geringe Gasdurchlässigkeit und sehr gute elektrische Isoliereigenschaften, aber geringen Einreißwiderstand. Beständig gegen Fette und Öle, physiologisch unbedenklich, unbeständig gegen Treibstoffe und Wasserdampf. Antiadhäsiv. Einsatztemperaturen −100 bis 200 °C. *Anwendungen* z. B. für Dichtungen im Automobil-, Flugzeug- und Maschinenbau, für Herde und Trockenschränke, Kabelisolationen, Förderbänder für heiße Substanzen, medizinische Geräte und Schläuche.

Fluorkautschuke FKM (*Fluorel, Tecnoflon, Viton*). Sie haben ausgezeichnete Temperatur-, Öl- und Treibstoffbeständigkeit, jedoch nur geringe Kältebeständigkeit. Einsatztemperaturen −25 bis +200 °C, zum Teil bis 250 °C. *Anwendungen* z. B. für Dichtungen aller Art bei hohen Temperaturen mit hohen Härten.

Press- und gießbare Polyurethanelastomere PUR (*Adiprene, Elastopal, Urepan, Vulkollan*). Sie besitzen hohe mechanische Festigkeit und sehr hohe Verschleißfestigkeit bei sehr hohem Elastizitätsmodul gegenüber den Gummiwerkstoffen; starke Dämpfung. Beständig gegen Treibstoffe, unlegierte Fette und Öle; unbeständig gegen heißes Wasser und Wasserdampf; Versprödung durch UV-Strahlung. Einsatztemperaturen −25 bis +80 °C. *Anwendungen* z. B. Laufrollen, Dichtungen, Kupplungselemente, Lagerelemente, Zahnriemen, Verschleißbeläge, Schneidunterlagen, Dämpfungselemente, für Metallumformungen.

Thermoplastisch verarbeitbare Elastomere TPE. Sie haben den Vorteil, dass sie thermoplastisch verarbeitet werden können und liegen vor als Polyurethane *TPU* (*Desmopan, Elastollan*), Polyetheramide *TPA* (*Pebax*), Polyesterelastomer *TPE* (*Arnitel, Hytrel, Lomod, Pibiflex, Riteflex*) *Styrolcopolymere TPS* und Elastomeren auf Polyolefinbasis *TPO* (*Evatane, Lupolen V, Nordel, Santoprene*). Sie werden ähnlich eingesetzt wie die Gummisorten, haben sehr unterschiedliche Eigenschaften je nach Aufbau und Zusammensetzung, besonders bei EVA durch den variierbaren Vinylacetatgehalt. Einsatztemperaturen −60 bis 120 °C je nach Typen. *Anwendungen* z. B. für Zahnräder, Kupplungs- und Dämpfungselemente, Rollenbeläge, Puffer, Dichtungen, Kabelummantelungen, Faltenbeläge, Skischuhe, Schuhsohlen, auch für Hart-Weich-Kombinationen.

4.9 Prüfung von Kunststoffen. Testing of plastics

Die Eigenschaften von Kunststoff-Formteilen sind sehr stark abhängig von den Herstellungsbedingungen. Deshalb sind Kennwerte, die an getrennt hergestellten Probekörpern ermittelt werden, nicht ohne weiteres auf das Verhalten von Kunststoff-Formteilen zu übertragen. Bei der Kunststoffprüfung werden daher unterschieden: Prüfung von getrennt hergestellten Probekörpern, Prüfung von Probekörpern, die aus Formteilen entnommen werden und Prüfung der gesamten Formteile.

4.9.1 Kennwertermittlung an Probekörpern

Characteristics measurement on test specimens

Werkstoffkennwerte von Kunststoffen werden nach denselben Verfahren wie bei den Metallen (s. **E 2**) ermittelt, jedoch ist besonders der Einfluss von Zeit und Temperatur zu beachten, so dass *Langzeitversuche* bei Raumtemperatur und erhöhter Temperatur wichtiger sind als bei Metallen. Bei Kunststoffen haben neben den *Verarbeitungsbedingungen* (Masse-, Werkzeugtemperatur, Drucke) außerdem noch *Umgebungseinflüsse* (Technoklima, Feuchte, Alterung, Weichmacherwanderung), *Gestalteinflüsse* (Wanddickenverteilung, Angusslage und -art), sowie *Zusatzstoffe* großen Einfluss auf die Eigenschaften. *Probekörper* (z. B. Vielzweckprobekörper nach DIN EN ISO 3167) müssen nach einheitlichen, genormten Richtlinien hergestellt (DIN EN ISO 294, 293, 295 und 10 724) und geprüft werden (vgl. DIN EN ISO 10 350, DIN EN ISO 11 403 und Datenbanken CAMPUS/FUNDUS der Rohstoffhersteller), damit die Prüfergebnisse vergleichbar sind.

Spannungen σ erhält man als Kraft F bezogen auf den Ausgangsquerschnitt A_0. Während bei Metallen die Verformungen ε als *bleibende* Verformungen ermittelt, d. h. nach dem Entlasten gemessen werden, handelt es sich bei Kunststoffen

immer um *Gesamtdehnungen* ε, d.h. die Verformungen werden unter Last ermittelt.
Die Probekörper werden getrennt hergestellt durch Spritzgießen oder Pressen bzw. werden aus Halbzeugen oder Formteilen spanend entnommen. Es handelt sich meist um flache Probekörper.
Wegen des Temperatur- und Klimaeinflusses wird unter *Normalklima* DIN EN ISO 291 geprüft, d.h. bei 23 °C und 50% rel. Luftfeuchte.

Mechanische Eigenschaften

Die mechanischen Werkstoffkennwerte werden durch *Grenzspannungen* oder *Grenzverformungen* gekennzeichnet. Es handelt sich überwiegend um statische Kurz- oder Langzeitversuche oder um dynamische Schlag- oder Dauerversuche.
Die meisten Prüfungen erfolgen nach DIN EN ISO-Normen, nachfolgend werden nur noch die Kennwerte nach DIN EN ISO aufgeführt.

Im *Zugversuch* DIN EN ISO 527 werden Kennwerte unter einachsiger, quasistatischer Zugbeanspruchung ermittelt. Aussagekräftig ist das *Spannungs-Dehnungs-Diagramm*.
Bild 2 zeigt einige charakteristische Spannungs-Dehnungs-Diagramme mit den ermittelten *Kennwerten* (Festigkeiten in MPa, Verformungen in %):

σ_y	Streckspannung
σ_M	Zugfestigkeit
σ_B	Bruchspannung (Reißfestigkeit)
σ_x	Spannung bei x% Dehnung
ε_y	Streckdehnung
ε_M	Dehnung bei der Zugfestigkeit
ε_B	Bruchdehnung (Reißdehnung)

Man erkennt, dass bei *spröden* Kunststoffen $\sigma_M = \sigma_B$ ist, bei *verformungsfähigen* Kunststoffen dagegen kann $\sigma_B = \sigma_M > \sigma_y$ sein oder $\sigma_y = \sigma_M > \sigma_B$.
Im *Druckversuch* DIN EN ISO 604 werden Kennwerte unter einachsiger, quasistatischer Druckbeanspruchung ermittelt. Probekörper sind so zu wählen, dass keine Knickung auftritt.

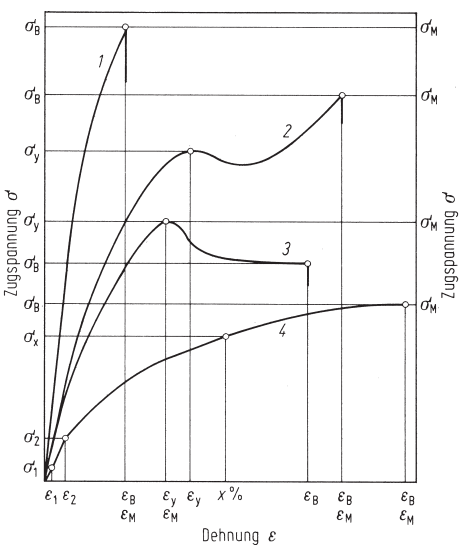


Bild 2. Zugspannungs-Dehnungs-Diagramme. *1* spröde Kunststoffe, z.B. PS, SAN, Duroplaste ($\sigma_M = \sigma_B$), *2* zähe Kunststoffe, z.B. PC, ABS ($\sigma_M > \sigma_y$ oder $\sigma_M = \sigma_y$), *3* verstreckbare Kunststoffe, z.B. PA, PE, PP ($\sigma_M = \sigma_y > \sigma_B$), *4* weichgemachte Kunststoffe, z.B. PVC-P ($\sigma_M = \sigma_B$, σ_y nicht vorhanden)

Kennwerte (Festigkeiten in MPa, Verformungen in %):

$\sigma_{(c)y}$	Druckfließspannung
$\sigma_{(c)M}$	Druckfestigkeit
$\sigma_{(c)B}$	Druckspannung bei Bruch
$\sigma_{(x)}$	Druckspannung bei x% Stauchung
ε_{cy}	Fließstauchung
ε_{cM}	Stauchung bei Druckfestigkeit
ε_{cB}	nominelle Stauchung bei Bruch

Anmerkung: In DIN EN ISO 604 ist bei den Festigkeitskennwerten kein Index „c“ vorgesehen, im Gegensatz zu den Dehnungskennwerten; um Verwechslungen mit Kennwerten aus dem Zugversuch zu vermeiden, wird hier das Index „c“ in Klammern gesetzt.

Im *Biegeversuch* DIN EN ISO 178 werden die Kennwerte bei Dreipunktbiegebeanspruchung ermittelt.

Kennwerte (Festigkeiten in MPa, Verformungen in %):

σ_{fM}	Biegefestigkeit
σ_{fB}	Biegespannung beim Bruch
σ_{fc}	Biegespannung bei der Durchbiegung s_c
ε_{fM}	Biegedehnung bei Biegefestigkeit
ε_{fB}	Biegedehnung beim Bruch
s_c	Normaldurchbiegung, $s_c = 1{,}5 \cdot h$ (entspricht 3,5% Randfaserdehnung)

Die Ermittlung des *Elastizitätsmoduls E* erfolgt im Zug-, Druck- oder Biegeversuch. Da aber bei Kunststoffen mit wenigen Ausnahmen i. Allg. keine eindeutige Hookesche Gerade vorliegt, wird nach DIN EN ISO 527, DIN EN ISO 604 und DIN EN ISO 178 ein *Sekantenmodul* für die Dehnungen $\varepsilon_1 = 0{,}05\%$ und $\varepsilon_2 = 0{,}25\%$ ermittelt. Die Bestimmung des *Elastizitätsmoduls* E_t erfolgt im Zugversuch nach DIN EN ISO 527, E_c im Druckversuch nach DIN EN ISO 604 und E_f im Biegeversuch nach DIN EN ISO 178. Der Elastizitätsmodul wird als *Sekantenmodul* ermittelt; entsprechend **Bild 2** gilt dann für den Zugversuch: $E_t = (\sigma_2 - \sigma_1)/(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)$.

Die Härte von Kunststoffen wird im *Kugeldruckversuch* DIN EN ISO 2039-1 oder bei weichgemachten Kunststoffen und Elastomeren nach Shore A oder D in DIN EN ISO 868 (ISO 7619) bestimmt. Die *Rockwellhärte* an Kunststoffen wird nach DIN EN ISO 2039-2 bestimmt.

Kennwerte: Kugeldruckhärte H in N/mm^2 nach 30 s Prüfzeit, Shore A- oder Shore D-Härte nach 3 s Prüfzeit; Rockwellhärte 15 s nach Wegnahme der Prüflast je nach Härteskala (R, L, M oder E).

In *Schlag- bzw. Kerbschlagbiegeversuchen* DIN EN ISO 179, DIN EN ISO 180 oder im *Schlagzugversuch* DIN EN ISO 8256 erhält man, vor allem durch Prüfung bei unterschiedlichen Temperaturen, eine Aussage über das Zäh-/Spröd-Verhalten bzw. über Zäh-Spröd-Übergänge. Die Kerbform (einfache V-Kerbe, Doppel-V-Kerbe) sowie die Art der Beanspruchung (beidseitige Auflage bei Charpyversuchen, bzw. einseitige Einspannung bei Izod-Versuchen) beeinflussen die Kennwerte sehr stark. Bei Charpy-Schlagversuchen nach DIN EN ISO 179 wird noch unterschieden zwischen *schmalseitigem* Schlag (Index „e“: edgewise) und *breitseitigem* Schlag (Index „f“: flatwise); es gibt außerdem 3 Kerbformen A (Kerbradius $r_N = 0{,}25$ mm), B ($r_N = 1$ mm) oder C ($r_N = 0{,}1$ mm) und damit unterschiedlicher Kerbschärfe, aber gleichem Flankenwinkel von 45°; Kerbtiefe 2 mm.

Kennwerte in kJ/m^2:

a_{cU}	Charpy – Schlagzähigkeit ungekerbt DIN EN ISO 179
a_{cN}	Charpy – Schlagzähigkeit gekerbt DIN EN ISO 179
a_{iU}	Izod – Schlagzähigkeit ungekerbt DIN EN ISO 180
a_{iN}	Izod – Schlagzähigkeit gekerbt DIN EN ISO 180

Anmerkung: „N“ entspricht der Kerbform A, B oder C

Brechen Probekörper in Schlagbiegeversuchen auch mit schärfster Kerbe nicht, dann werden Schlagzugversuche nach DIN EN ISO 8256 durchgeführt.

Im *Zeitschwingversuch* werden in Anlehnung an die metallischen Werkstoffe nach (DIN 50100) Kennwerte bei dynamischer Beanspruchung ermittelt. Aus Wöhlerkurven für unterschiedliche Beanspruchungsverhältnisse (s. **E 2.2**) erhält man ein *Zeitschwingfestigkeits-Schaubild* nach Smith. Da Kunststoffe i. Allg. keine Dauerschwingfestigkeit aufweisen, wird meistens die Zeitschwingfestigkeit für 10^7 Lastwechsel ermittelt. Außerdem darf wegen der Erwärmung die Prüffrequenz höchstens 10 Hz betragen.

Kennwerte (in MPa):

$\sigma_{W(10^7)}$ Zeitwechselfestigkeit für 10^7 Lastwechsel,

$\sigma_{Sch(10^7)}$ Zeitschwellfestigkeit für 10^7 Lastwechsel.

Im *Zeitstandversuch* DIN EN ISO 899 als *Retardationsversuch* werden bei konstanter Belastung *Zeitdehnlinien* $\varepsilon = f(t)$ aufgenommen. Daraus ermittelt man das *Zeitstandschaubild* $\sigma = f(t)$ und erhält dann *isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramme* $\sigma = f(\varepsilon)$. Aus dem isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramm (**Bild 3**) werden die *Kennwerte* ermittelt (in MPa):

ε_t *Kriechdehnung*

$\sigma_{\varepsilon,t}$ *Kriechdehnspannung* (*z. B. bedeutet* $\sigma_{2/1000}$ *die Spannung* σ, *die nach* 1000 *h zu einer* Dehnung $\varepsilon = 2\%$ führt)

$\sigma_{B,t}$ *Zeitstandfestigkeit* (*z. B. bedeutet* $\sigma_{B/10000}$ die Spannung σ, die nach $t = 10000$ *h zum Bruch führt*)

$E_{tc}(t)$ Kriechmodul

Die *Kriechmoduln* sind abhängig von der Spannung, der Zeit, und selbstverständlich der Temperatur. Heute werden die Kriechmoduln meist für Spannungen ermittelt, die zu Dehnungen $\varepsilon \leq 0{,}5\%$ führen.

Elektrische Eigenschaften

Unter unterschiedlichen elektrischen Beanspruchungen werden an Probekörpern nachstehende *Kennwerte* ermittelt:

E_D	Durchschlagfestigkeit in kV/cm	DIN EN 60243
R_{OG}	Oberflächenwiderstand in Ω	DIN IEC 60093
ϱ_D	spezifischer Durchgangswiderstand in Ω · cm	DIN IEC 60093, DIN IEC 60167
ε_r	relative Dielektrizitätszahl	IEC 60250, IEC 60377
$\tan\delta$	dieleketrischer Verlustfaktor	IEC 60250, IEC 60377
CTI	Vergleichszahl der Kriechwegbildung	IEC 60112, IEC 60426, IEC 60587
PTI	Prüfzahl der Kriechwegbildung	DIN IEC 60112, IEC 60426, IEC 60587.

Thermische Eigenschaften

Kunststoffe als organische Werkstoffe sind sehr stark temperaturabhängig. Außerdem haben sie *geringere* Wärmeleitfähigkeit und *größere* thermische Längenausdehnungskoeffizienten. Als *Kennwerte*, die aber keine Aussage über die tatsächlichen Temperaturbeanspruchbarkeit machen und i. Allg. nur als Vergleichswerte dienen, werden ermittelt:

T_f Wärmeformbeständigkeitstemperatur nach DIN EN ISO 75, *VST*/A(B) Vicat-Erweichungstemperatur nach DIN EN ISO 306, Verfahren A (B).

In Tabellenwerken werden oft *Gebrauchstemperaturbereiche* angegeben, die aber meist nur für geringe Belastungen gelten. Eine weitere Charakterisierungsmöglichkeit von Kunststoffen bietet die Aufnahme von *Schubmodul-Temperatur-Kurven* aus dem Torsionsschwingungsversuch DIN EN ISO 6721, ISO 537.

Chemische Eigenschaften

Die chemische Beständigkeit der Kunststoffe hängt von ihrem Aufbau ab. *Duroplaste* sind wegen der chemischen Vernetzung weitgehend beständig gegen chemischen Angriff. Bei *Thermoplasten* sollte für jeden Kunststoff geprüft werden, ob er gegenüber den wirkenden Chemikalien beständig ist. Die Rohstoffhersteller liefern Tabellen, in denen das Verhalten der Kunststoffe gegen Chemikalien auch bei unterschiedlichen Temperaturen enthalten ist.

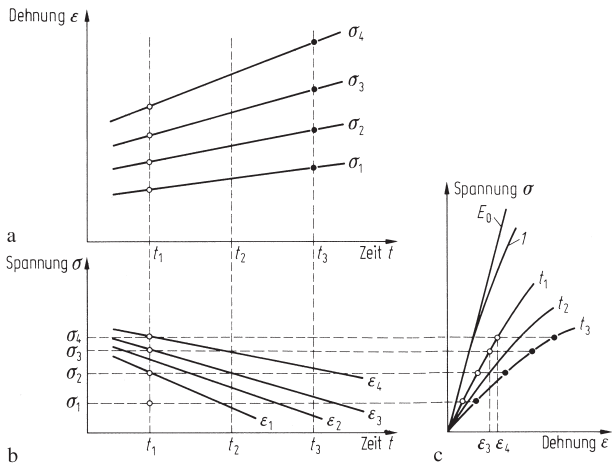


Bild 3a–c. Versuchsergebnisse aus Zeitstandversuchen. **a** Kriechkurven $\varepsilon = f(t)$, Parameter Spannung σ; **b** Zeitstandschaubild $\sigma = f(t)$, Parameter Dehnung ε; **c** isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramme $\sigma = f(\varepsilon)$, Parameter Zeit t, *1* Kurzzeitversuch

Eine Besonderheit bei Kunststoffen ist die *Spannungsrissbildung* bei gleichzeitigem Einwirken von Eigen-, Montage- oder Betriebsspannungen und chemischen Agenzien. Es zeigen sich dabei mehr oder weniger gut erkennbare Risse, die sich über ausgeprägte Rissbildung bis zum totalen Bruch weiterentwickeln können. Spannungsrissuntersuchungen können im *Kugeleindruckverfahren* (DIN EN ISO 4600), *Biegestreifenverfahren* (DIN EN ISO 4599) oder *Zeitstandzugversuch* (DIN EN ISO 6252) erfolgen.

Verarbeitungstechnische Eigenschaften

Zur Beurteilung des *Fließverhaltens* von Thermoplasten wird die *Schmelze-Massefließrate* (*Schmelzindex*) *MFR* (g/10 min) oder die *Schmelze-Volumenfließrate* (*Volumenfließindex*) *MVR* (cm^3/10 min) nach DIN EN ISO 1133 bestimmt. Außerdem ist die *Viskositätszahl VN* (oder *VZ* bzw. *J*) für die Lösungen thermoplastischer Kunststoffe (z. B. nach DIN EN ISO 307 für Polyamide) eine verarbeitungstechnische Kenngröße. Schädigungen der Kunststoffe beim Verarbeiten zeigen sich in der Änderung dieser Eigenschaften.
Bei duroplastischen Formmassen gibt die *Becherschließzeit* nach DIN 53465 Aussagen über das Fließverhalten und DIN 53764; DIN EN ISO 12114 und DIN EN ISO 12115 für faserverstärkte Formmassen.
Beim Entwurf von Kunststoff-Formteilen und den notwendigen Werkzeugen ist das *Schwindungsverhalten* der Kunststoffe von Bedeutung. Die Schwindung wirkt sich auf die Abmessungen und Toleranzen der Formteile aus. Die *Verarbeitungsschwindung* S_M *(früher: VS)* ist fertigungsbedingt und wird nach DIN EN ISO 294-4 ermittelt; sie hängt vom Kunststoff (amorph, teilkristallin, gefüllt) ab und von den Verarbeitungsparametern (Drucke, Temperaturen), sowie der Gestalt der Formteile. Durch Nachkristallisationen bei teilkristallinen Kunststoffen, den Abbau innerer Spannungen und Nachhärtungseffekte bei Duroplasten tritt im Laufe der Zeit eine *Nachschwindung* S_P auf, die hauptsächlich werkstoff-, verarbeitungs- und umweltbedingt ist. Bei höheren Temperaturen kann die Nachschwindung beschleunigt, d. h. vorweggenommen werden. Die *Gesamtschwindung* S_T setzt sich aus der *Verarbeitungsschwindung* S_M und der *Nachschwindung* S_P zusammen.
Als Materialeingangprüfungen für Kunststoffrohstoffe spielen weiterhin *Schüttdichte* DIN EN ISO 60, *Stopfdichte* DIN EN ISO 61 sowie *Rieselfähigkeit* DIN EN ISO 6186 eine Rolle, außerdem der *Feuchtegehalt* und die *Flüchte* (DIN EN ISO 960, DIN 53713, DIN 53715).

Sonstige Prüfungen

Bei Kunststoffen als organischen Kunststoffen ist das *Brandverhalten* von großer Bedeutung. Es gibt eine Vielzahl von Prüfverfahren; die wichtigsten sind nachstehend aufgeführt. Das *Brandverhalten* fester elektrotechnischer Isolierstoffe wird nach DIN EN 60707 ermittelt; es handelt sich um Prüfverfahren zur Ermittlung der *Entflammbarkeit* bei unterschiedlichen Anordnungen von Probestab und Zündquelle (Verfahren BH, FH oder FV). Sehr große Bedeutung haben die *Brennbarkeitsprüfungen* nach UL-Vorschrift 94. Die Kunststoffe werden dabei in Klassen eingeteilt, z. B. bei vertikaler Probenanordnung in Klasse 94 V-0 bis 94 V-2. In DIN EN 60695-11-10 wird ebenfalls das Brandverhalten bestimmt.
Die *Farbbeurteilung* nach unterschiedlichen Verfahren ist wichtig z. B. für die Farbabmusterung und um mit Hilfe von bestimmten Lichtquellen A, C, D65 eine objektive Farbbeurteilung zu ermöglichen. Es gibt RAL-Farbkarten; das gebräuchlichste Farbbeschreibungssystem ist das CIE-Lab-System.
In *Bewitterungsversuchen* (DIN 53386, 53508, 53509, DIN EN ISO 4892, DIN EN ISO 846, 877) werden Abbauvorgänge bei Kunststoffen durch Witterungseinflüsse wie Sonnenstrahlung, Temperaturen, Niederschlägen und Luftsauerstoff oder durch künstliches Bewittern untersucht. Solche Einflüsse können zu einer starken (negativen) Beeinflussung der Gebrauchseigenschaften von Kunststoff-Formteilen führen (z. B. Versprödeen).

4.9.2 Prüfung von Fertigteilen. Testing of plastic parts

Können aus Kunststoff-Fertigteilen entsprechende Probekörper entnommen werden, so sind Prüfungen nach den in **E 4.9.1** aufgeführten Verfahren möglich. Man spricht dann von der *Prüfung des Formstoffs im Formteil*. Die Prüfergebnisse sind allerdings i. Allg. nur bedingt mit den an genormten Probekörpern ermittelten Kennwerten zu vergleichen.
Interessanter ist es, das Fertigteil als *komplettes Formteil* zu prüfen (DIN 53760).

Zerstörungsfreie Prüfverfahren sind: Sichtkontrolle, Prüfung des Formteilgewichts, Maßprüfungen, spannungsoptische Untersuchungen (nur an durchsichtigen Formteilen).

Zerstörende Prüfungen sind: Warmlagerungsversuche (DIN 53497, 53498), Beurteilung des Spannungsrissverhaltens DIN EN ISO 4599, DIN EN ISO 4600, lichtmikroskopische Gefügeuntersuchungen an Dünnschnitten oder Dünnschliffen bei teilkristallinen Kunststoffen, Ermittlung von Füllstofforientierungen durch Auflichtbetrachtung von Schliffen, Beständigkeitsprüfungen, Stoß- und Fallversuche DIN EN ISO 6603.
Thermische Analysenverfahren (DSC, TGA, TMA) ermöglichen Angaben über richtigen Kunststoff und seine einwandfreie Verarbeitung; ebenso die IR-Spektroskopie und die Gel-Permeations-Chromatographie (GPC).
Bei den zerstörenden Prüfungen sind höchstens *Stichprobenprüfungen* möglich, die dann nach den Regeln der Statistik ausgewertet werden.
Durch *Gebrauchsprüfungen* der gesamten Formteile bzw. Aggregate wird das Verhalten unter Betriebsbedingungen ermittelt. Zur Zeitraffung können einzelne Prüfparameter gezielt erhöht werden, wobei allerdings zu beachten ist, dass die Versagensart bei der beschleunigten Prüfung der im praktischen Einsatz entspricht. Die entsprechenden Prüfverfahren mit den Bedingungen sind zu vereinbaren.
Heute wird angestrebt, die Fertigung so zu überwachen und zu regeln (Prozessüberwachung), dass keine Prüfungen der Fertigteile mehr notwendig sind, wenn die vorgeschriebenen Prozessparameter eingehalten werden (s. **E 4.10**).

4.10 Verarbeiten von Kunststoffen
Processing of plastics

Die wichtigsten Verarbeitungsverfahren für Kunststoffe und ihre Modifikationen werden nachstehend kurz beschrieben; weitere Informationen mit schematischen Skizzen s. auch **S 2.3**, Formgebung von Kunststoffen.
Gegenüber metallischen Werkstoffen werden Kunststoffe bei niedrigeren Temperaturen und damit energiesparender verarbeitet. Die Kunststoffe haben sich in allen Bereichen in den letzten Jahrzehnten durchgesetzt durch die Integrationsmöglichkeiten verschiedener Funktionen (Multifunktionsteile wie Schnappverbindungen, Federelemente, Sandwichelemente) und das bei gleichzeitig geringerem Gewicht und ggf. elektrischer Isolation und günstigen Rohstoffpreisen sowie vielfältigen Ver- und Bearbeitungsmöglichkeiten. So können z. B. Formteile mit hoher Wirtschaftlichkeit bei deutlich geringeren Arbeitsschritten und hohem Rationalisierungseffekt hergestellt werden. Nahezu alle Verarbeitungsverfahren lassen sich sehr gut automatisieren und Formteile können in hohen Stückzahlen in reproduzierbarer Qualität gefertigt werden. Ein besonderer Vorteil liegt bei den Kunststoffen darin, dass

sie in ihren Eigenschaften gezielt für ein bestimmtes Anwendungsgebiet eingestellt werden können (Kunststoffe sind *Werkstoffe nach Maß*).
Außer von der Charakteristik des einzelnen Kunststoffs hängt das Eigenschaftsbild u. a. noch wesentlich von den Verarbeitungsbedingungen ab. Deshalb kommt der Optimierung, Reproduzierung und Konstanz der Prozessparameter besondere Bedeutung zu (Qualitätsmanagement).
Für technische Kunststoffe gibt es heute einen vernünftigen Werkstoff-Kreislauf (Recyclingtechniken).

Im Wesentlichen lassen sich die Verarbeitungsverfahren von Kunststoffen in Urformen und Umformen einteilen.

4.10.1 Urformen von Kunststoffen. Primary shaping

Unter Urformen versteht man die direkte Formgebung von Fertigteilen und Halbzeugen aus dem Rohstoff, der z. B. als Formmasse (Granulat, Pulver, Schnitzel u. Ä.) oder als flüssiges Vorprodukt vorliegen kann (s. **S 2.3**).

Spritzgießen. Das Spritzgießverfahren ist eine taktweise Fertigung, bei der Formteile überwiegend aus Formmassen (s. **E 4.1**) hergestellt werden. Die Formmassen werden im Plastifizierzylinder aufgeschmolzen und homogenisiert. Die Schmelze wird in der Regel durch die Vorwärtsbewegung der Schnecke unter hohem Druck in das Formnest einer geteilten Stahlform eingespritzt (s. **S 2.3.5 Bild 25**).
Thermoplastische Kunststoffe erstarren im Formnest durch Abkühlung. Duroplaste und Elastomere werden dagegen formstabil durch exotherme Vernetzungsreaktionen im Formnest. Sowohl komplizierte Kleinstteile (Federelemente, Zahnräder) als auch großflächige Formteile (z. B. Stoßfänger für Pkw) lassen sich in hohen Stückzahlen in einem Arbeitsgang ohne bzw. mit geringer Nacharbeit wirtschaftlich herstellen. Besonders hervorzuheben ist die Möglichkeit, mehrere Funktionen in einem Formteil integrieren zu können (Multifunktionalität, z. B. Schnappverbindungen und Filmscharniere, Einlegeteile, Insert- bzw. Outserttechnik, Inmouldlabeling). Modernste Bearbeitungstechnik ermöglicht die Herstellung von funktionalen Oberflächen (Nanotechnik); durch Abformung von Mottenaugenstrukturen lassen sich bei amorphen Kunststoffen Oberflächenspiegelung und hohe Lichtdurchlässigkeit erreichen (Beamerlinsen, Solarzellenabdeckungen, Handydisplays).
Die mechanischen Eigenschaften und die Fertigungsgenauigkeit spritzgegossener Formteile sind nicht nur vom jeweilig gewählten Kunststoff und dessen Chargenkonstanz abhängig, sondern auch von der Formteilgestalt, Auslegung und Herstellungsqualität des Werkzeugs sowie vom Verarbeitungsprozess.
Die einzelnen Phasen beim Spritzgießen lassen sich anschaulich anhand des angussnahen Druckverlaufs im Formnest synchron mit dem Hydraulikdruckverlauf darstellen, **Bild 4**.
Duroplastische Formmassen verarbeitet man meist auf den gleichen Spritzgießmaschinen wie thermoplastische Formmassen; angepasst werden müssen die Plastifiziereinheit und das Spritzgießwerkzeug. Eine nennenswerte Vernetzung der Formmasse im Zylinder ist zu vermeiden, um die Fließfähigkeit zu erhalten. Durch die verhältnismäßig niedrige Viskosität der Schmelze beim Einspritzvorgang weisen duroplastische und elastomere Formteile meist höhere Gratbildung auf, die durch Nacharbeit beseitigt werden muss.
In der Spritzgießverfahrenstechnik gibt es eine Vielzahl Sonderverfahren zur Herstellung spezieller Formteile. Die wichtigsten sind: *Gasinnendrucktechnik* zur Herstellung von Formteilen mit großen Querschnittsunterschieden, die im Innern durch Gaszuführung Hohlräume enthalten (Griffe, Konsolen, Pedale). Beim *Mehrkomponentenspritzgießen* können z. B. Thermoplaste mit thermoplastisch verarbeitbaren Elastomeren TPE in speziellen Werkzeugen verarbeitet werden (Hart-Weich-Kombinationen wie Dichtelemente, Ventile, „griffige" Schaltelemente, Haptikeffekt). Bei der *Hinterspritztechnik* werden z. B. textile Oberflächen auf Spritzgussteile beim Spritzgießen aufgebracht (Türverkleidungen im Automobilbau). Das *Spritzprägen* ermöglicht die Herstellung optischer Formteile (Linsen, CD) mit sehr präziser Oberfläche. Formteile mit sonst nicht entformbaren, komplexen Innenkonturen werden mit Hilfe der *Schmelzkerntechnik* hergestellt.

Pressen und Spritzpressen. Bedeutung besitzt das Pressen (s. **S 2.3.6** und **S 2.3.7**) bei Duroplasten und Elastomeren sowie bei der Herstellung von Schichtpressstoffen. Die Pressmasse (BMC, PMC) wird bei diesem Verfahren unter Druck- und Wärmeeinwirkung plastisch und dabei der Werkzeughohlraum ausgefüllt. Duroplastische pulverförmige Pressmassen werden meist tablettiert und mittels Hochfrequenz vorgewärmt. Demnach legt man die Tablette in das beheizte Werkzeug und füllt den Werkzeughohlraum durch den Pressdruck. Eventuell auftretende Gase entweichen durch eine Werkzeug-Entlüftungsbewegung. Nach weitgehender Vernetzung der Formmasse lässt sich das nun stabile heiße Formteil entnehmen.
Während beim *Formpressen* die Formmasse direkt in den Hohlraum des Werkzeugs zwischen Stempel und Gesenk eingegeben wird, wird beim *Spritzpressen* die Masse zunächst in

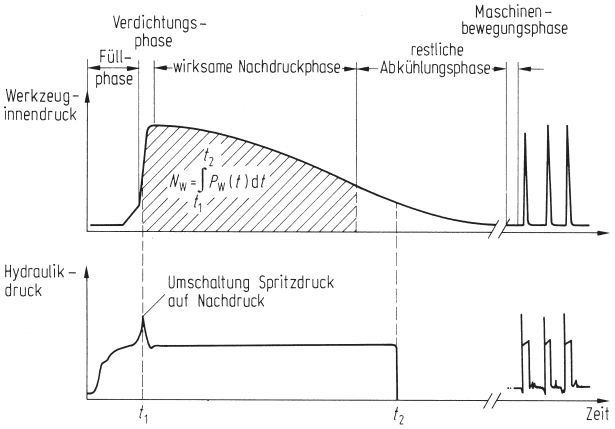


Bild 4. Synchrone Aufzeichnung von Werkzeuginnendruck (angussnah) und Hydraulikdruck, N_w Maß für Nachdruckwirkung

einem Füllraum erwärmt. Nach dem plastischen Erweichen presst man die Masse durch Spritzkanäle in die Hohlräume der zuvor geschlossenen Form. Das Spritzpressen eignet sich besonders für Mehrfachwerkzeuge.

Beim Pressen von *glasfaserverstärkten Gießharzen* werden die beiden Komponenten Glasfaserverstärkung und Harz/Härter-Gemisch als Prepregs (vorgetränkte Glasfaserprodukte) oder einzeln in die Pressform gebracht.

Für großflächige Teile, z. B. Karosserieteile im Fahrzeugbau werden *Polyester-Harzmatten* (sog. UP-SMC-Prepregs) verwendet (SMC: Sheet Moulding Compound). Die Herstellung der Großteile erfolgt auf Unterdruck-Kurzhubpressen mit hydrostatisch gelagerter Aufspannplatte. Diese Pressen ermöglichen eine hohe Positioniergenauigkeit der Werkzeugteile. *Glasmattenverstärkte Thermoplaste* (GMT) werden z. B. für Untermotorraum-Steinschlagabdeckungen oder für Saalbestuhlungen mit genarbter Oberfläche eingesetzt. Als Matrix wird häufig Polypropylen mit ca. 30 Gew.-% Glasfaseranteil eingesetzt. Der Vorteil gegenüber SMC ist eine höhere Schlagzähigkeit auch bei tieferen Temperaturen bei mittlerem E-Modul.

Kalandrieren. Unter Kalandrieren wird in der Kunststoff- und Kautschukverarbeitung das Ausformen bei der Verarbeitungstemperatur hochviskoser Mischungszubereitungen im Spalt zwischen zwei oder mehreren Walzen zur endlosen Bahn verstanden (s. **S 2.3.3 Bild 24**). Besondere Bedeutung hat das Kalandrieren bei der Herstellung von Folien und Platten aus Hart- und Weich-PVC (PVC-U, PVC-P). In der Kautschukverarbeitung werden Dachbelagsfolien, Bauisolierfolien, Fußbodenbeläge, Profile, Triebriemen, Transportbänder und die Belegung von Reifencord nach dem Kalandrierverfahren hergestellt.

Extrudieren und Blasformen. Beim Extrudieren wird unter ständiger Rotation der Schnecke z. B. granulat- oder pulverförmige Formmasse aus dem Fülltrichter eingezogen und plastifiziert (s. **S 2.3.2 Bild 23**). Durch den aufgebauten Förderdruck drückt man die hochviskose Masse durch ein formgebendes Werkzeug. Vor dem Erstarren der Strangmasse wird noch kalibriert. Rohre, Profile, Schläuche, Bänder, Tafeln, Folien und Drahtummantelungen lassen sich nach dem Extrusionsverfahren kontinuierlich herstellen.

Zu einer Extrusionsstraße gehören im Wesentlichen Plastifizieranlage (Extruder), Profilwerkzeug, Kalibrierwerkzeug, Kühlvorrichtung, Abzug und Stapelvorrichtung. Mit speziellen *Reckprozessen* nach dem Extrudieren können insbesondere hochfeste Fasern, Folien und Bänder hergestellt werden.

Extrudierte Profile werden häufig in einer mit dem Extruder zusammengefassten zweiten Anlage weiterverarbeitet. Dazu gehört insbesondere das *Blasformen.* Beim *Extrusionsblasformen* wird ein extrudierter Schlauch von einem Blaswerkzeug abgequetscht und mittels eines Blasdorns aufgeblasen, **Bild 5**. Diese Formteile weisen eine sichtbare Quetschnaht im Bodenbereich auf. Flaschen, Kanister, Heizöltanks sind Beispiele, die nach diesem Verfahren produziert werden. Weitere häufig angewendete Verfahrenstechniken sind das *Spritz- und Streckblasen* zur Herstellung von Verpackungsteilen und PET-Flaschen.

Herstellen von faserverstärkten Formteilen. Glasfasern, Kohlenstoff-Fasern und auch synthetische Fasern, wie z. B. Aramid- und Polyethylenfasern, werden meist in eine duroplastische Matrix (Polyester-, Epoxid- oder Phenolharz) eingebettet. Neben Endlosfasern (Rovings) verwendet man auch flächige Halbzeuge wie Gewebe, Matten und Gelege.

Beim *Handlaminieren* werden Matten bzw. Gewebe in eine Form, z. B. aus Holz, eingelegt. Die Tränkung der Fasermatten wird mit einem Pinsel vorgenommen und anschließend die Matte mit einer Laminierrolle verdichtet. Eine glatte Oberfläche erreicht man durch Aufbringen einer unverstärkten, gefüllten Reinharzschicht (Gelcoat). Das Verfahren eignet sich zur Herstellung von Großteilen und Einzelstücken.

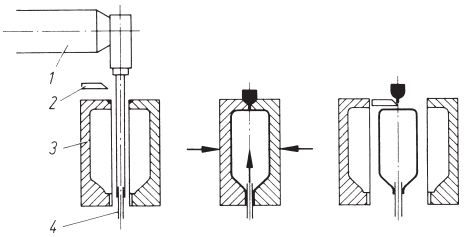


Bild 5. Extrusionsblasen (schematisch). *1* Extruder, *2* Trennmesser, *3* Werkzeug, *4* Luftzufuhr (Blasdorn)

Für kleine bis mittlere Serien eignet sich das auch als automatisiertes Handlaminieren angesehene *Faserspritzverfahren*. Mit einer Faserspritzpistole werden Harz, Härter, Beschleuniger und Kurzfasern mittels Druckluft auf die Form aufgebracht. Aus zugeführten Endlosfasern lassen sich mit einem rotierenden Schneidwerk kontinuierlich Kurzfasern erzeugen. Anwendung finden hier ausschließlich Polyesterharze. Typische Bauteile sind Badewannen, Schwimmbäder, Behälter und Dachelemente.

Hohlkörper aus faserverstärkten Kunststoffen werden in einem weitgehend automatisierten *Wickelverfahren* hergestellt. Dabei werden die Verstärkungsfasern über einen Kern gewickelt. Im Tränkbad werden die von der Schlichte verklebten Rovings aufgefächert, mit Harz benetzt und in einer sog. Walkstrecke gut durchtränkt. Um Bauteile maximaler Festigkeit bei minimalem Eigengewicht herzustellen, müssen die Fasern möglichst exakt in der späteren Hauptbelastungsrichtung liegen und der Kern möglichst gleichmäßig bedeckt werden. Der Roving wird auf der sog. geodätischen Linie abgelegt (kürzeste Verbindung zwischen zwei Punkten auf einer gekrümmten Oberfläche).

Schäumverfahren. Im plastischen oder thermisch erweichten Zustand können Polymerwerkstoffe geschäumt werden. Der Schäumvorgang wird durch chemisch abgespaltene Gase, verdampfende Flüssigkeiten oder Gaszusatz (chemische bzw. physikalische Treibmittel) unter Druck bewirkt (s. **S 2.3.8**). Prinzipiell lassen sich alle Kunststoffe verschäumen. Wichtige Kunststoffe sind expandierbares Polystyrol PS-E (z. B. Styropor) für Verpackungs- und Isolationszwecke und Polyurethanschäume als Hart- und Weichschäume für leichte und steife Konstruktionen und Polsterzwecke. Geschäumtes Polypropylen PP-E wird ebenfalls in der Verpackungstechnik eingesetzt.

Der E-Modul geschäumter Erzeugnisse nimmt annähernd proportional mit dem Feststoffgehalt ab, die Steifigkeit eines Werkstücks aber mit der dritten Potenz der Wanddicke zu; Bauteile mit poriger Struktur sind daher mehrfach steifer als massive Teile gleichen Gewichts. Sogenannte *Struktur-* oder *Integralschäume* besitzen eine inhomogene Dichteverteilung derart, dass der Schaumstoffkern kontinuierlich in eine dichte Außenhaut übergeht. In **Bild 6** sind einige Anwendungsgebiete für Schäume mit unterschiedlichen Raumgewichten aufgeführt.

Beim *Thermoplastschaumguss* (*TSG*) wird eine Formmasse mit geringen Mengen chemischer Treibmittel (z. B. Azodicarbonamid) im Spritzgussverfahren verarbeitet. Die mit Gas beladene Thermoplastschmelze schäumt im nicht vollständig gefüllten Formnest auf. Die Außenhaut ist dabei weitgehend kompakt. Anwendung findet dieses TSG-Verfahren z. B. bei der Imitation von Holz in der Möbelindustrie. Weitere Verfahren sind das TSE-Extrusions- und TSB-Hohlkörperblasverfahren, MuCell-Verfahren nach Trexel.

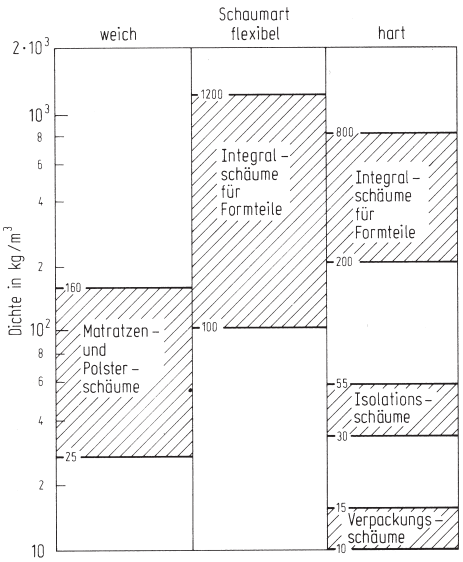


Bild 6. Anwendungsgebiete für Schäume mit unterschiedlichen Raumgewichten

Reaktionsschaumguss (*RSG*) auch als *RIM* (Reaction-Injection-Moulding) bezeichnet wird nach folgenden Verfahrensschritten hergestellt: Dosieren der Reaktionspartner, Mischen, Einspritzen in die Werkzeugkavität, Reaktion in der Kavität unter Bildung des geschäumten Formteils, Formteilentnahme. Ausgangsstoffe für die Polyurethan-Schaumstoffe (PUR) sind Diisocyanate und Polyhydroxylverbindungen (Polyole).
Verstärkte PUR-Strukturschaumstoff-Erzeugnisse werden im RRIM-(Reinforced Reaction-Injection-Moulding-)Verfahren gefertigt. Auch SMC-Harzmatten und BMC-Formmassen lassen sich durch mikroverkapselte physikalische Treibmittel aufschäumen.

4.10.2 Umformen von Kunststoffen. Forming

Unter Umformen versteht man die spanlose Formgebung von thermoplastischen Halbzeugen in Form von Folien, Platten und Rohren.

Warmformen (Thermoformen) von Thermoplasten. Zum Warmformen wird thermoplastisches Halbzeug rasch und gleichmäßig auf die Temperatur optimalen thermoelastischen Verhaltens aufgeheizt und mittels Vakuum, Druckluft bzw. mechanischer Kräfte umgeformt und durch Abkühlung fixiert. Abgesehen von dem handwerklichen Warmformverfahren (Biegen, Ziehformen) arbeitet man meist mit automatisierten Thermoformmaschinen. Das Erwärmen des in einem Spannrahmen fest fixierten Halbzeugs erfolgt in der Regel mit Infrarot-Flächenstrahlern (Keramik- oder Quarzstrahler).
Beim *Warmformen* unterscheidet man grundsätzlich zwischen Negativ- und Positivverfahren, **Bild 7**. Bei der Negativformung wird das erwärmte Halbzeug in den konkaven Formhohlraum gesaugt oder gedrückt, beim Positivformen auf ein Konvex-Modell (Positiv-Formkern) gesaugt. Die am Werkzeug anliegende Seite wird glatter und maßgenauer.
Die Spanne der so hergestellten Teile reicht von Verpackungsbehältern bis hin zu Großformteilen wie Badewannen. Aus Tafeln werden meist großflächige Teile, wie z. B. Fassadenelemente, Sanitärzellen, Container, Kühlgerätegehäuse, wirtschaftlich warmgeformt. Außerdem ist dieses Verfahren bedeutend für Automobilteile. Für meist kleine und leichtgewichtige Teile wird die hautenge *Skinverpackungsart* eingesetzt. Hierbei wird das zu verpackende Gut auf heißsiegelfähigem Karton der erwärmten Folie zugeführt und diese mit Vakuum hauteng dem Gut angeformt. Bei der *Blister-Packung* wird das Packgut in durchsichtige vorgeformte Schalen gelegt und mit einer Kartongegenlage durch Heißsiegeln verbunden. Vorzugsweise werden die amorphen Thermoplaste PVC, PS, ABS, SB, SAN, PMMA, PC und die teilkristallinen Werkstoffe PP und PE aber auch Verbundfolien eingesetzt.

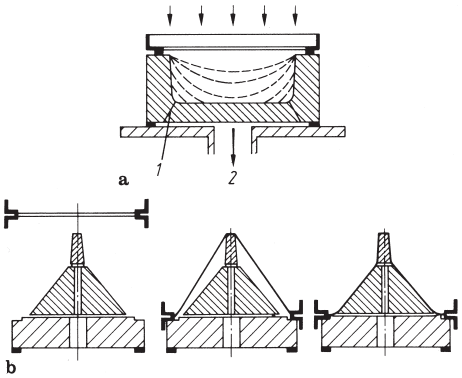


Bild 7 a, b. Vakuumformen. **a** Negativverfahren (Einsaugen in die Formhöhlung), *1* Saugkanäle, *2* Vakuum; **b** Positivverfahren (mit Vakuum und mechanischem Vorstrecken)

4.10.3 Fügen von Kunststoffen. Joining

Schweißen. Werkstücke aus gleichen oder ähnlichen thermoplastischen Kunststoffen werden dadurch verschweißt, dass man im Schweißbereich die Kunststoffe auf die Temperatur des viskosen Fließens erwärmt, zusammendrückt und die Verbindung unter Druck erkalten lässt (DIN 1910-3, DIN 16960-1). Eine einwandfreie Verbindung setzt meist artgleiche Kunststoffe voraus, da eine vergleichbare Viskosität der Schweißpartner erforderlich ist.

Warmgasschweißen W. Grund- und Zusatzwerkstoff werden durch Warmgas in den plastischen Zustand überführt und unter Druck verschweißt, **Bild 8 a**. Anwendung findet dieses Verfahren bei der Musterfertigung, Einzelstückfertigung und bei großen Teilen. Apparatebauteile aus PE, PP und PVC sind oftmals mit einer V-, X- oder Kehl-Naht gefügt.

Heizelementschweißen H. Man erwärmt die Stoßflächen durch Andrücken an beschichtete metallische Heizelemente. Danach werden die plastifizierten Stoßflächen zusammengepresst, **Bild 8 b**. Dieses Verfahren eignet sich besonders für Polyolefine (PE, PP). Temperaturempfindliche Werkstoffe wie z. B. PVC und POM sind wegen der langen Erwärmzeit bei relativ hohen Temperaturen weniger geeignet.

Reibschweißen FR. Bei rotationssymmetrischen Teilen (bis ca. 100 mm Durchmesser) wird einer der Partner in Drehung versetzt und durch die Relativbewegung unter Druck ein Aufschmelzen an den Schweißflächen erreicht. Nach plötzlichem Abbremsen erkalten die Schweißflächen unter Beibehaltung eines Schweißdrucks, **Bild 8 c**.
In schallgekapselten Maschinen zusammengespannte Fügeteile (bis ca. 500 mm Durchmesser, 60 bis 80 cm^2 Schweißfläche) werden beim *Vibrationsschweißen* durch elektromagnetisch erregte Schwinger mit 100 oder 240 Hz Frequenz um einige Winkelgrade angular oder linear gegeneinander gerieben, **Bild 8 d**. Eingesetzt wird diese Schweißtechnik u. a. bei Kraftstofftanks, Autostoßfängern und Gehäusen.

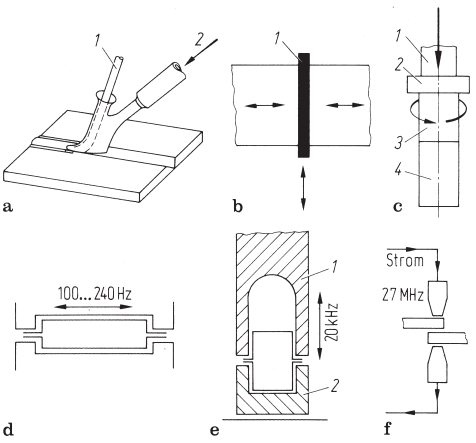


Bild 8a–f. Schweißverfahren für Thermoplaste. **a** Warmgasschweißen, *1* Zusatzstab, *2* Warmgas; **b** Heizelementschweißen, *1* Heizelement; **c** Reibschweißen, *1* Druckgeber, *2* Mitnehmer, *3* rotierendes Teil, *4* stehendes Teil; **d** Vibrationsschweißen; **e** Ultraschallschweißen, *1* Sonotrode, *2* Amboss; **f** Hochfrequenzschweißen

Ultraschallschweißen US. Ein piezoelektrischer oder magnetostriktiver Schwingungswandler setzt die hochfrequente Wechselspannung (20 bis 50 kHz) in mechanische Schwingungen um. Durch die Sonotrode wird die Amplitude dem Werkstück angepasst und leitet die Schwingung ein, **Bild 8e**. Das US-Verfahren kann vollautomatisiert in Taktstraßen eingebaut werden und eignet sich wegen der kurzen Schweißzeiten besonders für Massenartikel in der Kfz-, Elektro- und Verpackungsindustrie (amorphe Kunststoffe bis ca. 350 mm, teilkristalline Kunststoffe bis ca. 150 mm Durchmesser). Metallteile (Inserts) lassen sich durch Ultraschall in vorgespritzte Bohrungen nachträglich kostengünstig einsetzen.

Hochfrequenzschweißen HF. Polare Kunststoffe, wie z. B. PVC, CA, mit hohen dielektrischen Verlusten lassen sich durch ein elektrisches Hochfrequenzfeld schnell erwärmen. Die übliche Schweißfrequenz ist 27 MHz, **Bild 8f**. Hauptanwendungsgebiete sind flächige Formschweißungen von Weich-PVC-Folien, Hüllen, Bucheinbände, Konfektionsartikel, Regenbekleidung, Sitzgarnituren, Türverkleidungen.

Kleben. Durch Kleben lassen sich auch unterschiedliche Materialien (artfremde) verbinden (z. B. Glas/Kunststoff, Keramik/Metall). Manchmal ist es das einzig mögliche Verfahren der Verbindungstechnik (s. **G 1.3**).

Beim Kleben von Kunststoffen wie von Metallen müssen eine klebgerechte Fügeteilgestaltung, eine Vorbehandlung der Fügeteiloberflächen, eine Auswahl der Klebstoffe und eine geeignete Auftragungstechnik erfolgen.

Von besonderer Bedeutung bei Kunststoffen ist die *Vorbehandlung* der Fügeteiloberflächen. Jede Vorbehandlung dient dazu, die Oberfläche so zu aktivieren, dass sie benetzbar und somit auch klebbar wird. Es werden verschiedene *mechanische* (schleifen, strahlen), *chemische* (entfetten, beizen) und *physikalische* (Bestrahlung, Wärmebehandlung) Verfahren vorgeschlagen. Eine Reinigung bzw. Entfettung der Oberfläche kann mit Lösemitteln oder Spülmitteln im Dampf-, Tauch- oder Ultraschall-Bad erfolgen. Bei bestimmten Kunststoffen (z. B. PP) hat sich das Vorbehandlungsverfahren „Koronaentladung" in der Fertigung bewährt. Hierbei wird ein Luftstrom zwischen zwei Elektroden (Spannung 7 kV) durchgeblasen und trifft als Strahl ionisierter Moleküle auf die Kunststoffoberfläche. Eine chemische Verankerung wird durch Haftvermittler erreicht (Silan-Haftvermittler).

4.11 Gestalten und Fertigungsgenauigkeit von Kunststoff-Formteilen

Design and tolerances of formed parts

Werkstoff- und fertigungsgerechtes Konstruieren von Formteilen ist unabdingbare Voraussetzung für qualitativ hochwertige funktionssichere Bauteile (s. *VDI-Richtlinien 2001 und 2006*).

Gestaltungsrichtlinien. Einfallstellen und Lunker (Vakuolen) im Formteil entstehen durch *Massenanhäufungen* am Bauteil, die außerdem zur ungleichmäßigen Abkühlung führen und die *Verzugsneigung* erhöhen (Ursache: Schwindungsdifferenzen). Zur Verringerung der Kerbwirkung sind Ausrundungsradien vorzusehen. *Anschnittgeometrie* und *Anschnittlage* haben Einfluss auf die Vorzugsorientierungen von Makromolekülen und faserartigen Zusatzstoffen und auf die Lage von Bindenähten, Zusammenflusslinien und Lufteinschlüssen.

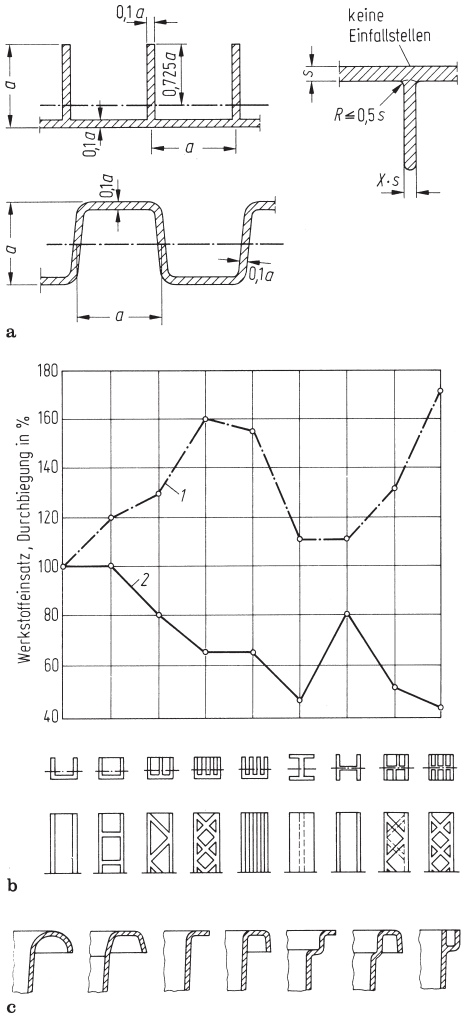


Bild 9a–c. Versteifung von Formteilen. **a** Rippen- und Sickenkonstruktion, $x \approx 0{,}5$ für amorphe Thermoplaste, $x \approx 0{,}35$ für PA unverstärkt, $x \approx 0{,}25$ für PA-GF30; **b** Durchbiegung und Werkstoffeinsatz verschiedener Profilformen, *1* Werkstoffeinsatz, *2* Durchbiegung; **c** verschiedene Randgestaltung zur Erhöhung der Eigensteifigkeit großflächiger Formteile

Tabelle 1. Zuordnung von Kunststoff-Formmassen zu Toleranzgruppen (DIN 16901)

Thermoplaste teilkristallin	Thermoplaste amorph	Duroplaste	Toleranzgruppen für Maße		
			Allgemeintoleranzen (ohne Toleranzangabe)	mit direkt eingetragenen Abmaßen (mit Toleranzangabe)	
				Reihe 1	Reihe 2
PA-GF, POM-GF PBT gefüllt, PES, PPS gefüllt	PS, SAN, SB, ABS, PVC-U, PMMA, PA amorph, PC, PET amorph, PPE modifiziert	PF, UF/MF, EP- und UP-Formmasse mit anorganischer Füllung	130	120	110
PP-GF (PP anorganisch gefüllt), POM (Länge < 150 mm) PA 6, PA 66, PA 11, PA 12, PET kristallin, PBT	CA, CAB, CP PUR thermoplastisch über 40 Shore D	PF, UF/MF mit organischer Füllung, UP-Harzmatten	140	130	120
PE, PP, POM (Länge > 150 mm) fluorhaltige Thermoplaste wie FEP, ETFE	PUR-thermoplastisch 70 … Shore A		150	140	130

Tabelle 2. Toleranzbreiten für Maße an Kunststoff-Formteilen (DIN 16901)

Toleranzgruppe (Tab. 1)	Kennbuchstabe [a] Toleranzen und zulässige Abweichungen	Nennmaßbereiche																	
		über	1	3	6	10	15	22	30	40	53	70	90	120	160	200	250	315	400
		bis	3	6	10	15	22	30	40	53	70	90	120	160	200	250	315	400	500
110	A		0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,26	0,3	0,34	0,4	0,48	0,58	0,7	0,86	1,06	1,3
	B		0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3	0,32	0,36	0,4	0,44	0,5	0,58	0,68	0,8	0,96	1,16	1,4
120	A		0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,26	0,3	0,34	0,4	0,48	0,58	0,7	0,86	1,04	1,3	1,6	2,0
	B		0,34	0,36	0,38	0,4	0,42	0,46	0,5	0,54	0,6	0,68	0,78	0,9	1,06	1,24	1,5	1,8	2,2
130	A		0,18	0,2	0,22	0,26	0,3	0,34	0,4	0,48	0,56	0,68	0,82	1,0	1,3	1,6	2,0	2,4	3,0
	B		0,38	0,4	0,42	0,46	0,5	0,54	0,6	0,68	0,76	0,88	1,02	1,2	1,5	1,8	2,2	2,6	3,2
140	A		0,22	0,24	0,28	0,34	0,4	0,48	0,56	0,66	0,8	1,0	1,2	1,5	1,9	2,3	2,9	3,6	4,4
	B		0,42	0,44	0,48	0,54	0,6	0,68	0,76	0,86	1,0	1,2	1,4	1,7	2,1	2,5	3,1	3,8	4,8
150	A		0,3	0,34	0,4	0,48	0,56	0,66	0,78	0,94	1,16	1,42	1,74	2,2	2,8	3,4	4,2	5,4	6,6
	B		0,5	0,54	0,6	0,68	0,76	0,86	0,98	1,14	1,36	1,62	1,94	2,4	3,0	3,6	4,4	5,6	6,8
Feinwerktechnik	A		0,06	0,07	0,08	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,21	0,25	0,3	0,4	–	–	–	–	–
	B		0,12	0,14	0,16	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28	0,31	0,35	0,4	0,5	–	–	–	–	–

[a] A für werkzeuggebundene Maße, B für nicht werkzeuggebundene Maße

schlüssen im Formteil. Eine konstruktiv ungünstig ausgelegte *Werkzeugtemperierung* kann zu unterschiedlichen Abkühlungsgradienten im Bauteil führen und durch die auftretenden Schwindungsdifferenzen erheblichen Verzug am Teil verursachen. *Formteilverzug* kann oftmals durch verschiedene *Versteifungsgeometrien* minimiert werden, **Bild 9**.

Toleranzen und zulässige Abweichungen für Maße sind in DIN 16901 für Spritzguss-, Spritzpress- und Pressteile angegeben. Form-, Lage- und Profilabweichungen sind nicht enthalten. Für die Festlegung von Toleranzen unterscheidet man nach werkzeuggebundenen Maßen (Maß nur in einer Werkzeughälfte) und nicht werkzeuggebundenen Maßen (z. B. in Werkzeugöffnungsrichtung bzw. beweglichen Schiebern). Die werkzeuggebundenen Maße sind enger tolerierbar.

In DIN 16901 werden die verschiedenen Kunststoffe nach ihrem Schwindungsverhalten in Toleranzgruppen eingeteilt, **Tab. 1**. Es ist zu unterscheiden nach Maßen mit *Allgemeintoleranzen* (Maße ohne Toleranzangaben) und Maßen mit *direkt eingetragenen* Toleranzen (Maße mit Toleranzangaben). Es gilt Reihe 1 für normalen Spritzguss, Reihe 2 für Präzisionsspritzguss. In **Tab. 2** sind die zugehörigen Toleranzbreiten angegeben.

Werkzeugtoleranzen, d. h. Toleranzen für die Herstellung des Werkzeugs sind DIN 16749 zu entnehmen; sie betragen max. 1/3 der Formteiltoleranzen. *Aushebeschrägen* und *Nachbearbeitungsmöglichkeiten* sind zu beachten, ebenso die *Verarbeitungsschwindung* des verwendeten Kunststoffs.

4.12 Nachbehandlungen. Secondary treatments

Meist sind Formteile nach der Formgebung ohne weitere Bearbeitung einsatzfähig. Aus technischen oder dekorativen Gründen kann aber eine Nachbehandlung notwendig werden.

Konditionieren. Formteile aus Polyamiden nehmen je nach Aufbau mehr oder weniger Feuchtigkeit auf und verändern damit insbesondere die mechanischen Eigenschaften (z. B. Schlagzähigkeit). Nach dem Spritzgießen werden deshalb viele Formteile aus Polyamiden in Wasser, Dampf oder Konditionierzellen auf einen bestimmten Feuchtegehalt eingestellt. Bei unverstärktem Polyamid strebt man einen Feuchtegehalt von 1,5% bis 3% an, bei verstärkten bis 1,5%.

Tempern. Zum Abbau von *Eigenspannungen* und zur *Nachkristallisation* bei teilkristallinen Kunststoffen werden die

Formteile nach dem Spritzgießen in Wärmeschränken oder Temperierflüssigkeiten (Paraffin- oder Siliconöle) bei kunststoffspezifischen Temperaturen getempert. Bei Polyamiden beträgt die Tempertemperatur ca. 150 °C, bei POM-Formteilen liegt sie etwas niedriger. Die Temperzeit beträgt bis zu 24 Stunden.

Oberflächenbehandlungen. Zur gezielten Veränderung der Oberflächen oder Oberflächenstruktur oder aus werbetechnischen Gründen kann nachfolgend noch *Lackieren, Bedrucken, Heißprägen, Laserbeschriften, Galvanisieren, Bedampfen* und *Beflocken* durchgeführt werden.

Spangebende Bearbeitung. Kunststoffe können nach den für Metalle bekannten Verfahren (s. **S 4**) spanend nachbearbeitet werden, jedoch sind besondere Werkzeuggeometrien und andere Schnittgeschwindigkeiten zu beachten. Bei Duroplasten und PTFE ist die spanende Bearbeitung die einzige Möglichkeit einer Formänderung nach der Herstellung. Bei Thermoplasten sind Rückfederungseffekte und Aufschmelzvorgänge zu beachten.

5 Tribologie. Tribology

K.-H. Habig, Berlin

Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung (DIN 50323, Teil 1). Diese Definition ist aus der englischen Originalfassung abgeleitet: Tribology – science and technology of interacting surfaces in relative motion and the practices related thereto [1]. Die Tribologie umfasst die Teilgebiete *Reibung, Verschleiß* und *Schmierung*. Sie steht in enger Beziehung zu den Werkstoffen der beteiligten Körper, deshalb ihre Behandlung in Teil E.

5.1 Reibung. Friction

Reibung ist eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern. Sie wirkt einer Relativbewegung entgegen.

Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschiedenen Körpern, bei innerer Reibung ein und demselben Körper zugehörig (DIN 50323, Teil 3). Die Reibung tritt als Reibungskraft oder Reibungsenergie in Erscheinung. Das Verhältnis der Reibungskraft F_f zur wirkenden Normalkraft F_n wird als Reibungszahl f bezeichnet (s. **G 4.5** und **G 5.2**).

In Abhängigkeit von der Bewegungsart der Reibpartner unterscheidet man zwischen verschiedenen Reibungsarten (**Bild 1**) (s. **B 1.11**):

Gleitreibung. Bewegungsreibung zwischen Körpern, deren Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche nach Betrag und/oder Richtung verschieden sind.

Rollreibung. Idealisierte Bewegungsreibung zwischen sich punkt- oder linienförmig berührenden Körpern, deren Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche nach Betrag und Richtung gleich sind und bei der mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine momentane, in der Berührungsfläche liegende Drehachse vollführt.

Wälzreibung. Rollreibung, der eine Gleitkomponente (Schlupf) überlagert ist.

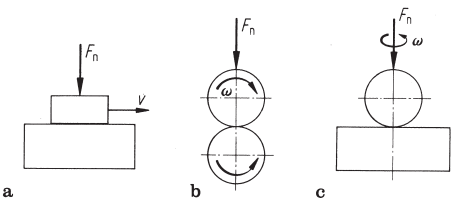


Bild 1a–c. Bewegungsarten zwischen Reibpartnern. **a** Gleiten; **b** rollen, wälzen; **c** bohren. F_n Normalkraft, v Gleitgeschwindigkeit, ω Winkelgeschwindigkeit

Bohrreibung. Reibung zwischen sich punktförmig (idealisiert) berührenden Körpern, deren Geschwindigkeiten in der Berührungsfläche nach Betrag und/oder Richtung verschieden sind und bei der mindestens ein Körper eine Drehbewegung um eine senkrecht im Zentrum der Berührungsfläche stehende Achse ausführt.

In Abhängigkeit vom Aggregatzustand der beteiligten Stoffbereiche treten unterschiedliche Reibungszustände auf:

Festkörperreibung. Reibung zwischen Stoffbereichen mit Festkörpereigenschaften in unmittelbarem Kontakt.

Anmerkung: Findet die Reibung zwischen festen Grenzschichten mit modifizierten Eigenschaften, z. B. Reaktionsschichten statt, so nennt man dies Grenzschichtreibung. Handelt es sich bei der Grenzschicht um einen vom Schmierstoff stammenden molekularen Film, so nennt man dies auch Grenzreibung.

Flüssigkeitsreibung. Reibung im Stoffbereich mit Flüssigkeitseigenschaften (innere Reibung). Dieser Reibungszustand ist auch für eine die Festkörper vollständig trennende flüssige Schmierstoffschicht zutreffend.

Gasreibung. Reibung im Stoffbereich mit Gaseigenschaften (innere Reibung). Dieser Reibungszustand ist auch für eine die Festkörper vollständig trennende gasförmige Schmierstoffschicht zutreffend.

Mischreibung. Jede Mischform der Reibungszustände, primär der Festkörper- und Flüssigkeitsreibung.

In **Tab. 1** sind Bereiche von Reibungszahlen bei unterschiedlichen Reibungsarten und -zuständen wiedergegeben. Generell ist aber anzumerken, dass die Reibungszahl kein konstanter Kennwert eines Werkstoffs oder einer Werkstoffpaarung ist, sondern von den Beanspruchungsbedingungen und den Eigenschaften aller am Reibungsvorgang beteiligten stofflichen Elemente abhängt. Welchen Einfluss Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur bei Festkörpergleitreibung haben können, ist in **Bild 2** am Beispiel der Festkörperreibung der Gleitpaarung PTFE/Stahl ersichtlich [2].

Tabelle 1. Reibungszahlen bei unterschiedlichen Reibungsarten und -zuständen

Reibungsart	Reibungszustand	Reibungszahl
Gleitreibung	Festkörperreibung	0,1 … 1
	Grenzreibung	0,1 … 0,2
	Mischreibung	0,01 … 0,1
	Flüssigkeitsreibung	0,001 … 0,01
	Gasreibung	0,0001
Rollreibung	(Fettschmierung)	0,001 … 0,005

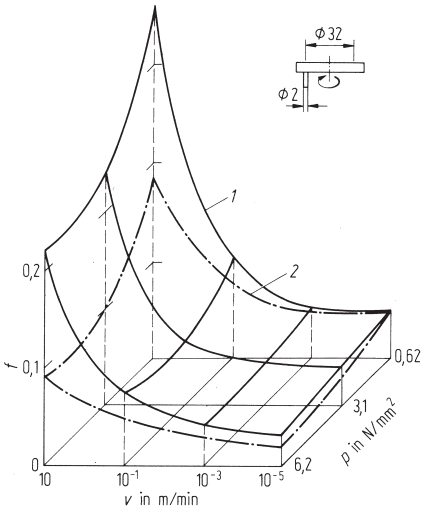


Bild 2. Reibungszahl f einer PTFE-Stahl-Gleitpaarung. p Flächenpressung, v Gleitgeschwindigkeit, Stahl: $R_z = 0{,}03$ µm, Umgebungsmedium: synth. Luft, 1 $T_a = 23$ °C, 2 $T_a = 70$ °C

5.2 Reibungszustände ölgeschmierter Gleitpaarungen

Friction states of oil lubricated sliding couples

In ölgeschmierten Gleitpaarungen mit konformem Kontakt kann der Reibungszustand durch die Stribeck-Kurve gekennzeichnet werden (s. **G 5.2.1**) **Bild 3**. In ihr ist die Reibungszahl über einer Parameterkombination, die im Wesentlichen aus der Ölviskosität, der Gleitgeschwindigkeit und der Normalkraft besteht, aufgetragen. Ist die Summe der Rautiefen der Gleitpartner kleiner als die Schmierfilmdicke, so herrscht reine *Flüssigkeitsreibung* bzw. *hydrodynamische Schmierung* vor. Bedingungen für diesen Reibungszustand s. **G 5.2.1**. Verringert sich bei konstanter Viskosität mit abnehmender Gleitgeschwindigkeit oder zunehmender Normalkraft die Dicke des Schmierfilms soweit, dass sie die Gesamtrautiefe beider Gleitpartner erreicht, so wird die von außen wirkende Belastung nur noch teilweise vom Schmierfilm getragen, ein anderer Teil wird von den Rauheitshügeln der Gleitpartner aufgenommen. Diesen Reibungszustand bezeichnet man als *Mischreibung*. Geht mit weiter abnehmendem Wert der Parameterkombination die Schmierfilmdicke auf Null zurück, so gelangt man in das Gebiet der *Grenzreibung*.

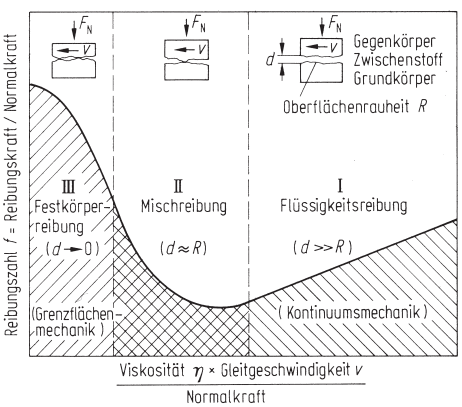


Bild 3. Die Stribeck-Kurve (schematisch)

5.3 Elastohydrodynamische Schmierung

Elastohydrodynamic lubrication

Die bisherigen Ausführungen bezogen sich auf die Gleitreibung bei *konformem* Kontakt. Zwei Walzen oder die Zahnflanken von Zahnrädern bilden einen *kontraformen* Kontakt. In den Kontaktbereichen herrschen i. Allg. wesentlich höhere Pressungen als bei konformem Kontakt. Auch für einen solchen Kontakt ist die Bildung eines trennenden Schmierfilms zwischen den Kontaktpartnern möglich, dessen Dicke mit der elastohydrodynamischen Theorie abgeschätzt werden kann [3, 4]. Diese Theorie verbindet die elastische Theorie deformierbarer Körper mit der hydrodynamischen Theorie, wobei die Zunahme der Schmierstoffviskosität mit steigendem Druck berücksichtigt wird.

Eine schematische Darstellung der Schmierfilmdicke und der Druckverteilung in einem elastohydrodynamischen Kontakt enthält **Bild 4**. Zu beachten ist die Druckspitze an der Ölaustrittsseite, unter der die Schmierfilmdicke am geringsten ist.

Unter der Annahme ideal glatter Oberflächen und isothermer Bedingungen kann die Schmierfilmdicke durch folgende Beziehungen abgeschätzt werden [5–7]:

$$H_{\min} = 3{,}63U^{0{,}68} \cdot G^{0{,}49} \cdot W^{-0{,}073}(1 - \mathrm{e}^{-0{,}68k}),$$

$$H_{\min} = h_{\min}/R_x \quad (\text{Ölstrom in } x\text{-Richtung}).$$

Hierin sind:

$$U = \frac{\eta_0(u_1 + u_2)}{2ER_x}; \quad G = \alpha \cdot E; \quad W = F/(ER_x^2)$$

$h_{\min}$ minimale Schmierfilmdicke;

$R_x = R_{x1} \cdot R_{x2}/(R_{x1} + R_{x2})$;

$R_y = R_{y1} \cdot R_{y2}/(R_{y1} + R_{y2})$, siehe **Bild 5**;

η_0 Ölviskosität beim Öleintritt; u_1, u_2 Oberflächengeschwindigkeiten der Körper *1* und *2*;

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2}\left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right);$$

ν_1, ν_2 Poissonzahlen der Körper *1* und *2*; E_1, E_2 Elastizitätsmoduli der Körper *1* und *2*; α Viskositätsdruckkoeffizient; F Normalkraft;

$$k = a/b = 1{,}04\left[\frac{R_y}{R_x}\right]^{0{,}636}.$$

Unter realen Bedingungen muss infolge der inneren Reibung des Schmierstoffs im Schmierspalt mit einer Temperaturerhöhung gerechnet werden, wodurch die Viskosität abnimmt.

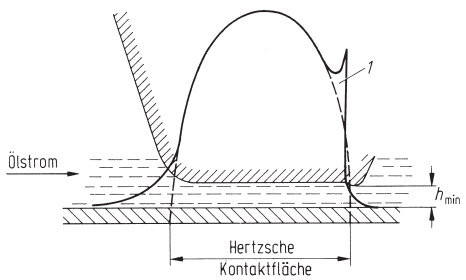


Bild 4. Druckverteilung in einem elastohydrodynamischen (EHD-) Kontakt. *1* Hertzsche Druckverteilung

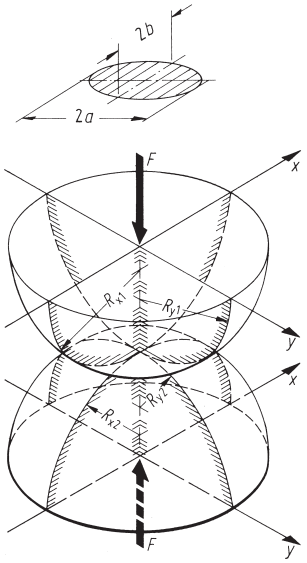


Bild 5. Kontraformer Kontakt zweier Körper

Um die isotherme Theorie mit der nichtisothermen Theorie zu verknüpfen, wird ein thermischer Korrekturfaktor C_{th} eingeführt, der wiederum aus dem thermischen Belastungsfaktor L_{th} ermittelt wird [6]:

$$C_{\mathrm{th}} = \frac{h_{\mathrm{min,th}}}{h_{\mathrm{min,isoth}}} = \frac{3{,}94}{3{,}94 + L_{\mathrm{th}}^{0{,}62}},$$

mit

$$L_{\mathrm{th}} = \eta_{0\mathrm{M}} \frac{\alpha^* \cdot u^2}{K}.$$

Hierin sind $h_{\mathrm{min,th}}$ theoretische minimale Schmierfilmdicke unter Berücksichtigung der Temperaturerhöhung, $h_{\mathrm{min,isoth}}$ theoretische minimale Schmierfilmdicke bei isothermem Zustand, $\eta_{0\mathrm{M}}$ dynamische Viskosität beim Druck von 1 bar und Massenoberflächentemperatur T_{M}, α^* Viskositätstemperaturkoeffizient des Schmierstoffs, K Wärmeleitkoeffizient (für Mineralöle: $K = 0{,}133$ W/mK).
Für die Temperaturabhängigkeit der Viskosität wird folgende Beziehung angenommen:

$$\eta_0 = \eta_{0\mathrm{M}}\, \mathrm{e}^{-\alpha^* (T_0 - T_{\mathrm{M}})}.$$

Unter realen Bedingungen ist ferner zu berücksichtigen, dass die kontaktierenden Oberflächen nicht ideal glatt sind, sondern eine messbare Rauheit besitzen [6]. Zur Kennzeichnung der Rauheit werden die Messgrößen $F_{\mathrm{r1}}/M_{\mathrm{r1}}$, R_{K} und $F_{\mathrm{r2}}/(100 - M_{\mathrm{r2}})$ eingeführt, deren Bedeutung **Bild 6** entnommen werden kann. Aus diesen Kennwerten wurde für die Kombination einer glatten Oberfläche mit einer rauen Oberfläche ein Korrekturfaktor C_{RS} abgeleitet, in den zusätzlich noch die gemittelte Rautiefe $\bar{R}_{\mathrm{z}}$ eingeht

$$C_{\mathrm{RS}} = 0{,}8 \left(\frac{\bar{R}_{\mathrm{K}}}{\bar{R}_{\mathrm{z}}} \right)^{0{,}61} \left(\frac{\bar{F}_{\mathrm{r1}}/M_{\mathrm{r1}}}{\bar{F}_{\mathrm{r2}}/(100 - \bar{M}_{\mathrm{r2}})} \right)^{0{,}25}.$$

Die Bedingung für eine Trennung der Kontaktpartner lautet dann

$$\frac{h_{\mathrm{min,th}}}{C_{\mathrm{RS}}} > \bar{R}_{\mathrm{z}}.$$

Dabei wird $\bar{R}_{\mathrm{z}}$ aus drei am Umfang des rauen Kontaktpartners erhaltenen Messungen arithmetisch gemittelt (s. **W 2.3**).

5.4 Verschleiß. Wear

Reicht die Schmierfilmdicke nicht aus, um zwei Gleit- oder Wälzpartner vollständig voneinander zu trennen, so tritt Verschleiß auf. Tribosysteme, die von vornherein ohne Schmierung betrieben werden wie z. B. Trockengleitlager, Reibungsbremsen, Transportanlagen für mineralische Stoffe u. a. unterliegen einem allmählichen Verschleiß.
In DIN 50320 ist der Verschleiß definiert: *„Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“*
Es folgen drei Hinweise:

- Die Beanspruchung eines festen Körpers durch Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers wird auch als tribologische Beanspruchung bezeichnet.
- Verschleiß äußert sich im Auftreten von losgelösten kleinen Teilchen (Verschleißpartikel) sowie in Stoff- und Formänderungen der tribologisch beanspruchten Oberflächenschicht.
- In der Technik ist Verschleiß normalerweise unerwünscht, d. h. wertmindernd. In Ausnahmefällen, wie z. B. bei Einlaufvorgängen, können Verschleißvorgänge jedoch auch technisch erwünscht sein. Bearbeitungsvorgänge als wertbildende, technologische Vorgänge gelten in Bezug auf das herzustellende Werkstück nicht als Verschleiß, obwohl im Grenzflächenbereich zwischen Werkzeug und Werkstück tribologische Prozesse wie beim Verschleiß ablaufen.

In DIN 50320 sind außerdem folgende, für den Verschleiß wichtige Grundbegriffe enthalten:

Verschleißarten. Unterscheidung der Verschleißvorgänge nach Art der tribologischen Beanspruchung und der beteiligten Stoffe.

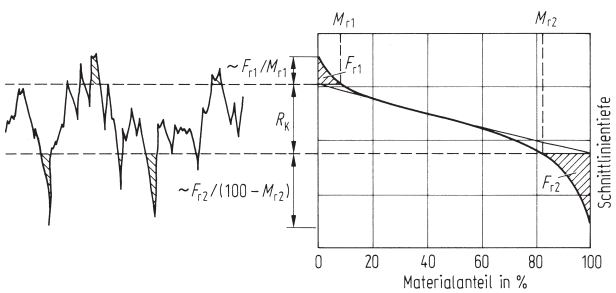


Bild 6. Rauheitskennzahlen [6]

Verschleißmechanismen. Beim Verschleißvorgang ablaufende physikalische und chemische Prozesse.

Verschleißerscheinungsformen. Die sich durch Verschleiß ergebenden Veränderungen der Oberflächenschicht eines Körpers sowie Art und Form der anfallenden Verschleißpartikel.

Verschleiß-Messgrößen. Die Verschleiß-Messgrößen kennzeichnen direkt oder indirekt die Änderung der Gestalt oder Masse eines Körpers durch Verschleiß (DIN 50321).
Verschleiß wird letztlich durch das Wirken der Verschleißmechanismen hervorgerufen. Vier Verschleißmechanismen werden als besonders wichtig angesehen [8] (s. **E 1.2.3**):

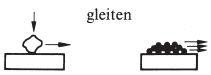
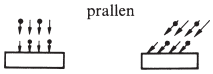
Adhäsion. Bildung und Trennung von atomaren Bindungen (Mikroverschweißungen) zwischen Grund- und Gegenkörper.

Tribochemische Reaktion. Chemische Reaktion von Grund- und/oder Gegenkörper mit Bestandteilen des Schmierstoffs oder Umgebungsmediums infolge einer reibbedingten, chemischen Aktivierung der beanspruchten Oberflächenbereiche.

Abrasion. Ritzung und Mikrozerspanung des Grundkörpers durch harte Rauheitshügel des Gegenkörpers oder durch harte Partikel des Zwischenstoffs.

Oberflächenzerrüttung. Rissbildung, Risswachstum und Abtrennung von Partikeln infolge wechselnder Beanspruchungen in den Oberflächenbereichen von Grund- und Gegenkörper.
Die Verschleißmechanismen können einzeln, nacheinander oder sich überlagernd auftreten. **Tab. 2** zeigt eine Zuordnung der Verschleißmechanismen zu den unterschiedlichen Verschleißarten.

Tabelle 2. Verschleißarten und Verschleißmechanismen nach DIN 50320

Systemstruktur	Tribologische Beanspruchung (Symbole)	Verschleißart	Wirkende Mechanismen (einzeln oder kombiniert)			
			Adhäsion	Abrasion	Oberflächen-zerrüttung	Tribochem. Reaktionen
Festkörper – Zwischenstoff (vollständige Filmtrennung) – Festkörper	gleiten rollen wälzen prallen stoßen				×	×
Festkörper – Festkörper (bei Festkörperreibung, Grenzreibung Mischreibung)	gleiten	Gleitverschleiß	×	×	×	×
	rollen wälzen	Rollverschleiß Wälzverschleiß	×	×	×	×
	prallen stoßen	Prallverschleiß Stoßverschleiß	×	×	×	×
	oszillieren	Schwingungs-verschleiß	×	×	×	×
Festkörper – Festkörper und Partikel	gleiten 	Furchungs-verschleiß		×		
	gleiten	Korngleit-verschleiß		×		
	wälzen	Kornwälz-verschleiß		×		
Festkörper – Flüssigkeit mit Partikeln	strömen	Spülverschleiß (Erosionsverschleiß)		×	×	×
Festkörper – Gas mit Partikeln	strömen	Gleitstrahl-verschleiß (Erosionsverschleiß)		×	×	×
	prallen 	Prallstrahl-Schrägstrahl-verschleiß		×	×	×
Festkörper – Flüssigkeit	strömen schwingen	Werkstoff-kavitation, Kavitationserosion			×	×
	stoßen	Tropfenschlag			×	×

5.5 Systemanalyse von Reibungs- und Verschleißvorgängen

Systems analysis of friction and wear processes

Reibung und Verschleiß hängen von einer Fülle von Einflussgrößen ab, die sich am besten mit der Methodik der Systemanalyse ordnen lassen (**Bild 7**) [9]. Danach sind Reibung und Verschleiß als Verlustgrößen eines *Tribosystems* anzusehen, in dem bestimmte Eingangsgrößen, die für das *Beanspruchungskollektiv* maßgebend sind, über die *Struktur* des Tribosystems in Nutzgrößen transformiert werden. Durch die Transformation wird die *Funktion* des Tribosystems realisiert.

5.5.1 Funktion von Tribosystemen

Function of tribosystems

Tribosysteme werden zur Verwirklichung unterschiedlicher Funktionen eingesetzt. Ein Lager hat z. B. Kräfte aufzunehmen und dabei eine Bewegung zu ermöglichen. Mit Reibungsbremsen sollen dagegen Bewegungen gehemmt werden. Getriebe dienen zur Übertragung von Drehmomenten oder zur Veränderung von Drehzahlen; mit Steuergetrieben können Informationen weitergegeben werden. Zu den möglichen Funktionen gehören auch die Gewinnung, der Transport und die Verarbeitung von Rohstoffen. Die Angabe über die Funktion von Tribosystemen ist deshalb nützlich, weil sie schon gewisse Vorstellungen über die Art der Bauteile und die verwendeten Werkstoffe vermittelt. Besteht die Funktion eines Tribosystems z. B. darin, einen elektrischen Stromkreis zu öffnen und zu schließen, so werden dazu häufig Schaltkontakte benötigt, die aus besonderen Kontaktwerkstoffen hergestellt werden.

5.5.2 Beanspruchungskollektiv. Operating variables

Die wichtigsten Größen des Beanspruchungskollektivs können **Bild 7** entnommen werden.

Bei den *Bewegungsarten* kann man analog zu den Reibungsarten zwischen „Gleiten, Rollen, Wälzen, Bohren" unterscheiden. Es kommen aber noch andere Arten der Bewegung, wie „Stoßen, Prallen oder Strömen" hinzu. Der *Bewegungsablauf* kann kontinuierlich, intermittierend, oszillierend oder reversierend sein. Aus der *Normalkraft* lässt sich bei Kenntnis der Abmessungen der Bauteile, der Elastizitätsmoduln der verwendeten Werkstoffe und des Reibungskoeffizienten die Werkstoffanstrengung ermitteln. Als *Geschwindigkeit* ist einerseits die Relativgeschwindigkeit zwischen Grund- und Gegenkörper von Bedeutung; für die *Wärmeabfuhr* interessiert andererseits, ob Grund- und Gegenkörper oder nur ein Körper bewegt sind. Neben der *Beanspruchungsdauer* (oder *Beanspruchungsweg*) sind auch die Stillstandszeiten zu beachten, in denen sich die Eigenschaften der Oberflächenbereiche z. B. durch Korrosion verändern können.

5.5.3 Struktur tribologischer Systeme

Structure of tribological systems

Innerhalb der *Struktur* von Tribosystemen können i. Allg. vier Bauteile oder Stoffe unterschieden werden, die als Elemente bezeichnet werden (**Bild 7**).

Grund- und Gegenkörper sind in jedem Tribosystem vorhanden, während der Zwischenstoff oder das Umgebungsmedium u. U. entfällt. Zur Reibungs- und Verschleißminderung wird als Zwischenstoff in zahlreichen praktischen Anwendungen ein Schmierstoff verwendet. Der Zwischenstoff kann aber auch aus harten Partikeln bestehen, z. B. aus Erz, das in einer Kugelmühle zermahlen wird.

Für den Verschleißschutz ist häufig eine Unterscheidung zwischen *offenen* und *geschlossenen* Tribosystemen sinnvoll.

Bei offenen Tribosystemen wird z. B. die Oberfläche eines Werkzeugs durch fortlaufend neue Oberflächenbereiche des zu bearbeitenden Werkstücks beansprucht. Seine Funktion hängt in erster Linie vom Verschleiß des als Grundkörper dienenden Werkzeugs ab, während durch den Gegenkörper die Beanspruchung erzeugt wird, ohne dass sein Verschleiß interessiert.

Bei geschlossenen Tribosystemen, z. B. einer Nocken-Stößel-Paarung, kommen dagegen die Oberflächenbereiche beider Partner wiederholt zum Eingriff. Die Funktionsfähigkeit hängt vom Verschleiß des Nockens und des Stößels ab. –

Die Elemente sind durch ihre Eigenschaften zu charakterisieren, wobei man zwischen Stoff- und Formeigenschaften sowie zwischen Volumen- und Oberflächeneigenschaften unterscheiden muss.

Reibung und Verschleiß sind letztlich durch die Wechselwirkungen zwischen den Elementen bedingt, die durch den Reibungszustand (vgl. **E 5.1**; **5.2**) und die Verschleißmechanismen (vgl. **E 5.4**) gekennzeichnet sind.

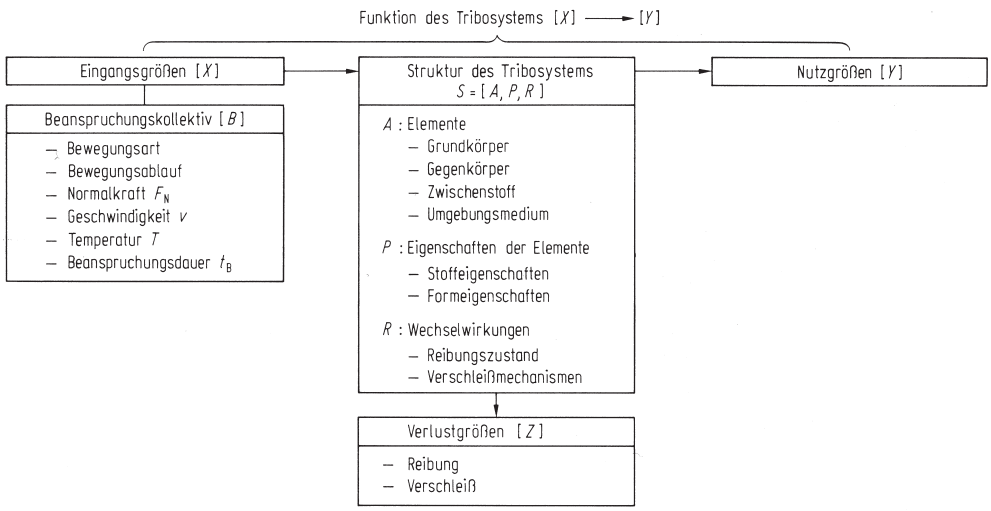


Bild 7. Schematische Darstellung eines tribologischen Systems

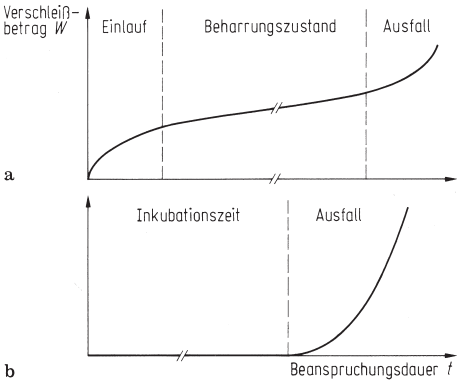


Bild 8a, b. Verschleißbetrag in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer

5.5.4 Tribologische Kenngrößen

Tribological characteristics

Die tribologischen Kenngrößen dienen zur quantitativen und qualitativen Kennzeichnung von Reibungs- und Verschleißvorgängen. Die Reibung wird durch die Reibungskraft F_R bzw. die Reibungszahl f charakterisiert. Die Reibungskraft F_R hängt von den Größen des Beanspruchungskollektivs B und der Systemstruktur S ab. Es gilt daher

$$F_R = f(B, S).$$

Eine ähnliche Beziehung kann man für den Verschleißbetrag W aufstellen

$$W = f(B, S).$$

Stellt man den Verschleißbetrag über der Beanspruchungsdauer dar, so ergeben sich häufig zwei unterschiedliche Kurvenverläufe, **Bild 8**. In der Einlaufphase kann ein erhöhter Einlaufverschleiß auftreten, der allmählich abklingt und in einen lang andauernden Beharrungszustand mit einem konstanten Anstieg des Verschleißbetrags (konstante Verschleißrate) übergeht, ehe ein progressiver Anstieg den Ausfall ankündigt, **Bild 8a**.

Ist primär die Oberflächenzerrüttung als Verschleißmechanismus wirksam, so tritt ein messbarer Verschleiß häufig erst nach einer Inkubationsperiode auf, in der mikrostrukturelle Veränderungen, Rissbildung und Risswachstum erfolgen, ehe Verschleißpartikel abgetrennt werden, **Bild 8b**.

Da der Verschleiß immer eine Folge des Wirkens der Verschleißmechanismen ist, sollte neben der Angabe des Verschleißbetrags oder der Verschleißrate auch die Verschleißerscheinungsform in Form von licht- oder rasterelektronenmikroskopischen Aufnahmen dargestellt werden, aus denen man die Konstellation der Verschleißmechanismen entnehmen kann. Nur so ist es möglich, die Ergebnisse einer Verschleißprüfung für andere, ähnliche Fälle nutzbar zu machen.

5.5.5 Checkliste zur Erfassung der wichtigsten tribologisch relevanten Größen

Checklist for tribological characteristics

Es wurde gezeigt, dass Reibung und Verschleiß von einer Fülle von Einflussgrößen abhängen. Zur reproduzierbaren Durchführung von Reibungs- und Verschleißuntersuchungen in Betrieb und Labor ist es zweckmäßig, die wichtigsten Größen tabellarisch zu erfassen. Hierzu kann (**Tab. 3**) als Anleitung dienen.

Tabelle 3. Checkliste zur Erfassung der für Reibung und Verschleiß wichtigen Größen

Bezeichnung des Tribosystems		
Struktur des Tribosystems		
Grundkörper		
– Bezeichnung		
– Abmessungen		
– Werkstoff	Bezeichnung: Härte: Gefüge:	
– Rauheit	R_z in µm:	R_a in µm:
Gegenkörper		
– Bezeichnung		
– Abmessungen		
– Werkstoff	Bezeichnung: Härte: Gefüge:	
– Rauheit	R_z in µm:	R_a in µm:
Zwischenstoff		
– Bezeichnung		
– Aggregatzustand	□ fest □ flüssig □ gasförmig	
– Viskosität[a])	bei Raumtemperatur: bei Betriebstemperatur:	
Umgebungsmedium		
– Bezeichnung		
– Aggregatzustand	□ flüssig □ gasförmig	
– rel. Feuchte[b])		
– Reibungszustand:	□ Festkörperreibung □ Grenzreibung □ Mischreibung □ Gasreibung □ Flüssigkeitsreibung	
Beanspruchungskollektiv		
– Bewegungsart	□ gleiten □ wälzen □ stoßen	
– Bewegungsablauf	□ kontinuierlich □ intermittierend □ reversierend □ oszillierend	
– Normalkraft F_N in N		
– Pressung p in N/mm²		
– Geschwindigkeit v in m/s		
– Betriebstemperatur T in °C		
– Beanspruchungsdauer t_B in h		
Tribologische Kenngrößen		
– Reibungszahl f		
– Verschleißbetrag W_v in mm³		
– Verschleißrate W_v/t in µm/h		
– Verschleiß-erscheinungsformen		
Bemerkungen		

[a]) Bei flüssigem Aggregatzustand.
[b]) Bei gasförmigem Umgebungsmedium und Raumtemperatur.

5.6 Schmierstoffe. Lubricants

Schmierstoffe dienen zur Reibungs- und Verschleißminderung in tribologischen Systemen. Sie werden in unterschiedlichen Aggregatzuständen als Schmieröle, Schmierfette oder Festschmierstoffe eingesetzt. Gelegentlich werden auch Wasser oder flüssige Metalle als Schmierstoffe verwendet, wobei die Betriebsbedingungen häufig die Bildung eines die Kontaktpartner trennenden, hydrodynamisch erzeugten Films zulassen.

5.6.1 Schmieröle. Lubricating oils

Schmieröle können nach ihrer Herkunft unterteilt werden in *Mineralöle, tierische und pflanzliche Öle, synthetische Öle, sonstige.*

Mineralöle, die aus Erdöl und teilweise aus Kohle gewonnen werden können, besitzen die größte Bedeutung. Sie bestehen aus Paraffinen, Naphtenen oder Aromaten. *Tierische und pflanzliche Öle* wie Rizinusöl, Fischöl, Olivenöl u. a. werden für spezielle Anwendungen, z. B. in der Feinwerktechnik, verwendet. *Synthetische Öle* gewinnen für die Schmierung bei hohen Temperaturen und zur Reibungsminderung an Bedeutung. Hier sind besonders zu nennen: Polyetheröle (Polyalkylenglycole, Perfluorpolyalkylether, Polyphenylether), Carbonsäureester, Esteröle, Phosphorsäureester, Siliconöle, Halogenkohlenwasserstoffe.

Damit die Schmieröle ihre komplexen Aufgaben erfüllen können, müssen sie eine Reihe physikalischer und chemischer Eigenschaften besitzen [10, 11].

Eigenschaften von Schmierölen

Viskosität. Für die Erzielung eines hydrodynamischen oder elastohydrodynamischen Schmierungszustands ist die Viskosität von entscheidender Bedeutung; sie ist ein Maß für die innere Reibung des Schmieröls.

Entsprechend **B 6.2** gilt für die

– *dynamische Viskosität*

$$\eta = \tau/(\mathrm{d}\upsilon/\mathrm{d}z) = \tau/D,$$

– *kinematische Viskosität*

$$\nu = \eta/\varrho.$$

Hierin sind τ Schubspannung, die bei Scherung einer laminaren Strömung entsteht, $D = \mathrm{d}\upsilon/\mathrm{d}z$ Scher- bzw. Geschwindigkeitsgefälle, ϱ Dichte des Öls.

Einheit der dynamischen Viskosität η: 1 Pa · s (= 10 Poise) und Einheit der kinematischen Viskosität ν: m^2/s (= 10^4 Stokes).

Die Viskosität ist keine reine Stoffkonstante, sondern i. allg. von verschiedenen Parametern wie z. B. dem Geschwindigkeits- bzw. Schergefälle D, der Zeit t, der Temperatur T und dem Druck p abhängig.

Besteht keine Abhängigkeit der Viskosität vom Schergefälle, so spricht man von *Newtonschen Flüssigkeiten* bzw. *Newtonschen Schmierölen*. Hierzu gehören reine Mineralöle sowie synthetische Öle vergleichbarer Molekularmassen. Schmieröle, deren Viskosität vom Schergefälle abhängt, bezeichnet man als *Nichtnewtonsche* Öle. Nimmt die Viskosität mit steigendem Schergefälle ab, so handelt es sich um *strukturviskose* Öle. Der Zusatz von Additiven zu Newtonschen Grundölen kann Strukturviskosität hervorrufen, z. B. der Zusatz von Polymeren zu Motoren- oder Industrieölen zur Verbesserung des sog. Viskositätsindexes.

Ist die Viskosität von der Zeit t abhängig, so ist zu unterscheiden zwischen:

Thixotropie. Abnahme der Viskosität infolge andauernder Scherbeanspruchung und Wiederzunahme nach Aufhören der Beanspruchung.

Rheopexie. Zunahme der Viskosität infolge andauernder Scherung und Wiederabnahme nach Aufhören der Beanspruchung.

Die Viskosität von Schmierölen nimmt mit steigender Temperatur ab, so dass bei jeder Viskositätsmessung die Temperatur angegeben werden muss: Die Temperaturabhängigkeit der Viskosität kann durch verschiedene Näherungsformeln angegeben werden. Für Schmieröle wird häufig die Transformation nach Ubbelohde-Walther benutzt:

$$\lg\lg(\nu + C) = K - m \lg T.$$

Hierbei bedeuten ν die kinematische Viskosität, C eine Konstante (für Mineralöle: 0,6 bis 0,9), K eine Konstante, m die Steigung der Geraden bei einer Darstellung in entsprechend skalierten Viskositäts-Temperaturblättern und T die absolute Temperatur in K, **Anh. E 5 Bild 1**, **Bild 2**. Zur Beschreibung der Druckabhängigkeit der Viskosität wird häufig die folgende Beziehung benutzt:

$$\eta_\mathrm{p} = \eta_0 \cdot \exp(\alpha \cdot p),$$

wobei η_0 die Viskosität bei 1 bar, α den sog. Viskositätsdruckkoeffizienten und p den Druck darstellen. Die Viskosität nimmt demnach sehr stark (exponentiell) mit steigendem Druck zu, **Anh. E 5 Tab. 1**.

Dichte. Sie wird für die Umrechnung der dynamischen in die kinematische Viskosität benötigt. Verschiedene Methoden zu ihrer Bestimmung sind in DIN 51 757 angegeben. Die Dichte ist temperatur- und druckabhängig (s. **B 5**).

Viskositätsindex. Er ist nach DIN ISO 2909 eine Maßzahl zur Charakterisierung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität. Er wurde 1928 mit einer Skala zwischen 0 und 100 eingeführt, wobei das Öl mit der damals bekannten stärksten Temperaturabhängigkeit der Viskosität einen Viskositätsindex VI = 0 und das Öl mit der geringsten Viskositäts-Temperaturabhängigkeit den Viskositätsindex 100 hatte. Infolge verbesserter Raffinationsverfahren und der Entwicklung von synthetischen Ölen wird der Viskositätsindex von 100 heute deutlich überschritten.

Scherstabilität. Durch den Zusatz von öllöslichen Polymeren kann die Viskosität von Schmierölen erhöht bzw. ihr Viskositätsindex verbessert werden. Infolge von Scherprozessen können die Polymermoleküle zerstört werden, wodurch ein Viskositätsabfall eintritt. Um den durch Scherung bedingten irreversiblen Viskositätsabfall zu prüfen, werden Beanspruchungen im Zahnradverspannungsprüfstand, in Laborprüfständen mit Hochdruckhydraulik, in Hochdruck-Diesel-Einspritzaggregaten nach DIN 51 382 u. a. vorgenommen.

Cloud- und Pour-Point. Die Fließfähigkeit von Schmierölen nimmt mit sinkender Temperatur ab. Der Cloud-Point gibt die Temperatur an, bei der sich ein Öl unter festgelegten Prüfbedingungen nach ISO 3015 zu trüben beginnt. Der Pour-Point stellt die Temperatur dar, bei der das Öl gerade noch fließt (ISO 3016).

Neutralisationsvermögen. Schmieröle können alkalische und saure Bestandteile enthalten. Saure Komponenten in Frischölen können von der Raffination oder von Schmierstoffadditiven stammen. Sie können auch während des Betriebs durch Oxidation des Schmieröls gebildet werden. Alkalisch wirkende Zusätze werden insbesondere Motorölen zugegeben, um saure Verbindungen zu neutralisieren, die durch Verbrennungsvorgänge im Motor entstehen.

Neutralisationszahl NZ. Menge an Kaliumhydroxid in mg, die notwendig ist, um die in 1 g Öl vorhandenen Säuren zu neutralisieren. Dazu wird nach DIN 51 558, Teil 1 eine 0,1 M-KOH-Lösung langsam zu einer Lösung des Öls gegeben (Titration), bis der Umschlag des Indikators p-Naphtholbenzoin die Neutralisation anzeigt.

Gesamtbasenzahl, Total base number TBN. Säuremenge, die notwendig ist, um die basischen Anteile des Öls zu neutralisieren. Sie wird angegeben in der äquivalenten Menge Kaliumhydroxid, die der Säuremenge von 1 g Öl entspricht. Die Bestimmung der TBN erfolgt nach ISO 3771 durch elektrometrische Titration.

Flammpunkt. Der Flammpunkt ist die niedrigste Temperatur, bei der sich aus der zu prüfenden Ölprobe unter festgelegten Bedingungen Dämpfe in solcher Menge entwickeln, dass sie mit der über dem Flüssigkeitsspiegel liegenden Luft ein entflammbares Gemisch bilden. Liegt der Flammpunkt über 79 °C, so kann zu seiner Bestimmung die in DIN ISO 2592 genormte Methode nach Cleveland angewandt werden, bei der das Öl in einem offenen Tiegel erhitzt wird. Öle mit niedrigeren Flammpunkten werden im geschlossenen Tiegel nach Abel-Pensky (DIN 51755, Flammpunkt 5 bis 65 °C) untersucht. Der Flammpunkt ist für das Schmierungsverhalten ohne Bedeutung.

Wärmekapazität. c_p und Wärmeleitfähigkeit λ. Diese sind für die Berechnung des Wärmehaushalts und -transports von Bedeutung. Beide Größen sind temperaturabhängig, **Anh. E 5 Bild 3** und **Bild 4**.

Luft im Schmieröl. Schmieröle können teilweise beträchtliche Mengen Luft lösen. Die Löslichkeit ist schwach temperatur- und stark druckabhängig. Das gelöste Luftvolumen kann nach dem Henry-Daltonschen Gesetz ermittelt werden

$$V_{\text{Luft}} = K \cdot V_{\text{Öl}} \cdot p_2/p_1 .$$

Der Bunsenkoeffizient K liegt für Mineralöle zwischen 0,07 und 0,09, für Silikonöle zwischen 0,15 und 0,25.

Neben gelöster Luft können Schmieröle im Betrieb auch Luft in Form einer fein verteilten zweiten Phase enthalten, wofür die Bezeichnung Aeroemulsion, Luftemulsion oder Kugelschaum verwendet wird. Im Gegensatz zu gelöster Luft verschlechtern Aeroemulsionen das tribologische Verhalten, da Viskosität und Wärmeleitfähigkeit vermindert und Oxidationsprozesse sowie Kavitationserscheinungen verstärkt werden. Außerdem kann der Öltransport beeinträchtigt werden. Besonders nachteilig wirkt sich ein stabiler Oberflächenschaum aus, der durch Wandern der Aeroemulsion an die Oberfläche entstehen kann. Die Bestimmung des Luftabscheidevermögens (Aeroemulsion) kann nach DIN 51381 erfolgen.

Wasser im Schmieröl. Schmieröle sollten grundsätzlich wasserfrei sein, da Wasser die Ölalterung und die Korrosion der Werkstoffe beschleunigt sowie die Schmierfilmbildung beeinträchtigt. Die Bestimmung des Wassergehalts kann nach DIN ISO 3733 oder DIN 51777 erfolgen.

Feste Fremdstoffe im Schmieröl. Feste Fremdstoffe haben je nach ihrer Härte, Größe und Menge eine negative Wirkung, weil sie Ölbohrungen und Filter verstopfen können und Verschleiß durch Abrasion hervorrufen. Metallische Fremdpartikel beschleunigen häufig die Öloxidation. Die Bestimmung des Gehalts an Fremdstoffen erfolgt i. Allg. mit einem Zentrifugierverfahren nach DIN 51365 oder einem Membranfilterverfahren.

Schmierstoffadditive. Diese sind Zusatzstoffe, die das Gebrauchsverhalten von Schmierölen verbessern. Sie können von ihrer Funktion her in zwei Gruppen eingeteilt werden (**Tab. 4**): Zusätze, die die tribologisch relevanten Eigenschaf-

Tabelle 4. Zusammenstellung wichtiger Schmierstoffadditive

Additiv	Aufgabe	Wirkstoffe	Wirkungsweise
Viskositätsindexverbesserer (VI-Verbesserer)	Verringerung der Viskositätsabnahme mit steigender Temperatur	polymerisierte Olefine und Isoolefine, Polymethacrylate, Polyalkylstyrole u.a.	Streckung von verknäulten Molekülen mit steigender Temperatur
Stockpunkterniedriger (Pourpointerniedriger)	Verhinderung des Stockens (Nichtfließen bei niedrigen Temp.)	Kondensationsprodukte von chloriertem Paraffin und Naphthalin, Polymethacrylate u.a.	Adsorption an den Oberflächen der Paraffinkristalle; Behinderung des Wachstums von Paraffinkristallen
Hochdruckzusätze (EP-Additive, Antiverschleiß-Additive)	Verhinderung des Fressens bzw. des adhäsiven Verschleißes bei hohen Belastungen	organische Schwefel-, Phosphor- und Chlorverbindungen und deren Kombinationen u.a.	Bildung von Reaktions-Schichten auf den tribologisch beanspruchten Oberflächen
Reibungsminderer	Verminderung der Gleitreibungszahl	Fettsäuren, Fettsäureester, Fettsäureamide, Fettsäuresalze u.a.	Bildung von Adsorptions- und Reaktionsschichten auf den tribologisch beanspruchten Oberflächen
Korrosionsinhibitoren	Einschränkung der Korrosion metallischer Werkstoffe	Fettsäuren, Stickstoff-, Phosphor-, Schwefelverbindungen u.a.	Bildung von Schutzschichten, welche den Zutritt von Sauerstoff und Wasser zur Metalloberfläche beeinträchtigen
Oxidationsinhibitoren	Verminderung der Oxidation von Schmierölen	Schwefel- und Phosphorverbindungen, Phenolderivate, Amine u.a.	Unterbrechen des Radikalkettenmechanismus der Oxidation
Detergentien	Verhinderung von Ablagerungen auf Werkstoffoberflächen	metallorganische Verbindungen wie Phenolate, Sulphonate, Phosphate, Naphtenate u.a.	Verhinderung der Koagulation von Oxidationsprodukten
Dispersants	Verhinderung der Kaltschlammbildung	Amide, Imide von mehrbasischen, organischen Säuren	Peptisation von ölunlöslichen Oxidationsprodukten
Demulgatoren	Trennung von Öl und Wasser	polare, grenzflächenaktive Verbindungen	Erhöhung der Grenzflächenspannung zwischen Öl und Wasser
Emulgatoren	Bildung von Emulsionen (für Kühlschmierstoffe)	Alkalisalze von Carbonsäuren u.a.	Herabsetzung der Grenzflächenspannung zwischen Wasser und Öl
Schaumverhütungsmittel	Verhinderung der Bildung von Schaum	Siliconpolymere u.a.	Zerstörung von Ölhäutchen, welche die Luftbläschen umgeben

ten der Schmierstoffe verbessern, wie das Viskositäts-Temperatur-Verhalten oder das Reibungs- und Verschleißverhalten unter Grenz- oder Mischreibungsbedingungen und Zusätze, die andere wichtige Gebrauchseigenschaften beeinflussen, wie z. B. Oxidationsinhibitoren, Detergentien, Schaumverhütungsmittel u. a.
Additive können sich in ihrer Wirkung gegenseitig unterstützen und synergetisch wirken oder sich beeinträchtigen und somit antagonistisch wirken. Moderne Additive weisen häufig mehrere Funktionen auf, wodurch die Gefahr ihrer gegenseitigen Störung vermindert wird.

Einteilung der Schmieröle

Nach ihrer Anwendung können die Schmieröle folgendermaßen unterteilt werden:
- Maschinenschmieröle,
- Zylinderöle,
- Turbinenöle (s. **R 8.5.3**),
- Motorenöle,
- Getriebeöle (s. **G 8.3**),
- Kompressorenöle,
- Umlauföle,
- Hydrauliköle (s. **H 1.2**),
- Metallbearbeitungsöle, Kühlschmierstoffe (s. **S 4.3.1**),
- Textil- und Textilmaschinenöle.

Ausführliche Angaben zu den Ölen sind in den DIN-Taschenbüchern 20, 32, 57, 58, 192 und 228 enthalten. Die größte Gruppe der Schmieröle stellen die Motorenöle dar, die nach ihrer Viskosität klassifiziert werden. Die Klassifizierung wurde von der Society of Automative Engineers (SAE) in Zusammenarbeit mit der Society for Testing and Materials (ASTM) erstellt und von der DIN 51 511 übernommen, **Anh. E 5 Tab. 2**. Für die SAE-Viskositätsklassen 5 W bis 20 W sind die Viskositätswerte bei -18 und $+100$ °C festgelegt, für die Öle 20 bis 50 nur die Viskositätswerte bei 100 °C . Durch Kombination der Klassen 5 W bis 20 W mit den Klassen 20 bis 50 können sog. Mehrbereichsöle gebildet werden, die infolge ihres verbesserten Viskositäts-Temperaturverhaltens mehrere Viskositätsklassen überdecken und damit einen Winter- und Sommerbetrieb ermöglichen.

5.6.2 Schmierfette. Lubricating greases

Schmierfette sind feste oder halbflüssige Produkte einer Dispersion aus einem eindickenden Stoff und einem flüssigen Schmierstoff. In der Schmierungstechnik erfüllen sie vor allem folgende Aufgaben.
- Abgabe einer hinreichenden Menge von flüssigem Schmierstoff durch langsame Separation, um Reibung und Verschleiß über weite Temperaturbereiche und lange Zeiträume zu verhindern,
- Abdichtung gegen Wasser und Fremdpartikel.

Die meisten Schmierfette bestehen aus einer Seife (Alkali- oder Erdalkaliseife) mit 4 bis 20 Massen-%, dem Schmieröl mit 75 bis 95 Massen-% und Additiven mit 0 bis 5 Massen-%.

Konsistenzklassen. Nach ihrer Verformbarkeit (*Walkpenetration*) werden die Schmierfette in unterschiedliche NLGI-Konsistenzklassen eingeteilt (NLGI: National Lubrication Grease Institute), **Anh. E 5 Tab. 3** nach DIN 51 818.
Die Konsistenz wird nach ISO 2137 durch das Eindringen (Penetration) eines Standardkonus in eine Schmierfettprobe unter definierten Prüfbedingungen ermittelt, indem die Eindringtiefe nach einer bestimmten Eindringdauer gemessen wird.

Fließverhalten. Das Fließverhalten von Schmierfetten kann durch die Konsistenzklassen nur unzureichend beschrieben werden. Bei den Schmierfetten handelt es sich um Stoffe mit nichtnewtonschem Fließverhalten, das von der Temperatur, dem Schergefälle, der Scherzeit und der Vorgeschichte abhängt. Im allgemeinen nimmt die Viskosität von Schmierfetten mit steigendem Schergefälle und zunehmender Scherzeit ab.

Anwendungen. Schmierfette werden im Temperaturbereich von -70 bis ca. 350 °C zur Schmierung von Maschinenelementen wie Wälz- und Gleitlagern, Gleitbahnen, Getrieben u. a. eingesetzt, wobei sie gleichzeitig zum Abdichten dienen.

5.6.3 Festschmierstoffe. Solid lubricants

Festschmierstoffe liegen in festem Aggregatzustand vor. Sie werden zur Schmierung unter extremen Bedingungen wie z. B. bei sehr hohen oder sehr tiefen Temperaturen, in aggressiven Medien, im Vakuum u. a. benötigt. Festschmierstoffe bestehen aus folgenden Gruppen von Stoffen:
- Verbindungen mit *Schichtgitterstruktur*. Dazu gehören: Graphit, Molybdändisulfid, Dichalcogenide, Metallhalogenide, Graphitfluorid, hexagonales Bornitrid.
- *oxidische* und *fluoridische* Verbindungen der Übergangs- und Erdalkalimetalle. Dazu gehören: Bleioxid, Molybdänoxid, Wolframoxid, Zinkoxid, Cadmiumoxid, Kupferoxid, Titandioxid u. a., Calciumfluorid, Bariumfluorid, Strontiumfluorid, Lithiumfluorid, Natriumfluorid.
- *weiche Metalle*, wie Blei, Indium, Silber u. a.
- *Polymere*, insbesondere Polytetrafluorethylen (PTFE).

Besondere Bedeutung kommt den Festschmierstoffen zu, die vollständig oder teilweise aus Graphit oder Molybdändisulfid bestehen. Bei der Anwendung von Graphit ist darauf zu achten, dass es nur dann eine niedrige Reibung aufweist, wenn in seinem Gitter Wassermoleküle gelöst sind, die die Scherfestigkeit der hexagonalen Basisflächen herabsetzen. Im Vakuum ist Graphit daher als Festschmierstoff nicht geeignet, **Bild 9**. Dagegen besitzt Molybdändisulfid im Vakuum besonders niedrige Reibungszahlen, während es in feuchter Luft höhere Reibungszahlen hat und vor allem bei höheren Temperaturen zersetzt wird [11].
Bei der Anwendung von PTFE ist darauf zu achten, dass die Reibungszahl mit steigender Gleitgeschwindigkeit stark zunimmt, **Bild 2**.

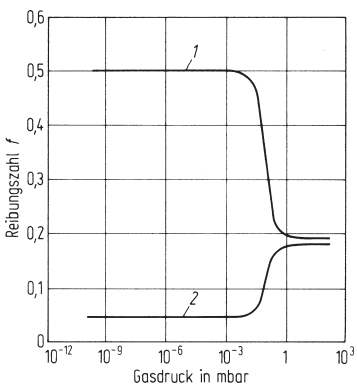


Bild 9. Reibungszahl von *1* Graphit und *2* Molybdändisulfid [12]

6 Korrosion und Korrosionsschutz von Metallen

Corrosion and Corrosion Protection of Metals

H. Speckhardt und **M. Gugau,** Darmstadt

6.1 Einführung. Introduction

Korrosion begrenzt die Funktionstüchtigkeit und die Betriebssicherheit von Bauteilen, Geräten und Anlagen. Sie schränkt die Verfügbarkeit und die Lebensdauer ein und fordert zum Teil kostspielige Maßnahmen des Korrosionsschutzes, der Wartung und der Überwachung. Gleichzeitig muss beachtet werden, dass durch korrosive Wechselwirkung mit Behältern oder Rohrwandungen dort *gelagerte oder transportierte Produkte* verunreinigt werden können. Eine absolute Korrosionsbeständigkeit existiert nicht. Bei allen quantitativen Angaben über das Korrosionsverhalten eines Werkstoffes muss stets das System *Werkstoff/Medium/Betriebsbedingungen (Beanspruchung)* berücksichtigt werden. Neben Metallen können auch andere Werkstoffgruppen wie Polymere, Keramik oder Beton Korrosion erfahren.

In DIN EN ISO 8044 werden die in der Korrosions- und Korrosionsschutztechnik üblichen Begriffe definiert. Hiernach versteht man unter Korrosion die „Reaktion eines metallischen Werkstoffs mit seiner Umgebung, die eine messbare Veränderung des Werkstoffs bewirkt und zu einer Beeinträchtigung der Funktion eines metallischen Bauteils oder eines ganzen Systems führen kann".

Durch Korrosion entstehen jährlich in allen Industrienationen Kosten, die auf etwa 3,5% des Bruttosozialproduktes geschätzt werden. Die volkswirtschaftliche Belastung in Deutschland beläuft sich demnach auf etwa 15 Mrd. Euro/Jahr. Man geht davon aus, dass durch bessere Nutzung vorhandener Kenntnisse und Techniken etwa 25% dieses Betrages, also etwa 4 Mrd. Euro jährlich, eingespart werden könnten. Hierbei sind vor allem die beanspruchungsgerechte Auswahl von Werkstoff und Oberflächenbehandlung bzw. anderer Korrosionsschutzmaßnahmen sowie die Pflege und Wartung korrosionsgefährdeter Anlagen und die Festlegung evtl. erforderlicher Revisionsintervalle von Bedeutung.

Zur Beschreibung von Korrosionsschäden werden die durch Korrosion bewirkte Beeinträchtigung der Funktion, das Erscheinungsbild des Schadens (flächig, muldenförmig, lochfraßartig) und unter Umständen auch der festzustellende Masseverlust angegeben. Bei Stahl entspricht z. B. eine Masseverlustrate von 1 g/m^{2}h einer Abtragsrate von etwa 1 mm/a. Dies gilt jedoch nur dann, wenn gleichmäßig verlaufende flächige Korrosion vorliegt. Im Falle von z. B. lochfraßartiger Korrosion oder Korrosion in Spalten ist die Angabe eines auf die Gesamtfläche bezogenen Masseverlustes irreführend.

6.2 Mechanismen der Korrosion

Mechanisms of corrosion

Bei Metallen unterscheidet man im wesentlichen drei große Gruppen von Korrosionsreaktionen, die je nach dem vorliegenden System *Werkstoff/Medium/Betriebsbedingungen (Beanspruchung)* verschieden ablaufen.

Die Korrosionsreaktionen sind (**Bild 1**):

1. Chemische Reaktionen beim Zusammentreffen von Metall mit reaktionsfähigen Gasen (Luftsauerstoff, Chlorgas, Schwefelwasserstoff, Schwefeldioxid, Bestandteile heißer Verbrennungsgase), was je nach System zur Oxidation oder zum Zundern, Sulfidieren, „Chlorbrand" von Titan durch exotherme Reaktion mit trockenem Chlorgas führt.

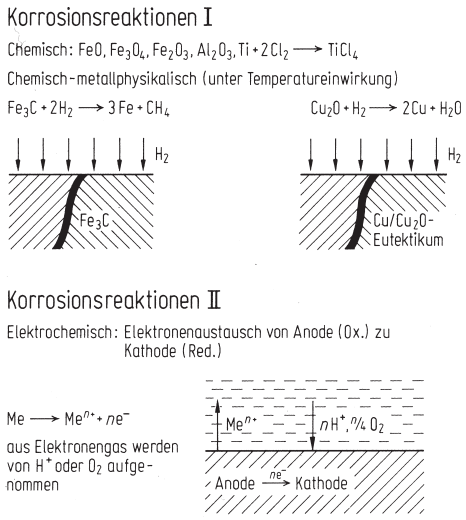


Bild 1. Beispiele der wichtigsten Korrosionsreaktionen

2. Chemisch-metallphysikalische Reaktionen zwischen spezifischen metallischen Werkstoffen und Wasserstoffgas bei der sogenannten Druckwasserstoffschädigung von Stählen mit Korngrenzzementit und Perlit sowie bei der sogenannten Wasserstoffkrankheit von sauerstoffhaltigem Kupfer durch Reduktion und Rissbildung.

3. Elektrochemische Reaktionen beim Zusammentreffen von Metallen mit elektrolytisch leitenden Medien (z. B. wässrige Lösungen und Salzschmelzen). Das elektrochemische Korrosionselement besteht aus einer „anodischen" und einer „kathodischen" Fläche, die elektronenleitend miteinander verbunden sind und von demselben Elektrolyten benetzt sein müssen. Es kann ein Korrosionsstrom fließen, der im Metall als Elektronenstrom und im Medium als entgegengerichteter Ionenstrom auftritt. Als „Anode" kann ein unedler Werkstoffbereich in der Gesamtfläche oder bei einer Werkstoffpaarung (z. B. Schrauben-, Niet- oder Schweißverbindungen) wirken. Kathoden sind vergleichsweise edlere Werkstoffbereiche oder Werkstoffe.

Der Mechanismus, bei dem positiv geladene Metallionen in Lösung gehen, dadurch entsprechend viele Elektronen im Metall im Überschuss freigesetzt werden und deshalb ihrerseits an der Metalloberfläche positiv geladene Ionen aus der Elektrolytlösung entladen können, läuft in der Technik wie auch in der Natur am häufigsten ab.

Die elektrochemischen Korrosionsreaktionen lassen sich in zwei Gruppen einteilen (**Bild 2**).

Wasserstoffkorrosionstyp. In sauren Medien, in denen Wasserstoffionen im Überschuß vorliegen, läuft der Wasserstoffkorrosionstyp ab. Das Metall geht anodisch in Lösung (die Oxidationsreaktion *Ox* gibt beim Übertritt von Metallionen in die Lösung Elektronen aus dem Elektronengas des Metalles frei); an edleren Oberflächenbereichen läuft gleichzeitig eine Reduktionsreaktion *Red* ab, bei welcher der Elektronenüberschuß im Metall zur Entladung von Wasserstoffionen aus der Lösung führt. Es können hierbei auch Metallionen aus der Lösung rückentladen werden (vgl. Entzinkung von Messing).

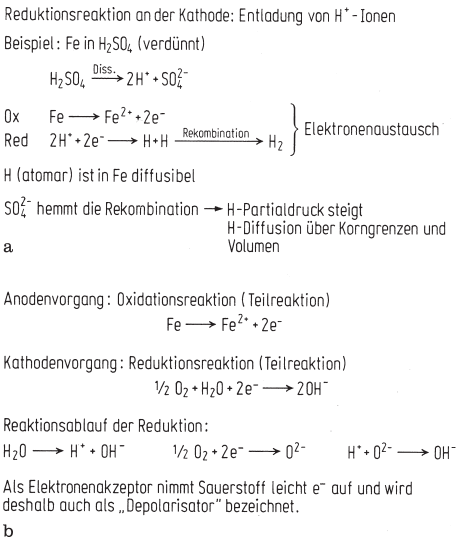


Bild 2a, b. Darstellung elektrochemischer Korrosionsreaktionen. **a** Wasserstoffkorrosionstyp; **b** Sauerstoffkorrosionstyp (Korrosion von Eisen in belüftetem Wasser von pH 7)

Sauerstoffkorrosionstyp. In neutralen, sauerstoffhaltigen Medien läuft die Korrosion nach dem Sauerstoffkorrosionstyp ab. Hierbei ist die anodische Teilreaktion (Metallauflösung/Oxidation) die Gleiche wie zuvor. Als kathodische Teilreaktion erfolgt jedoch eine Elektronenaufnahme durch in der Lösung vorhandenen Sauerstoff.

So genannte amphotere Metalle wie Zink und Aluminium korrodieren auch in nahezu neutralen und in alkalischen Lösungen nach dem Wasserstoffkorrosionstyp.

6.3 Korrosionserscheinungen („Korrosionsarten") Manifestation of corrosion

Je nach vorliegendem System *Werkstoff/Medium/Einbau- und Betriebsbedingungen* führt die elektrochemische Korrosion von Metallen zu einem charakteristischen Schadensbild, wobei stets die erwähnten Oxidations- und Reduktionsmechanismen erhalten bleiben.

Bei der **flächigen Korrosion** (uniform corrosion) wird die gesamte Werkstoffoberfläche relativ gleichmäßig korrodiert, wobei sich ständig anodische und kathodische Teilbereiche abwechseln. Un- und niedriglegierte Stähle erleiden in neutralen Wässern und feuchter Atmosphäre, im Gegensatz zu passivierbaren Werkstoffen (z. B. Nickel, austenitische Chrom-Nickel-Stähle, ferritische Chromstähle mit mehr als 13 Prozent Chrom in der Matrix gelöst) überwiegend Flächenabtrag, da sie in diesen Medien keine schützenden Passivschichten ausbilden können. In der Regel erfolgt die Korrosion nach dem Sauerstoffkorrosionstyp; es entstehen schwerlösliche Eisenhydroxide, welche unter Sauerstoffaufnahme in Eisenoxidhydrate (Rost) übergehen. Hierdurch wird der Korrosionsumsatz verringert, da der Transport des Angriffsmittels durch die gebildete Rostschicht gehemmt wird. Unter feuchten und salzhaltigen Rost- und/oder Schmutzbelägen wird aber die lokale Ausbildung von Korrosionsmulden begünstigt. Die bei un- und niedriglegierten Stählen durch gleichmäßigen Flächenabtrag eintretenden Dickenänderungen liegen – je nach Aggressivität der vorherrschenden Bewitterungszustände und der Stahlzusammensetzung – zwischen etwa 0,01 und 0,1 mm/Jahr. Durch die Bildung von Rostbelägen nimmt die Korrosionsgeschwindigkeit in der Regel mit zunehmender Beanspruchungsdauer ab. In Meerwasser besitzen un- und niedriglegierte Stähle (ungeschützt) keine ausreichende Korrosionsbeständigkeit. **Tabelle 1** zeigt die Ergebnisse einer mehrjährigen Studie (Martini, 1981) an Spundwänden in Meerwasser. In stark bewegtem Wasser (Spritzwasser, Niedrigwasser) ist die Korrosionsgeschwindigkeit aufgrund der höheren Sauerstoffzufuhr etwa um den Faktor 3 höher als in der Dauertauchzone (mit zunehmender Tiefe nimmt der Gehalt an gelöstem Sauerstoff ab).

Tabelle 1. Korrosionsraten von niedriglegiertem Stahl in Meeresnähe

	Mittlere Korrosionsraten in µm/Jahr		
	Nordsee	Mittelmeer	Persischer Golf
Atmosphäre	50–70		
Spritzwasserzone	140	140	190
Wechseltauchzone	80	50	50
Niedrigwasserzone	210	160	130
Dauertauchzone	30	40	40
Meeresboden	20		

Unberuhigt vergossene Stähle können aufgrund ungleichmäßiger Verteilung der Elemente Phosphor, Schwefel, Kohlenstoff und Mangan erhebliche Seigerungen aufweisen. Treten Seigerungen bis zur Werkstoffoberfläche vor, dann können diese bevorzugt herausgelöst werden (dies ist vor allem beim Beizen der Fall), woraus die sogenannte **Seigerungskorrosion** (segregation corrosion) resultiert. Bei austenitischen Blechwerkstoffen führt der selektive Angriff auf die Seigerungszeilen an den Schnittkanten zu einer parallel der Verformungsrichtung schichtförmig verlaufenden Schädigung, die eine transkristalline Aufblätterung zur Folge haben kann. Insbesondere hochsiliziumhaltige, austenitische Stähle (z. B. X1 CrNiSi 18154) neigen zu ausgeprägten Seigerungen. Auch bei hochfesten, schweißbaren, ausscheidungsgehärteten Aluminiumlegierungen (vornehmlich an gewalzten AlZnMg-Legierungen) tritt entlang der Seigerungszeilen bzw. der beim Walzen eingeformten Ausscheidungszeilen ein transkristalliner Angriff auf. Dieser wird durch Einwirkung chloridhaltiger und/oder saurer Wässer hervorgerufen.

Lochkorrosion (pitting corrosion) tritt besonders dann auf, wenn eine Metalloberfläche partiell verunreinigt ist (z. B. Schlamm in Rohrleitungen oder Wärmetauschern) und deshalb die bedeckte Teilfläche zwangsläufig als Anode fungiert, während sich die gut benetzbare Umgebung kathodisch einstellt. Unter der Bedeckung erfolgt deshalb ein rasches Vordringen der Korrosion in die Tiefe des Werkstoffs mit dem Ergebnis eines frühzeitigen Wanddurchbruchs. Besonders aber bei so genannten rost- und säurebeständigen höherlegierten Chrom- und Chrom-Nickel-Stählen besteht Lochkorrosionsgefahr in halogenidhaltigen (besonders Chlorid und Bromid) wäßrigen Lösungen. Halogenidionen sind in der Lage, die Passivschichten derartiger Stähle (Passivschichtdicke etwa 1–10 nm) zu „durchschlagen" und auf diese Weise lokale aktiv korrodierende anodische Zentren zu bilden. Da die Passivschichten elektronenleitend sind, fungiert die ungestörte Umgebung als Kathode: ein rasches Vordringen der Korrosion in den Werkstoff hinein ist die Folge. Die Lochkorrosionsgefahr derartiger Stähle erhöht sich mit zunehmender Verunreinigung z. B. durch Mangansulfid, das im oberflächennahen Bereich die Ausbildung einer geschlossenen Passivschicht stört. Hier kann der Halogenidionendurchschlag leichter erfolgen (**Bild 3**, links).

Ein besonderes Kennzeichen der Lochkorrosion nichtrostender Stähle ist das Vorhandensein eines sogenannten Lochkor-

rosionspotentials, bei dessen Überschreitung die Lochkeimbildung beginnt. Dieses Potential liegt innerhalb des Passivbereichs des Werkstoffes und wird durch die Halogenionenkonzentration, die Elektrolyttemperatur (**Bild 4**), den pH-Wert des Mediums (**Bild 5**), dessen Strömungsgeschwindigkeit und die Zusammensetzung des Stahles bestimmt. Insbesondere durch steigende Molybdän- und Chromgehalte ist bis etwa 60 °C eine Verbesserung der Lochkorrosionsbeständigkeit zu erzielen (**Bild 6**).

Auch bei der **interkristallinen Korrosion** (intergranular corrosion), bei welcher der Stoffumsatz entlang den Korngrenzen vordringt (**Bild 3**, rechts), sind elektrochemische Korrosionselemente wirksam. Diese Korrosionsart hat bei un- und niedriglegierten Stählen praktisch keine Bedeutung und ist kennzeichnend für passive Werkstoffe. Sie wurde früher als „Kornzerfall“ bezeichnet, da der Werkstoff in seine einzelnen Körner zu zerfallen scheint. Ursache ist die Bildung von Chromkarbiden des Typs $Cr_{23}C_6$ und $Cr_{23}C_7$ im Temperaturbereich zwischen 450 °C und etwa 850 °C. Das nunmehr an Kohlenstoff gebundene Chrom steht nicht mehr für die Bildung einer Passivschicht zur Verfügung. Da es sich vorzugsweise im Korngrenzbereich ausscheidet, geht der Werkstoff dort beschleunigt anodisch in Lösung.

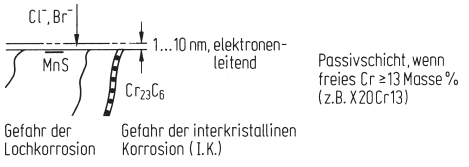


Bild 3. Entstehung von Lochkorrosion und interkristalliner Korrosion bei rost- und säurebeständigen Stählen

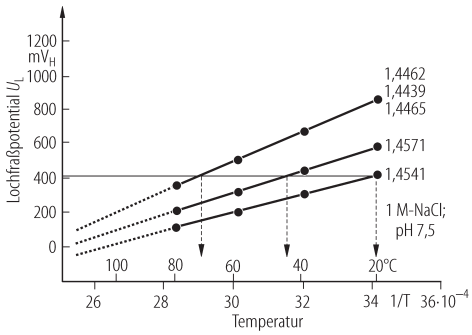


Bild 4. Abhängigkeit des Lochkorrosionspotentials von der Temperatur (nach Wendler-Kalsch, 1998)

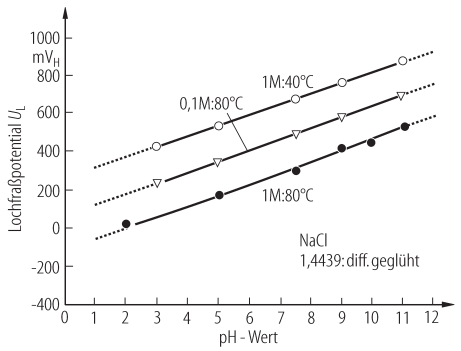


Bild 5. Abhängigkeit des Lochkorrosionspotentials vom pH-Wert des Elektrolyten (nach Wendler-Kalsch, 1998)

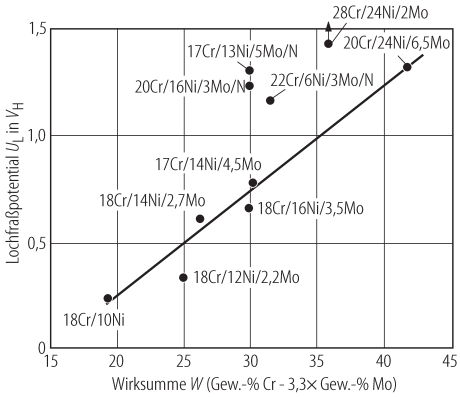


Bild 6. Abhängigkeit des Lochkorrosionspotentials vom Gehalt an Molybdän und Chrom im Stahl (Wirksumme). Die Daten dienen dem Werkstoffvergleich; höhere Wirksummen bedeuten Verbesserung der Lochkorrosionsbeständigkeit (nach Wendler-Kalsch, 1998)

Interkristalline Korrosion tritt besonders bei Schweißkonstruktionen aus rost- und säurebeständigen Stählen im Bereich der Wärmeeinflußzone auf. Hierbei unterscheiden sich ferritische und austenitische Stähle hinsichtlich der Gefährdung durch die Art der Wärmeeinbringung. Die Anfälligkeit für interkristalline Korrosion wird durch Kornzerfallsschaubilder (Glühtemperatur-Glühdauer-Diagramme, **Bild 7**) beschrieben. Hierin wird verdeutlicht, dass austenitische Stähle (geringe Diffusionsgeschwindigkeit von Chrom im kfz-Gitter, geringe Ausscheidungsgeschwindigkeit für chromreiche Carbide) aufgrund der Verschiebung des Gefährdungsgebietes zu höheren Haltezeiten insbesondere durch das Spannungsarmglühen geschweißter Konstruktionen gefährdet sind. Bei ferritischen Chromstählen ist die Geschwindigkeit der Ausscheidung chromreicher Carbide im krz-Gitter sehr hoch und kann durch eine rasche Abkühlung nicht verhindert werden. Andererseits erfolgt durch die hohe Diffusionsgeschwindigkeit des Chroms im ferritischen Gitter die Nachdiffusion aus der unverarmten Matrix an die chromverarmten Kornrandzonen bereits nach kurzen Haltezeiten oberhalb von 600 °C. Die durch das Schweißen hervorgerufene Sensibilisierung des Gefüges

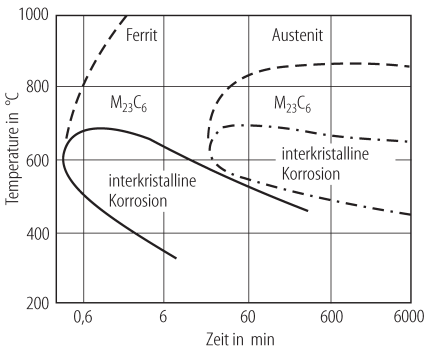


Bild 7. Kornzerfallsdiagramme für sensibilisierte ferritische und austenitische Stähle (nach Bäumel, 1975)

kann somit nicht unterbunden werden, kann aber durch eine kurze Anlassbehandlung beseitigt werden. **Bild 8** gibt den Ausschnitt eines durch interkristalline Korrosion geschädigten Vergütungsgefüges des Werkstoffes 1.4122 wieder.

Eine für Kupfer-Zink-Werkstoffe (Messing) charakteristische Korrosionsart ist die sogenannte **Entzinkung** (dezincation). Hierbei wird der Kupfer-Zink-Mischkristall anodisch aufgelöst. Die nun in Lösung befindlichen Kupferionen lassen sich leichter reduzieren als die unedleren Zinkionen, so dass der im Metall entstehende Elektronenüberschuss zur Rückabscheidung des Kupfers aus der Lösung führt. Es entsteht eine unzusammenhängende und schwammige rötlichbraune Kupferbelegung auf der ansonsten hellergelben Messingoberfläche; der Werkstoff ist irreversibel geschädigt. Vor allem schwachsaure wie auch ammoniumhaltige Reinigungslösungen führen zu diesem Schaden. Besonders anfällig ist dabei das zinkreichere β-Messing, das selbst in Leitungswasser (Armaturen) angelöst werden kann. Geringe Zusätze von Zinn oder Arsen sollen die Entzinkungsgefahr abschwächen.

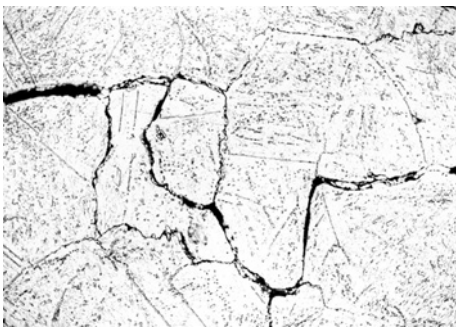


Bild 8. Interkristalline Korrosion an einem Wägezellenkörper (Werkstoff-Nr. 1.4122)

Bei Gusseisen kennt man die Erscheinung der sogenannten **Graphitierung oder Spongiose** (graphitic corrosion), die besonders dort auftritt, wo die in der Regel korrosionsbeständigere Gusshaut verletzt ist. Der Graphit wirkt als lokale Kathode, die umgebende Eisenmatrix geht anodisch in Lösung. Graphit und, so vorhanden, Phosphideutektikum halten das Werkstoffvolumen zusammen. Es tritt kaum eine erkennbare Maß- oder Geometrieveränderung auf, aber das Werkstoffinnere ist zerstört und nicht mehr mechanisch belastbar: äußerlich ist der Schaden kaum zu bemerken.

Von besonderer Bedeutung, weil im wesentlichen konstruktiv verursacht, ist die sogenannte **Spaltkorrosion** (crevice corrosion). Sie ist darauf zurückzuführen, dass in engen Spalten der Austausch von Inhaltsstoffen einer Elektrolytlösung gehemmt ist und es dort zur Aufkonzentration von korrosionsfördernden Substanzen kommen kann, so dass dieser Bereich schließlich als Anode fungiert und der besser umspülte Bereich außerhalb des Spaltes als Kathode.

So kann bei passivschichtbildenden Metallen durch die Verarmung an Sauerstoff im Spalt ein Belüftungselement gebildet werden, bei dem die anodische Metallauflösung ausschließlich im Spalt stattfindet. Größe und Geschwindigkeit der Verarmung hängen von der Spaltgeometrie ab (**Bild 9**). Da in

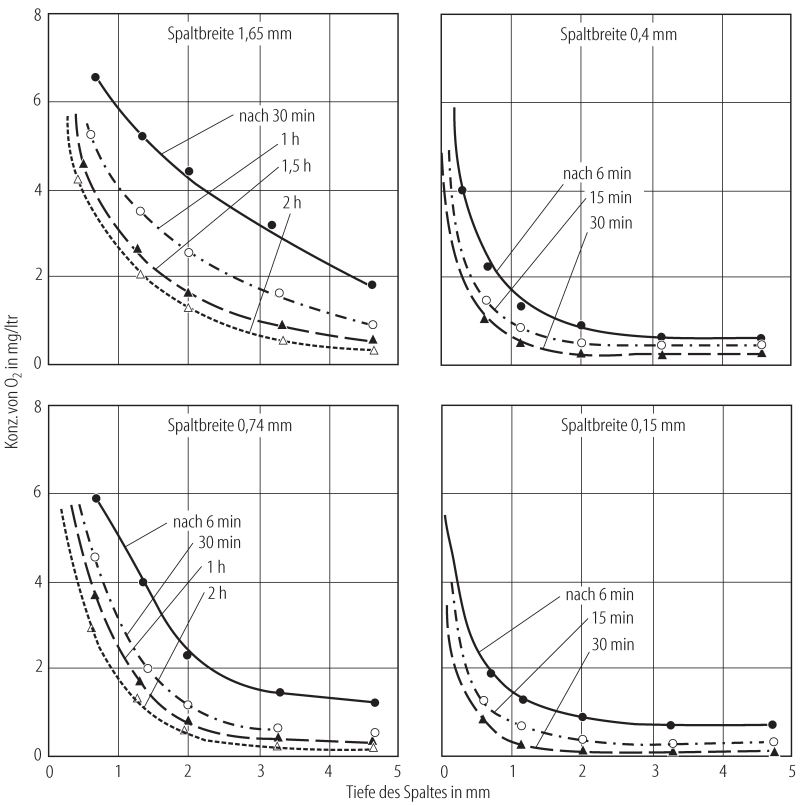


Bild 9. Geschwindigkeit der Sauerstoffverarmung in Abhängigkeit der Spaltbreite und -tiefe (nach Salem u. a., 1962; siehe Wendler-Kalsch, 1998, S. 193)

chloridhaltigen Wässern im Spalt zudem durch die Überführung von Chlorid-Anionen in den Spalt zur Kompensation der durch die Metallionen gebildeten Raumladungen die Gefahr der Hydrolyse ($MeCl_2 + 2\,H_2O \rightarrow Me(OH)_2 + 2\,HCl$) mit Bildung freier Säure besteht, ergibt sich eine ausgeprägte Neigung austenitischer Chrom-Nickel-Stähle zur Spaltkorrosion. Hierbei ist bei Spalten unter 1 mm Breite lokal mit Korrosionsgeschwindigkeiten über 0,5 mm/Jahr zu rechnen. Spaltkorrosion tritt auch dann ein, wenn einer der spaltbildenden Werkstoffe nichtmetallisch ist. Deshalb sind mit Dichtungen versehene Flanschverbindungen spaltkorrosionsgefährdet, insbesondere wenn das Dichtungsmaterial saugende Eigenschaften besitzt (Anreicherung von Korrosions- und Hydrolyseprodukten).

6.4 Überlagerung von Korrosion und mechanischer Beanspruchung

Corrosion under additional mechanical stress

Das Werkstoffverhalten bei korrosiver und gleichzeitig wirkender mechanischer Beanspruchung unterscheidet sich grundsätzlich von demjenigen bei Korrosion im eigen- und lastspannungsfreien Zustand. Eine Übersicht solcher Komplexbeanspruchungen in der Technik enthält **Bild 10**. Sie werden nachfolgend erläutert.

6.4.1 Spannungsrisskorrosion. Stress corrosion cracking

Sie tritt nur bei spezifischen Systemen Werkstoff/Medium unter Zugeigen- und/oder Zuglastspannungen auf, die sich in ihrer Wirkung ergänzen. Solche Systeme sind beispielsweise:

a) Aluminiumwerkstoffe/chloridhaltige Medien,
b) Kupferwerkstoffe/ammonium-, amin- und nitrithaltige Medien,
c) austenitische (auch ferritisch-austenitische) Chrom-Nickel-Stähle/chloridhaltige Medien und
d) unlegierte und niedrig legierte Stähle/alkalische Medien.

Von besonderer Bedeutung für die Industrie ist die **transkristalline Spannungsrisskorrosion** (transgranular corrosion) von hochlegierten Chrom-Nickel-Stählen. In **Bild 11** sind die Rissinitiierung und der Rissfortschritt schematisch dargestellt. Die Passivschicht, hier allgemein als Oxidfilm bezeichnet, wird streng lokalisiert durch ein nach außen vordringendes Gleitband durchstoßen. Dieser Bereich stellt nun eine kleine, hochaktive Lokalanode dar. Der Korrosionsangriff folgt dem Gleitband in den Werkstoff hinein. Ist dieser in der Lage, an der Korrosionsstelle die ursprüngliche Passivschicht wieder auszubilden (Repassivierung), dann kommt der Riss vorübergehend zum Stillstand, die auf Grund des schon erfolgten Stoffumsatzes entstandene Kerbe führt jedoch zu einer lokalen Spannungserhöhung, weshalb die gerade gebildete Passivschicht wieder aufreißt. Ist keine Zwischenrepassivierung möglich, wie im linken Bildteil angedeutet, dann erfolgt der Angriff stetig in die Tiefe, der Riss pflanzt sich mit steigender Geschwindigkeit fort. In chloridhaltigen Medien ist der Rissbildungsmechanismus oft von Lochkorrosion begleitet, die sich dann verstärkt ausbilden kann, wenn der Riss nur langsam fortschreitet. Aus diesem Grund ergeben sich – je nach Rissfortschrittsgeschwindigkeit – durchaus auch die in **Bild 12** dargestellten Varianten.

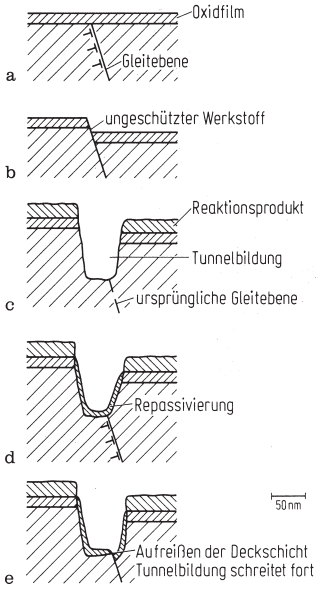


Bild 11 a–e. Rissentstehung und Risswachstum bei Spannungsrisskorrosion rost- und säurebeständiger Cr-Ni-Stähle

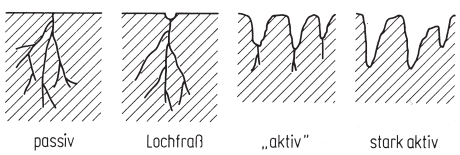


Bild 12. Erscheinungsbild transkristalliner Spannungsrisskorrosion bei rost- und säurebeständigen Cr–Ni-Stählen im metallographischen Schliff (schematisch)

Mechanische Beanspruchung (Eigen- und Lastspannungen)		Schaden	Überlagerte chemische Beanspruchung durch	Schaden
zügig	Zug Biegung Verdrehung	Gleiten	spezifisches Medium (Elektrolyt)	Spannungsrißkorrosion
schwingend	wechselnd schwellend	Ermüdung	jedes Medium (Elektrolyt)	Schwingungsrißkorrosion
reibend	Flüssigkeits- Misch- Trockenreibung	Verschleiß	jedes korrosive Medium	Korrosionsverschleiß
	oszillierend		jedes Medium, inerte Gase	Schwingverschleiß
schlagend		Erosion Kavitation	jedes korrosive Medium jedes Medium (Elektrolyt)	Erosionskorrosion Kavitationskorrosion

Bild 10. Schadensarten beim Zusammenwirken von Korrosion und mechanischer Beanspruchung

6.4.2 Schwingungsrisskorrosion (Bild 13)
Corrosion fatigue

Diese Korrosionsart tritt bei kombinierter schwingender und korrosionschemischer Beanspruchung auf (Spähn, 1962 ff.). Das Besondere dabei ist, dass jeder metallische Werkstoff in jeder Elektrolytlösung Rissgefährdet ist. Allen Typen gemeinsam ist, dass keine Dauerfestigkeit mehr quantifiziert werden kann, sondern stets mit einer Korrosionszeitfestigkeit (bis zum Bruch) gerechnet werden muß. Sie hängt von einer Vielzahl von Parametern (Werkstoff, Medium, Spannungsausschlag, Lastfolge, Belastungsfrequenz usw.) ab.

Schwingungsrisskorrosion im aktiven Zustand

Sie tritt auf, wenn der Werkstoff im gegebenen Medium keine Passivschicht ausbildet, und deshalb auch ohne mechanische Beanspruchung angegriffen wird. Durch die Korrosion entstehen Korrosionsgrübchen, die als Kerben wirken, von deren Grund die Rissbildung infolge der mechanischen Beanspruchungskomponente ausgeht. Der Rissverlauf erfolgt im wesentlichen transkristallin und senkrecht zur jeweils wirkenden Hauptnormalspannung: Nur beim Erreichen von Korngrenzen, die in Richtung der maximalen Schubspannung verlaufen, kann der Riss auch interkristalline Anteile aufweisen. In der Regel tritt eine größere Zahl von Anrissen auf (das Bruch-Bild ist entsprechend zerklüftet), die Risse sind verästelt, die Rissflanken sind auskorrodiert.

Schwingungsrisskorrosion im passiven Zustand

Besonders bei passivierbaren Chrom- und Chrom-Nickel-Stählen, aber auch in allen anderen Fällen, in denen der Werkstoff im Medium beständig ist, können allein schon durch die mechanische Beanspruchungskomponente aktive Zentren an der Oberfläche entstehen, gebildet durch lokales Austreten von Gleitbändern (extrusions). Dies geschieht oftmals unter sehr geringem Stoffumsatz, so dass kaum Korrosionsprodukte auftreten. Die streng lokalisierte Reaktion des Werkstoffs mit dem Medium erfolgt nun entlang der Gleitbänder. Folge ist ein transkristalliner Rissfortschritt ohne erkennbare Kerbbildung an der Oberfläche. Die Risse sind im Regelfall nicht verästelt, die Rissflanken nicht auskorrodiert; meist treten nur sehr vereinzelt Risse auf. Demzufolge ist das Bruchbild kaum von demjenigen eines Dauerbruchs an Luft zu unterscheiden; selbst das Rasterelektronenmikroskop lässt keine eindeutigen Aussagen zu.

Schwingungsrisskorrosion im passiven Zustand mit überlagerter Loch- oder interkristalliner Korrosion

Die Rissinitiierung erfolgt in einem frühen Stadium der Komplexbeanspruchung mediumseitig durch Lochkorrosion oder interkristalline Korrosion. Es entstehen viele Risskeime, die schließlich zu transkristallin verlaufenden Rissen ausarten. Folglich ist in diesem Fall das Bruchbild deutlich von einem Dauerbruch an Luft zu unterscheiden.

6.4.3 Korrosionsverschleiß. Wear initiated corrosion

Diese Schadensart tritt besonders im Bereich von Wellendurchgängen oder bei Rührwerken auf, wo die Passivschicht von z. B. Chrom- und Chrom-Nickel-Stählen durch die Reibbeanspruchung mechanisch zerstört und dadurch der aktive Werkstoff freigelegt wird. **Bild 14** zeigt beispielhaft die Schädigung einer rotierenden Welle im Bereich des Radialwellendichtrings.

6.4.4 Reibkorrosion, auch als Schwingverschleiß bezeichnet
Fretting corrosion

Der Praktiker kennt diese Schadensart auch unter den Begriffen „Passungsrost“ oder „Bluten“. Die Folge ist ein Dauerbruch. Dabei läuft folgender Mechanismus ab: Werden zwei metallische Werkstoffe kraftübertragend miteinander verbunden und bewegen sie sich (z. B. infolge wechselnder Biegemomente) oszillierend gegeneinander, wenn auch nur im Bereich der jeweiligen elastischen Verformbarkeit, dann können an den lokalen Kraftübertragungsorten feinste Ermüdungsbrüche auftreten, die zum Herausbrechen kleinster Werkstoffpartikel führen. Die Bruchflächen sind im Moment ihrer Entste-

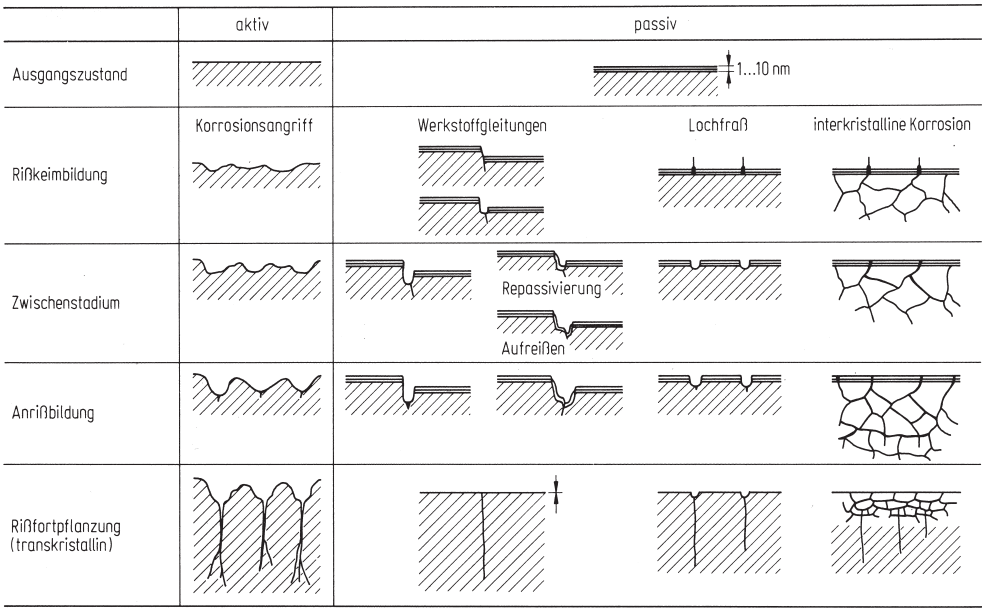


Bild 13. Schädigungsmechanismen bei Schwingungsrisskorrosion (schematisch)

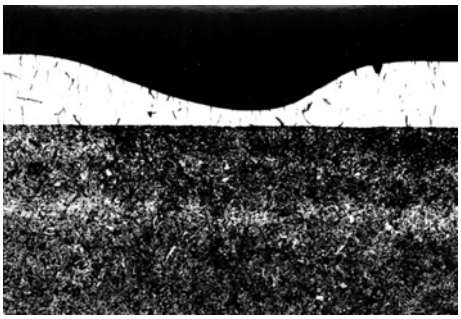


Bild 14. Korrosionsverschleiß an einer hartverchromten Welle im Bereich der Dichtung (Dichtungswerkstoff: Elastomer, Korrosionselektrolyt: Trinkwasser)

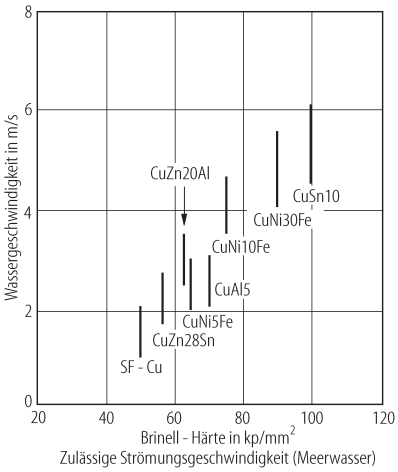
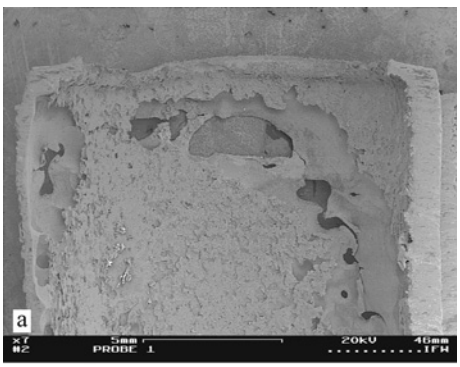


Bild 15. Maximal zulässige Strömungsgeschwindigkeit für Kupferwerkstoffe bei Meerwasserkontakt (nach Sick, 1972)

hung hoch aktiv und reagieren z. B. mit Luftsauerstoff (Oxidbildung), mit Stickstoff (Nitridbildung) oder Kohlenstoff (Karbidbildung). Da die entstehenden Reaktionsprodukte voluminöser sind als der ursprüngliche Werkstoff, benötigen sie Platz und führen zu Zugspannungen in der Phasengrenze zwischen beiden Partnern. Diese Verspannung kann einen Dauerbruch herbeiführen.

6.4.5 Erosionskorrosion. Corrosion erosion

Sie ist dem Korrosionsverschleiß nahe verwandt und tritt dort auf, wo mehrphasige Flüssigkeiten zu einer abrasiven mechanischen Beanspruchung der beaufschlagten Feststoffoberfläche führen (Rohrkrümmer, Rührwerke, Pumpen). Hierdurch werden Passiv- und andere schützende Deckschichten auf dem Werkstoff lokal zerstört, der Werkstoff wird lokal mechanisch aktiviert und kann dadurch mit dem Medium selbst beschleunigt reagieren. Eine Verstärkung der Korrosion kann eintreten, wenn ständig frisch reaktionsfähiges Medium an die Metalloberfläche herangeführt wird.
In der Praxis ist Erosionskorrosion häufig in Wärmetauscherrohren zu beobachten. Neben dem örtlichen Wärmedurchgang (Deckschichtbildung) ist werkstoffabhängig insbesondere die maximale Strömungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen (**Bild 15**). **Bild 16** zeigt einen Erosionsschaden an einem Kupferrohr bei zu hoher Strömungsgeschwindigkeit im Bereich stark überhöhter Wasserturbulenzen (Übergang Schnittkante/90° Bogen).



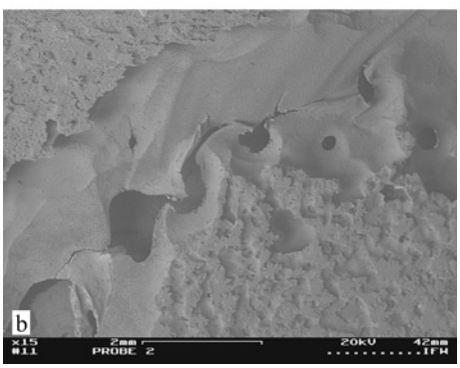


Bild 16a, b. Erosionskorrosion an einem Kupferrohr. **a** Übersicht, **b** Detailvergrößerung (TeilBild um 90 Grad gedreht)

6.4.6 Kavitationskorrosion. Cavitation corrosion

Diese Schadensart tritt in kavitierenden Flüssigkeiten auf, wobei nach Schwingungs- und Strömungskavitation unterschieden wird. Erstere findet sich beispielsweise auf der Kühlmittelseite von Zylinderlaufbüchsen, letztere in Strömungsmaschinen. Bei der Flüssigkeitskavitation entstehen gas- und/oder dampfgefüllte Blasen im Unterdruckbereich, die im Überdruckbereich sehr rasch wieder implodieren und dadurch sowohl Druckstöße als auch Flüssigkeitsschläge auf die Werkstoffoberfläche wirken lassen. Hierdurch werden Passiv- und andere schützende Deckschichten lokal zerschlagen, der ungeschützte Werkstoff wird mechanisch aktiviert, auch plastisch verformt und dadurch seine Reaktionsfähigkeit mit dem Medium erhöht.

6.4.7 Wasserstoffinduzierte Rissbildung
Hydrogen induced cracking

Dieses Phänomen wird gemeinhin auch als „Wasserstoffversprödung“ bezeichnet. Es tritt dann auf, wenn durch Korrosion nach dem Wasserstoffkorrosionstyp atomarer Wasserstoff entsteht, der rascher in den Werkstoff eindiffundiert als an der Oberfläche zum indiffusiblen H_2-Molekül zu rekombinieren. Er kann im Werkstoff Metallhydrid bilden, wie das bei Titan der Fall ist, und den Werkstoff dadurch verspröden, er führt in jedem Fall aber auch zu gleitblockierenden und somit

versprödend wirkenden Gitterverspannungen. Außerdem kann er an sogenannten inneren Oberflächen wie Korngrenzen und Seigerungen zum H_2-Molekül rekombinieren und dadurch den Werkstoff zusätzlich verspannen bzw. lokale Werkstofftrennungen (Blasenbildung) herbeiführen. Steht der betreffende Werkstoff unter ausreichend hohen Zugeigen- und/oder -lastspannungen, dann ist die Gefahr des Auftretens eines so genannten verzögerten Sprödbruchs gegeben: „verzögert", weil der Schädigungsmechanismus Zeit braucht; „Sprödbruch", weil der Werkstoff aufgrund der beschriebenen Gleitblockierungen weitgehend verformungslos bricht.

6.5 Korrosionsschutz. Corrosion protection

6.5.1 Allgemeines. Introduction

Ein funktionstüchtiger, sinnvoller Korrosionsschutz lässt sich nur dann erreichen, wenn die Beanspruchungsbedingungen bekannt sind. Demzufolge muss eine Betriebsbeanspruchungsanalyse erfolgen, in der auch die Einflüsse möglicher Betriebsstörungen, Stillstände, Wartungs- und Reinigungsarbeiten berücksichtigt werden müssen. Durchaus treten Fälle auf, in denen der Korrosionsschutz für den Transport von Bauteilen oder Geräten (z. B. Seetransport) aufwendiger sein muß als für den eigentlichen späteren Betrieb. Hier empfehlen sich verstärkt temporäre Korrosionsschutzmaßnahmen, die nur für eine zeitlich begrenzte Dauer wirksam sind (z. B. Schutzlackierung, Verpackung in Ölpapier, Verwendung von Gasphasen-Inhibitoren in geschlossenen Räumen). Außerdem ist sicherzustellen, dass bei Transport und Montage nicht größere mechanische Beanspruchungen auftreten als beim Betrieb. Sie können zu einer Vorschädigung von Überzügen führen.

6.5.2 Werkstoffreinheit. Purity of material

Grundsätzlich gilt, dass hochkorrosionsbeständige Werkstoffe eine besondere Reinheit aufweisen müssen, damit beispielsweise keine Seigerungs- oder Lochkorrosion auftreten kann. An Korngrenzen vorliegende Ausscheidungen können sogar interkristalline Korrosion auslösen. Demzufolge sollten z. B. solche Chrom-Nickel-Stähle, die wegen verbesserter Zerspanbarkeit schwefellegiert sind, nicht bei Korrosionsgefahr verwendet werden. Selbstverständlich gilt diese Reinheitsforderung auch für die Werkstoffoberfläche, wie zwei Beispiele zeigen mögen: Bauteile aus Aluminiumwerkstoffen dürfen keinesfalls mit Werkzeugen bearbeitet werden, die zuvor mit Kupferwerkstoffen in Kontakt waren, da beim Eindrücken von Kupferteilchen in die Aluminiumoberfläche ein Kontaktkorrosionselement entsteht, bei dem sich das unedlere Aluminium anodisch auflösen kann. Chrom- und Chrom-Nickel-Stähle dürfen keinesfalls mit Stahlschrot gestrahlt oder mit Stahlbürsten gebürstet werden, da hierbei korrosionsanfälliger Abrieb in die Werkstoffoberfläche eingedrückt wird und sich deshalb dort die Passivschicht nicht mehr ausbilden kann. Besteht der Verdacht auf solche Fremdmetallrückstände in der Bauteiloberfläche, dann sollte sie in 15%iger wässriger Salpetersäure von z. B. 40 °C behandelt werden. Hierbei löst sich der Stahlabrieb, und die Oberfläche wird zusätzlich passiviert.

6.5.3 Legierungstechnische Maßnahmen. Alloying effects

Hier sind vor allem die höher korrosionsbeständigen Chrom- und Chrom-Nickel-Stähle als Beispiel für eine legierungstechnisch begründete Korrosionsbeständigkeit zu nennen:
Chromgehalte von mindestens 13 Massen-% bewirken die Ausbildung einer sogenannten Passivschicht. Nickelgehalte über 8 Massen-% vermindern die Reaktionsfähigkeit des Stahles im aktiven Zustand, wie er beispielsweise bei mechanischer Verletzung der Passivschicht eintritt. Gegen Lochkorrosion bis in den Temperaturbereich von maximal etwa 70 °C wirkt sich ein Gehalt von 2–3,5 Massen-% Molybdän positiv aus; bei höheren Temperaturen muß der Chromgehalt über 18 Massen-% erhöht werden. Gegen die Gefahr interkristalliner Korrosion werden die Elemente Niob oder Titan in Gehalten des 8fachen vom Kohlenstoffgehalt zulegiert, da diese Elemente zu Kohlenstoff eine höhere Affinität haben als das Chrom, so dass auch im kritischen Temperaturbereich nahezu keine Chromkarbide entstehen. Die heute sich mehr und mehr durchsetzende Schutzmethode der Wahl besteht in der Verwendung sogenannter ELC-Stähle (*E*xtra *L*ow *C*arbon) mit Kohlenstoffgehalten unter 0,03 Massen-%.

6.5.4 Erzeugung von Diffusionsschichten
Production of diffusion layers

Ganz allgemein wird dem Nitrieren und dem Borieren eine Verbesserung auch der Korrosionsbeständigkeit an sich nicht ausreichend korrosionsbeständiger Stähle nachgesagt. Dies gilt jedoch nicht für Medien im sauren pH-Bereich. Außerdem sinkt der Korrosionsschutzwert bei hochlegierten Chrom-Nickel-Stählen durch die zwangsläufig auftretende Störung der Passivschichtbildung. Das Inchromieren zur Chromanreicherung in der Werkstoffoberfläche von un- und niedriglegierten Stählen ist eine weitere Maßnahme, wird aber heute kaum noch angewandt.

6.5.5 Schutz durch metallische Überzüge
Protection by metallic deposits

Von besonderer Bedeutung für den Maschinenbau sind galvanisch oder in Schmelztauchverfahren aufgebrachte metallische Überzüge aus z. B. Zink, Kupfer, Nickel, Chrom, Kupfer-Zinn sowie Zink-Nickel und Zink-Eisen, wobei im Falle der Zink- und Zinklegierungs-Überzüge stets eine anschließende Chromatierung zur Erhöhung des Korrosionsschutzwertes erfolgt. Hierbei muss unterschieden werden nach der Korrosionsbeständigkeit des Überzugs selbst und nach dem Korrosionsschutzwert des Überzugs für den Grundwerkstoff. Reißt der Überzug beispielsweise durch mangelnde plastische Verformbarkeit unter mechanischer Beanspruchung auf, dann kann sich ein Lokalelement ausbilden, in dem der (edlere) Überzugswerkstoff als Kathode fungiert und der im Rissgrund freiliegende Grundwerkstoff beschleunigt anodisch aufgelöst wird. Dies ist besonders bei Gefahr der Spannungs- und Schwingungsrisskorrosion zu berücksichtigen. In jedem Fall muß bei der Verwendung metallischer Überzüge darauf geachtet werden, dass die Bauteileigenschaften (z. B. Dauerfestigkeit) nicht unzulässig durch die Überzugseigenschaften (z. B. Sprödigkeit) beeinflusst werden.

6.5.6 Kathodischer Schutz. Cathodic protection

Unter Nutzung der Kenntnisse über die bei elektrochemischer Korrosion ablaufenden Mechanismen lässt sich ein Schutz korrosionsgefährdeter Bauteile und Anlagen dadurch herbeiführen, dass man sie als Kathode in einem Korrosionselement polarisiert. Das geschieht in einfacher Weise dadurch, dass man den zu schützenden Werkstoff (z. B. Eisen) elektronenleitend mit einem unedleren Metall (z. B. Zink) verbindet. Werden beide Metalle von derselben Elektrolytlösung beaufschlagt, dann entsteht ein Korrosionselement mit dem gewünschten Effekt: das Zink löst sich anodisch auf (es wird deshalb gern als „Opferanode" bezeichnet), der Stahl ist Kathode und wird somit vor Auflösung bewahrt. Um den Verbrauch des unedleren Metalls zu begrenzen, wird diese Schutzmethode (z. B. bei Warmwasserbereitern in der Haus-

installation) als „sekundärer Korrosionsschutz“ eingesetzt: die wasserbeaufschlagte Innenwandung des Behälters wird beispielsweise emailliert oder kunststoffbeschichtet; die Schutzfunktion durch die „Opferanode“ tritt erst dann ein, wenn sich in der Beschichtung ein Fehler (Pore, Riss) zeigen sollte.
Sicherer, weil besser regel- und damit beherrschbar, ist der kathodische Schutz durch Außenstrom. Hierbei wird das zu schützende Bauteil an den negativen Pol einer Gleichspannungsquelle angeschlossen und somit als Kathode geschaltet, als Anodenmaterial wird Kohle oder Platin (häufig platiniertes Titan, zur Erhöhung der Festigkeit und zur Minimierung der Kosten) verwendet. Mittels elektrochemischer Messungen kann nun genau die Schutzstromdichte eingestellt werden, die man zum sicheren Korrosionsschutz benötigt. Auch dieses System wird, soweit möglich (z. B. bei im Erdboden verlegten Bauteilen), in der Regel für den sekundären Korrosionsschutz angewendet (erdverlegte Teile werden beispielsweise primär bituminiert; ein Stromverbrauch tritt erst dann ein, wenn diese Schutzschicht verletzt ist).

6.5.7 Korrosionsschutz durch Inhibitoren
Corrosion protection by inhibitors

In geschlossenen Systemen und Kreisläufen, wie z. B. im Kühlsystem von Verbrennungsmotoren oder in Solaranlagen, kann die Elektrolytlösung mit geeigneten – metallspezifisch wirkenden – Zusätzen konditioniert werden, die eine Reaktion des Werkstoffs mit dem Medium hemmen und deshalb als Korrosionsinhibitoren bezeichnet werden. Diese Vorgehensweise hat sich z. B. auch in der Offsetdrucktechnik eingeführt, obwohl hier kein geschlossener Kreislauf des sogenannten Feuchtmittels vorliegt. Das Arbeiten mit Inhibitoren, die stets nur in geringen Konzentrationen von beispielsweise 2 Vol.-% verwendet werden, hat den Vorteil, dass das eigentliche Betriebsmedium nicht besonders aufbereitet werden muss, dass ihm also nicht grundsätzlich korrosionsfördernde Inhaltsstoffe entzogen werden müssen. Ein Nachteil der Anwendung von Inhibitoren ist allerdings darin zu sehen, dass sie die Funktion des Betriebsmediums beeinträchtigen können.

6.5.8 Korrosionsschutzgerechte Konstruktion
Corrosion prevention by design

Schon in der Konzeptphase von Bauteilen, Geräten und Anlagen lassen sich die Erfordernisse einer korrosionsschutzgerechten Ausführung berücksichtigen und verifizieren. So müssen beispielsweise enge Spalte möglichst vermieden werden, ebenso unbelüftbare Hohlräume, in denen aufgrund schlechter Spülung eine Aufkonzentrierung korrosiver Stoffe stattfinden kann. Häufig wird dem Problem der guten, einfachen und sicheren Reinigungsfähigkeit zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt. Vor allem dürfen keine Kontaktkorrosionselemente zugelassen werden, wie sie sich beispielsweise in sogenannten Mischinstallationen (verzinktes Wasserleitungsrohr in Fließrichtung nach einem Kupferrohr montiert) immer wieder finden. Wertvolle Hinweise zum korrosionsschutzgerechten Konstruieren finden sich in den Merkblättern „Korrosionsschutzgerechte Konstruktion“ der DECHEMA.

6.5.9 Korrosionsschutzgerechte Fertigung
Corrosion prevention by manufacturing

Aus Schadensfällen ist hinlänglich bekannt, dass ein an sich für einen bestimmten Zweck geeigneter Werkstoff durch unsachgemäße Fertigung unbrauchbar werden kann. Dies gilt besonders bei Gefahr der Spannungs- und Schwingungsrisskorrosion: fertigungsbedingte Zugeigenspannungen, wie sie beispielsweise gerade auch beim Überschleifen von Schweißnähten auftreten, können in Wechselwirkung mit dem Umgebungsmedium/Betriebsmedium bereits zur Anrissentstehung führen. Sie überlagern sich den montage- und betriebsbedingten Spannungen und tragen damit wesentlich dazu bei, dass kritische, Rissauslösende Gesamtspannungen eher erreicht werden. Neben der Notwendigkeit zur Vermeidung schädlicher Zugeigenspannungen läßt sich daraus auch die hilfreiche Wirkung des Einbringens von Druckeigenspannungen in die korrosionsgefährdete Werkstoffoberfläche ableiten: Chrom-Nickel-Stähle beispielsweise werden mit (stets sauberen) Glasperlen gestrahlt, um auf diese Weise Druckeigenspannungen aufzubauen, die das Bauteil vor halogeninduzierter Spannungsrisskorrosion zu schützen vermögen, solange sie das Auftreten von Zugspannungen in kritischer Höhe verhindern. Bei Schwingungsrisskorrosions-Gefahr ist das Einbringen von Druckeigenspannungen in die Bauteiloberfläche nur dann hilfreich, wenn lediglich Schwingungsrisskorrosion im passiven Zustand zu erwarten ist.

6.6 Korrosionsprüfung. Corrosion tests

6.6.1 Allgemeines. Introduction

Die Korrosionsprüfung hat die Aufgabe, Schwachstellen in einer Konstruktion oder in einem Korrosionsschutzsystem erkennen zu können und Qualitätssicherung zu betreiben, sie soll aber auch darüber Auskunft geben, ob ein Werkstoff oder eine Werkstoffkombination korrosionsschutzgerecht ausgewählt wurde und welcher Werkstoff und welches Schutzsystem für einen gegebenen Anwendungsfall am geeignetsten erscheinen. Für den Fall der Schwachstellenfindung reichen normalerweise Kurzzeit-Korrosionsversuche unter verschärften Bedingungen aus, wie sie beispielsweise in den Normen DIN EN 12 329 oder DIN EN ISO 4541 festgeschrieben sind. Oft wird auch den langwierigeren Naturversuchen DIN EN ISO 8565 große Bedeutung beigemessen, weil man hieraus Hinweise auf das Verhalten von Bauteilen oder Schutzsystemen unter realen Bedingungen in der Freibewitterung (Land-, Stadt-, See- und Industrieklima) oder auch in Meerwasser erhält. In vielen Fällen jedoch sind möglichst praxisnahe Versuche erforderlich. Hierzu werden oft Werkstoffproben unmittelbar in eine Industrieanlage (z. B. im by-pass) eingesetzt. Grundsätzlich sollte die jeweils anzuwendende Versuchstechnik auf der Basis einer Betriebsbeanspruchungsanalyse festgelegt werden. Für Grundlagenuntersuchungen, wie auch für die Planung und Auslegung von Schutzsystemen steht außerdem eine Reihe von Normen und Technischen Regeln zur Verfügung. Zusätzlich ist aber – in Verbindung mit dem Problem einer wasserstoffinduzierten Rissbildung durch eindiffundierenden Korrosionswasserstoff – auch die einschlägige Norm DIN 50 969 zu nennen.

6.6.2 Hinweise zu den einzelnen Gruppen von Prüfverfahren
Test information

Freibewitterung

Auch wenn diese Prüfung unter realen Umgebungsbedingungen erfolgt, so kann das Ergebnis doch nicht ohne weiteres auf andere Orte übertragen werden, da bei der Vielzahl von Einflußgrößen selbst anscheinend gleiche klimatische Bedingungen an verschiedenen Orten unterschiedlich sein können.

Kurzzeit-Korrosionsprüfung

Sie hat den Zweck, in möglichst kurzer Zeit eine Aussage über den Korrosionsschutzwert einer getroffenen Maßnahme

zu erhalten. Aus diesem Grund wurden die Prüfbedingungen (also die Korrosionsbedingungen) bewusst und definiert verschärft (höhere Temperatur, höhere Konzentration korrosiver Inhaltsstoffe, gezielte Verschmutzung der Oberfläche). Dies allerdings bedeutet im Regelfall einen so erheblichen Eingriff in den Korrosionsmechanismus, dass es nicht gelingen kann, aus dem Prüfergebnis irgendwelche quantifizierten Vorhersagen auf den Langzeitkorrosionsschutz unter realen Bedingungen zu machen.

Tauchversuche

Solche Versuche geben einen ersten Überblick über das im Betrieb zu erwartende Korrosionsverhalten eines Werkstoffs oder Schutzsystems und werden daher – auch aus Kostengründen – allgemein und sehr häufig durchgeführt.

Elektrochemische Versuche

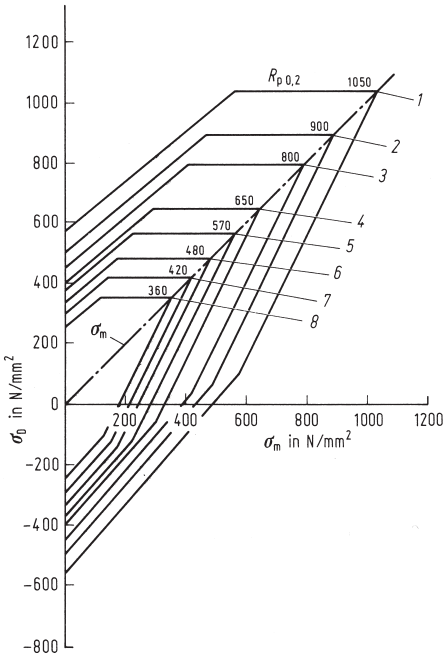
Sie empfehlen sich vor allem für die Grundlagenforschung sowie zur Prüfung der Verträglichkeit von Metallen und Medien aus korrosionstechnischer Sicht. Dies ist bedeutsam im Zusammenhang mit Zulassungsprüfungen für die Freigabe von Arbeitsstoffen (z. B. Feuchtmittel für die Offsetdrucktechnik, Kühlmittelzusätze für flüssigkeitsgekühlte Verbrennungsmotoren, Kühlschmierstoffe, Reinigungsmittel). Außerdem eignen sich derartige Methoden in der Regel sehr gut für die Quantifizierung des momentanen Zustandes eines Betriebsstoffes im Hinblick auf seine korrosive Wirkung auf die betriebsrelevanten Metalle im Rahmen einer turnusmäßig durchzuführenden Überwachungsprüfung.

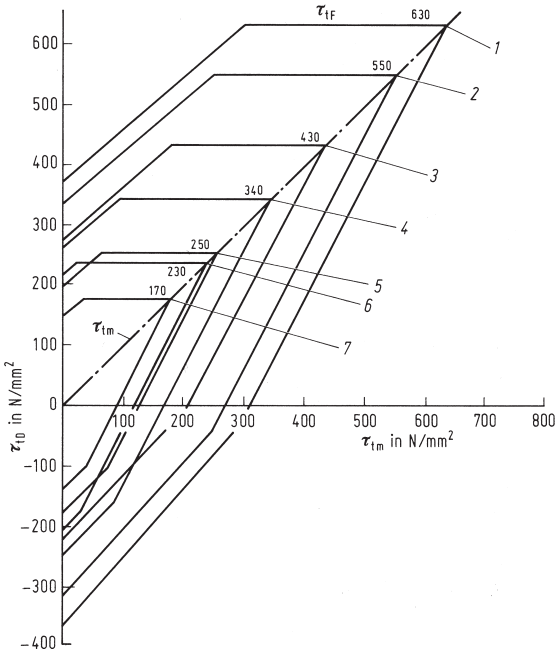
Versuche unter gleichzeitiger mechanischer Beanspruchung

Derartige Versuche sind im Regelfall schon etwas aufwendiger, wenn man von der einfachen Verspannungsprüfung zur Erkennung der Gefahr einer Spannungsrisskorrosion absieht. Vor allem dürfen die Versuchsbedingungen nur in geringem Maß von der Praxis abweichen. Beispielsweise ist bei der Schwingungsrisskorrosion die erzielbare Korrosionszeitfestigkeit unmittelbar abhängig auch von der eingestellten Prüffrequenz. Es leuchtet ein, dass Ergebnisse, erhalten z. B. bei einer Prüffrequenz von 50 Hz, nicht verwendbar sind für Aussagen zum Betriebsverhalten einer Anlage mit einer Frequenz der dynamischen Beanspruchung von beispielsweise 1 Lastspiel pro Woche.

7 Anhang E: Diagramme und Tabellen

Appendix E: Diagrams and tables





Anh. E 1 Bild 2. Dauerfestigkeitsschaubild (Smith-Diagramm) für Torsionsbeanspruchung [75]. *1* 42 CrMo 4; *2* 34 Cr 4; *3* 16 MnCr 5; *4* C 45, Ck 45; *5* C 22, Ck 22; *6* St 60; *7* St 37

Anh. E 1 Bild 1. Dauerfestigkeitsschaubild (Smith-Diagramm) für Zug-Druck-Beanspruchung [57]. Vergütungsstähle nach DIN 17200 (zurückgezogen) bzw. DIN EN 10083: *1* 30 CrNiMo 8; *2* 42 CrMo 4, 36 CrNiMo 4, 50 CrMo 4, 51 CrV 4, 34 CrNiMo 6; *3* 34 Cr 4, 41 Cr 4; *4* 28 Mn 6 u. ä. *5* C 60; *6* C 45; *7* C 35; *8* C 22

Anh. E 1 Tabelle 1. Statisch bestimmter Elastizitätsmodul oder Querkontraktionszahl verschiedener Werkstoffe

Werkstoffe	Elastizitätsmodul E in 10^3 N/mm²				Querkontraktionszahl
	20°C	200°C	400°C	600°C	μ bei 20 °C
ferritische Stähle	211	196	177	127	rd. 0,3
Stähle mit ca. 12% Cr	216	200	179	127	rd. 0,3
austenitische Stähle	196	186	174	157	rd. 0,3
NiCr20TiAl	216	208	196	179	
Gusseisen EN-GJL-200	88...113				0,25...0,26
EN-GJL-300	108...137				0,24...0,26
EN-GJS-400-18	169				0,24...0,26
EN-GJS-800-2	176				0,24...0,26
Aluminiumlegierungen	60...80	54...72			rd. 0,33
Titanlegierungen	112...130	99...113	88...93	77...80	0,32...0,38

Anh. E 1 Tabelle 2. Übersicht über Werkstoffkennwerte bei Raumtemperatur und höheren Temperaturen

Temperatur T °C	Beanspruchungsart	Werkstoffkennwert K			
		Fließen		Bruch	
		Zeichen	Bezeichnung	Zeichen	Bezeichnung
Raumtemperatur	Zug[a])	$R_{p0.2}$	0,2 %-Dehngrenze	$R_m(\sigma_B)$	Zugfestigkeit
		R_{eH}	Streckgrenze		
	Druck	σ_{dF}	Druck-Fließgrenze	σ_{dB}	Druckfestigkeit
	Biegung	σ_{bF}, $\sigma_{b0.2}$	Biege-Fließgrenze	σ_{bB}	Biegefestigkeit
	Verdrehung	τ_F, $\tau_{0.4}$	Verdreh-Fließgrenze	τ_B	Verdrehfestigkeit
höhere Temperatur	Zug[a]) $T < T_K$[b])	$R_{p0,2/T}(\sigma_{0,2/T})$	Warmstreckgrenze	$R_{m/T}(\sigma_{B/T})$	Warmfestigkeit
	Zug[a]) $T > T_K$[b])	$R_{p0,2/t/T}(\sigma_{0,2/t/T})$	Zeitdehngrenze	$R_{m/t/T}(\sigma_{B/t/T})$	Zeitstandfestigkeit

[a]) Die in diesen Spalten angegebenen Kennzeichnungen entsprechen den Empfehlungen der „International Organisation for Standardisation" (ISO) sowie der von der Europäischen Gemeinschaft für Kohle und Stahl (EGKS) herausgegebenen Euronorm. Die früheren Kennzeichen wurden in Klammern angegeben.

[b]) T_K = Rekristallisationstemperatur.

Anh. E 1 Tabelle 3. Festigkeits- und Schwingfestigkeitswerte in N/mm² nach [32]. Die Schwingfestigkeitswerte entsprechen einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 97,5%.

$\sigma_{W,zd,N}$ – Zug – Druck – Wechselfestigkeit
$\sigma_{Sch,zd,N}$ – Zug – Druck – Schwellfestigkeit
$\sigma_{W,b,N}$ – Biegewechselfestigkeit
$\tau_{W,s,N}$ – Schubwechselfestigkeit
$\tau_{W,t,N}$ – Torsionswechselfestigkeit

Festigkeitskennwerte in N/mm² für unlegierte Baustähle nach DIN EN 10 025 [a])

Sorte	Sorte nach DIN 17 100	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$ [b])	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$	
S185	St 33	1.0035	310	185	140	138	155	80	90
S235JR	St 37-2	1.0037	360	235	160	158	180	95	105
S275JR	St 44-2	1.0044	430	275	195	185	215	110	125
S355J0	St 52-3 U	1.0553	510	355	230	215	255	130	150
E295	St 50-2	1.0050	490	295	220	205	245	125	145
E335	St 60-2	1.0060	590	335	265	240	290	155	170
E360	St 70-2	1.0070	690	360	310	270	340	180	200

[a]) gleichwertiger Durchmesser $d_{eff,N} = 40$ mm.
[b]) $R_{e,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ für alle Sorten

Festigkeitskennwerte in N/mm² für schweißgeeignete Feinkornbaustähle im normalgeglühten Zustand nach DIN EN 10 028 [a])

Sorte	Sorte nach DIN 17102	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$ [b])	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
S255N	StE 255	1.0461	360	255	160	160	180	95	105
P275N	StE 285	1.0486	390	285	175	170	195	100	115
P315N	StE 315	1.0505	440	315	200	160	220	115	130
P355N	StE 355	1.0562	490	355	220	205	245	125	145
S380N	StE 380	1.8900	500	380	225	210	250	130	145
S420N	StE 420	1.8902	530	420	240	220	265	140	155
P460N	StE 460	1.8905	560	460	250	230	280	145	165
S500N	StE 500	1.8907	610	500	275	245	300	160	180

[a]) gleichwertiger Durchmesser für die Zugfestigkeit $d_{eff,N} = 70$ mm, für die Streckgrenze $d_{eff,N} = 40$ mm.
[b]) $R_{e,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ bis einschließlich P 355 N, $R_{e,N}/R_{m,N} > 0{,}75$ab S380N.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Vergütungsstähle nach DIN EN 10 083 [a])

Sorte[b]) nach DIN EN 10027-1	Sorte nach DIN 17102	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$ [c])	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
Vergüteter Zustand									
C25[d])	Ck 25	1.1158	550	370	250	210	275	145	160
C30[d])	Ck 30	1.1178	600	400	270	245	295	155	175
C40[d])	Ck 40	1.1186	650	460	295	260	320	170	190
C50[d])	Ck 50	1.1206	750	520	340	290	365	195	215
C60[d])	Ck 60	1.1221	850	580	385	320	415	220	245
28Mn6	28 Mn 6	1.1170	800	590	360	305	390	210	230
38Cr2	38 Cr 2	1.7003	800	550	360	305	390	210	230
46Cr2	46 Cr 2	1.7006	900	650	405	335	435	235	260
34Cr4	34 Cr 4	1.7033	900	700	405	335	435	235	260
41Cr4	41 Cr 4	1.7035	1000	800	450	360	480	260	285
25CrMo4	25 CrMo 4	1.7218	900	700	405	335	435	235	260
42CrMo4	42 CrMo 4	1.7225	1100	900	495	385	525	285	315
50CrMo4	50 CrMo 4	1.7228	1100	900	495	385	525	285	315
36CrNiMo4	36 CrNiMo 4	1.6511	1100	900	495	385	525	285	315
30CrNiMo8	30 CrNiMo 8	1.6580	1250	1050	565	420	595	325	355
51CrV4	50 CrV4	1.8159	1100	900	495	385	525	285	315
Normalgeglühter Zustand									
C25[d])	Ck 25	1.1158	470	260	210	200	235	120	140
C30[d])	Ck 30	1.1178	510	280	230	215	255	135	150
C40[d])	Ck 40	1.1186	580	320	260	235	285	150	170
C50[d])	Ck 50	1.1206	650	355	295	260	320	170	190
C60[d])	Ck 60	1.1221	710	380	320	280	350	185	205
28 Mn 6	28 Mn 6	1.1170	630	345	285	250	310	165	185

[a]) gleichwertiger Durchmesser $d_{eff,N} = 16$ mm, für 30CrNiMo8 $d_{eff,N} = 40$ mm.
[b]) Edelstähle nach Teil 1 der Norm und unlegierte Qualitätsstähle nach Teil 2 der Norm.
[c]) vergüteter Zustand: bis einschließlich 46Cr2 $R_{e,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ dann $R_{e,N}/R_{m,N} > 0{,}75$, normalgeglühter Zustand: $R_{e,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ für alle Sorten.
[d])Werte unabhängig davon, ob Qualitäts- oder Edelstähle nach DIN EN 10 083 vorliegen.

Fortsetzung Anh. E 1 Tabelle 3

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Einsatzstähle im blindgehärteten Zustand nach DIN EN 10 084 [a,b])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$ [c])	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
C10E	1.1121	500	310	200	185	220	115	130
C15E	1.1141	800	545	320	270	345	185	205
17Cr3	1.7016	800	545	320	270	345	185	205
16MnCr5	1.7131	1000	695	400	320	430	230	255
18CrMo4	1.7243	1100	775	440	340	470	255	280
22CrMoS3-5	1.7333	1100	775	440	340	470	255	280
20MoCr3	1.7320	900	620	360	295	385	210	230
16NiCr4	1.5714	1000	695	400	320	430	230	255
17CrNi6-6	1.5918	1200	850	480	365	510	280	305
15NiCr13	1.5752	1000	695	400	320	430	230	255
17NiCrMo6-4	1.6566	1200	850	480	365	510	280	305
18CrNiMo7-6	1.6587	1200	850	480	365	510	280	305

[a]) Anhang F, Werte nur zur Information, Hier heißt es „Zugfestigkeit nach dem Vergüten bei 200°C“

[b]) gleichwertiger Durchmesser $d_{eff,N} = 16$ mm.

[c]) $R_{e,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ für alle Sorten, $R_{e,N}$ nach DIN 17 210 (Entwurf 10.84), angepasst.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Nitrierstähle im vergüteten Zustand nach DIN EN 10 085 [a])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$ [b])	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
31CrMo12	1.8515	1030	835	465	370	495	270	295
31CrMoV5	1.8519	1100	900	495	385	525	285	315
34CrAlNi7-10	1.8550	900	680	405	335	435	235	260
34CrAlMo5-10	1.8507	800	600	360	305	390	210	230

[a]) gleichwertiger Durchmesser $d_{eff,N} = 40$ mm.

[b]) $R_{e,N}/R_{m,N} \geq 0{,}75$ für alle Sorten.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für nichtrostenden Stahl nach DIN EN 10 088, Standardgüten [a])

Sorte	Sorte, Bezeichnung nach DIN/SEW	Werkstoff Nr.	Erzeugnis-form	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
Ferritische Stähle im geglühten Zustand										
X2CrNi12	–	1.4003	P(25)	450	250	180	170	205	105	120
X6CrAl13	X6CrAl 13	1.4002	P(25)	400	210	160	155	180	90	110
X6Cr17	X6Cr 17	1.4016	P(25)	430	240	170	165	195	100	115
X6CrMo17-1	X6CrMo17-1	1.4113	H(12)	450	260	180	170	205	105	120
Martensitische Stähle im wärmebehandelten Zustand										
X20Cr13	X20Cr 13	1.4021	QT650	650	450	260	230	290	150	170
X4CrNiMo16-5-1	–	1.4418	QT840	840	680	335	280	410	195	220
Austenitische Stähle im lösungsgeglühten Zustand										
X10CrNi18-8	X12CrNi 17 7	1.4310	C(6)	600	250	240	215	270	140	160
X2CrNiN18-10	X2CrNi 18 10	1.4311	P(75)	550	270	220	200	245	125	145
X5CrNi18-10	X5CrNi 18 10	1.4301	P(75)	520	220	230	190	235	120	140
X6CrNiMoTi18-10	X6CrNi 18 10	1.4541	P(75)	500	200	200	185	225	115	135
X6CrNiMoTi17-12-2	X6CrNiMoTi1722	1.4571	P(75)	520	220	210	190	235	120	140
X2CrNiMoN17-13-5	X2CrNiMoN17135	1.4439	P(75)	580	270	230	210	260	135	155
Austenitisch-ferritische Stähle im lösungsgeglühten Zustand										
X2CrNiN23-4	–	1.4362	P(75)	630	400	250	225	280	145	165

[a]) Die Ermüdungsfestigkeitswerte sind vorläufige Werte.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Stahl für größere Schmiedestücke nach SEW 550 [a, b])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}$	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
Vergüteter Zustand								
Ck 22	1.1151	410	225	165	155	185	95	105
Ck 35	1.1181	490	295	195	185	215	115	130
Ck 50	1.1206	630	365	250	280	275	145	165
Ck 60	1.1221	690	390	275	240	300	160	180
28 Mn 6	1.1170	590	390	235	215	260	135	155
22 NiMoCr 4 7	1.6755	560	400	225	205	245	130	145
24 CrMo 5	1.7258	640	410	255	230	280	150	165
42 CrMo 4	1.7225	740	510	295	255	320	170	190
50 CrMo 4	1.7228	780	590	310	265	340	180	200
34 CrNiMo 6	1.6582	780	590	310	265	340	180	200
28 NiCrMoV 8 5	1.6932	780	635	265	225	290	155	170
Normalgeglühter Zustand								
Ck 22	1.1151	410	225	165	155	185	95	105
Ck 35	1.1181	490	275	195	180	215	115	130
Ck 50	1.1206	620	345	250	220	270	145	160
Ck 60	1.1221	680	375	270	220	295	155	175

[a]) gleichwertiger Durchmesser $d_{eff,N} = 500$ mm für 28 NiCrMoV 8 5, für alle anderen $d_{eff,N} = 250$ mm.

[b]) Die Ermüdungsfestigkeitswerte sind vorläufige Werte.

Fortsetzung Anh. E 1 Tabelle 3

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Stahlguss für allgemeine Verwendungszwecke nach DIN 1681 [a])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{e,N}^{b}$)	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
GS-38	1.0420	380	200	130	125	150	75	90
GS-45	1.0446	450	230	150	130	180	90	105
GS-52	1.0552	520	260	175	145	205	100	125
GS-60	1.0558	600	300	205	160	235	120	140

[a]) gleichwertiger Rohgussdurchmesser $d_{eff,N} = 100$ mm.
[b]) $R_{e,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ für alle Sorten.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Gusseisen mit Kugelgraphit nach DIN EN 1563 bzw. nach DIN 1693/01 (Bezeichnung in Klammern) [a])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{p0,2,N}$ [b])	A_5 [c])	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
EN-GJS-400-15 (GGG-40)	EN-JS1030 (0.7040)	400	250	15	135	110	185	90	120
EN-GJS-500-7 (GGG-50)	EN-JS1050 (0.7050)	500	320	7	170	135	225	110	150
EN-GJS-600-3 (GGG-60)	EN-JS1060 (0.7060)	600	370	3	205	160	265	135	180
EN-GJS-700-2 (GGG-70)	EN-JS1070 (0.7070)	700	420	2	240	180	305	155	205
EN-GJS-800-2 (GGG-80)	EN-JS1080 (0.7080)	800	480	2	270	200	340	175	235
EN-GJS-900-2	EN-JS1090	900	600	2	305	220	380	200	260

[a]) gleichwertiger Rohgussdurchmesser $d_{eff,N} = 60$ mm.
[b]) $R_{p0,2,N}/R_{m,N} < 0{,}75$ für alle Sorten.
[c]) Bruchdehnung in Prozent.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Gusseisen mit Lamellengraphit (Grauguss) nach DIN EN 1561 bzw. nach DIN 1691 (Bezeichnung in Klammern) [a])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{p0,1,N}$	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
EN-GJL-100 (GG-10)	EN-JL1010 (0.6010)	100	–	30	20	45	25	40
EN-GJL-150 (GG-15)	EN-JL1020 (0.6015)	150	100	45	30	70	40	60
EN-GJL-200 (GG-20)	EN-JL1030 (0.6020)	200	130	60	40	90	50	75
EN-GJL-250 (GG-25)	EN-JL1040 (0.6025)	250	165	75	50	110	65	95
EN-GJL-300 (GG-30)	EN-JL1050 (0.6030)	300	195	90	60	130	75	115
EN-GJL-350 (GG-35)	EN-JL1060 (0.6035)	350	230	105	70	150	90	130

[a]) gleichwertiger Rohgussdurchmesser $d_{eff,N} = 20$ mm.

Festigkeitskennwerte in N/mm² für Temperguss nach DIN EN 1562 bzw. nach DIN 1692 (Bezeichnung in Klammern), nicht entkohlend geglühter Zustand [a])

Sorte	Werkstoff Nr.	$R_{m,N}$	$R_{p0,1,N}$ [b])	A_5 [c])	$\sigma_{W,zd,N}$	$\sigma_{Sch,zd,N}$	$\sigma_{W,b,N}$	$\tau_{W,s,N}$	$\tau_{W,t,N}$
EN-GJMB-300-6 (–)	EN-JM1110 (–)	300	–	6	90	75	130	70	100
EN-GJMB-450-6 (GTS-45-06)	EN-JM1140 (0.8145)	450	270	6	135	105	190	100	145
EN-GJMB-500-5 (–)	EN-JM1150 (–)	500	300	5	150	115	210	115	160
EN-GJMB-600-3 (–)	EN-JM1170 (–)	600	390	3	180	135	250	135	190
EN-GJMB-700-2 (GTS-70-02)	EN-JM1190 (0.8170)	700	530	2	210	155	285	160	220
EN-GJMB-800-1 (–)	EN-JM1200 (–)	800	600	1	240	170	320	180	250

[a]) gleichwertiger Rohgussdurchmesser $d_{eff,N} = 15$ mm.
[b]) $R_{p0,2,N}/R_{m,N} < 0{,}75$, nur für GTS-70-02 gilt $R_{p0,2,N}/R_{m,N} > 0{,}75$.
[c]) Bruchdehnung in Prozent.

Anh. E 1 Tabelle 4. Bruchzähigkeit einiger Baustähle bei Raumtemperatur nach [76]

Werkstoff	R_e Nmm^{-2}	K_{Ic} Nmm$^{-3/2}$
St 37-3	230	3000
StE 47	430	3000
St 52-3	310	4000
StE 70	690	3500

Anh. E 1 Tabelle 5. Bruchzähigkeit einiger Baustähle bei Raumtemperatur nach [76, 78]

Werkstoff	R_e Nmm^{-2}	K_{Ic} Nmm$^{-3/2}$
Ck 22		1600
Ck 45		650 … 700
50 Mn 7	540	2100
34 CrMo 4	1100	3500
40 CrMo 4	480 … 1330	1900 … 3800
51 CrMo 4	960	3500
30 CrNiMo 8		5900 … 3200
34 CrNiMo 6	1280 … 1550	2620 … 1250
38 NiCrMo V 7 3	1050 … 1800	4900 … 1000
40 NiCrMo 6	1200 … 1650	3600 … 1400
20 MnMoNi 4 5		5900 … 5420
30 CrMoNiV 5 11	650	1920
41 SiNiCrMoV 7 6	1450 … 1800	3200 … 1050
X 38 CrMoV 5 1	1100 … 1900	4000 … 800
X 44 CrMoV 5 1	1430 … 1590	1700 … 830

Anh. E 1 Tabelle 6. Bruchmechanische Kennwerte bei statischer Beanspruchung von Baustählen [79, 80]

Stahlsorte, Werkstoff Nr.	R_m [MPa]	R_{eL} [MPa]	d [mm]	Lieferz.	KV (RT) [J]	T_{27J} [°C]	T_i [°C]	J_i [a]) $\left[\frac{N}{mm}\right]$	J_{Ic} [b]) $\left[\frac{N}{mm}\right]$	δ_i [a]) [mm]	$J = A\Delta a^B$ [c])	
											A	B
S235J2G3 1.0116	414	262	30	n	160	–41	–70	145	–	0,24	–	–
S355J2G3 1.0570	556	397	30	n	75	–38	–37	65	119	0,07	171,9	0,45
	530	377	30	nw	186	–100	–43	230	255	0,26	545,9	0,6
S355N 1.0545	520	380	30	n	260	–94	–58	365	–	0,42	812,8	0,47
	534	395	30	nw	321	–113	–54	352	432	0,38	947,1	0,65
S460N 1.8901	666	491	30	n	175	–54	–26	185	266	0,18	405,3	0,44
S355M 1.8823	547	415	30	m	–	–85	–50	146	–	0,18	568	0,45
	519	414	25	m	–	–100	–85	233	–	0,27	1146	0,59
S460M 1.8827	536	427	30	m	250	–36	–58	225	421	0,23	867,5	0,56
	542	448	80	m	–	–90	–35	349	–	0,36	1492	0,762
S690Q 1.8931	814	741	30	qt	108	–60	–38	90	118	0,06	150,4	0,21
	846	792	15	qt	–	–55	–55	121	–	0,09	641	0,437
S890Q 1.8940	1054	1001♦	30	qt	164	–94	–19	175	210	0,1	489,5	0,48
	1046	993♦	15	qt	–	–90	–15	–	–	0,06	378	0,34

d – Blechdicke
n – normalgeglüht, nw – normalisierend gewalzt, m – thermomechanisch gewalzt, qt – wasservergütet
[a]) mit Gleichstrompotentialmethode
[b]) nach ASTM E 813-89
[c]) wie [b]), J in N/mm, Δa in mm

Anh. E 1 Tabelle 7. Bruchmechanische Kennwerte bei statischer Beanspruchung Gusseisen mit Kugelgraphit [81]

Werkstoff	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	E [GPa]	J_{iBl} [N/mm]	$J_{0,2}$ [N/mm]	$K_{Ji\,BL}$ [MPa $\sqrt{m}$]	$\delta_{i/Bl}$ [µm]	$\delta_{0,2}$ [µm]
EN-GJS-400-15	264	413	176	21	51	60	37	92
EN-GJS-600-3	400	677	168	–	15 [a])	–	–	21 [a])
EN-GJS-1000-5(S)	800	1062	166	8	20	37	6	6
EN-GJS-1000-5(SA)	820	1132	165	9	22	40	11	11

[a]) J_c bzw. δ_c-Werte

Werkstoff	J – Integral [N/mm] $J = A(\Delta a + B)^C$ [b])			δ [µm] $\delta = A'(\Delta a + B)^C$ [b])		
	A	B	C	A'	B'	C'
EN-GJS-400-15	96	0,01	0,4	174	0,01	0,41
EN-GJS-1000-5(S)	38	0,02	0,36	37	0,1	0,5
EN-GJS-1000-5(SA)	35	0,03	0,39	30	0,09	0,58

[b]) mit Δa [mm]

Anh. E 1 Tabelle 8. Bruchzähigkeiten verschiedener Aluminiumlegierungen [82]

Werkstoff	$R_{p0,2}$ [MPa]	K_{Ic} [MPa $\sqrt{m}$]	
		L	T
2024 T8	450	22–27	18–22
2124 T8	440	31	25
2048 T8	420	37	28
7075 T6	500	26–29	17–22
7075 T73	430	31–33	20–23
7175 T736	470	33–38	21–29
7050 T736	510	33–39	21–29

Anh. E 1 Tabelle 9. Bruchzähigkeiten verschiedener Magnesiumlegierungen nach [83]

Werkstoff	T [°C]	R_m [MPa]	K_{Ic} [MPa $\sqrt{m}$]
Sandguss			
AZ91C T6	RT	–	11,4
EQ21A T6	RT	–	16,3
QE22A T6	RT	–	13,2
WE54A T6	RT	–	11,4
QH21A T6	RT	–	18,6
ZE41A T5	RT	–	15,5
ZE63A T6	RT	–	20,9
Knetlegierungen			
AZ31B F	RT	–	28,0
AZ61A F	RT	–	29,9
AZ80A F	RT	–	28,9
AZ80A T5	RT	345	16,2
ZK60A T5	RT	352	34,4
Blech			
AZ31B-H24	RT	283	28,5
HK31A-O	RT	214	32,9
HK31A-H24	RT	269	25,2
HM21A-T8	RT	248	25,2
ZE10-O	RT	228	23,0
ZE10A-H24	RT	262	30,7

Bruchmechanische Werkstoffkennwerte bei zyklischer Beanspruchung, Empfehlungen aus Regelwerken

In den zur Zeit existierenden internationalen Normen und Regelwerken zur bruchmechanischen Bewertung von Bauteilen werden folgende teilweise, entsprechend der Aufgabenstellung, unterschiedliche Empfehlungen für zu verwendende Werkstoffkennwerte gegeben. Alle Angaben erfolgen mit ΔK in MPa $\sqrt{m}$ und da/dN in mm/LZ. C und m sind die Konstanten der Paris-Erdogan-Gleichung [37], **E 1.3.4**.

Der British Standard 7910 [19] beschäftigt sich mit der Bewertung von Fehlern in Schweißverbindungen. Für eine Abschätzung sind anzunehmen:
Schwellenwert (untere Grenzwerte) für
- Stähle (auch austenitische) in Luft, $T < 100$ °C
  $\Delta K_{th} = 2$ MPa $\sqrt{m}$
- Aluminiumlegierungen in Luft, $T < 20$ °C
  $\Delta K_{th} = 0{,}7$ MPa $\sqrt{m}$
- Stähle (außer austenitische) in Luft, $T < 20$ °C
  $\Delta K_{th} = 2$ MPa $\sqrt{m}$ für $R_K > 0{,}5$
  $\Delta K_{th} = (5{,}38 - 6{,}77\,R_K)$ MPa $\sqrt{m}$ für $0 \leq R_K < 0{,}5$
  $\Delta K_{th} = 5{,}38$ MPa $\sqrt{m}$ für $R_K < 0$

Schwellenwerte $\Delta K_{th} > 2$ MPa $\sqrt{\text{m}}$ sind nicht für Oberflächenrisse $a < 1$ mm anzuwenden.

Rissfortschrittsrate

Obere Grenzwertkurven (Mittelwert + 2 x Standardabweichung) für 97,7 % Überlebenswahrscheinlichkeit sind für Stähle (außer austenitische) mit $R_{p0,2} > 600$ MPa in Luft o.a. nicht agressiven Medien bei $T < 100$ °C aus **Anh. E1 Tab. 10** zu entnehmen, **Anh. E1 Bild 5**.

Anh. E 1 Tabelle 10. Empfohlene Rissfortschrittskennwerte für Stähle in Luft, **Anh. E 1 Bild 5**

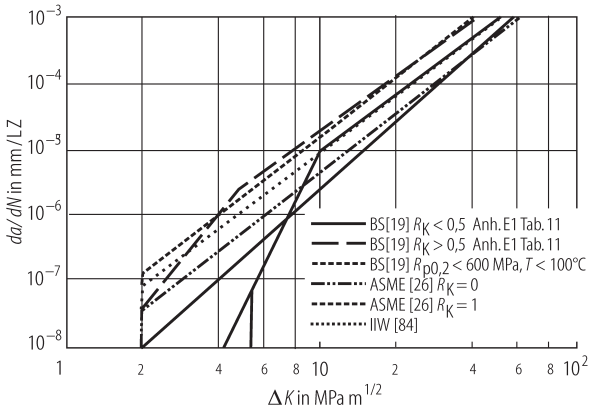
		$\Delta K_{th} < \Delta K < \Delta B$		$B < \Delta K < K_C$	
R_K	B [MPa $\sqrt{m}$]	C	m	C	m
< 0.5	9,96	$7{,}59{\cdot}10^{-14}$	8,16	$1{,}41{\cdot}10^{-8}$	2,88
> 0.5	4,55	$9{,}38{\cdot}10^{-10}$	5,10	$2{,}69{\cdot}10^{-8}$	2,88

(Werte für $R_K > 0{,}5$ für die Bewertung von Schweißverbindungen empfohlen)

Eine einfache Abschätzung ist für Stähle (auch austenitische)
- mit $R_{p0.2} < 600$ MPa in Luft o. a. nicht agressiven Medien bei $T < 100$ °C mit $m = 3$ $C = 1{,}648 \cdot 10^{-8}$ (**Anh. E 1 Bild 5**) und
- bei erhöhten Temperaturen bis 600 °C und Frequenzen >1 Hz mit $m = 3$ $C = 1{,}648 \cdot 10^{-8}$ $(E_{100}/E_T)^3$ mit

E_{100} – E-Modul bei 100 °C
E_T – E-Modul bei erhöhter Temperatur
möglich

Nach dem **ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI** [26], der sich mit der Bewertung von Druckbehältern beschäftigt, sind anzunehmen für die **Rissfortschrittsrate** für C- und niedrig legierte ferritische Stähle in Luft
$m = 3{,}07$ $C = 3{,}85 \cdot 10^{-9} \cdot S$ mit
– $S = 25{,}72 \cdot (2{,}88 - R_K^{3{,}07})$ bei $0 \le R_K \le 1$ und $\Delta K = K_{max} - K_{min}$ (**Anh. E1 Bild 5**)
– $S = 1$ bei $-2 \le R_K \le 0$ und $K_{max} - K_{min} \le 1{,}12 \cdot \sigma_F \cdot \sqrt{\pi \cdot \alpha}$ und $\Delta K = K_{max}$
$S = 1$ bei $R_K \le -2$ und $K_{max} - K_{min} \le 1{,}12 \cdot \sigma_F \cdot \sqrt{\pi \cdot \alpha}$ und $\Delta K = (1 - R_K) \cdot K_{max}/3$
$S = 1$ bei $R_K \le 0$ und $K_{max} - K_{min} \le 1{,}12 \cdot \sigma_F \cdot \sqrt{\pi \cdot \alpha}$ und $\Delta K = K_{max} - K_{min}$ mit $\sigma F = \frac{R_{p0.2} + R_m}{2}$.
Nach dem IIW Dokument XIII-1539–96 (Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile) [84] ist der
Schwellenwert
– für Stähle mit
$\Delta K_{th} = 6{,}0 - 4{,}56 \cdot T_K$
aber nicht kleiner als 2 MPa $\sqrt{m}$ und
– für Aluminiumlegierungen mit
$\Delta K_{th} = 2{,}0 - 1{,}5 \cdot R_k$
aber nicht kleiner als $0{,}7 MPa\sqrt{m}$ sowie eine
Rissfortschrittsrate
für Stähle mit
$m = 3$ $C = 9{,}5 \cdot 10^{-9}$ (**Anh. E1 Bild 5**) und für Aluminiumlegierungen mit
$m = 3$ $C = 2{,}6 \cdot 10^{-7}$ anzunehmen



Anh. E1 Bild 5. Empfohlene Rissfortschrittskurven für Stähle aus Normen und Regelwerken

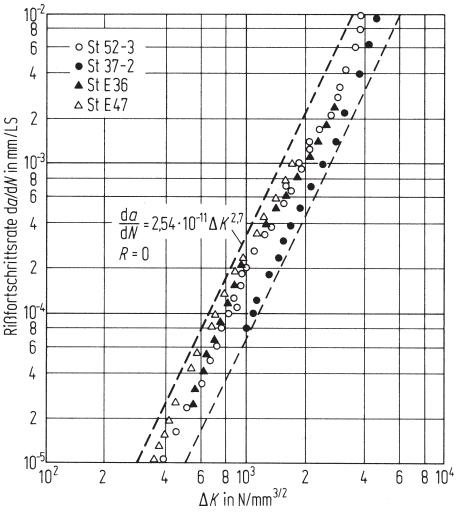
Anh. E 1 Tabelle 11. Bruchmechanische Kennwerte bei statischer und zyklischer Beanspruchung für verschiedene Aluminiumlegierungen, Rissfortschritt nach Forman [38] und Schwellenwerte nach [85]

$$\frac{da}{dN} = \frac{C_1 \cdot (\Delta K)^{m_1}}{(1 - R_K) K_c - \Delta K}$$

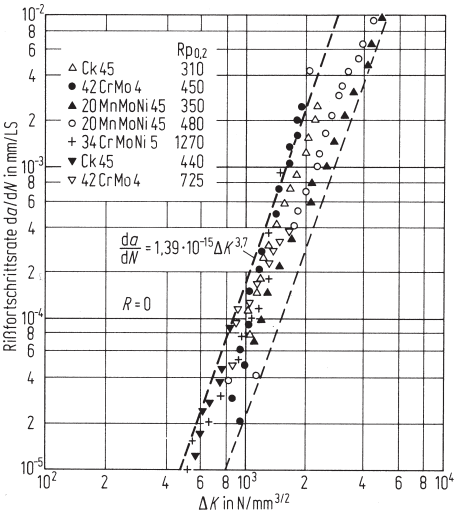
$\Delta K_{th} = (1 - R_K) \Delta K_{th,0}$ und $\Delta K_{th,0} = 2{,}75$ MPa $\sqrt{m}$

ΔK in MPa $\sqrt{m}$ *und da/dN* in mm/LZ, Werte in Luft, kein Einfluss von Orientierung und Probendicke, Mittelwerte

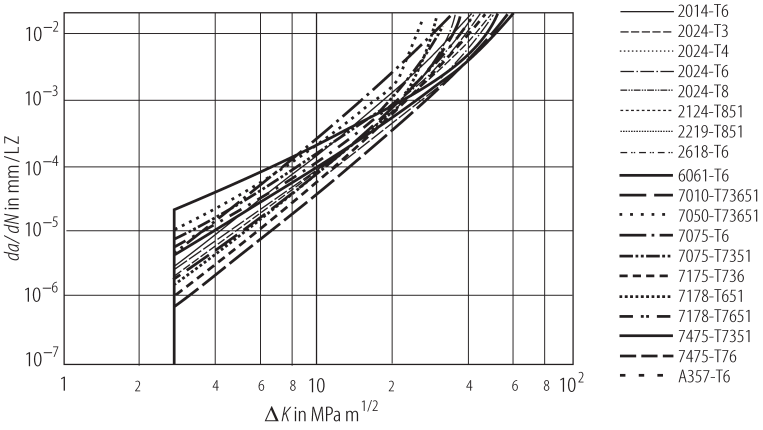
Werkstoff	T [°C]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_K	C_1	m_1	K_C
2014-T6	RT	–	0, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5	1,00E-05	2,87	59,9
2024-T3	RT	–	s.o.	7,13E-06	2,70	71,3
	–50	–	s.o.	3,71E-09	5,36	67,7
2024-T4	RT	–	s.o.	8,57E-06	2,60	58,1
	-50	–	s.o.	1,94E-09	5,10	74,8
2024-T6	RT	–	s.o.	2,00E-05	2,62	69,8
2024-T8	RT	–	s.o.	1,33E-05	2,65	65,3
2124-T851	RT	–	s.o.	7,72E-06	2,78	61,4
2219-T851	RT	–	s.o.	4,84E-05	2,16	57,5
2618-T6	RT	–	s.o.	8,56E-06	2,58	45,6
6061-T6	RT	–	s.o.	2,27E-04	1,66	60,1
7010-T73651	RT	–	s.o.	2,06E-05	2,46	46,0
7050-T73651	RT	–	s.o.	4,11E-06	2,98	55,0
7075-T6	RT	–	s.o.	1,37E-05	3,02	63,9
	–50	–	s.o.	1,63E-06	3,18	47,1
7075-T7351	RT	–	s.o.	6,27E-06	2,78	55,8
7175-T736	RT	–	s.o.	2,61E-06	2,91	35,0
7178-T651	RT	–	s.o.	3,74E-05	2,06	30,7
7178-T7651	RT	–	s.o.	3,16E-05	1,87	30,0
7475-T7351	RT	–	s.o.	3,24E-05	2,32	78,2
7475-T76	RT	–	s.o.	2,97E-06	2,98	82,6
	–50	–	s.o.	6,54E-05	2,18	79,9
A357-T6 (Guss)	RT	–	s.o.	2,19E-06	2,94	41,5



Anh. E 1 Bild 3. Rissfortschrittsverhalten einiger Bau- und Feinkornbaustähle [76]

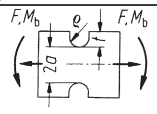
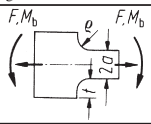
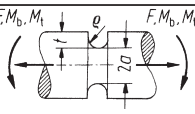
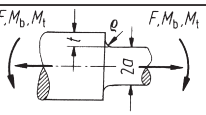


Anh. E 1 Bild 4. Rissfortschrittsverhalten einiger Einsatz-, Vergütungs- und Druckbehälterstähle [76, 77]



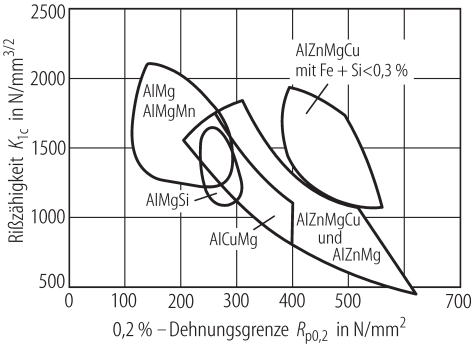
Anh. E 1 Bild 6. Rissfortschrittskurven verschiedener Aluminiumlegierungen nach [85], $R_K = 0$

Anh. E 1 Tabelle 12. Formzahlen symmetrischer Kerbstähle

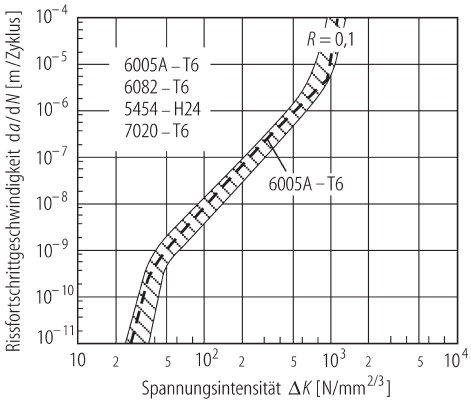
	Flachstab				Rundstab					
	gekerbt		abgesetzt		gekerbt			abgesetzt		
										
	z	b	z	b	z	b	t	z	b	t
A	0,10	0,08	0,55	0,40	0,10	0,12	0,40	0,44	0,40	0,40
B	0,7	2,2	1,1	3,8	1,6	4,0	15,0	2,0	6,0	25,0
C	0,13	0,20	0,20	0,20	0,11	0,10	0,10	0,30	0,80	0,20
k	1,00	0,66	0,80	0,66	0,55	0,45	0,35	0,60	0,40	0,45
l	2,00	2,25	2,20	2,25	2,50	2,66	2,75	2,20	2,75	2,25
m	1,25	1,33	1,33	1,33	1,50	1,20	1,50	1,60	1,50	2,00

z = Zug b = Biegung t = Torsion

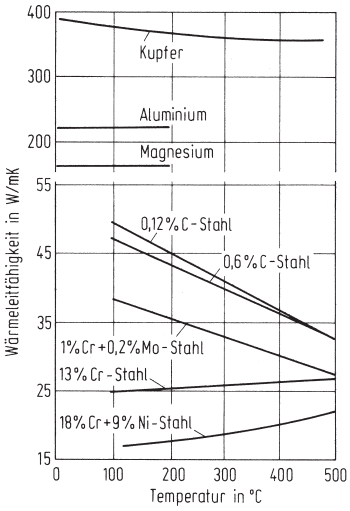
$$\alpha_k = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{A}{\left(\frac{t}{\varrho}\right)^k} + B\left[\frac{1+\frac{a}{\varrho}}{\frac{a}{\varrho}\sqrt{\frac{a}{\varrho}}}\right]^1 + C\frac{\frac{a}{\varrho}}{\left(\frac{a}{\varrho}+\frac{t}{\varrho}\right)\left(\frac{t}{\varrho}\right)^m}}}$$



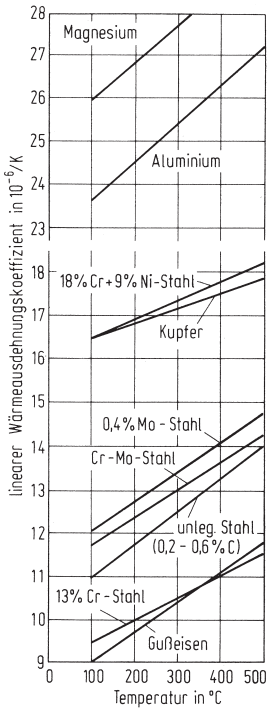
Anh. E 1 Bild 7. Bruchzähigkeit und 0,2 %-Dehngrenze von Aluminiumlegierungen [86]



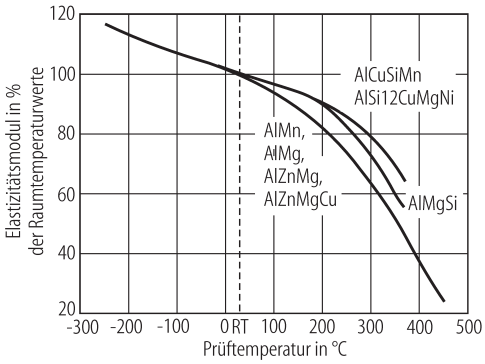
Anh. E 1 Bild 8. Rissfortschrittsverhalten einiger Aluminiumknetlegierungen [87]



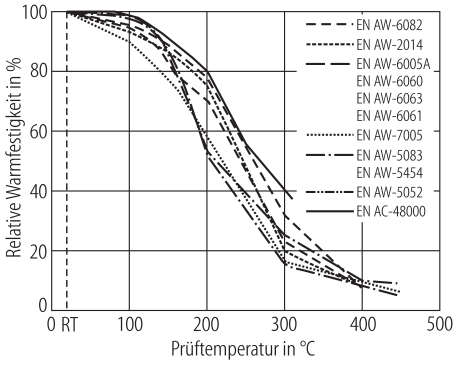
Anh. E3 Bild 1. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von NE-Metallen und Stahl



Anh. E3 Bild 2. Temperaturabhängigkeit der linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten verschiedener Stähle und Nichteisenmetalle



Anh. E3 Bild 3. Temperaturabhängigkeit des Elastizitätsmoduls von Aluminiumlegierungen



Anh. E3 Bild 4. Temperaturabhängigkeit der Kurzzeitwarmfestigkeit von Aluminiumlegierungen

Anh. E3 Tabelle 1. Grenzwerte der chemischen Zusammensetzung nach der Schmelzenanalyse zur Abgrenzung der unlegierten von den legierten Stählen (gemäß DIN EN 10020)

Festgelegtes Element		Grenzwert Massenanteil in %
Al	Aluminium	0,30
B	Bor	0,0008
Bi	Wismut	0,10
Co	Cobalt	0,30
Cr	Chrom	0,30
Cu	Kupfer	0,40
La	Lanthanide (einzeln gewertet)	0,10
Mn	Mangan	1,65
Mo	Molybdän	0,08
Nb	Niob	0,06
Ni	Nickel	0,30
Pb	Blei	0,40
Se	Selen	0,10
Si	Silicium	0,60
Te	Tellur	0,10
V	Vanadium	0,10
W	Wolfram	0,30
Zr	Zirconium	0,05
sonstige (mit Ausnahme von Kohlenstoff, Phosphor, Schwefel und Stickstoff) jeweils		0,10

Anh. E 3 Tabelle 2. Einteilung der Stähle und erste Hauptsymbole sowie Hinweise auf Merkmale, die für die Anwendung der jeweiligen Stahlgruppe wichtig sind und zum Zweck der systematischen Bildung eindeutiger Kurznamen anhand weiterer Symbole nach DINV 17006–100 (prEN 10027–1) verschlüsselt werden können

Stahl-gruppe	Bezeichnung der Stahlgruppe	Erstes Hauptsymbol [a])	Weitere Hauptsymbole	Zusatzsymbole für die Stahlsorte
	Kennzeichnung nach Hauptanwendungsgebiet und wichtigster Eigenschaft			
1	Stähle für den Stahlbau	S	kennzeichnender Wert der Streckgrenze für den kleinsten spezifizierten Dickenbereich	z. B. Kerbschlagarbeit, Wärmebehandlung, Verwendung
2	Stähle für Druckbehälter	P		z. B. Wärmebehandlung, Verwendung
3	Stähle für Leitungsrohre	L		Wärmebehandlung, Anforderungsklasse
4	Maschinenbaustähle	E		besondere Merkmale, Eignung zum Kaltziehen
5	Betonstähle	B		Duktilitätsklasse
6	Spannstähle	Y	Nennwert der Zugfestigkeit	Erzeugnisform und Herstellungsverfahren
7	Stähle für oder in Form von Schienen	R	Mindestwert der Härte (HBw)	besondere Legierungselemente und Wärmebehandlung
8	kaltgewalzte Erzeugnisse aus höherfesten Stählen zum Kaltumformen	H	Mindestwert der Streckgrenze oder der Zugfestigkeit (verbunden mit dem Symbol T)	besondere Merkmale
9	Flacherzeugnisse zum Kaltumformen, ausgenommen höherfeste Stähle	D	Walzverfahren	z. B. für Eignung zur Beschichtung
10	Verpackungsbleche und Band	T	Nennwert der Streckgrenze und Glühverfahren	
11	Elektroblech und -band	M	höchster zulässiger Ummagnetisierungsverlust und Blechdicke	Hinweise auf besondere Merkmale
	Kennzeichnung nach der chemischen Zusammensetzung			
12	unlegierte Stähle mit mittlerem Mn-Gehalt < 1 %, ausgenommen Automatenstähle	C	mittlerer Kohlenstoffgehalt in % $\times$ 100	z. B. für Verarbeitbarkeit oder Anwendung
13	unlegierte Stähle mit mittlerem Mn-Gehalt ≥ 1 %, unlegierte Automatenstähle und legierte Stähle, ausgenommen Schnellarbeitsstähle, sofern der mittlere Gehalt der einzelnen Legierungselemente < 5 % ist.	mittlerer Kohlenstoffgehalt in % $\times$ 100	Legierungselemente und deren mittlere spezifizierte Massenanteile in %, multipliziert mit folgenden Faktoren	wichtige Elemente in kleinen Massenanteilen
			Element: Cr, Co, Mn, Ni, Si, W — Faktor: 4	
			Element: Al, Be, Cu, Mo, Nb, Pb, Ta, Ti, V, Zr — Faktor: 10	
			Element: Ce, N, P, S — Faktor: 100	
			Element: B — Faktor: 1000	
14	legierte Stähle, ausgenommen Schnellarbeitsstähle, sofern der mittlere Gehalt mindestens eines Elements ≥ 5 % beträgt.	X[b])	Legierungselemente und deren mittlere spezifizierte Massenanteile in %	
15	Schnellarbeitsstähle	HS[c])	mittlere spezifizierte Massenanteile der Elemente W, Mo, V und Co in dieser Reihenfolge	Kennzeichnung der Abweichung bei ähnlichen Stählen

[a]) Bei Stahlgusssorten wird dem ersten Hauptsymbol der Buchstabe G vorangestellt.
[b]) Bei pulvermetallurgisch hergestellten Werkzeugstählen dieser Gruppe können, wenn erforderlich, dem Hauptsymbol X die Buchstaben PM vorangestellt werden.
[c]) Wenn erforderlich, kann bei pulvermetallurgisch hergestellten Schnellarbeitsstählen das Hauptsymbol HS durch die Buchstaben PM ersetzt werden.

Anh. E 3 Tabelle 3. Gütegruppen für unlegierte Baustähle nach EN 10025

Bezeichnung der Gütegruppe im Kurznamen der Stahlsorte	Mindestwert der Kerbschlagarbeit	Prüftemperatur für den Nachweis des Mindestwertes der Kerbschlagarbeit
JR	27 J	20 °C
J0	27 J	0 °C
J2	27 J	−20 °C
K2	40 J	−20 °C

Anh. E 3 Tabelle 4. Eine Auswahl häufig angewendeter technischer Lieferbedingungen für unterschiedliche Erzeugnisformen aus Baustählen für unterschiedliche Anwendungsfälle

Norm	Titel
DIN 488 ENV 10080	Betonstahl
DIN EN 10025 prEN 10025-2	Warmgewalzte Erzeugnisse aus unlegierten Baustählen
DIN EN 10113-2; prEN 10025-3	Warmgewalzte Erzeugnisse aus schweißgeeigneten Feinkornbaustählen; normalgeglühte Stähle
DIN EN 10113-3 prEN 10025-4	Warmgewalzte Erzeugnisse aus schweißgeeigneten Feinkornbaustählen; thermomechanisch gewalzte Stähle
DIN EN 10137-2 prEN 10025-6	Blech und Breitflachstahl aus Baustählen mit höherer Streckgrenze im vergüteten Zustand
DIN EN 10147	Kontinuierlich feuerverzinktes Band und Blech aus Baustählen
DIN EN 10152 ISO 5002	Elektrolytisch verzinkte kaltgewalzte Flacherzeugnisse aus Stahl
DIN EN 10155 prEN 10025-5	Wetterfeste Baustähle
DIN EN 10210	Warmgefertigte Hohlprofile für den Stahlbau
DIN EN 10219-1	Kaltgefertigte geschweißte Hohlprofile für den Stahlbau
DIN EN 10225	Schweißgeeignete Baustähle für feststehende Offshore-Konstruktionen
DIN EN 10240	Verzinkte Stahlrohre
DIN EN 10248-1	Warmgewalzte Spundbohlen aus unlegierten Stählen
DIN EN 10249-1	Kaltgeformte Spundbohlen aus unlegierten Stählen
DIN EN 10250-2	Freiformschmiedestücke aus Stahl für allgemeine Verwendung; Unlegierte Qualitäts- und Edelstähle
DIN EN 10268	Kaltgewalzte Flacherzeugnisse mit hoher Streckgrenze zum Kaltumformen aus schweißgeeigneten mikrolegierten Stählen
DIN EN 10277-2	Blankstahlerzeugnisse; Stähle für allgemeine Verwendung
ISO 6932	Spannstähle; Teil 2: Draht; Teil 3: Litze; Teil 4: Stäbe

Anh. E 3 Tabelle 5. Auswahl häufig angewendeter technischer Lieferbedingungen für Stähle zum Kaltumformen

Norm	Titel
DIN EN 10130 + A1	Kaltgewalzte Flacherzeugnisse aus weichen Stählen zum Kaltumformen
DIN EN 10142	Kontinuierlich feuerverzinktes Band und Blech aus weichen Stählen zum Kaltumformen
DIN EN 10149	Warmgewalzte Flacherzeugnisse aus Stählen mit hoher Streckgrenze zum Kaltumformen; Teil 2: Thermomechanisch gewalzte Stähle Teil 3: Normalgeglühte/normalisierend gewalzte Stähle
DIN EN 10209	Kaltgewalzte Flacherzeugnisse aus weichen Stählen zum Emaillieren
DIN EN 10268	Kaltgewalzte Flacherzeugnisse mit hoher Streckgrenze zum Kaltumformen aus schweißgeeigneten mikrolegierten Stählen
DIN EN 10292	Kontinuierlich schmelztauchveredeltes Band und Blech aus Stählen mit hoher Streckgrenze zum Kaltumformen
prEN 10215	Kontinuierlich schmelztauchveredeltes und elektrolytisch veredeltes Band und Blech aus Multiphasenstählen zum Kaltumformen

Anh. E 3 Tabelle 6. Anforderungen an Werkzeugstähle je nach Verwendung, nach [7]

In Betracht kommende Gebrauchseigenschaften*	Anwendung der Werkzeuge												
	zum Umformen			zum Umformen							zum Trennen		zu sonstigen Zwecken
	kalt	warm		kalt			warm				kalt	warm	
	Kunststoffformen	Druckgießen	Glasformen	Prägen Stanzen	Fließpressen	Walzen	Schmieden		Strangpressen	Fließpressen	Zerspanen	Schneiden	Handwerkzeuge
							Hammer	Presse					
Härte	○ ●	◐	○	●	●	●		◐	◐	◐	●	●	◐
Warmhärte	–	●	◐	–	–	–	●	●	●	●	●	○	–
Härtbarkeit	◐	●	◐	○ ●	●	○	●	●	◐	●	●	◐	◐
Anlassbeständigkeit	○	●	●	○	○ ●	○	●	●	●	●	●	○	–
Druckfestigkeit	◐	◐	◐	●	●	●	◐	◐	○	◐	●	●	○
Dauerschwingfestigkeit	◐	◐	○	●	●	●	●	●	○	◐	◐	●	○
Zähigkeit	◐	●	◐	●	●	◐	●	◐ ●	◐	◐	◐	◐	●
Warmzähigkeit	–	●	◐ ●	–	○	–	●	●	●	●	◐	–	–
Verschleißwiderstand	○ ●	◐	○	●	●	●	○	○	○	○	●	●	○
Warmverschleißwiderstand	–	◐	◐	–	◐	–	●	●	●	●	●	○	–
Schneidhaltigkeit	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	●	●	– ◐
Wärmeleitfähigkeit	◐ ●	●	◐	–	–	–	◐	●	◐	◐	●	◐	–
Temperaturwechselbeständigkeit	○	●	●	–	–	–	●	●	◐	○	○	○	–
Korrosionsbeständigkeit	– ◐	◐	●	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Maßänderungskonstanz	●	●	◐	◐	○	○	○	○	◐	○	○ ◐	●	–
Warmumformbarkeit	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	● –	–	– ●
Kaltumformbarkeit	○ ●	–	–	○ ●	–	–	–	–	–	–	–	–	– ◐
Zerspanbarkeit	●	●	◐	◐	○	○	●	●	◐	◐	◐ ●	●	○
Schleifbarkeit	○	○	○	◐	◐	●	○	○	○	○	●	●	○
Polierbarkeit	●	–	◐	○ ●	○	●	○	○	–	–	○	○	–

* –: nicht gefordert; ○: von geringer Bedeutung; ◐: von mittlerer Bedeutung; ●: von hoher Bedeutung

Anh. E 3 Tabelle 7. Übersicht über die mechanischen Kennwerte verschiedener Gusseisenwerkstoffe

Werkstoff	Werkstoffkurzzeichen	Zugfestigkeit R_m in N/mm² min.	Streckgrenze $R_{p0,2}$ in N/mm² min.	Bruchdehnung A_5 in % min.	Normen
Gusseisen mit Lamellengrafit	EN-GJL-100 bis EN-GJL-350	100 bis 350	30 bis 285[a])	0,8 bis 0,3	DIN EN 1561 ISO 185
Gusseisen mit Vermiculargrafit	GJV-300 bis GJV-500	300 bis 500	240 bis 340	1,5 bis 0,5	VDG W 50
Gusseisen mit Kugelgrafit	EN-GJS-350-22 bis EN-GJS-900-1	350 bis 900	220 bis 600	22 bis 2	DIN EN 1563 ISO 1083
Ausferritisches Gusseisen mit Kugelgrafit	EN-GJS-800-10 bis EN-GJS-1400-1	800 bis 1400	500 bis 1100	8 bis 1	DIN EN 1564 ISO 17804 (E)
Temperguss, weiss Temperguss, schwarz	EN-GJMW-350-4 bis 550-4 EN-GJMB-300-6 bis 800-1	350 bis 550 300 bis 800	190 bis 340 200 bis 600	12 bis 4 10 bis 1	DIN EN 1562 ISO 5922
Austenitisches Gusseisen	EN-GJLA EN-GJSA	140 bis 280 370 bis 500	170 bis 310	3 bis 1 45 bis 1	DIN 1694 EN 13835 (E) ISO 2892

[a]) $R_{p0,1}$, E = Normentwurf

Anh. E 3 Tabelle 8. Europaweit einheitliches Bezeichnungssystem für Gusseisenwerkstoffe (DIN EN 1560)

Position	Zeichen	Beispiel
1	EN für Europäische Norm (kann entfallen, wenn in der Zeichnung die Nummer der Werkstoffnorm – EN 1563 – angegeben wird)	EN
2	G für Gussstück (aus dem Deutschen) J für Eisen (engl.: iron; „I“ könnte mit der „1“ verwechselt werden)	GJ
3	Grafitstruktur L = Lamellengrafit (engl.: lamellar) S = Kugelgrafit (engl.: spheroidal) M = Temperkohle (engl.: malleable)	S
4	Mikro- bzw. Makrostruktur B = schwarz (engl.: black) (Temperguss) W = weiß (engl.: white) (Temperguss)	–
5	Klassifizierung durch mechanische Eigenschaften (Zugfestigkeit in N/mm^2 und Bruchdehnung in % oder alternativ durch die Härte) oder Klassifizierung durch chemische Zusammensetzung (Angabe der Elementsymbole + Gehalt in % (gerundet)	400-18 –
6	zusätzliche Anforderungen LT = garantierte Kerbschlagarbeit bei tiefer Temperatur RT = garantierte Kerbschlagarbeit bei Raumtemperatur	LT
noch 6	Art des Probestücks S = getrennt gegossen (engl.: separately cast) U = angegossen (engl.: cast-on = „united“) C = aus dem Gußstück entnommen (engl.: casting)	U

Anh. E 3 Tabelle 9. Physikalische Eigenschaften der Nichteisenmetalle und ihrer Legierungen

Werkstoff	Dichte	Schmelzpunkt bzw. Erstarrungsbereich	Warmformgebungstemperatur	Lineares Schwindmaß	Elastizitätsmodul E	Gleitmodul G	Querdehnzahl	Linearer Wärmeausdehnungsbeiwert	Spezifische Wärmekapazität	Wärmeleitfähigkeit	Spezifischer elektrischer Widerstand
								20...100 °C	20...100 °C	bei 20 °C	bei 20 °C
	g/cm³	°C	°C	%	kN/mm²	kN/mm²	μ	10^{-6}/K	J/g·K	J/cm·s·K	Ω·mm²/m
Aluminium (Al99,99-O)	2,70	660,2	480... 500	1,85	66,6	24,7	0,35	23,6	0,896	2,35	0,026
AlCuMg (AlCu4Mg1-T4)	2,79	500... 640	380... 460	1,2	73,0	27,4	0,33	23,1	0,874	1,21	0,050
AlMgSi (AlSi1MgMn-T6)	2,71	600... 640	450... 500	1,1	70,0	26,4	0,33	23,1	0,894	1,72	0,035
AlMg (AlMg3-O)	2,68	595... 645	380... 420	1,2	70,5	26,5	0,33	23,7	0,897	1,32	0,043
AlSi12 (AlSi12-F)	2,65	570... 600	–	1,1	75,0	28,8	0,30	20	0,90	1,59	0,048
Blei	11,34	327	–	–	16,0	5,7	0,44	29,1	0,125	0,347	0,2
Kupfer	8,93	1083	800... 950		125	46,4	0,35	16,86	0,385	3,85	0,017
Kupfer-Zink-Legierung	8,3	895...1025	700... 850	1,5	104	40	0,37	19,2	0,39	1,17	0,07
Kupfer-Zinn-Legierung	8,8	910...1040	600... 900	2,0	116	43	0,35	17	0,37	0,71	0,11
Kupfer-Beryllium-Legierung	8,9	950	600... 900	2,0	120	45	0,38	17,5		0,84	0,07
Kupfer-Aluminium-Legierung	7,73	1030...1080		2,0	123	47		17,9	0,45	0,71	0,114
Konstantan 54 Cu, 45 Ni, 1 Mn	8,9	1250	850...1100	–	–	–		15,2		0,21	0,50
Magnesium	1,74	650			45,15	17,7	0,33	26,0	0,102	1,575	0,045
MgMn2	1,8	645... 650	250... 450	1,9	45		0,3	26,0	0,105	1,42	0,06
MgAl6Zn	1,8	430... 600	280... 320	1,4	44		0,3	26,0	0,105	0,84	0,14
GD-MgAl6Zn1	1,8	400... 600	–	1,4	44		0,3	26,5	0,105	0,84	0,15
Nickel	8,86	1453			197	75	0,31	13,3	0,444	0,92	0,069
67 Ni, 32 Cu, 1 Mn (Monel)	8,9	1300...1350	870...1150	2,0	200			14	0,42	0,25	0,44
84 Ni, 9 Si, 4 Cu, 1 Cr	7,8	1100...1120		2,0	205			11	0,45	0,21	0,11
Titan	4,5	1668	700...1000		105,2	38,7	0,33	8,35	0,616	0,15	0,42
Titanlegierungen	4,45...4,6	1668			105						
Zink	7,14	419,5			94	37,9	0,25	29	0,41	1,11	0,061
GD-ZnAl4	6,6	380... 386		1,3	130			27	0,42	1,13	0,06
GD-Zn Al4Cu	6,7	380... 386	200... 260	1,3	130			27	0,42	1,09	0,06
Zinn	7,29	231,9			55	20,6	0,33	21,4	0,222	0,64	0,115

Anh. E 3 Tabelle 10. Kupfer-Zink-Knetlegierungen. Festigkeitseigenschaften. Auszug aus DIN V 17900; EN 12449, 12163, 12164 und EN 1652

Kurzzeichen	Werkstoff-nummer	Dicke mm	R_m N/mm²	$R_{p0.2}$ N/mm²	A % min.	A_{10} % min.	Hinweise auf Eigenschaften und Verwendung	Bleche	Bänder	Rohre	Stangen	Drähte	Schmied.	Profile
CuZn28	CW504L	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				sehr gut kaltumformbar durch Tiefziehen, Drücken, Nieten, Bördeln; sehr gut lötbar; gut auf Stahl plattierbar. Instrumente, Hülsen aller Art				×			
R310		4...80	310	≈120	27	24								
R370		4...40	370	≈320	10	8								
R460		4...10	460	≈420	–	–								
CuZn33	CW506L	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				sehr gut kaltumformbar, besonders geeignet zum Bördeln und Kaltstauchen, Drahtgeflecht, Kühlerbänder, Rohrniete	×	×	×	×			
R310		4...80	310	≈120	27	24								
R370		4...40	370	≈320	10	8								
R460		4...10	460	≈420	–	–								
CuZn 36	CW507L	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Hauptlegierung für Kaltumformen durch Tiefziehen, Drücken, Stauchen, Walzen, Gewinderollen, Prägen und Biegen; gut löt- und schweißbar; Metall- und Holzschrauben, Druckwalzen, Kühlerbänder, Reißverschlüsse, Blattfedern, Hohlwaren, Kugelschreiberminen	×	×	×	×	×		×
R300		0,2...5	300...370	≤180	43	38								
R350		0,2...5	350...440	≥170	28	19								
R410		0,2...5	410...490	≥300	12	8								
R480		0,2...2	480...560	≥430	–	3								
R550		0,2...2	550	500	–	–								
CuZn37Pb0,5	CW604N	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Z: noch ausreichend U: sehr gut kaltumformbar V: Tiefziehen, Drücken	×	×	×				
R290		0,3...5	290...370	≤200	50	40								
R370		0,3...5	370...440	≥200	28	19								
R440		0,3...5	440...540	≥370	12	5								
R540		0,3...2	≥540	≥490	–	–								
CuZn36Pb3		nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Z: gut U: gut kaltumformbar V: Legierung für alle spanenden Bearbeitungsverfahren; geeignet für Automaten				×	×	×	×
R360		6...40	≥360	≤180	20	15								
R400		2...25	≥400	≥250	12	10								
R480		2...12	≥480	≥380	8	6								
R550		2...4	≥550	≥450	–	–								
CuZn38Pb2	CW608N	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Z: gut U: gut warmumformbar, gut kaltumformbar V: Biegen, Nieten, Stauchen, Legierung für alle spanenden Bearbeitungsverfahren	×	×	×	×	×	×	×
R340		0,3...10	340...420	≤240	43	33								
R400		0,3...10	400...480	≥200	23	14								
R470		0,3...5	470...550	≥390	12	5								
R540		0,3...2	≥540	≥490	–	–								
CuZn39Pb0,5	CW610N	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Z: ausreichend U: gut warmumformbar gut kaltumformbar V: Biegen, Nieten, Stauchen, Bördeln	×	×	×	×	×	×	×
R340		0,3...10	340...420	≤240	43	33								
R400		0,3...10	400...480	≥200	23	14								
R470		0,3...5	470...550	≥390	12	5								
R540		0,3...2	≥540	≥490	–	–								
CuZn40Pb2	CW617N	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Z: sehr gut U: gut warmumformbar, begrenzt kaltumformbar V: Legierung für alle spanenden Bearbeitungsverfahren; Uhrenmessing für Räder und Platinen			×	×	×	×	×
R360		...10	≥360	≤250	25	–								
R430		...10	≥430	≥250	12	–								
R500		...5	≥500	≥370	8	–								
CuZn40	CW509L	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				gut warm- und kaltumformbar (Schmiedemessing, Muntzmetall); geeignet zum Biegen, Nieten, Stauchen und Bördeln sowie im weichen Zustand zum Prägen und auch zum Tiefziehen	×	×	×	×		×	×
R340		0,3...10	≥340	≤240	43	33								
R400		0,3...10	≥400	≥200	23	15								
R470		0,3...5	≥470	≥390	12	6								

Z = Zerspanbarkeit U = Umformbarkeit V = Verwendung

Anh. E 3 Tabelle 11. Kupfer-Zink-Legierungen mit weiteren Legierungselementen (Sondermessing). Auszug aus EN 17900, 12449, 12163, 12164 und EN 1652

Kurzzeichen	Werkstoff-nummer	Dicke mm	R_m N/mm² min.	$R_{p0,2}$ N/mm² min.	A_5 % min.	HV ungefährer Mittelwert	Hinweise auf Eigenschaften und Verwendung	Bleche	Bänder	Rohre	Stangen	Drähte	Schmied.	Profile
CuZn20Al2As	CW702R	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Rohre und Rohrböden für Kondensatoren und Wärme-übertrager	×	×	×				
R330		3...15	330	90	30	85								
R390		3...15	390	240	25	190								
CuZn31Si1	CW708R	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				für gleitende Beanspruchung auch bei hohen Belastungen. Lagerbüchsen, Führungen und sonstige Gleitelemente			×	×			
R460		5...40	460	250	22	135								
R530		5...14	530	330	12	145								
CuZn 35Ni3Mn2AlPb	CW710R	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Konstruktionswerkstoff mittlerer bis hoher Festigkeit. Apparatebau, Schiffbau			×	×		×	
R490		5...40	490	300	20	135								
R550		5...14	550	400	10	160								
CuZn37Mn3Al2PbSi	CW713R	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				gute Beständigkeit gegen Witterungseinflüsse. Für erhöhte Anforderungen an gleitende Beanspruchung			×	×		×	×
R540		6...80	540	280	15	150								
R590		6...50	590	320	12	160								
R640		6...15	640	400	5	180								
CuZn40Mn2Fe1	CW723R	nach Vereinb.	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte				Konstruktionswerkstoff mittlerer Festigkeit; aluminiumfrei, lötbar; witterungsbeständig. Apparatebau, Architektur			×	×		×	×
R460		5...40	460	270	20	130								
R540		5...14	540	320	8	155								

Anh. E 3 Tabelle 12. Guss-Messing und Gusssondermessing nach EN 1982 (Auszug)

Kurzzeichen	Werkstoff-nummer	Lieferform	Werkstoffeigenschaften im Probestab				Bemerkungen	Hinweise auf die Verwendung
			$R_{p\,0.2}$ N/mm² min.	R_m N/mm² min.	A_5 % min.	HB min.		
CuZn15As-C	CC760S	Sandguss	70	160	20	45	Konstruktionswerkstoff; gute Meerwasserbeständigkeit; sehr gut weich- und hartlötbar; elektrische Leitfähigkeit etwa 15 m/Ω·mm²	für zu lötende Teile, z.B. Flanschen und andere Bauteile für Schiffbau, Maschinenbau, Elektrotechnik, Feinmechanik, Optik usw.
CuZn33Pb2-C	CC750S	Sandguss Schleuderguss	70 70	180 180	12 12	45 50	Konstruktionswerkstoff; korrosionsbeständig gegenüber Gebrauchswässern bis etwa 90 °C; elektrische Leitfähigkeit etwa 10 bis 14 m/Ω·mm²	Gehäuse für Gas- und Wasserarmaturen, Konstruktions- und Beschlagteile für Maschinenbau, Elektrotechnik, Feinmechanik, Optik usw.
CuZn39Pb1Al-C	CC754S	Druckguss Kokillenguss Sandguss Schleuderguss	250 120 80 120	350 280 220 280	4 10 15 10	110 70 65 70	Konstruktionswerkstoff; gut spanend bearbeitbar	Beschlag- und Konstruktionsteile allgemeiner Art, Sanitär- und Stapelarmaturen; Druckgussteile für Maschinenbau, Elektrotechnik, Feinmechanik, Optik usw.
CuZn38Al-C	CC767S	Kokillenguss	130	380	30	75	Konstruktionswerkstoff; gut gießbar, kaltzäh; korrosionsbeständig gegenüber der Atmosphäre; Elektrische Leitfähigkeit etwa 12 m/Ω·mm²	für verwickelte Konstruktionsteile jeglicher Art, vorwiegend in der Elektroindustrie und im Maschinenbau
CuZn37Al1-C	CC766S	Kokillenguss	170	450	25	105	Konstruktionswerkstoff	Konstruktionsteile für Maschinenbau, Elektrotechnik, Feinmechanik usw.
CuZn34Mn3Al2Fe1-C	CC764S	Sandguss Schleuderguss Kokillenguss	250 260 260	600 620 600	15 14 10	140 150 140	Konstruktionswerkstoff mit hoher statischer Festigkeit und Härte	statisch belastbare Konstruktionsteile, Ventil- und Steuerungsteile, Sitze, Kegel
CuZn25Al5Mn4Fe3-C	CC762S	Sandguss Schleuderguss Kokillenguss Strangguss	450 480 480 480	750 750 750 750	8 5 8 5	180 190 180 190	Konstruktionswerkstoff mit sehr hoher statischer Belastbarkeit	statisch sehr hoch belastete Konstruktionsteile, z.B. Lager bei hoher Last und geringer Umdrehungszahl, hochbeanspruchte, langsam laufende Schneckenradkränze, Innenteile von Hochdruckarmaturen
CuZn16Si4-C	CC761S	Sandguss Druckguss Kokillenguss Schleuderguss	230 370 300 300	400 550 500 500	10 8 8	100 150 123 130	Konstruktionswerkstoff; gute Korrosions- und Meerwasserbeständigkeit; sehr gut gießbar	Hochbeanspruchte, dünnwandige verwickelte Konstruktionsteile für Maschinen- und Schiffbau, Elektroindustrie, Feinmechanik usw.

Anh. E 3 Tabelle 13. Kupfer-Zinn-Legierungen (Zinnbronze) nach EN 1652

Kurzzeichen	Werkstoff-nummer	Dicke in mm bzw. Lieferform	R_m N/mm²	$R_{p0,2}$ N/mm²	A_5 % min.	A_{10} % min.	Hinweise auf Eigenschaften und Verwendung
CuSn4	CW450K						Bänder für Metallschläuche, Rohre, stromleitende Federn
R290		0.1...5	290...390	≤ 190	50	40	
R390		0.1...5	390...490	≥ 210	13	11	
R480		0.1...5	480...570	≥ 420	5	4	
R540			540...630	≥ 490	3	–	
R610			610...	≥ 540	–	–	
CuSn6	CW452K						Federn aller Art, besonders für die Elektroindustrie. Fenster-
R350		0.1...5	350...420	≤ 300	55	45	und Türdichtungen, Rohre und Hülsen für Federungskörper,
R420		0.1...5	420...520	≥ 260	20	17	Schlauchrohre und Federrohre für Druckmessgeräte,
R500		0.1...5	500...590	≥ 450	10	8	Membranen und Siebdrähte, Gongstäbe, Dämpferstäbe, Teile
R560		0.1...2	560...650	≥ 500	–	5	für chemische Industrie
R640		0.1...2	640...730	≥ 600	–	3	
R720		0.1...2	720...	≥ 690	–	–	
CuSn8	CW453K						Gleitelemente, besonders für dünnwandige Gleitlagerbuchsen
		0.1...5	370...450	≤ 300	60	50	und Gleitleisten. Holländermesser; gegenüber CuSn6 erhöhte
		0.1...5	450...550	≥ 280	23	20	Abriebfestigkeit und Korrosionsbeständigkeit
		0.1...5	540...630	≥ 460	15	13	
		0.1...5	600...690	≥ 530	7	5	
		0.1...2	660...750	≥ 620	–	3	
		0.1...2	≥ 720	≥ 700	–	2	

Anh. E 3 Tabelle 14. Guss-Zinnbronze und Rotguss nach EN 1982

Kurzzeichen	Werkstoff-nummer	Dicke in mm bzw. Lieferform	R_m N/mm²	$R_{p0,2}$ N/mm²	A_5 % min.	HB min.	Hinweise auf Eigenschaften und Verwendung
CuSn12-C	CC483K	Sandguss	260	140	7	80	Kuppelsteine, Spindelmuttern, Schnecken und Schrauben-
		Schleuderguss	280	150	5	90	räder, hochbelastete Stell- und Gleitleisten. Gute Verschleiß-
		Strangguss	300	150	6	90	festigkeit; korrosions- und meerwasserbeständig
		Kokillenguss	270	150	5	80	
CuSn12Ni2-C	CC484K	Sandguss	280	160	12	85	wie Werkstoffnr. CC483K jedoch für höhere Festigkeit,
		Schleuderguss	300	180	8	95	Verschleißfestigkeit und bessere Notlaufeigenschaften.
		Strangguss	300	180	10	95	Korrosions- und meerwasserbeständig; widerstandsfähig
							gegen Kavitationsbeanspruchung
CuSn12Pb2-C	CC482K	Sandguss	240	130	5	80	Gleitlager mit hohen Lastspitzen, Kolbenbolzenbuchsen,
		Schleuderguss	280	150	5	90	Spindelmuttern. Gute Notlaufeigenschaften und Verschleiß-
		Strangguss	280	150	5	90	festigkeit. Korrosions- und meerwasserbeständig
CuSn10-C	CC480K	Sandguss	250	130	18	70	Armaturen, Pumpengehäuse, Leit- und Schaufelräder.
		Kokillenguss	270	160	10	80	Hohe Dehnung, korrosions- und meerwasserbeständig
		Strangguss	280	170	10	80	
		Schleuderguss	280	160	10	80	
CuSn7Zn4Pb7-C	CC493K	Sandguss	230	120	15	60	Achslagerschalen, Gleitlager, Kolbenbolzen-Buchsen,
		Schleuderguss	260	120	12	70	Friktionsringe, Gleit- und Stell-Leisten. Mittelharter
		Kokillenguss	230	120	12	60	Gleitlagerwerkstoff, meerwasserbeständig
		Strangguss	260	120	14	70	
CuSn7Zn2Pb3-C	CC492K	Sandguss	230	130	14	65	Armaturen, Pumpengehäuse, druckdichte Gussstücke.
		Kokillenguss	230	130	12	70	Gut gießbar, meerwasserbeständig
		Schleuderguss	260	130	12	70	
		Strangguss	270	130	12	70	
CuSn5Zn5Pb5-C	CC491K	Sandguss	200	90	13	60	Wasser- und Dampfarmaturen bis 225 °C, dünnwandige
		Kokillenguss	220	110	6	65	verwickelte Gussstücke. Gut gießbar, weich lötbar, bedingt
		Schleuderguss	250	110	13	65	hart lötbar, meerwasserbeständig
		Strangguss	250	110	13	65	
CuSn3Zn8Pb5-C	CC490K	Sandguss	180	85	15	60	für dünnwandige Armaturen bis 225 °C. Gut gießbar,
		Schleuderguss	220	100	12	70	korrosionsbeständig gegen Gebrauchswässer auch bei
		Strangguss	220	100	12	70	erhöhter Temperatur

Anh. E 3 Tabelle 15. Kupfer-Aluminium-Legierungen nach EN 1652, EN 12 163, EN 1982

Kurzzeichen	Festigkeit	Werkstoff-nummer	R_m N/mm² min.	$R_{p\,0.2}$ N/mm² min.	A_5 % min.	HB ungefährer Mittelwert	Eigenschaften und Verwendung	
CuAl 8 Fe 3	R480	CW303G	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte 480	210	30	110	Kondensatorböden, Bleche; kaltumformbar	hohe Festigkeit auch bei erhöhten Temperaturen; hohe Dauerwechselfestigkeit, auch bei Korrosionsbeanspruchung; gute Korrosionsbeständigkeit gegenüber neutralen und sauren wässrigen Medien sowie Meerwasser; gute Beständigkeit gegen Verzundern, Erosion und Kavitation
CuAl 10 Fe 3 Mn 2	R590 R690	CW306G	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte 590 690	330 510	12 6	140 170	Zunderbeständige Teile, Wellen, Schrauben	
CuAl 10 Ni 5 Fe 4	R680 R740	CW307G	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte 680 740	480 530	10 8	190 min 200	Kondensatorböden, Steuerteile für Hydraulik	
CuAl 11 Fe6Ni6	R750 R830	CW308G	ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte 750 830	450 680	10 –	210 min 230	Teile höchster Festigkeit, Lager, Ventile	
						HB Mittelwert		
CuAl10Fe2-C Sandguss Kokillenguss Schleuderguss Strangguss		CC331G	 500 600 550 550	 180 250 200 200	 18 20 18 15	 100 130 130 130	Hebel, Gehäuse, Beschläge, Ritzel, Kegelräder, nur geringe Temperaturabhängigkeit zwischen –200 und +200 °C	
CuAl10Ni3Fe2-C Sandguss Kokillenguss Schleuderguss Strangguss		CC332G	 500 600 550 550	 180 250 220 220	 18 20 20 20	 100 130 120 120	Armaturen, Verstellpropeller, Steventeile, Beizkörbe; sehr gut schweißbar; beständig gegen Meerwasser u. nichtoxid. Säuren	
CuAl10Fe5Ni5-C Sandguss Kokillenguss Schleuderguss Strangguss		CC333G	 600 650 650 650	 250 280 280 280	 13 7 13 13	 140 150 150 150	Hochbeanspruchte Teile, Schiffspropeller, Stevenrohre, Umkehrböden, Laufräder, Pumpengehäuse; gute Dauerschwingfestigkeit	
CuAl11Fe6Ni6-C Sandguss Kokillenguss Schleuderguss		CC334G	 680 750 750	 320 380 380	 5 5 5	 170 185 185	wie vorher, jedoch für erhöhte Anforderungen an Kavitations- u./oder Verschleißfestigkeit; Turbinen- und Pumpenlaufräder	

Anh. E 3 Tabelle 16. Kupfer-Blei Zinn-Gusslegierungen nach EN 1982

Kurzzeichen	Werkstoff-nummer	$R_{p\,0.2}$ N/mm² min.	R_m N/mm² min.	A_5 % min.	HB min.	Eigenschaften und Verwendung
CuSn10Pb10-C Sandguss Kokillenguss Schleuderguss Strangguss	CC495K	 80 110 110 110	 180 220 220 220	 8 3 6 8	 60 65 70 70	Gleitlager mit hohen Flächendrücken, Verbundlager in Verbrennungsmotoren ($P_{max} = 10\,000$ N/cm²)
CuSn7Pb15-C Sandguss Strangguss Schleuderguss	CC496K	 80 90 90	 170 200 200	 8 8 7	 60 65 65	Lager mit hohen Flächendrücken ($P_{max} = 5\,000$ N/cm²) Verbundlager für Verbrennungsmotoren ($P_{max} = 7\,000$ N/cm²)
CuSn5Pb20-C Sandguss Strangguss Schleuderguss	CC497K	 70 90 80	 150 180 170	 5 7 6	 45 50 50	Gleitlager für hohe Gleitgeschwindigkeiten; beständig gegen Schwefelsäure; Verbundlager, Armaturen

Anh. E 3 Tabelle 17. Zustandsbezeichnungen für Aluminiumknetwerkstoffe nach DIN EN 515

Grundzustände	
F	Herstellungszustand ohne vorgeschriebene Festigkeitswerte
O	weichgeglüht, niedrigste Festigkeitswerte
H	kaltverfestigt (nur nicht aushärtbare Legierungen)
T	ausgehärtet (nur aushärtbare Legierungen)

Werkstoffzustände für *nicht aushärtbare* Knetlegierungen

Erste Anhängezahl	
H 1	kaltverfestigt
H 2	kaltverfestigt und erholungsgeglüht
H 3	kaltverfestigt und stabilisiert
H 4	kaltverfestigt und mit Lack- oder Farbanstrich versehen

Zweite Anhängezahl	
HX 2	1/4 hart (Zahlen 1, 3, 5, 7 bezeichnen Zwischenzustände)
HX 4	1/2 hart
HX 6	3/4 hart
HX 8	hart (Zahl 9 für „extraharten" Zustand)

Dritte Anhängezahl	
HX 11	Produkte mit geringfügiger Kaltverfestigung zwischen O und HX 1
H 112	Warmumgeformte Produkte mit zugesicherten mechanischen Eigenschaften

Beispiel: EN AW-5754H14

Werkstoffzustände für *aushärtbare* Knetlegierungen

Erste Anhängezahl (Zahlen 1 bis 9; nachfolgend ausgewählte Zustände)	
T 1	abgekühlt nach Warmformgebung und kaltausgelagert
T 4	lösungsgeglüht, abgeschreckt und kaltausgelagert
T 5	abgekühlt nach Warmformgebung und warmausgelagert
T 6	lösungsgeglüht, abgeschreckt und warmausgelagert
T 7	lösungsgeglüht, abgeschreckt und überaltert beim Warmauslagern
T 8	lösungsgeglüht, abgeschreckt, kaltverfestigt und warmausgelagert
T 9	lösungsgeglüht, abgeschreckt, warmausgelagert und kaltverfestigt

Zweite Anhängezahl	
TX 1, 3 bis 9	Variationen des Grundzustandes, bezeichnet gewöhnlich geringere Festigkeit
T 42, T 62	kennzeichnet vollständige Wärmebehandlung beim Verarbeiter
T 61, T 63, T 65	zunehmend, aber nicht vollständig warmausgelagert für verbesserte Umformbarkeit
T 79...T 73	zunehmend überaltert zur Verbesserung von Zähigkeit und Korrosionsbeständigkeit
T 66	speziell für AlMgSi Legierungen; bessere Eigenschaften als T 6 durch besondere Prozesskontrolle

Beispiel: EN AW-6060T66

Anh. E 3 Tabelle 18 a. Mechanische Eigenschaften von gewalzten Aluminiumknetwerstoffen (Auswahl)

Int. Reg. Record	Bezeichnung nach DIN EN 573-3		Zustand (DIN EN 515)	typische Werte [a]			Mindestwerte [b]				E-Modul [MPa]	$\sigma_{W,zd}$ [c] [MPa]	Schweißbarkeit [g] MIG/WIG	Korrosionsbeständigkeit [f] [g]
	numerisch	chemische Symbole		$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_{50} [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_{50} [%]	HB				
1050A	EN AW-1050A	EN AW-Al99,5	O	35	80	38	20	65	26	20	69 000	–	B	B
			H12/H22	85	100	12[d]	65/55	85	5/6	30/27	69 000	–	B	B
			H14/H24	105	115	9	85/75	105	4/5	34/33	69 000	–	B	B
			H18/H28	140	150	5	120/110	140	2/3	42/41	69 000	–	B	B
2024	EN AW-2024	EN AW-AlCu4Mg1	O	75	185	20	<140	<220	13	55	73 000	–	E	E
			T3/T351	340	475	18	290	435	14	123	73 000	130	E	E
			T4	330	460	20	275	425	14	120	73 000	130	E	E
			T8/T851	450	485	6	400	460	6	138	73 000	140	E	E
3003	EN AW-3003	EN AW-AlMn1Cu	O	50	110	25	35	95	23	28	69 500	–	B	B
			H12/H22	120	140	11	90/80	120	5/8	38/37	69 500	–	B	B
			H14/H24	145	160	9	125/115	145	3/5	46/45	69 500	–	B	B
			H18/H28	185	205	6	170/160	190	2	60/59	69 500	–	B	B
5005	EN AW-5005	EN AW-AlMg1(B)	O	45	120	26	35	100	20	29	69 500	–	B	B
			H12/H22	125	140	13	95/80	125	4/6	39/38	69 500	–	B	B
			H14/H24	145	160	12	120/110	145	3/5	48/47	69 500	–	B	B
			H18/H28	185	200	7	165/160	185	2/3	58	69 500	–	B	B
5049	EN AW-5049	EN AW-AlMg2Mn0,8	O	90	195	26[d]	80	190	16	52	70 000	35	B	B
			H12/H22	180	225	14[d]	170/130	220	6/10	66/63	70 000	65	B	B
			H14/H24	205	250	13[d]	190/160	240	4/7	72/70	70 000	70	B	B
			H18/H28	255	290	8[d]	250/230	290	2/4	88/87	70 000	85	B	B
5052	EN AW-5052	EN AW-AlMg2,5	O	90	195	24	65	170	16	50	70 000	50	B	B
			H12/H22	175	225	14	160/130	210	6/7	63/61	70 000	65	B	B
			H14/H24	200	250	12	180/150	230	4/6	69/67	70 000	70	B	B
			H18/H28	250	290	8	240/210	270	2/4	83/81	70 000	80	B	B
5083	EN AW-5083	EN AW-AlMg4,5Mn0,7	O	145	300	22	125	275	13	75	71 000	85	B	B
			H12/H22	240	330	16	250/215	315/305	5/7	94/89	71 000	95/90	B	B
			H14/H24	275	360	14	280/250	340	3/6	102/99	71 000	100	B	B
5086	EN AW-5086	EN AW-AlMg4	O	130	275	23	100	240	13	65	71 000	70	B	B
			H12/H22	220	305	15	200/185	275	5/7	81/80	71 000	85	B	B
			H14/H24	250	330	13	240/220	300	3/6	90/88	71 000	90	B	B
			H18	305	360	8	290	345	1	104	71 000	105	B	B
5182	EN AW-5182	EN AW-AlMg4,5Mn0,4	O	140	280	25[d]	110	255	13	69	71 000	–	B	B
5454	EN AW-5454	EN AW-AlMg3Mn	O	110	235	24	85	215	15	58	70 500	65	B	B
			H12/H22	205	265	14	190/180	250	5/7	75/74	70 500	75	B	B
			H14/H24	235	290	12	220/200	270	3/6	81/80	70 500	80	B	B
			H28	285	335	7	250	310	3	90/88	70 500	95	B	B
5754	EN AW-5754	EN AW-AlMg3	O	100	215	24	80	190	16	52	70 500	55	B	B
			H12/H22	185	245	14	170/130	220	6/10	66/63	70 500	65	B	B
			H14/H24	215	270	12	190/160	240	4/7	72/70	70 500	70	B	B
			H18/H28	270	315	8	250/230	290	2/4	88/87	70 500	85	B	B
6016	AA 6016	(AlSi1,2Mg0,4)	T4	120	240	28[d]					69 500	–	B	C
			T6	205	255	–					69 500	–	B	C
6061	EN AW-6061	EN AW-AlMg1SiCu	O	55	125	26	<85	<130	16	40	70 000	–	B	C
			T4	140	235	21	110	205	14	58	70 000	–	B	C
			T6	270	310	12	240	290	7	88	70 000	–	B	C
6082	EN AW-6082	EN AW-AlSi1MgMn	O	60	130	26	<85	<150	16	40	70 000	–	B	C
			T4	170	260	19	110	205	14	58	70 000	60	B	C
			T6	310	340	11	260	310	7	94	70 000	95	B	C
6181A	AA 6181A	(AlSi0,8Mg0,6)	T4	125	235	24					70 000	–	B	C
			T6	225	290	16[e]					70 000	–	B	C
7075	EN AW-7075	EN AW-AlZn5,5MgCu	O	105	225	17	<145	<275	10	55	72 000	–	E	E
			T6	505	570	10	470	540	7	161	72 000	160	E	E
			T76	435	505	12	385	460	7	137	72 000	140	E	E

[a]) typische Werte für übliche Dicken. Quelle: F. Ostermann, in „Anwendungstechnologie Aluminium“, Springer 1998, p 664

[b]) gewährleistete Mindestwerte nach DIN EN 485-2. Gültig für übliche Materialdicken bis ca. 3 mm; Werte bei größeren Dicken siehe Norm.

[c]) Wechselfestigkeit, Quelle: FKM Richtlinie. $\sigma_{W,zd} \approx 0,30 \cdot R_m$

[d]) Bruchdehnung A_5

[e]) Bruchdehnung A_{80}

[f]) allgemeine Korrosionsbeständigkeit

[g]) Wertungskriterien der Eigenschaften: A = ausgezeichnet; B = sehr gut; C = gut; D = annehmbar; E = nicht empfehlenswert; F = ungeeignet.

Anh. E 3 Tabelle 18 b. Mechanische Eigenschaften von stranggepreßten Aluminiumknetwerkstoffen (Auswahl)

Int. Reg. Record	Bezeichnung nach DIN EN 573-3		Zustand (DIN EN 515)	typische Werte [a]			Mindestwerte [b]				E-Modul [MPa]	$\sigma_{W,zd}$ [c] [MPa]	Schweißbarkeit [e] MIG/WIG	Korrosionsbeständigkeit [e]
	numerisch	chemische Symbole		$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_{50} [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_{50} [%]	HB				
6005 A	EN AW-6005A	EN AW-AlSiMg(A)	T6 (Vollprofil)	270	285	11	225	270	6	90	69 500	80	B	C
			T5 (Hohlprofil)				215	250	6		69 500	75	B	C
6060	EN AW-6060	EN AW-AlMgSi	T5	185	220	13	120	160	6	75	69 500	50	B	B
			T6				150	190	6	85	69 500	55	B	B
			T66 [d]	215	245	12	160	215	6		69 500	65	B	B
6061	EN AW-6061	EN AW-AlMg1SiCu	T6	270	310	12	240	260	7	95	70 000	80	B	C
6082	EN AW-6082	EN AW-AlSi1MgMn	T6	310	340	11	260	310	8	95	70 000	95	B	C
7020	EN AW-7020	EN AW-AlZn4,5Mg1	T6	335	380	12	290	350	8	120	70 000	105	B	D

[a]) typische Werte für übliche Dicken. Quelle: F. Ostermann, in „Anwendungstechnologie Aluminium“, Springer 1998, p 664
[b]) gewährleistete Mindestwerte nach DIN EN 755-2. Gültig für übliche Materialdicken bis ca. 5 mm; Werte bei größeren Dicken siehe Norm.
[c]) Wechselfestigkeit, Quelle: FKM Richtlinie. $\sigma_{W,zd} \approx 0{,}30 \cdot R_m$
[d]) Mindestwerte bis 3 mm Wanddicke
[e]) Wertungskriterien der Eigenschaften: A = ausgezeichnet; B = sehr gut; C = gut; D = annehmbar; E = nicht empfehlenswert; F = ungeeignet.

Anh. E 3 Tabelle 18 c. Mechanische Eigenschaften von Aluminiumgesenkschmiedestücken (Auswahl)

Int. Reg. Record	Bezeichnung nach DIN EN 573-3		Zustand (DIN EN 515)	Prüfrichtung [a]	typische Werte [b]			Mindestwerte [c]				E-Modul [MPa]	$\sigma_{W,zd}$ [d] [MPa]
	numerisch	chemische Symbole			$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_{50} [%]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A_{50} [%]	HB		
2014	EN AW-2014	EN AW-AlCu4SiMg	T6	L	425	485	12	380	440	6	140	73 000	130
				T				370	430	3		73 000	130
2024	EN AW-2024	EN AW-AlCu4Mg1	T4	L	330	460	20	260	420	8	120	73 000	125
5083	EN AW-5083	EN AW-AlMg4,5Mn0,7	H112	L	145	300	22	120	270	12	70	71 000	80
				T				110	260	10		71 000	80
6082	EN AW-6082	EN AW-AlSi1MgMn	T6	L	310	340	11	260	310	6	95	70 000	95
				T				250	290	5		70 000	90
7075	EN AW-7075	EN AW-AlZn5,5MgCu	T6	L	505	570	10	430	510	7	150	72 000	155
				T				410	480	4		72 000	145
			T73	L	435	505	12	385	455	6	137	72 000	135
				T				360	420	4		72 000	125

[a]) L = Richtung parallel zur Faserrichtung; T = Richtung quer zur Faserrichtung
[b]) typische Werte für übliche Dicken. Quelle: F. Ostermann, in „Anwendungstechnologie Aluminium“, Springer 1998, p 664
[c]) gewährleistete Mindestwerte nach DIN EN 586-2. Gültig für übliche Materialdicken bis ca. 50 mm; Werte bei größeren Dicken siehe Norm.
[d]) Wechselfestigkeit, Quelle: FKM Richtlinie. $\sigma_{W,zd} \approx 0{,}30 \cdot R_m$

Anh. E 3 Tabelle 19. Zustandsbezeichnungen für Aluminiumgussstücke nach DIN EN 1706

F	– Gusszustand (Herstellungszustand)
O	– weichgeglüht
T1	– kontrollierte Abkühlung nach dem Guss und kaltausgelagert
T4	– lösungsgeglüht und kaltausgelagert (wo anwendbar)
T5	– kontrollierte Abkühlung nach dem Guss und warmausgelagert oder überaltert
T6	– lösungsgeglüht und vollständig warmausgelagert
T64	– lösungsgeglüht und nicht vollständig warmausgelagert
T7	– lösungsgeglüht und überhärtet (stabilisierter Zustand)

Beispiel: DIN EN 1706 AC-42000KT6

Anh. E 3 Tabelle 20. Eigenschaften ausgewählter Aluminium-Gusslegierungen nach DIN EN 1780/1–3

Bezeichnung nach DIN EN 1780/1-3		Mindestwerte[a]) nach DIN EN 1706					Wechselfestigkeit[c])	Gießbarkeit	mech. Polierbarkeit	dekorative Anodisierbarkeit	Schweißbarkeit	Korrosionsbeständigkeit
numerisch	chemische Symbole	Zustand	R_m MPa	$R_{p0,2}$ MPa	A_{50} %	HB	$\sigma_{W,zd,N}$ MPa					
EN AC-21000S	AlCu4TiMg	T4	300	200	5	90	90	D	B	C	D	D
EN AC-21000K	AlCu4TiMg	T4	320	200	8	95	95	D	B	C	D	D
EN AC-21100S	AlCu4Ti	T6 T64	300 280	200 180	3 5	95 85	90 85	D	B	C	D	D
EN AC-21100K	AlCu4Ti	T6 T64	330 280	220 180	7 8	95 90	100 85	D	B	C	D	D
EN AC-42100S	AlSi7Mg0,3	T6	230	190	2	75	70	A	C	D	B	B
EN AC-42100K	AlSi7Mg0,3	T6 T64	290 250	210 180	4 4	80 100	85 75	A	C	D	B	B
EN AC-43000S	AlSi10Mg(a)	T6	220	180	1	75	65	A	D	E	A	B
EN AC-43000K	AlSi10Mg(a)	T6 T64	260 240	220 200	1 2	90 80	80 70	A	D	E	A	B
EN AC-43000K	AlSi10Mg(Cu)	T6	220	180	1	75	65	A	C	E	A	C
EN AC-43200K	AlSi10Mg(Cu)	T6	240	200	1	80	70	A	C	E	A	C
EN AC-43300S	AlSi9Mg	T6	230	190	2	75	70	A	D	E	A	B
EN AC-43300K	AlSi9Mg	T6 T64	290 250	210 180	4 6	90 80	85 75	A	D	E	A	B
EN AC-43400D	AlSi10Mg(Fe)	F	240	140	1	70	70	A	D	E	D[b])	C
EN AC-44000S	AlSi11	F	150	70	6	45	45	A	D	E	A	B
EN AC-44000K	AlSi11	F	170	80	7	45	50	A	D	E	A	B
EN AC-44200S	AlSi12(a)	F	150	79	5	50	45	A	D	E	A	B
EN AC-44200K	AlSi12(a)	F	170	80	6	55	50	A	D	E	A	B
EN AC-44300D	AlSi12(Fe)	F	240	130	1	60	70	A	D	E	D[b])	C
EN AC-45000S	AlSi6Cu4	F	150	90	1	60	45	B	B	D	C	D
EN AC-45000K	AlSi6Cu4	F	170	100	1	75	50	B	B	D	C	D
EN AC-46000D	AlSi9Cu3 (Fe)	F	240	140	<1	80	70	B	C	E	F	D
EN AC-46200S	AlSi8Cu3	F	150	90	1	60	45	B	C	E	B	D
EN AC-46200K	AlSi8Cu3	F	170	100	1	75	50	B	C	E	B	D
EN AC-47000S	AlSi12(Cu)	F	150	80	1	50	45	A	C	E	A	C
EN AC-47000K	AlSi12(Cu)	F	170	90	2	55	50	A	C	E	A	C
EN AC-47100D	AlSi12Cu1(Fe)	F	240	140	<1	80	70	A	C	E	F	C
EN AC-51100S	AlMg3(a)	F	140	70	3	50	40	D	A	A	C	A
EN AC-51100K	AlMg3(a)	F	150	70	5	50	45	D	A	A	C	A
EN AC-51200D	AlMg9	F	200	130	1	70	60	D	A	B	C[b])	A
EN AC-51300S	AlMg5	F	160	90	3	55	50	D	A	A	C	A
EN AC-51300K	AlMg5	F	180	110	3	65	55	D	A	A	C	A
EN AC-51400S	AlMg5(Si)	F	160	100	3	60	50	D	A	B	C	A
EN AC-51400K	AlMg5(Si)	F	180	110	3	65	55	D	A	B	C	A

Wertungskriterien der Eigenschaften: A = ausgezeichnet; B = gut; C = annehmbar; D = unzureichend; E = nicht empfehlenswert; F = ungeeignet.

[a]) mechanische Eigenschaften für getrennt gegossene Probestäbe

[b]) die Schweißbarkeit von Druckguss hängt von der eingeschlossenen Gasmenge ab. Bei bestimmten Druckgießverfahren, z. B. Vakuumdruckguss, können Werte von B bis C erreicht werden.

[c]) Werte nach FKM Richtlinie

Anh. E 3 Tabelle 21. Magnesiumlegierungen nach (DIN 1729 u. 9715)

Kurzzeichen		$R_{p0.2}$ MPa Min.	R_m MPa Min.	A_{10} % min.	HB 5/250 etwa	Biegewechsel-festigkeit bei $N = 50 \cdot 10^6$ MPa	Eigenschaften Verwendung
MgMn2	F20	145	200	1,5	40		gut schweiß- und verformbar,
MgAl3Zn	F24	155	240	10	45		schweiß- und verformbar,
MgAl6Zn	F27	175	270	8	55		beschränkt schweißbar,
MgAl8Zn	F29	205	290	6	60		höchste Festigkeit,
G-MgAl6		80–110	180–240	8–12	50–65	70–90	hohe Dehnung und Schlagzähigkeit,
GD-MgAl6		120–150	190–230	4–8	55–70	50–70	z. B. für Autofelgen,
GD-MgAl6Zn1		130–160	200–240	3–6	55–70	50–70	schwingungsbeanspruchte Teile,
G-MgAl8Zn1		90–110	160–220	2–6	50–65	70–90	stoßbeanspruchte Teile,
G-MgAl8Zn1	ho	90–120	240–280	8-12	50–65	80–100	gute Gleiteigenschaften,
GK-MgAl8Zn1		90–110	160–220	2–6	50–65	70–90	schweißbar,
GK-MgAl8Zn1	ho	90–120	240–280	8–12	50–65	80–100	
GD-MgAl8Zn1		140–160	200–240	1–3	60–85	50–70	
G-MgAl9Zn1	ho	110–140	240–280	6–12	55–70	80–100	höchste Werte für Zugfestigkeit
G-MgAl9Zn1	wa	150–190	240–300	2–7	60–90	80–100	u. 0,2-Grenze, homogenisiert und
GK-MgAl9Zn1	ho	120–160	240–280	6–10	55–70	80–100	warmgehärtet für Gussstücke
GK-MgAl9Zn1	wa	150–190	240–300	2–7	60–90	80–100	hoher Gestaltfestigkeit;
GD-MgAl9Zn1		150–170	200–250	0,5–3,0	65–85	50–70	gute Gleiteigenschaften, schweißbar

ho = homogenisiert und wa = warmausgehärtet

Anh. E 3 Tabelle 22. Titan und Titanlegierungen nach DIN 17 860

Werkstoff-nummer	Bezeichnung nach DIN 17860		Zustand	$R_{p0,2}$ 20 °C in MPa	$R_{p0,2}$ 200 °C in MPa	$R_{p0,2}$ 400 °C in MPa	R_m 20 °C in MPa	R_m 200 °C in MPa	R_m 400 °C in MPa	Bruchdehnung A_5		Härte HB 30 bei 20 °C	Kerbschlagarbeit a_k (DVM) in Jmm^{-2} bei 20 °C		Biegeradius r für Dicke s in mm		Wechselfestigkeit in MPa	
	alt	neu								längs in %	quer in %		längs	quer	$s \leq 2$	$2 < s < 5$	Zug-Druck	Biegung
3.7025	Ti99,8	Ti1	geglüht	175-220	100	40	295-410	225	130	30	25	120	120	88	1 s	1,5 s		
3.7035	Ti99,7	Ti2	geglüht	245-345	190	130	390-540	305	200	22	20	150	59	49	1,5 s	2 s		
3.7055	Ti99,6	Ti3	geglüht	325-410	215	120	460-590	345	215	18	16	170	49	39	2 s	2,5 s		
3.7065	Ti99,5	Ti4	geglüht	390-470	235	150	540-735	375	245	16	15	200	39	29	2,5 s	3 s		520

Werkstoff-nummer	Bezeichnung nach DIN 17860		Zustand G geglüht WA warm-ausgehärtet	Leg.-Typ	$R_{p0,2}$ 20 °C in MPa	$R_{p0,2}$ 300 °C in MPa	$R_{p0,2}$ 500 °C in MPa	R_m 20 °C in MPa	R_m 300 °C in MPa	R_m 500 °C in MPa	Bruch-dehnung A_5	Härte HB 30 bei 20 °C	Kerbschlagarbeit a_k (DVM) in Jmm^{-2} bei 20 °C	Warmumformung (Schmieden & Walzen) in °C	Schweiß-eignung	Wechselfestigkeit in MPa	
	alt	neu														Zug-Druck	Biegung
3.7165	TiAl6V4	TiAl6V4	G	α+β	805–920	610	440	865–1110	715	590	> 8	260–310	> 4	800-950	gut	580	580
3.7195	TiAl3V2,5	TiAl3V2,5	WA	α+β	≥ 520			≥ 620			15		> 25	warmpressen 900–1000	gut		
3.7115	TiAl5Sn2	TiAl5Sn2,5	G	α	735–835	480	400	785–980	610	520	≥ 8	250–300	≥ 39	950–1050	gut	450	540
–	TiAl7Mo4	TiAl7Mo4	WA G	α+β	980–1130 930–1030	815 755	645 665	1060–1275 1000–1080	1040 835	865 725	≥ 8	260–330	≥ 4	900–1150	bedingt		
–	TiAl6Zr5 Mo4Cu1 Si0,2	TiAl6Zr5 Mo4Cu1 Si0,2	WA	α+β + Intermet.	≥ 1120	885	675	≥ 1245	1030	930	≥ 6			800–900	keine		
–	TiV13Cr11 Al3	TiV13Cr11 Al3	WA G	β	≥ 1165 825–895	1010 665	825 665	1275–1375 865–930	1205 815	920 755	≥ 4 ≥ 10	≥ 2 ≥ 5	≥ 350 220–280	700 (Blech-umformung)	gut		

Anh. E 3 Tabelle 23. Nickellegierungen

Bezeichnung	Mechanische Eigenschaften bei Raumtemperatur											Wärmebehandlung			Lieferform		
	$T = 20\,°C$			R_m in MPa bei T $R_{p0,2}$ in MPa bei T								Glühen & abschrecken	Auslagern	keine	Guss	Stangen	Bleche
	R_m in MPa	$R_{p0,2}$ in MPa	A_5 in %	700	750	800	850	900	950	1000	1050						
NiCr22FeMo	343	785	40 $l = 5\,d$	216 157	157 108	118 74	88 49	59 29	38 24	29 19	– –	×			×	×	×
NiCr22Mo9Nb	363	853	59	343 245	226 167	137 98	84 59	52 39	– –	– –	– –	×				×	
NiCr20TiAl	736	1177	20 $l = 5\,d$	402 284	284 186	177 98	108 78	49 29	– –	– –	– –	×	×		×	×	×
NiCr20MoNb	589	706	10 $l = 3{,}5\,d$	353 294	265 206	196 147	147 108	108 78	78 59	– –	– –	×	×		×		
NiFe27Cr15MoWTi	1001	1403	–	432 334	314 226	206 147	137 93	– –	– –	– –	– –	×	×			×	×
NiCr19Fe19NbMo	961– 1187	1275– 1432	30–21	520 373	324 206	206 –	– –	– –	– –	– –	– –	×	×			×	×

Anh. E 3 Tabelle 24. Feinzink-Gusslegierungen nach DIN EN 1774

Kurzzeichen	$R_{p0,2}$ N/mm²	R_m N/mm²	A_5 %	HB 30 – 10	Biegewechselfestigkeit bei $N = 20 \cdot 10^6$ N/mm²
GD-ZnAl4	200…230	250…300	3 – 6	70 – 90	6… 8
GD-ZnAl4Cu1	220…250	280…350	2 – 5	85 – 105	7…10
G-ZnAl4Cu3	170…200	220…260	0,5 – 2	90 – 100	–
GK-ZnAl4Cu3	200…230	240…280	1 – 3	100 – 110	–
G-ZnAl6Cu1	150…180	180…230	1 – 3	80 – 90	–
GK-ZnAl6Cu1	170…200	220…260	1,5 – 3	80 – 90	–

Anh. E 3 Tabelle 25. Blei und Bleilegierungen nach DIN EN 12659 und DIN EN 17640–1

Kurzzeichen	R_m N/mm²	A_5 %	HB 2,5/31,25 etwa
GD-Pb95Sb	50	15	10
GD-Pb87Sb	60	10	14
GD-Pb85SbSn	70	8	18
GD-Pb80SbSn	74	8	18

Anh. E 3 Tabelle 26. Zinn und Zinnlegierungen nach DIN EN 610, DIN EN 611–1 und DIN EN 611–2

Kurzzeichen	R_m N/mm²	A_5 %	HB 2,5/31,25
GD-Sn80Sb	115	2,5	30
GD-Sn60SbPb	90	1,7	28
GD-Sn50SbPb	80	1,9	26

Anh. E 3 Tabelle 27. Mechanische und physikalische Eigenschaften oxid- und nicht oxidkeramischer Werkstoffe (Anhaltswerte)

Eigenschaft	Dimension	Temperatur in °C	Oxidkeramische Werkstoffe			Nichtoxidkeramische Werkstoffe		
			Al_2O_3	Al_2TiO_5	ZrO_2[a])	SSiC	SiSiC	SSN
Dichte	g/cm^3	20	3,85	3,2	5,95	3,15	3,05	3,25
Biegefestigkeit	N/mm^2	20	300–500	40	600–900 (1 500)[b])	410	380	750
(4 Punkt)		1 000	200–300	50	400	400	350	450
E-Modul	GN/mm^2	20	300–400	18–20	200	410	350	280
Bruchwiderstand K_{IC}	$MN/m^{3/2}$	20	3–5	–	5–16	3,3	3,3	7,0
Wärmeausdehnung	$10^{-6}/K$	20…1 000	8,0	1,0	10	4,7	4,5	3,2
Wärmeleitfähigkeit	W/mK	20	28	2,0	2,5	110	140	35
		1 000	15	1,5	1,8	45	50	17
Schmelz- bzw. Zersetzungstemp. °C			2 050		2 680	2 300		1 900

[a]) PSZ, TZP
[b]) Spitzenwerte

Anh. E 3 Tabelle 28. Anwendungen von Hochleistungskeramik

Einsatzgebiete	Bauteile	Werkstoffe
Allgemeiner Maschinenbau	Gleitringe, Dichtscheiben, Wälzkörper, Hülsen, Führungselemente, Plunger und Kolben, Kugellager	Aluminiumoxid, Al_2O_3 teilstabilisiertes Zirkondioxid, ZrO_2
Motorenbau	Turboladerrotoren	Siliziumnitrid, Si_3N_4 Siliziumkarbid, SiC
	Ventile	Siliziumnitrid
	Portliner	Aluminiumtitanat, Al_2TiO_5
	Katalysatorträger	Zirkondioxid
	Abgassensoren	
	Zündkerzenisolatoren	Aluminiumoxid
Turbinenbau	Wärmedämmschichten	teilstabilisiertes (Y_2O_3, CeO) Zirkondioxid
Verfahrenstechnik, Fertigungstechnik	Düsen und Führungen für Drahtzug	Aluminiumoxid
	Schneidwerkzeuge	Zirkondioxid
		Aluminiumoxid
		Siliziumnitrid
		kubisches Bornitrid, CBN
		polykrist. Diamant, PKD
	Strahldüsen	Siliziumkarbid
		Borkarbid, B_4C
		Aluminiumoxid
	Schleifscheiben	Aluminiumoxid
		Silziumkarbid
	Fadenführer	Aluminiumoxid
	Messerklingen	Aluminiumoxid
		Zirkondioxid
	Druckwalzen	Zirkondioxidschichten
	Panzerungen	Aluminiumoxid
Hochtemperaturtechnik	Brenner, Schweißdüsen	Aluminiumoxid
	Tiegel, Auskleidungen	
Medizintechnik	Implantate (Hüftgelenke, Dentalbereich)	Aluminiumoxid

Anh. E 3 Tabelle 29. Die Zuordnung der Zemente nach DIN 1164-1:1994–10 und DIN EN 197–1:2001–02

Hauptzementart	DIN 1164-1 : 1994-10	DIN EN 197-1 : 2001-02
CEM I	Portlandzement (CEM I)	Portlandzement (CEM I)
CEM II	Portlandhüttenzement (CEM II/A-S, CEM II/B-S)	Portlandhüttenzement (CEM II/A-S, CEM II/B-S)
	Portlandpuzzolanzement (CEM II/A-P, CEM II/B-P)	Portlandpuzzolanzement (CEM II/A-P, CEM II/B-P)
	Portlandflugaschezement (CEM II/A-V)	Portlandflugaschezement (CEM II/A-V)
	Portlandölschieferzement (CEM II/A-T, CEM II/B-T)	Portlandschieferzement (CEM II/A-T, CEM II/B-T)
	Portlandkalksteinzement (CEM II/A-L)[a])	Portlandkalksteinzement (CEM II/A-LL)[b])
	Portlandflugaschehüttenzement (CEM II/B-SV)	Portlandkompositzement (CEM II/B-M (S-V))
CEM III	Hochofenzement (CEM III/A, CEM III/B)	Hochofenzement (CEM III/A, CEM III/B)[c])

[a]) Kalkstein (L) als Hauptbestandteil von Zement muss nach DIN 1 164-1:1994-10 einen Gesamtgehalt an organischem Kohlenstoff (Total Organic Carbon = TOC) $\leq 0,20$ M.-% aufweisen.
[b]) DIN EN 197-1 : 2001-02 enthält zwei Arten von Kalkstein:
- TOC $\leq$ 0,20 M.-%; Bezeichnung: LL
- TOC $\leq$ 0,50 M.-%; Bezeichnung: L

Dabei ist zu beachten, dass der Kalkstein (L) nach DIN 1164-1:1994-10 dem Kalkstein (LL) in DIN EN 197-1 : 2001-02 entspricht.
[c]) Der Chloridgehalt darf 0,10 M.-% nicht überschreiten.

Anh. E 3 Tabelle 30. Festigkeitseigenschaften[a]) von lufttrockenen Nutzhölzern (mittlerer Feuchtigkeitsgehalt etwa 15%)

Holzart	Lage zur Faser	Raumeinheits-gewicht	σ_{zB}	σ_{dB}	Biegefestigkeit σ_{bB}	Schubfestigkeit τ_B	Dauerbiege-festigkeit σ_{bw}
		kg/dm^3	N/mm^2	N/mm^2	N/mm^2	N/mm^2	N/mm^2
Eiche	||	0,65...0,70...0,76	88...110	52...64	86...95...108	9,3...11,5	–
	⊥		5	10		30	
Esche	||	0,68...0,70...0,76	130...160	43...59	100..105..127	12,0...13,4	35
	⊥		7	10			
Hickory	||	0,81...0,88	150	52...65	115...140	11,0...13,5	–
	⊥		10	10			
Nussbaum	||	0,64...0,68	90...100	57...70	90...145	7,0...8,9	40
(Walnuss)	⊥		4	10			
Ulme	||	0,59...0,68	78	45...55	72...89...105	6,8	–
(Rüster)	⊥		4	10		25	
Rotbuche	||	0,70...0,79	100...135	52...64	90...120...125	7,7...10,0	–
	⊥		7	10		35	
Weißbuche	||	0,5...0,8 ...0,85	50...110...200	40...70...80	50...110...140	10	–
	⊥		6	10		30	
Kiefer	||	0,51...0,55	99...105	45....55	79...80...100	7,2...10...11,2	25
	⊥		3	10	90	20	
Pechkiefer	||	0,5...0,7 ...0,9	100	30...50...80	90	10	–
(Pitchpine)	⊥		3	7			
Fichte	||	0,43...0,47	80...90	40...50	65...68...77	5,0...7,5	20
	⊥		3	5...10		25	
Tanne	||	0,43...0,45...0,48	80...93	40...52	62...68...74	4,9...7,5	–
	⊥		2	4		25	
Gabun, Okumé	||	0,2...0,3 ...0,5	20... 30...40	10...15...20	25	–	15

[a]) Die mittleren von 3 angegebenen Zahlen stellen die häufigsten Werte dar.

Anh. E 4 Tabelle 1. Eigenschaften (Anhaltswerte) wichtiger Kunststoffgruppen (Auswahl). tr trocken, f feucht, NB: kein Bruch (non-break), *kursiv:* Kennwerte für gefüllte bzw. verstärkte Kunststoffe

Kunststoff	Kurzzeichen DIN EN ISO 1043-1	Dichte g/cm^3	Festigkeitskennwerte MPa	Dehnungswerte %	Elastizitätsmodul MPa	Schlagzähigkeit DIN EN ISO 179 (1 eU) kJ/m^2
Polyamide	PA6	1,12 … 1,14	60 … 90 tr. (σ_y)	6 … 12 tr. (ε_y)	1 500 … 3 200 tr.	NB tr.
			35 … 70 f. (σ_y)	10 … 20 f. (ε_y)	600 … 1 600 f.	NB f.
		… 1,4	*150 … 220* tr. (σ_M)	*4 … 6* (ε_M)	*10 000 … 18 000* tr.	*50 … 110* tr.
			120 … 170 f. (σ_M)		*5 000 … 10 000* f.	*70 … 140* f.
	PA66	1,13 … 1,15	70 … 90 tr. (σ_y)	6 … 12 tr. (ε_y)	2 000 … 3 500 tr.	NB tr.
			55 … 75 f. (σ_y)	10 … 20 f. (ε_y)	1 200 … 2 100 f.	NB f.
		… 1,4	*180 … 230* tr. (σ_M)	*2 … 5* tr. (ε_M)	*9 000 … 17 000* tr.	*40 … 100* tr.
			130 … 180 f. (σ_M)		*6 000 … 10 000* f.	*60 … 120* f.
	PA11	1,03 … 1,05	40 … 60 (σ_y)	9 … 22 (ε_y)	800 … 1 400	
		… 1,26	*60 … 150* (σ_M)		*3 000 … 4 000*	
	PA12	1,01 … 1,02	35 … 50 (σ_y)	8 … 26 (ε_y)	1 200 … 1 600	NB
		… 1,25	*50 … 120* (σ_M)	*3 … 8* (ε_M)	*4 000 … 5 000*	*50 … 80*
Polyamid amorph	PA 6-3-T	1,04 … 1,12	70 … 110 (σ_y)	6 … 10 (ε_y)	2 800 … 3 000	
		… 1,4	*149 … 160* (σ_M)	*3* (E_M)	*9 000 … 10 000*	
Polyacetalharze	POM	1,4 … 1,45	60 … 80 (σ_y)	8 … 15 (ε_y)	2 500 … 3 500	100 … NB
		… 1,6	*90 … 140* (σ_M)	*2 … 6* (ε_M)	*5 000 … 12 000*	*20 … 40*
lineare Polyester	PET	1,31 … 1,37	50 … 75 (σ_y)	3 … 4 (ε_y)	2 500 … 3 200	
		1,5 … 1,8	*120 … 180* (σ_M)	*2 … 3* (ε_M)	*6 500 … 12 000*	
	PBT	1,29 … 1,3	50 … 60 (σ_y)	3 … 4 (ε_y)	2 600 … 2 900	100 … NB
		1,5 … 1,6	*110 … 160* (σ_M)	*2 … 3* (ε_M)	*6 500 … 11 000*	*30 … 75*
Polycarbonat	PC	1,2 … 1,23	55 … 70 (σ_y)	5 … 7 (ε_y)	2 000 … 2 500	NB
		1,27 … 1,45	*70 … 150* (σ_M)	*2 … 5* (ε_M)	*3 500 … 9 500*	*35 … 45*
Polyphenylenether	PPE	1,04 … 1,11	36 … 70 (σ_y)	3 … 8 (ε_y)	2 000 … 2 500	50 … NB
		… 1,38	*70 … 140* (σ_B)	*1 … 3* (ε_M)	*3 500 … 9 000*	*30 … 40*
Polyacrylat	PMMA	1,7 … 1,2	60 … 90 (σ_M)	2 … 10 (ε_M)	2 400 … 4 500	18 … 25
Polystyrol	PS	1,05	45 … 65 (σ_M)	2 … 4 (ε_M)	3 000 … 3 600	8 … 18
Styrol-Butadien	SB	1,04 … 1,05	15 … 50 (σ_y)	2 … 3 (ε_y)	1 500 … 3 000	50 … 150
Styrol-Acrylnitril	SAN	1,08	70 … 80 (σ_M)	5 (ε_M)	3 600	
		1,2 … 1,4	*… 140* (σ_M)	*3* (ε_M)	*5 000 … 10 000*	*18 … 22*
Acrylnitril-Butadien-Styrol	ABS	1,06 … 1,08	30 … 55 (σ_y)	2 … 3 (ε_y)	1 500 … 2 900	50 … NB
		1,09 … 1,5	*… 70* (σ_M)	*1* (ε_y)	*4 500 … 6 000*	
SAN mit Acrylester	ASA	1,07	45 … 60 (σ_M)	10 … 20 (ε_B)	2 500 … 2 800	180 … 280
Celluloseester	CA	1,22 … 1,35	30 … 65 (σ_y)	3 … 5 (ε_y)	2 000 … 3 600	
	CP	1,19 … 1,24	18 … 28 (σ_y)	3 … 5 (ε_y)	1 000 … 2 500	
	CAB	1,15 … 1,24	16 … 25 (σ_y)	3 … 5 (ε_y)	800 … 2 200	
Polysulfone	PSU	1,24	70 … 100 (σ_y)	5 … 6 (ε_y)	2 100 … 2 500	NB
	PES	1,38	85 … 95 (σ_y)	5 … 6 (ε_y)	2 500 … 3 100	NB
Polyphenylensulfid	PPS	1,35	70 … 80 (σ_M)	3 (ε_M)	3 500	
		… 2,06	*80 … 150* (σ_M)	*1 … 2* (ε_M)	*12 000 … 16 000*	*18 … 35*
Polyimide	PI	1,4 … 1,5	70 … 100 (σ_M)		3 000 … 3 500	
		… 1,9	*100 … 200* (σ_M)	*1 … 6* (ε_B)	*6 000 … 30 000*	
Polyethylen	PE-HD	0,94 … 0,96	20 … 35 (σ_y)	12 … 20 (ε_y)	400 … 1 500	NB
	PE-LD	0,92 … 0,94	8 … 20 (σ_y)	8 … 14 (ε_y)	150 … 600	NB
Polypropylen	PP	0,9	18 … 38 (σ_y)	10 … 20 (ε_y)	650 … 1 400	NB
		… 1,32	*40 … 75* (σ_M)	*7 … 70* (ε_B)	*2 500 … 6 000*	*12 … 50*
Polyvinylchlorid						
ohne Weichmacher	PVC-U	1,32 … 1,45	50 … 80 (σ_M)	3 … 7 (ε_y)	2 900 … 3 600	
mit Weichmacher	PVC-P	1,2 … 1,35	15 … 30 (σ_B)	50 … 300 (ε_B)	450 … 600	NB
Fluorhaltige Kunststoffe	PTFE	2,1 … 2,2	9 … 12 (σ_y)	250 … 500 (ε_B)	450 … 750	
Fluorhaltige Thermoplaste	FEP	2,1 … 2,17	19 … 22 (σ_y)	250 … 350 (ε_B)	350 … 600	
	ETFE	1,7	27 (σ_y)	150 … 200 (ε_B)	800 … 1 400	
	PVDF	1,77	50 (σ_y)	20 … 25 (ε_B)	1 000 … 2000	

Kerbschlag-zähigkeit DIN EN ISO179 (1 eA) kJ/m^2	Zeitdehn-spannung $\sigma_{1/1000}$ MPa	Wärmeleit-fähigkeit J/(m·K)	Thermischer Längen-Ausdehnungs-koeffizient 10^{-5}1/K	Ver-arbeitungs-schwindung %	Kristallit-schmelzpunkt °C	Kurz-zeichen DIN EN ISO 1043-1
	6 tr. 4 f.	0,27 … 0,30	7 … 11 tr.	0,8 … 2,0 tr.	215 … 225	PA6
10 … 18 tr. *16 … 25* f.	*40 … 50* tr. *30 … 40* f.	*0,30 … 0,32*	*2 … 5* tr.	*0,2 … 1,0* tr.		
	7 tr. 6 f.	0,27 … 0,28	6 … 10 tr.	0,8 … 2,2 tr.	250 … 265	PA66
7 … 12 tr. *12 … 20* f.	*50 … 60* tr.	*0,28 … 0,30*	*1 … 5* tr.	*0,2 … 0,8* tr.		
	5	0,28	9 … 13	0,5 … 1,5	180 … 190	PA11
5 … 28	*12*		*2 … 4*	*0,4 … 1,0*		
	4 … 5	0,27	12 … 15 *3 … 5*	0,5 … 1,5	175 … 185	PA12
	12		6 … 8	0,4 … 0,7		PA6-3-T
4 … 7 *3 … 5*	12 … 18	0,29 … 0,36 *0,40*	11 … 13 *2 … 4*	1,6 … 2,8 *0,4 … 1,0*	175 (Homo-Polym.) 165 … 168 (Co-Polym.)	POM
	26	0,24 … 0,29 *0,33 … 0,34*	7 *2 … 3*	1,3 … 2,0 *0,3 … 0,8*	255 … 258	PET
8 *6 … 13*	12 … 15 *55*	0,21 *0,23 … 0,26*	3 … 7 *3 … 4*	1,3 … 2,0 *0,3 … 0,8*	220 … 225	PBT
 10 … 16	18 *40*	0,21 … 0,23 *0,23 … 0,25*	6 … 7 *2 … 5*	0,7 … 0,8 *0,2 … 0,5*		PC
9 … 60 *6 … 12*	18 *35*	0,17 … 0,22 *0,22 … 0,28*	5 … 10 *3 … 5*	0,5 … 0,7 *0,1 … 0,5*		PPE
	15 … 20	0,18 … 0,19	7 … 9	0,3 … 0,8		PMMA
 5 … 10 2 … 4	18 … 20 12 15 … 25 *60*	0,15 … 0,17 0,16 … 0,17 0,15 … 0,17	7 … 8 8 … 10 6 … 8	0,4 … 0,7 0,4 … 0,7 0,4 … 0,6		PS SB SAN
12 … 25 11 … 26	9 … 15 *30 … 40* 12	0,15 … 0,17 0,17	8 … 11 *3 … 4* 10 … 11	0,4 … 0,8 *0,1 … 0,4* 0,4 … 0,7		ABS ASA
	5 … 10 5 … 10 5 … 10	0,20 … 0,22 0,20 … 0,22 0,20 … 0,22	9 … 12 12 … 15 12 … 15	0,4 … 0,7 0,4 … 0,7 0,4 … 0,7		CA CP CAB
	18 23	0,26 … 0,28 0,18	5 … 6 5 … 6	0,7 … 0,8 0,5 … 0,7		PSU PES
 6 … 12	 *20*	 *0,25*	6 *4*	 *0,2*	280 … 288	PPS
	30 (PEI) 60 (PEI-GF)	0,22 (PEI)	5 … 6 2 … 3	 0,1 … 0,5		PI
15 … 50 	2 … 5 1 … 3	… 0,51 0,29 … 0,40	13 … 20 18 … 24	2,0 … 5,0 1,5 … 3,0	125 … 140 105 … 115	PE-HD PE-LD
80 … NB *3 … 12*	5 … 6 *6 … 20*	0,20 … 0,22 *0,25 … 0,51*	10 … 18 *6 … 10*	1,0 … 2,5	158 … 168	PP
	20 … 25	0,14 … 0,17 0,12 … 0,15	7 … 8 18 … 21	0,5 … 1,0 1,0 … 3,0		PVC-U PVC-P
	1 … 2	0,25 0,20 … 0,23 0,24 0,14 … 0,15	12 … 16 8 … 10 9	 3,0 … 4,0 2,0 … 2,5	327 285 … 295 270 171	PTFE FEP ETFE PVDF

Anh. E 4 Tabelle 1. (Fortsetzung)

Kunststoff	Kurzzeichen DIN EN ISO 1043-1	Dichte g/cm³	Festigkeitskennwerte MPa	Dehnungswerte %	Elastizitätsmodul MPa	Schlagzähigkeit DIN EN ISO 179 (1 eU) kJ/m²
Phenol-Formaldehyd	PF	*1,4 … 1,9*	*15 … 40* (σ_M)	*… 1* (ε_B)	*6000 … 10000*	*3 … 15*
Aminoplaste	UF/MF	*1,5 … 2,0*	*15 … 30* (σ_M)	… 1 (ε_B)	*5000 … 9000*	*5 … 12*
ungesättigte Polyester	UP	*1,5 … 2,0*	*20 … 200* (σ_M) *Laminate* (σ_M) *… 1000*	*… 1* (ε_B)	*3000 … 19000*	*6 … 10*
Epoxidharze	EP	*1,5 … 1,9*	*60 … 200* (σ_M) Laminate (σ_M) *… 1000*	*2 … 5* (ε_B)	*5000 … 20000*	*5 … 15*
Stahl	Fe	7,8	300 … 1500 (R_m)	2 … 30 (A)	210000	
Aluminium (-Legierungen)	Al	2,7	50 … 500 (R_m)	2 … 40 (A)	70000	
Kupfer(-Legierungen)	Cu	8,9	200 … 1200 (R_m)	2 … 60 (A)	100000	

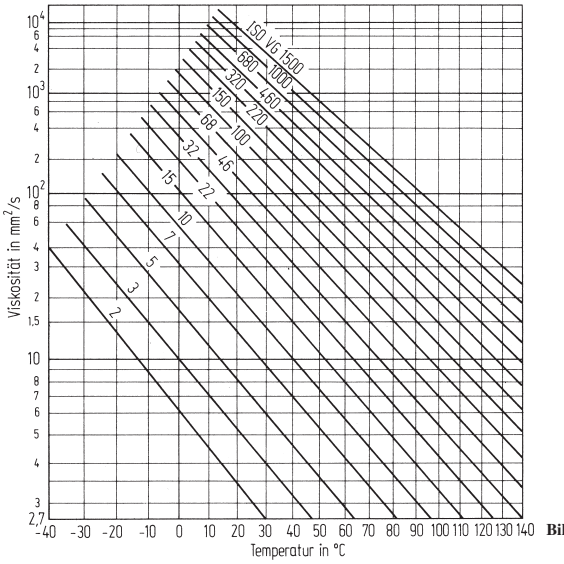


Bild 1

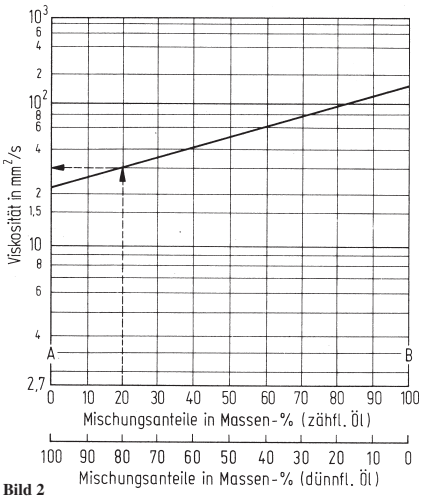


Bild 2

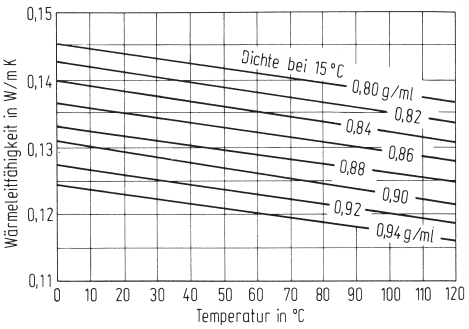
Anh. E 5 Bild 1. Viskositäts-Temperatur-Blatt (ISO VG-Reihe; Kurvenschar mit $VI = 100$)

		2	3	5	7
10	15	22	32	46	68
100	150	220	320	460	680
1000	1500				

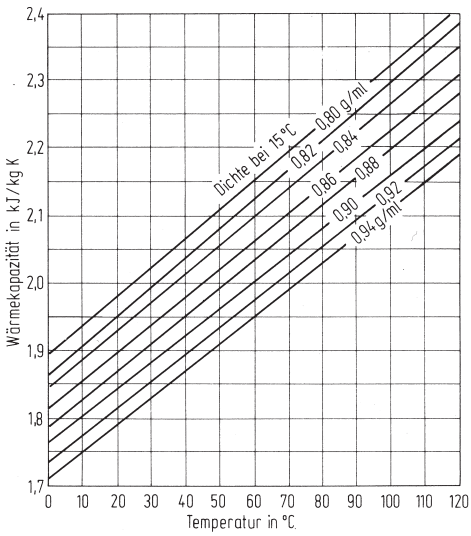
Sog. Mittelpunktviskositäten in mm/s bei 40 °C mit ±10% Toleranz
Gesetz: $\nu_{n+1} \approx 1{,}5 \cdot \nu_n$

Anh. E 5 Bild 2. Mischungsdiagramm für Mineralöle. Zur Beachtung: Es dürfen nur solche Öle in das Diagramm eingetragen werden, deren Viskositätsangaben sich auf die *gleiche Temperatur* beziehen

Kerbschlag-zähigkeit DIN EN ISO179 (1 eA) kJ/m^2	Zeitdehn-spannung $\sigma_{1/1000}$ MPa	Wärmeleit-fähigkeit J/(m·K)	Thermischer Längen-Ausdehnungs-koeffizient 10^{-5} 1/K	Ver-arbeitungs-schwindung %	Kristallit-schmelzpunkt °C	Kurz-zeichen DIN EN ISO 1043-1
		0,30…0,7	*1… 5*	*0,2…0,8*		PF
		0,35…0,70	*2… 6*	*0,2… 1,2*		UF/MF
	Laminate 50… 150	*0,50…0,70*	*2…10*	*0,3…0,8*		UP
	Laminate 100… 150	*0,40…0,80*	*2… 6*	*0,0…0,5*		EP
		75 230 390	1,2 2,35 1,65			Fe Al Cu



Anh. E 5 Bild 3. Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit von flüssigen Schmierstoffen



Anh. E 5 Bild 4. Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität von flüssigen Schmierstoffen

Anh. E 5 Tabelle 1. Viskositätsdruckkoeffizienten α von Schmierölen und Viskositätssteigerungen durch Druck [10]

Öltyp	$\alpha_{25\,°C} \cdot 10^3$ bar^{-1}	$\frac{\eta_{2000\,bar}}{\eta_{1\,bar}}$ bei 25 °C	$\frac{\eta_{2000\,bar}}{\eta_{1\,bar}}$ bei 80 °C
		ca.	ca.
Paraffinbasische Mineralöle	1,5…2,4	15…100	10…30
Naphthenbasische Mineralöle	2,5…3,5	150…800	40…70
Aromatische Solvent-Extrakte	4 …8	1000…200000	100…1000
Polyolefine	1,3…2,0	10…50	8…20
Esteröle (Diester, verzweigt)	1,5…2,0	20…50	12…20
Polyätheröle (aliph.)	1,1…1,7	9…30	7…13
Siliconöle (aliph. Subst.)	1,2…1,4	9…16	7…9
Siliconöle (arom. Subst.)	2 …2,7	300	–
Chlorparaffine (je nach Halogenierungsgrad)	0,7…5	5…20000	–

Anh. E 5 Tabelle 2. SAE-Viskositätenklassen von Motoren-Schmierölen nach DIN 51 511

SAE-Viskositäts-klasse	Maximale scheinbare Viskosität[a]) in mPa·s bei Temperatur °C	Maximale Grenzpumptemperatur[b]) °C	Kinematische Viskosität[c]) bei 100 °C mm²/s	
			min.	max.
0 W	3250 bei −30	−35	3,8	–
5 W	3500 bei −25	−30	3,8	–
10 W	3500 bei −20	−25	4,1	–
15 W	3500 bei −15	−20	5,6	–
20 W	4500 bei −10	−15	5,6	–
25 W	6000 bei − 5	−10	9,3	–
20	–	–	5,6	unter 9,3
30	–	–	9,3	unter 12,5
40	–	–	12,5	unter 16,3
50	–	–	16,3	unter 21,9

[a]) Prüfung nach DIN 51 377
[b]) Prüfung nach ASTM D 3829 und CEC L-32-T-82
[c]) Prüfung nach DIN 51 550 in Verbindung mit DIN 51 561 bzw. DIN 51 562 Teil 1

Anh. E 5 Tabelle 3. Konsistenzklassen von Schmierfetten nach DIN 51 818 und Anwendungen [11]

NLGI-Klasse	Penetration mm/10	Konsistenz	Gleitlager	Wälzlager	Zentralschmieranlagen	Getriebeschmierung	Wasserpumpen	Blockfette
000	445…475	fast flüssig			×	×		
00	400…430	halbflüssig			×	×		
0	355…385	außerordentlich weich			×	×		
1	310…340	sehr weich			×	×		
2	265…295	weich	×	×				
3	220…250	mittel	×	×				
4	175…205	ziemlich weich		×			×	
5	130…160	fest					×	
6	85…115	sehr fest und steif						×

8 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu E 1 Grundlagen der Werkstoff- und Bauteileigenschaften

[1] *Kloos, K. H.; Broszeit, E.:* Verschleißschäden durch Oberflächenermüdung. VDI-Ber. 243 (1975) 189–204. – [2] *Scholtes, B.:* Eigenspannungen in mechanisch randschichtverformten Werkstoffzuständen Ursachen, Ermittlung und Bewertung. Frankfurt, DGM Informationsgesellschaft mbH, 1990. – [3] *Macherauch, E.; Wohlfahrt, H.; Wolfstieg, U.:* Zur zweckmäßigen Definition von Eigenspannungen. Härterei-Techn. Mitt. 28 (1973) 200–211. – [4] *Granacher, J.:* Zur Übertragung von Hochtemperaturkennwerten auf Bauteile. VDI-Berichte Nr. 852. Düsseldorf: VDI-Verlag (1991) 325–352. – [5] *Granacher, J.; Kaiser, B.; Hillenbrand, P.; Dünkel, V.:* Relaxation von hochfesten Schraubverbindungen bei mäßig erhöhten Temperaturen. Konstruktion 47 (1995) 318-324. – [6] *Riedel, H.:* Fracture at High Temperatures, Materials Research and Engineering. Berlin: Springer 1987. – [7] *Granacher, J.; Tscheuschner, R.; Maile, K.; Eckert, W.:* Langzeitiges Kriechrissverhalten kennzeichnender Kraftwerkstähle. Mat.-wiss. u. Werkstofftech. 24 (1993) 367–377. – [8] *Das Verhalten mechanischer Werkstoffe und Bauteile unter Korrosionseinwirkung.* VDI-Ber. 235. Düsseldorf: VDI-Verlag 1975. – [9] *Spähn, H.:* Korrosionsgerechte Gestaltung. VDI-Ber. 277 (1977) 37–45. – [10] *Czichos, T.; Habig, K.-H.:* Tribologie Handbuch Reibung und Verschleiß. Wiesbaden: Vieweg 1992. – [11] *Liu, J.; Zenner, H.:* Berechnung der Dauerschwingfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung. Mat.-wiss. u. Werkstofftechnik 24 (1993); Teil 1: 240–249, Teil 2: 296–303, Teil 3: 339–347. – [12] *Troost, A.; Akin, O.; Klubberg, F.:* Dauerfestigkeitsverhalten metallischer Werkstoffe bei zweiachsiger Beanspruchung durch drei phasenverschoben schwingende Lastspannungen. Konstruktion 39 (1987) 479–488. – [13] *Mertens, H.; Hahn, M.:* Vergleichsspannungshypothese zur Schwingfestigkeit bei zweiachsiger Beanspruchung ohne und mit Phasenverschiebung. Konstruktion 45 (1993) 196–202. – [14] *Zenner, H.:* Berechnung bei mehrachsiger Beanspruchung. VDI-Berichte Nr. 1227 (1995) 219–236. – [15] *Stahlbau-Handbuch Band 1, Teil B.* Köln: Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH 1996. – [16] *Kumar, V.; German, M. D.; Shih, C. F.:* An Engineering Approach for Elastic-Plastic Fracture Analysis. EPRI-Report NP-1931 Palo Alto, 1981. – [17] *SINTAP:* Structural Integrity Assessment Procedures for European Industry. British Steel, draft report BE95-1426, 1999. – [18] *Assessment of the Integrity of Structures Containing Defects.* R6-Rev. 4. British Energy Generation Ltd., 2001. – [19] *British Standard 7910:* 1999 (Incorporating amendment No. 1): Guide on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Fusion Welded Structures. British Standard Institution, 2000. – [20] *Bruchmechanischer*

Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. Frankfurt/Main: VDMA-Verlag 2001. – [21] *Tada, H.; Paris, P.C.; Irwin, G.R.:* The Stress Analysis of Cracks Handbook, Del Research Corporation, Hellertown, 1973. – [22] *Sih, G.C.:* Handbook of Stress Intensity Factors for Engineers, Institute of Fracture and Solid Mechanics, Lehigh, 1973. – [23] *Rooke, P.D.; Cartwright, D.J.:* Compendium of Stress Intensity Factors, HMSO, London, 1976. – [24] *Murakami, Y. et al.:* Stress Intensity Factors Handbook, Vols. 1–3, Pergamon Press, 1987. – [25] *Laham, S. Al.:* Stress Intensity and Limit Load Handbook, SINTAP-Report, 1998. – [26] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI, 1983. – [27] *Blumenauer, H.; Pusch, G.:* Technische Bruchmechanik. Leipzig: Dt. Verlag für Grundstoffindustrie 1993. – [28] *Dugdale, D.S.:* J. Mech. Phys. Solids 8 (1960) 2, S. 100. – [29] *Schütz, W.:* Schwingfestigkeit von Werkstoffen. VDI-Ber. 214 (1974) 45–57. – [30] *Haibach, E.:* Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Springer Verlag 2002. – [31] *Buch, A.:* Einige Bemerkungen über das Einflussfaktorenverfahren zur Berechnung der Dauerfestigkeit von Maschinenbauteilen. Materialprüfung 18 (1976) 194–199. – [32] Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. Frankfurt/Main. VDMA-Verlag (2002). – [33] *Boller, C.; Seeger, T.:* Materials Data for Cyclic Loading, Elsevier 1990. – [34] *Seeger, T.:* Werkstoffmechanisches Konzept der Dauer- und Zeitfestigkeit. In: VDI-Berichte Nr. 661. Düsseldorf: VDI-Verlag 1988. – [35] *Wallin, K.:* Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels, Fracture of Engineering Materials & Structures, *Teoh, S.T.; Lee, K.H.* Eds., Elsevier Applied Science (1991), pp. 83-88. – [36] *Wallin K.:* Recommendation for Application of Fracture Toughness Data for Structural Integrity Analysis, Proc. CSNI/IAEA Specialists Meeting, Oak Ridge, Tenn. Oct. 1992. – [37] *Paris, P.C.; Erdogan, F.:* A Critical Analysis of Crack Propagation Laws, J. Basic Engineering, 85:528–534, 1960. – [38] *Forman, R.G.; Kearney, V.E.; Engle, R.M.:* Numerical Analysis of Crack Propagation in Cyclic Loaded Structures, J. Basic Engineering, Trans. ASME 89, 1967. – [39] *Erdogan, F.; Ratwani, M.:* Fatigue and Fracture of Cylindrical Shells Containing a Circumferential Crack, Int. J. Fract. Mech., Vol. 6, 1970. – [40] *Lukasz, P.; Klesnil, M.:* Effect of stress cycle asymmetry on fatigue crack growth, Mat. Sci. Eng., Vol 9, 1972. – [41] *Luftfahrttechnisches Handbuch*, Handbuch Struktur Berechnung (HSB), MSB-Blatt 62211-05 Ausgabe A 1998, Rissfortschrittsgleichung mit Berücksichtigung von Temperatur, R-Verhältnis, Threshold-Bereich und Bereich instabilen Risswachstums. – [42] *Randak, A.; Stanz, A.; Verderber, W.:* Eigenschaften von nach Sonderschmelzverfahren hergestellten Werkzeug- und Wälzlagerstählen. Stahl u. Eisen 92 (1972) 891–893. – [43] *Flemming, G.:* Mechanische Eigenschaften von Stahl bei statischer und wechselnder Beanspruchung nach einer Massivumformung. Diss. Darmstadt 1972. – [44] *Broszeit, E.; Steindorf, H.:* Mechanische Oberflächenbehandlung, Festwalzen, Kugelstrahlen, Sonderverfahren. DGM Informationsgesellschaft Verlag, Frankfurt (1989). – [45] *Sigwart, A.; Fessenmeyer, W.:* Oberfläche und Randschicht. VDI-Berichte Nr. 1227 (1995) 125–141. – [46] *Jung, U.:* FEM-Simulation und experimentelle Optimierung des Festwalzens. Shaker Verlag Aachen (1996). – [47] *Wiegand, H.; Fürstenberg, U.:* Hartverchromung, Eigenschaften und Auswirkungen auf den Grundwerkstoff. Frankfurt: Maschinenbau-Verlag 1968. – [48] *Funke, P.; Heye, W.; Randak, A.; Sikora, E.:* Einfluss unterschiedlicher Randentkohlungen auf die Dauerschwingfestigkeit von Federstählen. Stahl und Eisen 96 (1976) 28–32. – [49] *Niemann, G.; Rettig, H.:* Steigerungsmöglichkeiten für die Zahnflankentragfähigkeit. Konstruktion 20 (1968). – [50] *Hempel, M.:* Zug-Druck-Wechselfestigkeit ungekerbter und gekerbter Proben warmfester Werkstoffe im Temperaturbereich von 500 bis 700 °C. Arch. Eisenhüttenwes. 43 (1972). – [51] *Böhm, H.:* Bedeutung des Bestrahlungsverhaltens für die Auswahl und Entwicklung warmfester Legierungen im Reaktorbau. Arch. Eisenhüttenwes. 45 (1974) 821-830. – [52] *Rainer, G.:* Kerbwirkung an gekerbten und abgesetzten Flach- und Rundstäben. Diss. TH Darmstadt (1978). – [53] *Dietmann, H.:* Berechnung von Fließkurven von Bauelementen bei kleinen Verformungen. Habil. Univ. Stuttgart (1969). – [54] *Wellinger, K.; Pröger, M.:* Der Größeneffekt beim Kerbzugversuch mit Stahl. Materialprüfung 10 (1968) 401–406. – [55] *Kloos, K.H.:* Einfluss des Oberflächenzustandes und der Probengröße auf die Schwingfestigkeitseigenschaften. VDI-Ber. 268 (1976) 63–76. – [56] *VDI-Richtlinie 2226:* Empfehlungen für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile. Düsseldorf: VDI-Verlag 1965. – [57] *Heckel, H.; Köhler, G.:* Experimentelle Untersuchung des statistischen Größeneinflusses im Dauerschwingversuch an ungekerbten Stahlproben. Z. für Werkstofftechnik 6 (1975) 52–54. – [58] *TGL 19 340*, Ermüdungsfestigkeit, Dauerfestigkeit der Maschinenbauteile, Verlag für Standardisierung, 1983. – [59] *TGL 19 341*, Festigkeitsnachweis für Bauteile aus Eisengusswerkstoffen, Verlag für Standardisierung, 1988. – [60] *TGL 19 333*, Schwingfestigkeit, Zeitfestigkeit von Achsen und Wellen, Verlag für Standardisierung, 1979. – [61] *TGL 19 350*, Ermüdungsfestigkeit, Betriebsfestigkeit der Maschinenbauteile, Verlag für Standardisierung, 1986. – [62] *TGL 19 352* (Entwurf), Aufstellung und Überlagerung von Beanspruchungskollektiven, Verlag für Standardisierung, 1988. – [63] *Kotte, K.L.; Eulitz, K.-G.:* Überprüfung der Festlegungen zur Abschätzung von Wöhlerlinien und zur Schadensakkumulations-Rechnung anhand einer Datensammlung gesicherter Versuchsergebnisse. VDI-Ber. 1227 (1995). – [64] *Neuber, H.:* Theory of Stress Concentrations for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law. Journal of Applied Mechanics 12 (1961) 544–550. – [65] *Smith, K.N.; Watson, P.; Topper, T.H.:* A Stress-strain Function for the Fatigue of Materials. Int. Journal of Materials 5 (4) (1970) 767–778. – [66] *Bruder, T.:* Beitrag zur Beurteilung der Ermüdungsfestigkeit einsatzgehärteter Bauteile, Dissertation TU Darmstadt, 1998. – [67] *Vormwald, M.:* Anrisslebensdauervorhersage auf der Basis der Schwingbruchmechanik für kurze Risse, Dissertation TU Darmstadt, 1989. – [68] *Gaßner, E.:* Betriebsfestigkeit. In: Lueger: Lexikon der Technik, Band Fahrzeugtechnik. – [69] *Jacoby, G.:* Schwingfestigkeit. Neuzeitliche Verfahren der Werkstoffprüfung. Düsseldorf: Stahleisen (1973) 80–107. – [70] *Jacoby, G.:* Beitrag zum Vergleich der Aussagefähigkeit von Programm- und Randomversuchen. Z. f. Flugwissenschaften 18 (1970) 253–258. – [71] *Verein Deutscher Eisenhüttenleute (Hrsg.):* Ergebnisse deutscher Zeitstandversuche langer Dauer. Düsseldorf 1969. – [72] *TRD-301, Anlage 1:* Technische Regeln für Dampfkessel, Berechnung auf Wechselbeanspruchung durch schwellenden Innendruck bzw. durch kombinierte Innendruck- und Temperaturänderungen. Ausgabe April 1975, Berlin: Beuth Verlag. – [73] *Kloos, K.H.; Granacher, J.; Eckert, A.:* Zeitstandverhalten warmfester Kraftwerksstähle unter rechteckzyklischer Beanspruchung. VGB Kraftwerkstechnik 72 (1992) 1021–1026. – [74] *TRD-508, Anlage 1:* Technische Regeln für Dampfkessel, Zusätzliche Prüfung an Bauteilen, Verfahren zur Berechnung von Bauteilen mit zeitabhängigen Festigkeitskennwerten. Ausgabe Juli 1986, Beuth Verlag Berlin. – [75] *Hänchen, R.; Decker, K.H.:* Neue Festigkeitsberechnungen für den Maschinenbau. München: Hanser 1967. – [76] *Huth, H.:* Berechnungsunterlagen zur Rissfortschritts- und Restfestigkeitsvorhersage rissbehafteter Großbauteile. ARGE Betriebsfestigkeit im VdEh, Bericht Nr. ABF06, Düsseldorf 1979. – [77] *Huth, H.; Schütz,*

D.: Zuverlässigkeit bruchmechanischer Vorhersagen. 3. Sitzg. des AK Betriebsfestigkeit am 14.10.1977 in Berlin, Vortragsband des DVM: Anwendung bruchmechanischer Verfahren auf Fragen der Betriebsfestigkeit, 7–17. – [78] *Broichhausen, J.:* Schadenskunde und -forschung in der Werkstofftechnik. Vorlesungen an der RWTH Aachen 1977. – [79] *Hubo, R.:* Bruchmechanische Untersuchungen zum Einsatz von Stählen unterschiedlicher Festigkeit und Zähigkeit, VDI-Fortschrittsberichte Reihe 18 Nr. 80, Dissertation TH Aachen 1990. – [80] *Liessem, A.:* Bruchmechanische Sicherheitsanalysen von Stahlbauten aus hochfesten, niedriglegierten Stählen, Dissertation TH Aachen, 1995. – [81] *Pusch, G.; Liesenberg, O.; Hübner, P.; Brecht, T.; Krodel, L.:* Mechanische und bruchmechanische Kennwerte für Gusseisen mit Kugelgraphit, konstruieren + gießen 24, 1999, Nr. 2. – [82] *Speidel, M.:* Met. Trans, Vol. 6A, 1975, p 631. – [83] *Fatigue Data Book:* Light Structural Alloys, ASM International, 1995. – [84] *Hobbacher, A.:* Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile, International Institute of Welding, Document IIW/IIS Document XIII-1539-96/XV-845-96, Düsseldorf: DVS-Verlag GmbH 1997. – [85] *Schwarmann, L.:* Material Data of High-Strength Aluminium Alloys for Durability Evaluation of Structures, Aluminium Verlag Düsseldorf, 1988. – [86] *Jaccard, R.:* Fatigue crack propagation in aluminium, JJWDocument XIII-1377-90.

zu E 2 Werkstoffprüfung

[1] Vereinheitlichung von Proben für Schwingversuche. Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt, Heft Nr. 217, 1996. – [2] *Haibach, E.:* Betriebsfestigkeit. Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Berlin: Springer 2002. – [3] *Dietzel, W.; Schwalbe, K.-H.:* GKSS-Bericht 87/E/46. – [4] *Kußmaul, K.; Bernstein, W.:* Erstellung eines wissensbasierten Dokumentationssystems zur praxisorientierten Umsetzung von Zeitschwingfestigkeitsdaten. FVV Forschungsberichte, Heft 589.

zu E 3 Eigenschaften und Verwendung der Werkstoffe

[1] Mitteilungen der Thyssen-Krupp AG, Duisburg. – [2] *Schaeffler, A.L.:* Weld. Res. 1947, S. 601-s/20-s. – [3] *Oppenheim, R.:* DEW Techn. Ber. 2 (1962) S. 87/92. – [4] *Spähn, H.:* Metalloberfläche 16 (1962) S. 369/73. – [5] Materials and processing databook. Metal Progr. 122 (1982). Mid-June, Nr. 1, S. 60; 126 (1984) Nr. 1, S. 82. – [6] *Nelson, G.A.:* Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs. 73 (1959) S. 205/19; Werkst. u. Korrosion 14 (1963) S. 65/69. American Petroleum Institut (API), Division of Refining, Publication 941. Washington 1983. – [7] *Verein Deutscher Eisenhüttenleute* (Hrsg.)*:* Werkstoffkunde Stahl, Bd. 2. Anwendung. Springer: Berlin 1985.

zu E 4 Kunststoffe siehe unter Allgemeine Literatur Seite E 1, Normen siehe im Text

zu E 5 Tribologie

[1] *Jost, P.:* Lubrication (Tribology). London: Her Majesty's Stationary Office 1966. – [2] *Mittmann, H.-U.; Czichos, H.:* Reibungsmessungen und Oberflächenuntersuchungen an Kunststoff-Metall-Gleitpaarungen. Materialprüfung 17 (1975) 366–372. – [3] *Dowson, D.; Higginson, G.R.:* A new roller bearing lubrication formula. Engineering (London) 19 (1961) 158–159. – [4] *Dowson, D.:* Elastohydrodynamic lubrication – the fundamentals of roller and gear lubrication, 2nd ed. Oxford: Pergamon Press 1977. – [5] *Hamrock, B.J.; Dowson, D.:* Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Part III Fully Flooded results. Trans ASME J. Lubr. Eng. 99 Ser. F (1977) 264–275. – [6] *Schmidt, H.; Bodschwinna, H.; Schneider, U.:* Mikro-EHD: Einfluss der Oberflächenrauheit auf der Schmierfilmbildung in realen EHD-Wälzkontakten. Teil I: Grundlagen. Antriebstechnik 26 (1987) H. 11, 55–60. Teil II: Ergebnisse und rechnerische Auslegung eines realen EHD-Wälzkontaktes. Antriebstechnik 26 (1987) H. 12, 55–60. – [7] *Winer, W.O.; Cheng, H.S.:* Film thickness, contact stress and surface temperatures. In: Peterson, M.B.; Winer, W.O. (Ed.): Wear Control Handbook. New York: The American Society of Mechanical Engineers 1980. – [8] *Czichos, H.; Habig, K.-H.; Santner, E.; Woydt, M.:* Tribologie-Handbuch Reibung und Verschleiß. Wiesbaden: Vieweg, 2. Auflage 2003. – [9] *Czichos, H.:* Tribology – a systems approach to the science and technology of friction, lubrication and wear. Amsterdam: Elsevier 1978. – [10] *Klamann, D.:* Schmierstoffe und verwandte Produkte – Herstellung, Eigenschaften, Anwendung. Weinheim: Verlag Chemie 1982. – [11] *Möller, U.J.:* Schmierstoffe im Betrieb. Berlin Heidelberg: Springer 2. Aufl. 2002. – [12] *Buckley, D.H.:* Surface effects in adhesion, friction, wear, and lubrication. Amsterdam: Elsevier 1981.

Normen und Richtlinien: *DIN 50320:* Verschleiß; Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. – *DIN 50321:* Verschleiß-Messgrößen. – *DIN 50322:* Kategorien der Verschleißprüfung. – *DIN 50323:* Tribologie; Teil 1: Begriffe. – *DIN 50323 Teil 3:* Reibung, Begriffe, Arten, Zustände, Kenngrößen. – *DIN 51365:* Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung der Gesamtverschmutzung von gebrauchten Motorenschmierölen; Zentrifugierverfahren. – *DIN 51381:* Prüfung von Schmierölen, Reglerölen und Hydraulikflüssigkeiten; Bestimmung des Luftabscheidevermögens. – *DIN 51382:* Prüfung von Schmierfetten; Bestimmung der Scherstabilität von Schmierölen mit polymeren Zusätzen, Verfahren mit Dieseleinspritzdüse, relativer Viskositätsabfall durch Scherung. – *DIN 51558 Teil 1:* Prüfung von Mineralölen; Bestimmung der Neutralisationszahl, Farbindikator-Titration. – *DIN 51755:* Prüfung von Mineralölen und anderen brennbaren Flüssigkeiten; Bestimmung des Flammpunktes im geschlossenen Tiegel nach Abel-Pensky. – *DIN 51777 Teil 1:* Prüfung von Mineralöl-Kohlenwasserstoffen und Lösemitteln: Bestimmung des Wassergehaltes nach Karl-Fischer; Direktes Verfahren. – *DIN 51818:* Schmierstoffe; Konsistenz-Einteilung für Schmierfette; NLGI-Klassen. – *DIN EN ISO 2592:* Mineralölerzeugnisse; Bestimmung des Flamm- und Brennpunktes – Verfahren im offenen Tiegel nach Cleveland. – *DIN ISO 2909:* Mineralölerzeugnisse; Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität. – *DIN ISO 3733:* Mineralölerzeugnisse und bituminöse Bindemittel; Bestimmung des Wassergehaltes, Destillationsverfahren. – *ISO 3015:* Mineralölerzeugnisse; Bestimmung des Cloudpoint. – *ISO 3016:* Mineralölerzeugnisse; Bestimmung des Pourpoint. – *ISO 3771:* Mineralölerzeugnisse; Basenzahl – Potentiometrische Titration mit Perchlorsäure. – *DIN-Taschenbuch 20:* Mineralöle und Brennstoffe 1. Eigenschaften und Anforderungen. – *DIN-Taschenbuch 32:* Mineralöle und Brennstoffe 2. Prüfverfahren. – *DIN-Taschenbuch 57:* Mineralöle und Brennstoffe 3. Normen über Prüfverfahren. – *DIN-Taschenbuch 58:* Mineralöle und Brennstoffe 4. Prüfverfahren. – *DIN-Taschenbuch 228:* Mineralöle und Brennstoffe 5. Prüfverfahren. – *DIN-Taschenbuch 192:* Schmierstoffe. Eigenschaften, Anforderungen, Probennahme. – *DIN-Taschenbuch 203:* Schmierstoffe; Prüfung. – *GfT-Arbeitsblatt 7:* Tribologie. Moers: Gesellschaft für Tribologie (GfT).

zu E 6 Korrosion und Korrosionsschutz

Martini, A.; Mennenöh, S.: Stahl und Eisen 101 (1981) 79/85. – *Wendler-Kalsch, E.; Gräfen, H.:* Korrosionsschadenkunde. Berlin: Springer 1988. – *Bäumel, A.:* Werkstoffe und Korrosion 16 (1975) 433 ff. – *Spähn, H.:* Zur Schwingungsrisskorrosion metallischer Werkstoffe. Metalloberfläche 16 (1962) 7, 197/202; 8, 233/239; 9, 267/272; 10, 299/307; 11,

335/340; 12, 369/373; 17 (1963) 1, 1/9. – *Spähn, H.:* Zur Schwingungsrisskorrosion metallischer Werkstoffe (IX). Passivierungs- und Aktivierungsvorgänge bei der Schwingungsrisskorrosion rostbeständiger Stähle. Z. physikal. Chemie 234 (1967) 1, 1/25. – *Spähn, H.:* Auswirkungen von Korrosion und veränderlicher mechanischer Spannung auf das Schwingungsrissverhalten von Bauteilen. Chem.-Ing.-Tech. 52 (1980) 2, 89/98. – *Sick, H.:* Werkstoffe und Korrosion 23 (1982) 12/18. – Korrosionsschutzgerechte Konstruktion – Merkblätter zur Verhütung von Korrosion durch konstruktive und fertigungstechnische Maßnahmen. Herausgegeben im Auftrag der Arbeitsgemeinschaft Korrosion (AGK) von der DECHEMA, Theodor-Heuss-Allee 25, 60486 Frankfurt. – *DIN EN 12329:* Korrosionsschutz von Metallen; Galvanische Zinküberzüge mit zusätzlicher Behandlung auf Eisenwerkstoffen. Deutsche Fassung EN 12329: 2000. – *DIN EN ISO 1462:* Andere als gegenüber dem Grundwerkstoff anodische Überzüge, Beschleunigte Korrosionsverfahren. – *DIN EN ISO 4541:* Corrodkote-Korrosionsprüfung (CORR-Test). – *DIN EN ISO 6988:* Prüfung mit Schwefeldioxid unter allgemeiner Feuchtigkeitskondensation. – *DIN 50021:* Korrosionsprüfungen; Sprühnebelprüfungen mit verschiedenen Natriumchloridlösungen. – *DIN EN ISO 8565:* Metalle und Legierungen; Korrosionsversuche in der Atmosphäre – Allgemeine Anforderungen an Freibewitterungsversuche. DIN 50917, Teil 2: Korrosion der Metalle; Naturversuche, Naturversuche in Meerwasser. – *DIN-Taschenbuch 219:* Korrosion und Korrosionsschutz. Beurteilung, Prüfung, Schutzmaßnahmen, Normen, Technische Regeln: Berlin/Köln: Beuth-Verlag. – *DIN 50969:* Beständigkeit hochfester Bauteile aus Stahl gegen wasserstoffinduzierten Sprödbruch; Nachweis durch Verspannungsprüfung sowie vorbeugende Maßnahmen.

Weiterführende Literatur

Bücher: *Altenpohl, D.:* Aluminium von innen. Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 1994, ISBN 3-87017-235-5. – *Aluminium-Taschenbuch.* 16. Aufl., Bd. 1: Grundlagen und Werkstoffe, Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 2002, ISBN 3-87017-274-6. – *Aluminium-Taschenbuch.* 15. Aufl., Bd. 2: Umformen, Gießen, Oberflächenbehandlung, Recycling und Ökologie, Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 1996, ISBN 3-87017-242-8. – *Aluminium-Taschenbuch.* 16. Aufl., Bd. 3: Weiterverarbeitung und Anwendung, Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 2003, ISBN 3-87017-275-4. – *Barton, K.:* Schutz gegen atmosphärische Korrosion. Weinheim: VCH Verlagsges 1973. – *Behrens, D.; Hauffe, K.; Puschmann, H.:* DECHEMA-Werkstoff-Tabelle. Weinheim: VCH Verlagsges. – *Budde, L. und Pilgrim, R.:* Stanznieten und Durchsetzfügen, 1995, ISBN 3-478-93131-2. – *DIN 4113-1:* Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung, Berechnung und bauliche Durchbildung. – *DIN 4113-2:* Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung, Berechnung geschweißter Aluminiumkonstruktionen. – *DIN 4113-3:* Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung, Ausführung und Herstellerqualifikation. – *Eurocode 9:* Design of Aluminium structures – Part 1-1: General rules – General rules and rules for buildings. Final draft prENV 1999-1-1, April 1997. – *Eurocode 9:* Design of Aluminium Alloy Structures – Part 2: Structures susceptible to fatigue. Final draft, prENV 1999-2, April 1997. – *Furrer, P. und Bloeck, M.:* Aluminium-Karosseriebleche. Landsberg: Verl. Moderne Industrie, 2001, (Die Bibliothek der Technik; Bd. 220) ISBN 3-478-93250-5. – *Gräfen, H.* (Hrsg.): Lexikon Werkstofftechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991. – *Gräfen, H.; Rahmel, A.:* Korrosion verstehen – Korrosionsschäden vermeiden. Bonn: Kuron Verlag, 1995. – *Handbuch für Konstrukteure:* Erfolg mit Aluminiumprofilen. Offenburg: SAPA Aluminium Profile GmbH, 1986. – *Hirth, F. W.; Speckhardt, H.; Stallmann, K.:* Schäden an galvanisierten Bauteilen – Schadenfälle aus der Praxis. Saulgau/Württ.: Eugen G. Leuze Verlag, 1981. – *Hobbacher A.:* Recommendations on Fatigue of Welded Components. IIW document XIII-1539-94 / XV-845-94, Sept. 1994. – *Johne, P.:* Handbuch der Aluminiumzerspanung. Düsseldorf: Aluminium-Verlag, 1984. – *Johnen, H. und Wenk, L.:* Druckguss aus NE-Metallen 2 – Technische Richtlinien. Düsseldorf: Verband Deutscher Druckgießereien, 1994. – *Klemens, U. und Hahn, O.:* Nietsysteme. 1994, ISBN 3-922293-32-8. – *Orth, H.:* Korrosion und Korrosionsschutz. Stuttgart: Wiss. Verlagsges 1974. – *Ostermann, F.:* Anwendungstechnologie Aluminium. Berlin, Heidelberg, London, New York, Tokio: Springer-Verlag, 1998, ISBN 3-540-62706-5. – *Rahmel, A.; Schwenk, W.:* Korrosion und Korrosionsschutz von Stählen. Weinheim: VCH Verlagsges 1977. – *Schoer, H.:* Schweißen und Hartlöten von Aluminiumwerkstoffen. Düsseldorf: Verl. für Schweißen und Verwandte Verfahren, DVS-Verl., 1998, ISBN 3-87155-177-5. – *van Oeteren, K.-A.:* Korrosionsschutz – Beschichtungsschäden auf Stahl. Wiesbaden: Bauverlag 1979 (Teil 1), 1980 (Teil 2). – *von Baeckmann, W.; Schwenk, W.:* Handbuch des kathodischen Korrosionsschutzes. Weinheim: VCH Verlagsges 1999. – *Wenk, L.:* Sand- und Kokillenguss aus Aluminium. Technische Richtlinien 3. Aufl. Düsseldorf: Gesamtverband Deutscher Metallgießereien e.V., 1996.

Zeitschriftenaufsätze: *Gräfen, H.:* Die verschiedenen Arten der Metallkorrosion und ihre Bedeutung für den Werkstoffeinsatz in der chemischen Industrie. Metalloberfläche 19 (1965) 2, 40/46; 3, 74/80; 4, 105/110. – *Hirth, F. W.; Naumann, R.; Speckhardt; H.:* Zur Klärung von Schadensfällen bei Komplexbeanspruchung – Rasterelektronenmikroskopie. Z. Werkstofftechn. 5 (1974) 4, 189/193. – *Keller, H.:* Die Anwendung elektrochemischer Verfahren bei der Korrosionsprüfung. Metalloberfläche 19 (1965) 2, 39/40. – *Seyfarth, R.; Steuernagel, G.; Blümmel, G.:* Lochkorrosion durch Flußmittel an Kupferrohren in der Trinkwasserinstallation. Z. Werkstofftech. 12 (1981) 402/407. – *Steuernagel, G.; Seyfarth, R.; Blümmel, G.:* Lochkorrosion – Schadensbild beim Hartlöten von Kupferrohren. Z. Werkstofftech. 12 (1981) 438/439.

F | Grundlagen der Konstruktionstechnik
Fundamentals of engineering design

J. Feldhusen, Aachen; **M. Flemming**, Niederrohrdorf; **H. Goldhahn**, Dresden; **G. Pahl**, Darmstadt; **G. Ziegmann**, Clausthal-Zellerfeld

Allgemeine Literatur
Bücher: *DIN:* Verzeichnis der Normen und Norm-Entwürfe. Berlin: Beuth (jährlich). – *Ehrlenspiel, K.:* Integrierte Produktentwicklung. München: Hanser 1985. – *Ehrlenspiel, K.; Kiewert, A.; Lindemann, U.:* Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren. 2. Aufl. Berlin: Springer 1998. – *Hansen, F.:* Konstruktionssystematik, 2. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1965. – *Hansen, F.:* Konstruktionswissenschaft – Grundlagen und Methoden. München: Hanser 1974. – *Hubka, V.:* Theorie technischer Systeme. Berlin: Springer 1984. – *Hubka, V.; Eder, W.E.:* Theory of Technical Systems – A Total Concept Theory for Engineering Design. Berlin 1988. – *Hubka, V.; Eder, W.E.:* Einführung in die Konstruktionswissenschaft. Übersicht, Modell, Anleitungen. Berlin: Springer 1992. – *Klein, M.:* Einführung in die DIN-Normen, 10. Aufl. Stuttgart: Teubner 1989. – *Koller, F.:* Konstruktionslehre für den Maschinenbau. Grundlagen zur Neu- und Weiterentwicklung technischer Produkte, 3. Aufl. Berlin: Springer 1994. – *Leyer, A.:* Maschinenkonstruktionslehre. Hefte 1–7, technica-Reihe. Basel: Birkhäuser 1977. – *Müller, J.:* Arbeitsmethoden der Technikwissenschaften – Systematik, Heuristik, Kreativität. Berlin: Springer 1990. – *Niemann, G.:* Maschinenelemente, Bd. 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. Berlin: Springer 1975. – *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente Bd. 2 und 3, 2. Aufl. Berlin: Springer 1983. – *Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.H.:* Konstruktionslehre, 5. Aufl. Berlin: Springer 2003. – *RKW-Handbuch:* Forschung, Entwicklung, Konstruktion. Berlin: E. Schmidt 1976–78. – *Rodenacker, W.G.:* Methodisches Konstruieren. Konstruktionsbücher Bd. 27, 4. Aufl. Berlin: Springer 1991. – *Roth, K.:* Konstruieren mit Konstruktionskatalogen; Bd. 1: Konstruktionslehre, Bd. 2: Konstruktionskataloge, 2. Aufl. Berlin: Springer 1994; Bd. 3: Verbindungen und Verschlüsse, Lösungsfindung. Berlin: Springer 1996. – *Schlottmann, D.:* Konstruktionslehre. Berlin: VEB Verlag Technik 1977. – *Seeger, H.:* Design technischer Produkte, Programme und Systeme. Anforderungen, Lösungen und Bewertungen. Berlin: Springer 1992. – *Tjalve, E.:* Systematische Formgebung für Industrieprodukte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1978. – *Wolf, J.:* Kreatives Konstruieren. Essen: Girardet 1976. – *Zwikky, F.:* Entdecken, Erfinden, Forschen im Morphologischen Weltbild. München: Droemer-Knaur 1971. – Zeitschriften: *Konstruktion.* Zeitschrift für Produktentwicklung. Berlin/Düsseldorf: Springer VDI ab 1948. – Normen und Richtlinien: (*VDI-Richtlinie 2221:*) Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993. – (*VDI-Richtlinie 2222:*) Konzipieren technischer Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996. – (*VDI-Richtlinie 2223, Entwurf:*) Methodisches Entwerfen technischer Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999. – (*VDI-Richtlinie 2225:*) Technisch-wirtschaftliches Konstruieren. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977, Blatt 3: 1990, Blatt 4: 1994.

1 Grundlagen technischer Systeme und des methodischen Vorgehens
Fundamentals of technical systems and systematic approach

J. Feldhusen, Aachen, und **G. Pahl**, Darmstadt
(Abschnitt 1.4.4 **M. Flemming**, Niederrohrdorf,
und **G. Ziegmann**, Clauthal-Zellerfeld)

1.1 Technische Systeme
Fundamentals of technical systems

1.1.1 Energie-, Stoff- und Signalumsatz
Energy, material and signal transformation

Technische Gebilde (Anlagen, Apparate, Maschinen, Geräte, Baugruppen, Einzelteile) sind künstliche und konkrete *Systeme*, die aus einer Gesamtheit geordneter und aufgrund ihrer Eigenschaften miteinander durch Beziehungen verknüpfter Elemente bestehen. Ein *System* ist dadurch gekennzeichnet, daß es von seiner Umgebung abgegrenzt ist, wobei die Verbindungen zur Umgebung – die Eingangs- und Ausgangsgrößen – von der *Systemgrenze* geschnitten werden. Ein System läßt sich in *Teilsysteme* untergliedern. Je nach Zweck können solche Systemunterteilungen nach unterschiedlichen Gesichtspunkten mehr oder weniger weit getrieben werden.
So stellt auf **Bild 1** das System „Kupplung“ innerhalb einer Maschine eine Baugruppe dar, während es selbst in die beiden Teilsysteme „Elastische Kupplung“ und „Schaltkupplung“ wiederum als selbständige Baugruppen unterteilt sein kann. Die Teilsysteme lassen sich weiter in *Systemelemente*, hier Einzelteile, zerlegen. Diese Unterteilung orientiert sich an der Baustruktur. Es ist aber auch denkbar, sie nach Funktionen zu betrachten: Man könnte das Gesamtsystem „Kuppeln“ funktionsorientiert in die Teilsysteme „Ausgleichen“ und „Schalten“ gliedern, letzteres wiederum in die Untersysteme „Schaltkraft in Normalkraft wandeln“ und „Reibkraft übertragen“ usw.

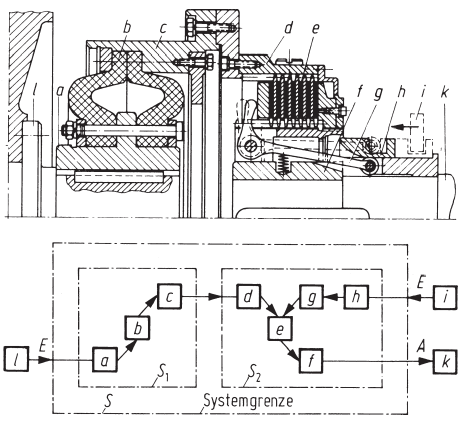


Bild 1. System „Kupplung“. *a* bis *h* Systemelemente (beispielsweise), *i* bis *l* Anschlußelemente, *S* Gesamtsystem, S_1 Teilsystem „Elastische Kupplung“, S_2 Teilsystem „Schaltkupplung“, *E* Eingangsgrößen (Inputs), *A* Ausgangsgrößen (Outputs)

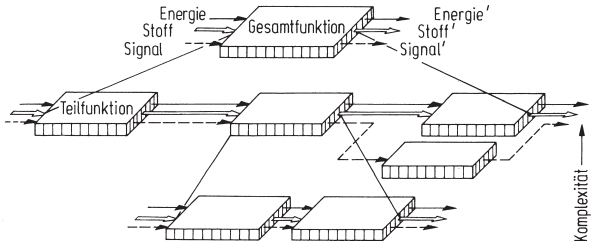


Bild 2. Bilden einer Funktionsstruktur mit Energie-, Stoff- und Signalfluß durch Gliedern einer Gesamtfunktion in Teilfunktionen

F

Technische Systeme dienen einem Prozeß, in dem Energien, Stoffe und Signale geleitet und/oder verändert werden (**Bild 2**). Dabei handelt es sich um einen *Energie-, Stoff-* und/oder *Signalumsatz*. In technischen Prozessen ist von der Aufgabe oder der Art der Lösung her entweder der Energie-, Stoff- oder Signalfluß vorherrschend. Zweckmäßig ist, diesen dann als Hauptfluß zu betrachten. Meist ist ein weiterer Fluß begleitend, häufig sind alle drei beteiligt.
Bei jedem Umsatz ist die *Quantität* und *Qualität* der beteiligten Größen zu beachten, damit die Kriterien für die Präzisierung der Aufgabe sowie die Auswahl und Bewertung einer Lösung eindeutig sind.

1.1.2 Funktionszusammenhang
Functional interrelationship

In einem technischen System mit Energie-, Stoff- und Signalumsatz müssen sowohl eindeutige, reproduzierbare Zusammenhänge zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen des Gesamtsystems, den Teilsystemen, als auch zwischen den Teilsystemen selbst bestehen. Sie sind im Sinne der Aufgabenerfüllung stets gewollt (z. B. Drehmoment leiten, elektrische in mechanische Energie wandeln, Stofffluß sperren, Signal speichern). Solche Zusammenhänge, die zwischen Eingang und Ausgang eines Systems zur Erfüllung einer Aufgabe bestehen, nennt man *Funktion*. Die Funktion ist eine Formulierung der Aufgabe auf einer abstrakten und lösungsneutralen Ebene. Bezieht sie sich auf die Gesamtaufgabe, so spricht man von der *Gesamtfunktion*. Sie läßt sich oft in erkennbare *Teilfunktionen* gliedern, die den Teilaufgaben innerhalb der Gesamtaufgabe entsprechen (**Bild 2**). Die Art und Weise, wie die Teilfunktionen zur Gesamtfunktion verknüpft sind, führt zur meist zwangsläufigen *Funktionsstruktur*. Häufig läßt sich schon mit der Variation der Zuordnung der Ansatz für unterschiedliche Lösungen legen. Die Verknüpfung von Teilfunktionen zur Gesamtfunktion muß sinnvoll und verträglich geschehen.
Zweckmäßig ist, zwischen Haupt- und Nebenfunktion zu unterscheiden. *Hauptfunktionen* dienen unmittelbar der Gesamtfunktion. *Nebenfunktionen* tragen nur mittelbar zur Gesamtfunktion bei; sie haben unterstützenden oder ergänzenden Charakter und sind häufig von der Art der Lösung bedingt (Beispiele: **Bilder 3** und **4**). Die Funktionen setzen zu ihrer Erfüllung ein physikalisches Geschehen voraus, wobei die physikalischen Größen von Teilfunktion zu Teilfunktion einander entsprechen müssen; anderenfalls sind Wandlungsfunktionen zwischenzuschalten.
Daneben gibt es noch logische Zusammenhänge, die eine Funktionsstruktur bestimmen bzw. beeinflussen. So werden gewisse Teilfunktionen erst erfüllt sein müssen, bevor andere

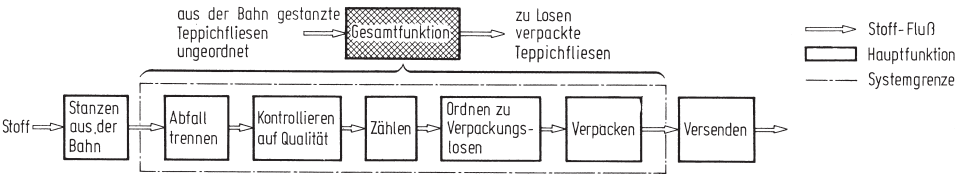


Bild 3. Funktionskette (Funktionsstruktur) beim Verarbeiten von Teppichfliesen

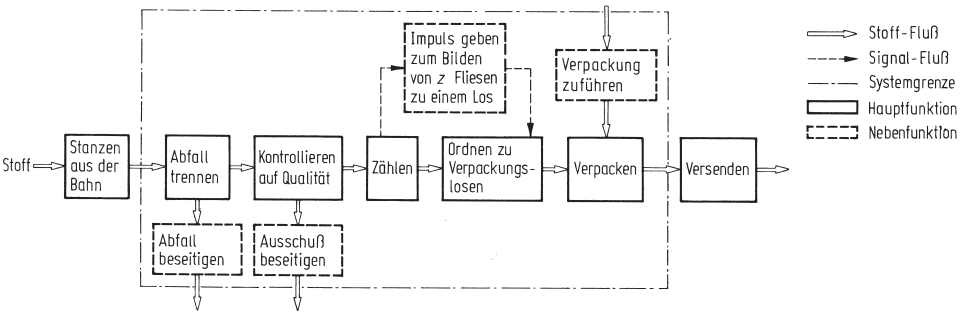


Bild 4. Funktionsstruktur beim Verarbeiten von Teppichfliesen nach **Bild 3** mit Nebenfunktionen

sinnvollerweise eingesetzt werden dürfen (z. B. ist auf **Bild 4** die Teilfunktion „Zählen“ erst nach „Kontrollieren“ auf Qualität sinnvoll). Logische Zusammenhänge sind aber auch in bezug auf eine Schaltungslogik nötig. Dazu dienen *logische Funktionen*, die in einer zweiwertigen Logik Aussagen wie wahr/unwahr, ja/nein, ein/aus, erfüllt/nicht erfüllt ermöglichen. Es wird zwischen UND-, ODER- und NICHT-Funktionen sowie deren Kombination zu komplexen wie NOR- (ODER mit NICHT), NAND- (UND mit NICHT) oder Speicher-Funktionen mit Hilfe von Flip-Flops unterschieden (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).

1.1.3 Wirkzusammenhang. Working interrelationship

Physikalische Effekte

Teilfunktionen werden in der Regel vom physikalischen Geschehen erfüllt, das durch das Vorhandensein *physikalischer Effekte* ermöglicht wird. Der physikalische Effekt ist mittels physikalischer Gesetze, welche die beteiligten physikalischen Größen einander zuordnen, auch quantitativ beschreibbar. Sind diese Effekte im konkreten Fall einer Teilfunktion zugeordnet, so erhält man das *physikalische Wirkprinzip* dieser Teilfunktion (**Bild 5**). Eine Teilfunktion kann von verschiedenen physikalischen Effekten erfüllt werden (s. **Tab. 1**).

Geometrische und stoffliche Merkmale

Die Stelle, an der das physikalische Geschehen zur Wirkung kommt, kennzeichnet den *Wirkort*. Die Erfüllung der Funktion bei Anwendung der physikalischen Effekte wird von der *Wirkgeometrie* (Anordnung von *Wirkflächen* und Wahl von *Wirkbewegungen*) erzwungen. Die Gestalt der Wirkfläche wird durch Art, Form, Lage, Größe und Anzahl einerseits variiert und andererseits festgelegt. In ähnlicher Weise wird die erforderliche Wirkbewegung bestimmt (s. **Tab. 2**).
Darüber hinaus muß mindestens eine prinzipielle Vorstellung über die Art des *Werkstoffs* bestehen, mit dem die Wirkgeometrie realisiert werden soll. Erst die Gemeinsamkeit von physikalischem Effekt und geometrischen und stofflichen Merkmalen (Wirkfläche, Wirkbewegung und Werkstoff) läßt das *Wirkprinzip* sichtbar werden (**Bild 5**).

Die Kombination mehrerer Wirkprinzipien führt zur *Wirkstruktur*, die das Prinzip der Lösung erkennen läßt.

1.1.4 Bauzusammenhang. Construction interrelationship

Der in der Wirkstruktur erkennbare Wirkzusammenhang ist die Grundlage bei der weiteren Konkretisierung, die zur *Baustruktur* führt. Diese berücksichtigt die Notwendigkeiten der Fertigung, der Montage u. a. In ihr werden die Bauteile, Baugruppen und ihr Zusammenhang im Erzeugnis festgelegt (**Bild 6**).

1.1.5 Systemzusammenhang. System interrelationship

Technische Erzeugnisse stehen nicht allein, sie sind Bestandteil eines übergeordneten Systems. In ihm wirkt vielfach der Mensch mit, indem er einwirkt. Dabei erfährt er *Rückwirkungen*, die ihn zum weiteren Handeln veranlassen. Der Mensch unterstützt so die gewollten *Zweckwirkungen* des technischen Systems. Es treten aber auch *Störwirkungen* als ungewollte Eingangsgrößen und *Nebenwirkungen* als ungewollte Ausgangsgrößen auf (**Bild 7**). Alle Wirkungen müssen beachtet werden.

1.1.6 Generelle Zielsetzung und Bedingungen
General objectives and constraints

Die Lösung technischer Aufgaben wird durch zu erreichende Ziele und einschränkende Bedingungen bestimmt. Dabei bestehen als *generelle Zielsetzung* stets die Erfüllung der technischen Funktion, die wirtschaftliche Realisierung sowie die Sicherheit für Mensch und Umgebung (Umfeld/Umwelt).
Die einschränkenden *Bedingungen* können durch die konkrete Aufgabe (aufgabenspezifische Bedingungen), den Stand der Technik, die wirtschaftliche sowie die allgemeine Situation (allgemeine Bedingungen) gegeben sein.
Mit folgenden Merkmalen lassen sich Zielsetzung und Bedingungen übersichtlich und umfassend angeben: Funktion – Wirkprinzip – Gestaltung – Sicherheit – Ergonomie – Fertigung – Kontrolle – Montage – Transport – Gebrauch – Instandhaltung – Recycling – Aufwand.

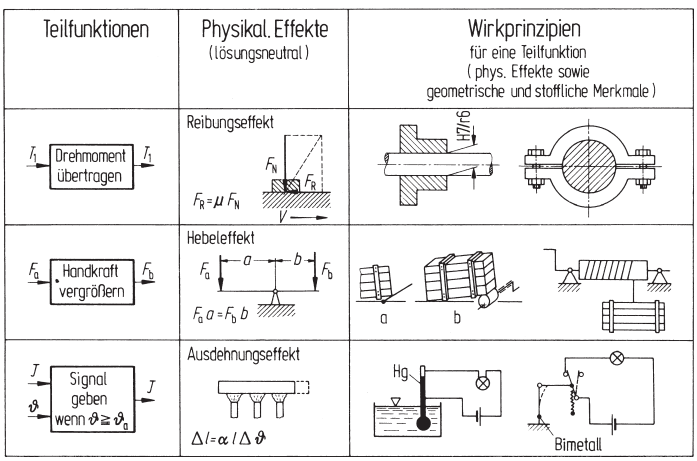


Bild 5. Erfüllen von Teilfunktionen durch Wirkprinzipien, die aus physikalischen Effekten und geometrischen und stofflichen Merkmalen aufgebaut werden

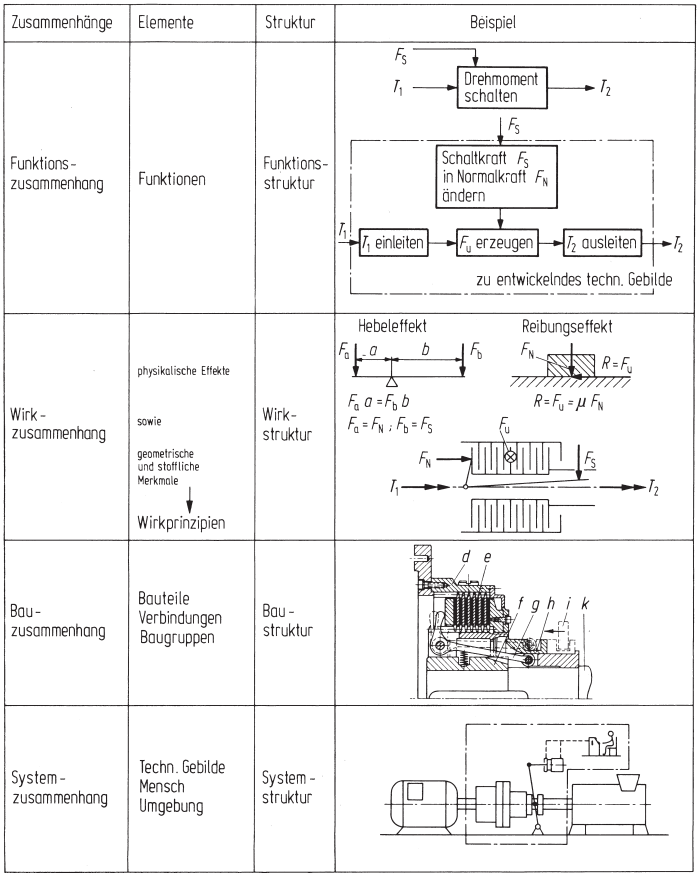


Bild 6. Zusammenhänge in technischen Systemen

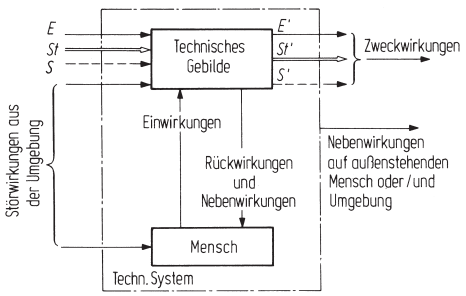


Bild 7. Zusammenhänge in technischen Systemen unter Beteiligung des Menschen

1.2 Methodisches Vorgehen. Systematic approach

1.2.1 Allgemeine Arbeitsmethodik
General working method

Das Lösen von Aufgaben besteht im wesentlichen in einer Analyse und einer Synthese. *Analyse* ist in ihrem Wesen Informationsgewinnung und Zerlegen, Gliedern und Untersuchen von Eigenschaften einzelner Elemente und der Zusammenhänge zwischen ihnen. Es geht dabei um Erkennen, Definieren, Strukturieren und Einordnen. *Synthese* ist in ihrem Wesenskern Informationsverarbeitung durch Bilden von Verbindungen, Verknüpfung von Elementen mit insgesamt neuen Wirkungen und Darstellen einer zusammenfassenden Ordnung. Es ist der Vorgang des Suchens und Findens (Kreation) sowie des Zusammensetzens und Kombinierens.

Daneben müssen beim methodischen Vorgehen folgende Voraussetzungen erfüllt werden: *Motivation* für die Lösung der Aufgabe sicherstellen, *Klarstellen* von Rand- und Anfangsbedingungen, *Vorurteile* auflösen, *Varianten* suchen, *Entscheidungen* fällen.

Die Lösungssuche wird sowohl durch intuitives (einfallsbetont, überwiegend im Unterbewußtsein, kaum beeinflußbar und nachvollziehbar) als auch diskursives (bewußt, schrittweise, mitteilsam) Denken unterstützt.

Bei komplexen und umfangreichen Aufgaben ist eine Gliederung in übersehbare Teilaufgaben erforderlich. Komplexe Aufgaben löst man schrittweise, worüber Teilergebnisse durchaus intuitiv gefunden werden können oder sollen.

1.2.2 Allgemeiner Lösungsprozeß. General problem-solving

Der Lösungsprozeß läuft in Arbeits- und Entscheidungsschritten in der Regel vom *Qualitativen* immer konkreter werdend zum *Quantitativen* ab. Die Aufgabenstellung bewirkt im

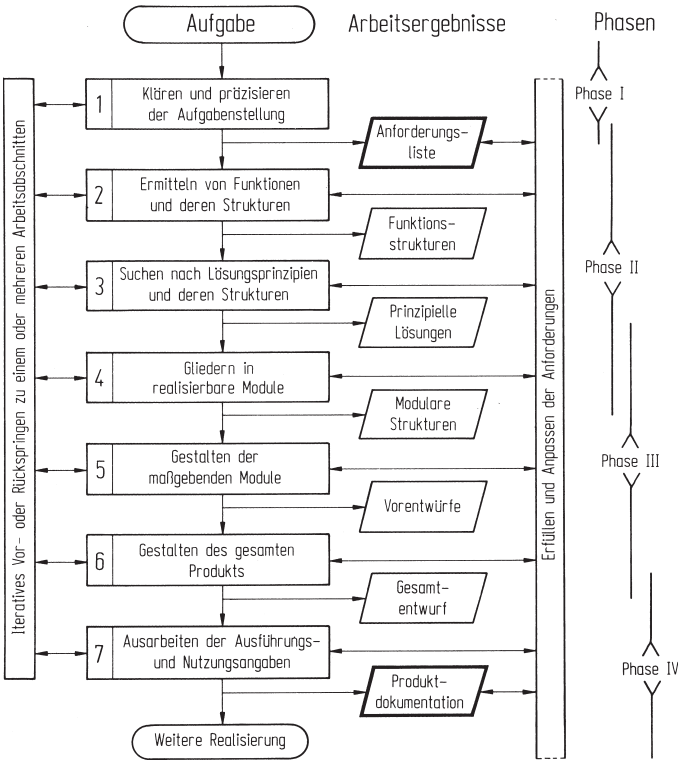


Bild 8. Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren nach [2]

allgemeinen zunächst eine *Konfrontation* mit Problemen und (noch) nicht bekannten Realisationsmöglichkeiten.
Weitere allgemeingültige Stufen eines Lösungsprozesses bestehen in einer *Information* über die Aufgabenstellung, *Definition* der wesentlichen Probleme, *Kreation* der Lösungsideen, *Beurteilung* der Lösungen in Hinblick auf die Ziele der Aufgabenstellung und *Entscheidung* über das weitere Vorgehen [1]. Die VDI-Richtlinie 2221 [2] hat ein für viele Anwendungsgebiete geeignetes Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren erarbeitet (**Bild 8**).

1.2.3 Abstrahieren zum Erkennen der Funktionen
Abstracting to identify the functions

Beim Abstrahieren sieht man vom Individuellen und Zufälligen ab und versucht das allgemein Gültige und Wesentliche durch Analyse der Anforderungsliste zu erkennen. Eine solche Verallgemeinerung läßt den Wesenskern einer Aufgabe hervortreten. Wird dieser zutreffend formuliert, werden Gesamtfunktion (s. **F 1.1.2**) und wesentliche Bedingungen sichtbar.

1.2.4 Suche nach Lösungsprinzipien
Search for solution principles

Allgemein anwendbare Methoden

Bei der Lösungssuche stehen Informationsgewinnung und -verarbeitung mittels Analyse und Synthese im Vordergrund. Konventionelle Hilfsmittel dazu sind *Literatur-* und *Patentrecherchen, Analyse natürlicher* und *bekannter technischer Systeme, Analogiebetrachtungen, Messungen, Modellversuche*.

Kreativitätstechniken machen von folgenden Methoden Gebrauch, so daß man sie als allgemein anwendbare Grundlage ansehen kann [3]: *gezieltes Fragen, Negation* und *Neukonzeption, bewußtes Vorwärtsschreiten, Rückwärtsschreiten, Gliederung in Teilprobleme (Faktorisierung)* und *Systematisieren*.

Intuitiv betonte Methoden

Diese Methoden stützen sich weitgehend auf Ideenassoziation als Folge unbefangener Äußerungen von Partnern, Analogievorstellungen und gruppendynamischer Effekte. Sie sind mehr oder weniger formalisiert als *Brainstorming* [4], *Galeriemethode* [5], *Synektik* [6], *Methode 635* [7] und *Delphi-Methode* [8] bekannt geworden. Am einfachsten und wenig aufwendig ist das Brainstorming, während die Galeriemethode bei Gestaltungsproblemen besonders hilfreich ist.

Diskursiv betonte Methoden

Diese Methoden streben eine Lösung durch bewußt schrittweises Vorgehen an, was aber die Intuition nicht ausschließt. Im wesentlichen wird zum einen eine systematische Untersuchung des beteiligten oder denkbaren physikalischen Geschehens angestellt, zum anderen werden aus bisher erkannten Zusammenhängen funktioneller, physikalischer oder gestalterischer Art *Ordnende Gesichtspunkte* abgeleitet, die in einem Suchschema (Ordnungsschema) Anregung für neue oder andere Lösungsprinzipien sein können.

Systematische Untersuchung des physikalischen Geschehens führt – besonders bei Beteiligung mehrerer physikalischer Größen – dadurch zu verschiedenen Lösungen, daß man die Beziehungen zwischen ihnen, also den Zusammen-

hang zwischen einer abhängigen und einer unabhängigen Veränderlichen, nacheinander analysiert, wobei die jeweils übrigen Einflußgrößen konstant gehalten werden. Für die Gleichung $y = f(u, v, w)$, werden Lösungsvarianten für die Beziehungen $y_1 = f(u, \underline{v}, \underline{w})$, $y_2 = f(\underline{u}, v, \underline{w})$ und $y_3 = f(\underline{u}, \underline{v}, w)$ gesucht, wobei die unterstrichenen Größen konstant bleiben sollen. Die sich ergebenden Zusammenhänge werden durch jeweils unterschiedliche Lösungsprinzipien, Wirkflächen oder schon bekannte Bauteile in konkreter Form realisiert [9].

Systematische Suche mit Hilfe von Ordnungsschemata. Eine systematische, geordnete Darstellung von Informationen regt zum Suchen nach weiteren Lösungen an. Sie läßt wesentliche Lösungsmerkmale erkennen, die wiederum Anregung zur Vervollständigung sein können, und ergibt einen Überblick denkbarer Möglichkeiten und Verknüpfungen. Ordnungsschemata sind beim Konstruktionsprozeß vielfältig als Suchschema, Verträglichkeitsmatrix oder Katalog verwendbar [10].

Das allgemein übliche zweidimensionale Schema besteht aus *Spalten* und *Zeilen*, denen Parameter zugeordnet werden, die von einem *Ordnenden Gesichtspunkt* abgeleitet sind. In den Schnittfeldern des Schemas (Matrix) werden die Lösungen eingetragen. Bei dem auf **Bild 9** dargestellten Beispiel ist der Ordnende Gesichtspunkt für die Zeilen die Bewegungsart des Streifens und der für die Spalten die Bewegungsart der Auftragsvorrichtung mit den Parametern ruhend, translatorisch, oszillierend und rotierend bewegt einschließlich der denkbaren Kombinationen. Hilfen zur Wahl von Ordnenden Gesichtspunkten und Parametern können die **Tab. 1** und **2** geben.

Werden in der Kopfspalte *Teilfunktionen* und in die Kopfzeile *Merkmale zur Lösungssuche* eingetragen, ergeben sich in den Schnittfeldern Lösungen zu einzelnen Teilfunktionen, die zusammengefügt jeweils die *Gesamtfunktion* erfüllen. Stehen m_1 Lösungen für die Teilfunktion F_1, m_2 für die Teilfunktion F_2 usw. zur Verfügung, so erhält man bei einer vollständigen Kombination $N = m_1 m_2 \ldots m_n$ theoretisch mögliche Varianten für die Gesamtlösung (**Bild 10**). Selbstverständlich sind nicht alle Kombinationen sinnvoll und verträglich. Nur die aussichtsreich erscheinenden werden weiter verfolgt [11].

Tabelle 1. Ordnende Gesichtspunkte und Merkmale zur Variation auf physikalischer Suchebene

Ordnende Gesichtspunkte: Energiearten, physikalische Effekte und Erscheinungsformen	
Merkmale	Beispiele
mechanisch	Gravitation, Trägheit, Fliehkraft
hydraulisch	hydrostatisch, hydrodynamisch
pneumatisch	aerostatisch, aerodynamisch
elektrisch	elektrostatisch, elektrodynamisch, induktiv, kapazitiv, piezoelektrisch, Transformation, Gleichrichtung
magnetisch	ferromagnetisch, elektromagnetisch
optisch	Reflexion, Brechung, Beugung, Interferenz, Polarisation, infrarot, sichtbar, ultraviolett
thermisch	Ausdehnung, Bimetalleffekt, Wärmespeicher, Wärmeübertragung, Wärmeleitung, Wärmeisolierung
chemisch	Verbrennung, Oxidation, Reduktion, auflösen, binden, umwandeln, Elektrolyse, exotherme, endotherme Reaktion
nuklear	Strahlung, Isotopen, Energiequelle
biologisch	Gärung, Verrottung, Zersetzung

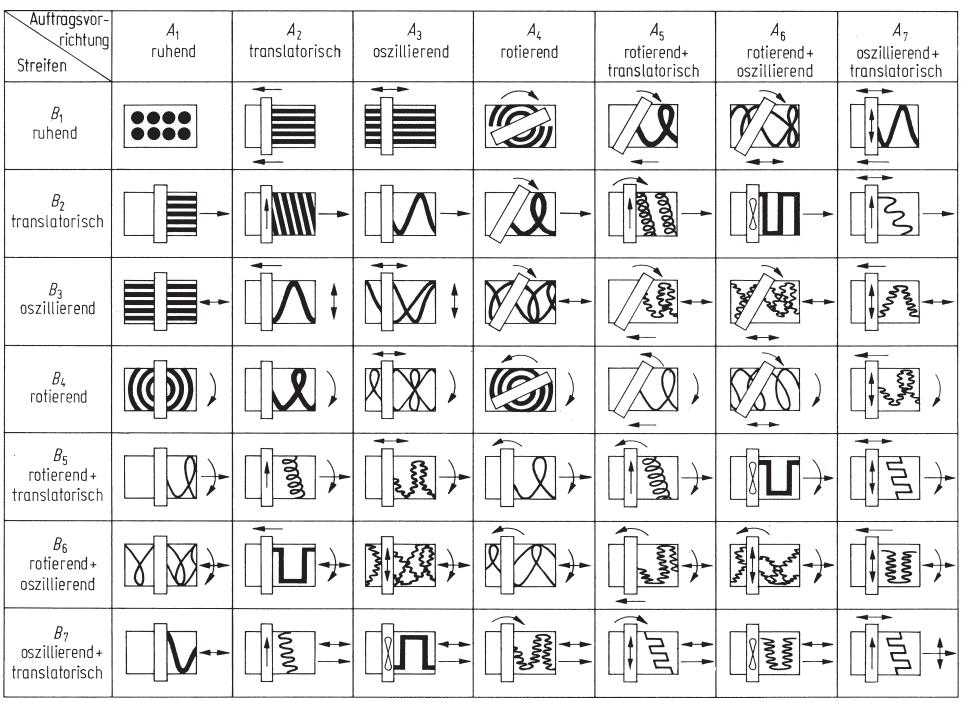


Bild 9. Möglichkeiten zum Beschichten von Teppichbahnen durch Kombination von Bewegungen der Teppichbahn (allg.: Streifen) und der Auftragsvorrichtung (Auszug)

Tabelle 2. Ordnende Gesichtspunkte und Merkmale zur Variation auf gestalterischer Suchebene

Ordnende Gesichtspunkte: Wirkgeometrie, Wirkbewegung und prinzipielle Stoffeigenschaften	
Wirkgeometrie (Wirkkörper, Wirkfläche)	
Merkmale	Beispiele
Art	Punkt, Linie, Fläche, Körper
Form	Rundung, Kreis, Ellipse, Hyperbel, Parabel, Dreieck, Quadrat, Rechteck, Fünf-, Sechs-, Achteck; Zylinder, Kegel, Rhombus, Würfel, Kugel; symmetrisch, asymmetrisch
Lage	axial, radial, vertikal, horizontal; parallel, hintereinander
Größe	klein, groß, schmal, breit, hoch, niedrig
Anzahl	ungeteilt, geteilt; einfach, doppelt, mehrfach
Wirkbewegung	
Merkmale	Beispiele
Art	ruhend, translatorisch, rotatorisch
Form	gleichförmig, ungleichförmig, oszillierend; eben, räumlich
Richtung	in x, y, z-Richtung und/oder um x, y, z-Achse
Betrag	Höhe der Geschwindigkeit
Anzahl	eine, mehrere, zusammengesetzte Bewegungen
Prinzipielle Stoffeigenschaften	
Merkmale	Beispiele
Zustand	fest, flüssig, gasförmig
Verhalten	starr, elastisch, plastisch, zähflüssig
Form	Festkörper, Körner, Pulver, Staub

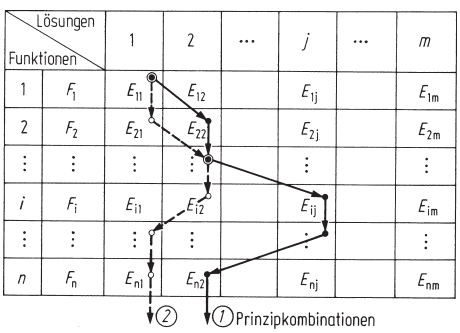


Bild 10. Kombination zu Prinzipkombinationen, welche die Gesamtfunktion durch unterschiedliche Lösungsprinzipien der einzelnen Teilfunktionen erfüllt

Systematische Suche mit Hilfe von Katalogen. Bei wiederkehrenden Aufgaben und solchen, die eine gewisse Allgemeingültigkeit aufweisen, kann sehr vorteilhaft von *Katalogen* Gebrauch gemacht werden [12]. Dies können Kataloge von Zulieferern oder auch mehr oder weniger vollständige Lösungssammlungen sein. Bei einer systematischen Zuordnung von Lösungsmerkmalen zu Bedingungen der jeweiligen Aufgabenstellung kann eine geeignete Lösung direkt übernommen oder aber weitere, neue Anregungen gewonnen werden [13].

Von besonderem Vorteil sind systematisch aufgebaute Kataloge, weil sie neben einem hohen Grad an Vollständigkeit auch noch die charakteristischen Merkmale und Eigenschaften der Lösungen im Vergleich erkennen lassen. Die so erkennbare Systematik ist aber gleichzeitig eine ausgezeichnete Grundlage für die eigene weiterführende Lösungssuche. Roth [10] hat neben einer großen Anzahl unterschiedlicher Kataloge Aufbau und Nutzung solcher *Kataloge* in ausführlicher Weise dargelegt: In der Regel soll er aus einem *Gliederungsteil* (ordnende Gesichtspunkte zur Einteilung, aus denen Umfang und Vollständigkeit ersichtlich sind), *Hauptteil* (Inhalt in Form von Objekten mit erläuternden Formeln und Skizzen) und dem *Zugriffsteil* (Eigenschaftsmerkmale, die eine sichere und einfache Auswahl ermöglichen) bestehen.

TRIZ und zugehörige rechnergestützte Verfahren. TRIZ als Abkürzung aus dem Russischen ist ein schon länger bekanntes Verfahren nach Altschuller [14] und wurde in den letzten Jahren durch mehrere Software-Entwicklungen angereichert. TRIZ folgt zunächst dem in diesem Abschnitt dargelegten Vorgehen beim methodischen Konstruieren mit Klären der Aufgabe, Erkennen der maßgebenden Probleme und Ermitteln der notwendigen Funktionen. Angesichts der bestehenden, häufig gegensätzlichen Anforderungen liegt ein besonderer Anreiz darin, gerade hinsichtlich solcher erkennbaren Widersprüche, dennoch solche sie erfüllende Lösungen zu finden. Linde hat hierzu eine widerspruchsorientierte Innovationsstrategie hervorgehoben und dargelegt [15]. Hinsichtlich der Lösungssuche nutzt TRIZ im wesentlichen eine sorgfältige Patentrecherche. Der Suchende läßt sich dann aus deren Fundus zu neuen Lösungen anregen oder kann sie benutzen, wenn die Patente schon frei sind. Eine solche Suche wird durch spezielle Programme unterstützt [16, 17].

Wenn auch die Autoren von TRIZ hervorheben, daß es sich um eine algorithmische, gerichtete und gesteuerte, also diskursiv betonte, Lösungssuche handelt, ist nicht zu verkennen, daß die mit dem beschriebenen Vorgehen gewonnenen Erkenntnisse intuitiv verarbeitet werden und der Benutzer erst so zu neuen Lösungen gelangt, wenn nicht schon direkt eine passende Lösung entnommen werden kann. Weiterhin ist zu beachten und was TRIZ leider nicht betont, daß bei der Konfrontation mit umfangreichen Lösungsvorschlägen der Einsatz von Auswahl- und Bewertungsverfahren gemäß **1.2.5** dieses Kapitels unerläßlich ist, um nicht Gefahr zu laufen, sich schließlich für eine Lösung lediglich gefühlsmäßig oder aus einseitiger Sicht festgelegt zu haben.

1.2.5 Beurteilen von Lösungen. Evaluations of solutions

Auswahlverfahren

Ein formalisiertes Auswahlverfahren erleichtert durch *Ausscheiden* und *Bevorzugen* die Auswahl besonders bei einer großen Zahl von Vorschlägen oder Kombinationen. Grundsätzlich sollte ein solcher Auswahlvorgang nach jedem Arbeitsschritt, bei dem Varianten auftreten, durchgeführt werden. Weiterverfolgt wird nur das, was mit der Aufgabe und/oder untereinander *verträglich* ist, *Forderungen* der Anforderungsliste *erfüllt*, eine *Realisierungsmöglichkeit* hinsichtlich Wirkungshöhe, Größe, Anordnung usw. *erkennen* und einen *zulässigen Aufwand* erwarten läßt. Eine Bevorzugung läßt sich dann rechtfertigen, wenn bei noch sehr viel verbliebenen Varianten solche dabei sind, die eine *unmittelbare Sicherheitstechnik* oder günstige ergonomische Voraussetzungen bieten oder *im eigenen Bereich* mit bekannten Know-how, Werkstoffen oder Arbeitsverfahren sowie günstiger Patentlage leicht *realisierbar* erscheinen [1].

Bewertungsverfahren

Zur genaueren Beurteilung von Lösungen, die nach einem Auswahlverfahren weiter zu verfolgen sind, soll eine Bewertung den Wert einer Lösung in bezug auf vorher gestellte Ziele ermitteln. Hierbei sind technische und wirtschaftliche Gesichtspunkte zu berücksichtigen. Methoden: Nutzwertanalyse

[18] und technisch-wirtschaftliche Bewertung nach VDI-Richtlinie 2225, die im wesentlichen auf Kesselring [19, 20] zurückgeht. Generelle Arbeitsschritte der Bewertungsverfahren:

Erkennen von Bewertungskriterien. Eine Zielvorstellung umfaßt in der Regel mehrere Ziele. Von ihr leiten sich die Bewertungskriterien unmittelbar ab. Sie werden wegen der späteren Zuordnung zu den Wertvorstellungen positiv formuliert (z. B. „geräuscharm" und nicht „laut"). Die Mindestforderungen und Wünsche der Anforderungsliste (erfüllte Forderungen werden nicht mehr berücksichtigt, s. o.: Auswahlverfahren) und allgemeine technische Eigenschaften (**Tab. 3**) geben Hinweise für die Bewertungskriterien. Die Bewertungskriterien müssen voneinander unabhängig sein, damit Doppelbewertungen vermieden werden.

Untersuchen der Bedeutung für den Gesamtwert. Wenn möglich, ist nur Gleichgewichtiges zu bewerten. Unbedeutende Bewertungskriterien scheiden aus. Unterschiedliche Bedeutung ist mittels Gewichtungsfaktoren zu berücksichtigen. **Tab. 4** zeigt beide Möglichkeiten.

Zusammenstellen der Eigenschaftsgrößen. Das Zuordnen von Wertvorstellungen wird erleichtert, wenn quantitative Kennwerte für die Eigenschaftsgrößen angegeben werden können, was aber nicht immer möglich ist. Dann sind qualitative verbale Aussagen zu formulieren (**Tab. 4**).

Beurteilen nach Wertvorstellungen. Mit dem Vergeben von Werten (Punkten) geschieht die eigentliche Bewertung. Die Werte ergeben sich aus den ermittelten Eigenschaftsgrößen durch Zuordnen von Wertvorstellungen (w_{ij} bzw. wg_{ij}). Die Nutzwertanalyse benutzt ein größeres (0 = unbrauchbar bis 10 = ideal), die VDI-Richtlinie 2225 ein kleineres (0 bis 4) Spektrum. Bei der Zuordnung der Werte besteht die Gefahr subjektiver Beeinflussung. Deshalb ist die Vergabe von einer Gruppe von Beurteilenden durchzuführen, und zwar Kriterium nach Kriterium für alle Varianten (Zeile für Zeile), niemals Variante nach Variante.

Bestimmen des Gesamtwerts. Die Addition der ungewichteten bzw. gewichteten Teilwerte (w_j bzw. wg_j) ergibt den Gesamtwert.

Vergleich der Varianten. Hierzu ist es zweckmäßig, die Wertigkeit der Variante zu bestimmen, indem man den Gesamtwert auf den maximal möglichen Gesamtwert (Idealwert) bezieht. In vielen Fällen empfiehlt es sich, eine technische Wertigkeit W_t und eine wirtschaftliche Wertigkeit W_w getrennt zu ermitteln, besonders dann, wenn für letztere die Herstellkosten oder Preise bekannt sind. Die technische Wertigkeit W_t wird bestimmt nach

Tabelle 3. Leitlinie mit Hauptmerkmalen zum Bewerten

Hauptmerkmal	Beispiele
Funktion	Eigenschaften erforderlicher Nebenfunktionsträger, die sich aus dem gewählten Lösungsprinzip oder aus der Konzeptvariante zwangsläufig ergeben
Wirkprinzip	Eigenschaften des oder der gewählten Prinzipien hinsichtlich einfacher und eindeutiger Funktionserfüllung, ausreichende Wirkung, geringe Störgrößen
Gestaltung	geringe Zahl der Komponenten, wenig Komplexität, geringer Raumbedarf, keine besonderen Werkstoff- und Auslegungsprobleme
Sicherheit	Bevorzugung der unmittelbaren Sicherheitstechnik (von Natur aus sicher), keine zusätzlichen Schutzmaßnahmen nötig; Arbeits- und Umweltsicherheit gewährleistet
Ergonomie	Mensch-Maschine-Beziehung befriedigend, keine Belastung oder Beeinträchtigung, gute Formgestaltung
Fertigung	wenige und gebräuchliche Fertigungsverfahren, keine aufwendigen Vorrichtungen, geringe Zahl einfacher Teile
Kontrolle	wenige Kontrollen oder Prüfungen notwendig, einfach aussagesicher durchführbar
Montage	leicht, bequem und schnell, keine besonderen Hilfsmittel
Transport	normale Transportmöglichkeiten, keine Risiken
Gebrauch	einfacher Betrieb, lange Lebensdauer, geringer Verschleiß, leichte und sinnfällige Bedienung
Instandhaltung	geringe und einfache Wartung und Säuberung, leichte Inspektion, problemlose Instandsetzung
Recycling	Gute Verwertbarkeit, problemlose Beseitigung
Aufwand	keine besonderen Betriebs- oder sonstige Nebenkosten, keine Terminrisiken

Tabelle 4. Mit Werten ergänzte Bewertungsliste, Zahlenwerte beispielsweise (Auszug)

Bewertungskriterien			Eigenschaftsgrößen		Variante V_1 (z.B. M_t)			Variante V_2 (z.B. M_v)		
Nr.		Gew.		Einh.	Eigensch. e_{i1}	Wert w_{i1}	Gew. Wert wg_{i1}	Eigensch. e_{i2}	Wert w_{i2}	Gew. Wert wg_{i2}
1	geringer Kraftstoffverbrauch	0,3	Kraftstoffverbrauch	$\frac{g}{kWh}$	240	8	2,4	300	5	1,5
2	leichte Bauart	0,15	Leistungsgewicht	$\frac{kg}{kW}$	1,7	9	1,35	2,7	4	0,6
3	einfache Fertigung	0,1	Einfachheit der Gußteile	–	kompliziert	2	0,2	mittel	5	0,5
4	hohe Lebensdauer	0,2	Lebensdauer	Fahrkm	80000	4	0,8	150000	7	1,4
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
i		g_i			e_{i1}	w_{i1}	wg_{i1}	e_{i2}	w_{i2}	wg_{i2}
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n		g_n			e_{n1}	w_{n1}	wg_{n1}	e_{n2}	w_{n2}	wg_{n2}
		$\sum_{i=1}^{n} g_i = 1$				Gw_1 W_1	Gwg_1 Wg_1		Gw_2 W_2	Gwg_2 Wg_2

$$W_j = \frac{\sum_{i=1}^{n} w_{ij}}{w_{max}\, n} \quad \text{(ungewichtet)} \quad \text{bzw.}$$

$$Wg_j = \frac{\sum_{i=1}^{n} g_i\, w_{ij}}{w_{max} \sum_{i=1}^{n} g_i} \quad \text{(gewichtet)}.$$

Beide Wertigkeiten lassen sich in einem Wertigkeitsdiagramm zuordnen und auf ihre gegenseitige Ausgewogenheit überprüfen [18, 19].

Abschätzen von Beurteilungsunsicherheiten. Bevor eine Entscheidung gefällt wird, ist abzuschätzen, in welchem Maße Unsicherheiten in der Wertvergabe aufgrund von Informationsmangel und unterschiedlicher Einzelbeurteilung bestehen könnten. Gegebenenfalls ist ein Wertigkeitsbereich oder eine Tendenz zusätzlich zu vermerken. Wertigkeiten geringen Unterschieds legen dabei noch keine Rangfolge fest.

Suchen nach Schwachstellen. Unterdurchschnittliche Werte bezüglich einzelner Bewertungskriterien machen Schwachstellen erkennbar. In der Regel ist eine Variante mit etwas geringerer Wertigkeit aber ausgeglichenen Einzelwerten günstiger als eine mit höherer Wertigkeit aber ausgeprägter Schwachstelle, die sich möglicherweise als nicht befriedigend herausstellen kann.

Bewerten mit unscharf erfaßbaren Kriterien. Bei den in der Praxis verwendeten Bewertungskriterien handelt es sich häufig nicht um exakt quantifizierbare, sondern um verbale Beschreibungen, d. h. sie sind unscharf. Ihre Werte liegen in einem bestimmten Intervall mit einer prozentualen Zugehörigkeit (Wahrscheinlichkeit) zwischen 0 und 1. Gleiches gilt prinzipiell auch Gewichtungsfaktoren. Zur Objektivierung dieses Problems schlagen Breiing und Knosala [21] ein grafisch/mathematisches Verfahren auf Basis von Zugehörigkeitsfunktionen [21, 22] vor. Die prinzipiellen Arbeitsschritte dieser Bewertungsverfahren verlaufen wie zuvor in diesem Kapitel geschildert [23]. In der Praxis kommen diese Bewertungsverfahren für Investitionen von großer unternehmerischer Tragweite zum Einsatz.

Ermitteln der Herstellkosten

Herstellkosten HK setzen sich aus *Materialkosten MK* (Fertigungs- und Zuliefermaterial) und *Fertigungskosten FK* zusammen [24]. $HK = MK + FK$. Gegebenenfalls werden noch Sonderkosten der Fertigung zugeschlagen.

Bei der differenzierten Zuschlagskalkulation, wie sie bei der Herstellung technischer Produkte üblich ist, ergeben sich die Materialkosten *MK* aus den Kosten für Fertigungsmaterial *FM* (ggf. zuzüglich Zuliefermaterial) und den *Materialgemeinkosten MGK*, welche die Kosten der Materialwirtschaft abdecken, sowie die *Fertigungskosten FK* aus den *Fertigungslöhnen FL* und den *Fertigungsgemeinkosten FGK*. $MK = FM + MGK$ und $FK = FL + FGK$. Materialkosten und Fertigungslohnkosten sind variable (vom Beschäftigungsgrad abhängige) Kosten. Die neben dem Fertigungslohn mit der Fertigung verbundenen zusätzlichen Kosten werden unterteilt in feste (fixe) Gemeinkosten (z. B. Amortisation der Fertigungsmittel, Raummiete, Gehälter) und mit der Fertigung unmittelbar verknüpfte, variable (proportionale) Gemeinkosten (z. B. Energiekosten, Werkzeugkosten, Instandhaltung, Hilfslöhne).

Zur Erhöhung der Kalkulationsgenauigkeit wird häufig eine *Kostenstellenkalkulation* durchgeführt, die für jede Kostenstelle aus dem dort geltenden Verhältnis von Gemeinkosten zu Einzelkosten einen gesonderten Zuschlagssatz ermittelt und berücksichtigt. Die Herstellkosten ergeben sich dann aus der Kostensumme aller Kostenstellen

$$FM_1 + MGK_1 + FL_1 + FGK_1 + FM_2 + MGK_2 + FL_2 + FGK_2 + \cdots = \sum FM_i(1 + g_{Mi}) + FL_i(1 + g_{Li}).$$

Der Fertigungslohn ergibt sich aus der Summe der Grund-, Erholungs- und Verteilzeit, gegebenenfalls noch zuzüglich Rüstzeit, multipliziert mit einem Lohnsatz (Lohngruppe) in Geldeinheit (z. B. Euro)/Zeiteinheit.

Eine wichtige Größe zur Preisfindung sind die *Selbstkosten*, die sich aus den Herstellkosten *HK*, den Entwicklungs- und Konstruktionskosten *EKK*, den Verwaltungsgemeinkosten *VwGK* und den Vertriebsgemeinkosten *VtGK* ergeben. $SK = HK + EKK + VwGK + VtGK$. Hinweise für die konkrete Kostenermittlung s. VDI-Richtlinie 2225 (s. S. 10.4).

Kostenfrüherkennung

Für den Konstrukteur ist es hilfreich, Kostentendenzen bereits bei der Variation von Lösungen zu erkennen. Dabei genügt es in der Regel, nur die variablen Kosten zu betrachten. Hierfür haben sich folgende Möglichkeiten entwickelt:

Relativkostenkataloge. In diesen werden Preise bzw. Kosten auf eine Vergleichsgröße bezogen. Dadurch ist die Angabe sehr viel länger gültig als bei Absolutkosten. Gebräuchlich sind Relativkostenkataloge für Werkstoffe, Halbzeuge und Normteile. Für die Gestaltung von Relativkostenkatalogen sind in DIN 32991 Grundsätze erarbeitet worden. In [20] sind z. B. relative Werkstoffkosten zusammengestellt.

Kostenschätzung über Materialkostenanteil. Ist in einem bestimmten Anwendungsbereich das Verhältnis m von Materialkosten MK zu Herstellkosten HK bekannt und annähernd gleich, können nach [20] bei ermittelten Materialkosten die Herstellkosten abgeschätzt werden. Sie ergeben sich dann zu $H = MK/m$. Dieses Verfahren versagt allerdings bei stärkeren Änderungen der Baugröße.

Kostenschätzung mit Hilfe von Regressionsrechnungen. Durch statistische Auswertung von Kalkulationsunterlagen werden Kosten in Abhängigkeit von charakteristischen Größen (z. B. Leistung, Gewicht, Durchmesser, Achshöhe) ermittelt. Mit Hilfe der Regressionsrechnung (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*) wird ein Zusammenhang gesucht, der mit Hilfe der Regressionskoeffizienten und -exponenten die Regressionsgleichung bestimmt. Mit ihr können dann die Kosten bei einer gewissen Streubreite errechnet werden. Der Aufwand zur Erstellung kann erheblich sein und ist meist nicht ohne Rechnereinsatz möglich. Die Regressionsgleichung sollte so aufgebaut werden, daß aus Gründen der Aktualisierung sich ändernde Größen, wie Stundensätze, eigene Faktoren darstellen oder in Form von Relativkosten gebracht werden. Die Exponenten und Koeffizienten der Regressionsgleichung lassen in der Regel keinen Schluß auf den kostenmäßigen Zusammenhang zu den gewählten geometrischen oder technischen Kenngrößen zu, sie haben mathematisch formalen Charakter. Weitere Angaben zum Vorgehen und Beispiele der Anwendung s. [25, 26].

Kostenschätzung mit Hilfe von Ähnlichkeitsbeziehungen. Liegen geometrisch ähnliche oder halbähnliche Bauteile in einer Baureihe (s. **F 1.5**) oder auch nur als eine Variante von schon bekannten vor, sind die Bestimmungen von Kostenwachstumsgesetzen aus Ähnlichkeitsbeziehungen zweckmäßig. Der Stufensprung der Kosten φ_{HK} stellt das Verhältnis der Kosten des *Folgeentwurfs* HK_q (gesuchte Kosten) zu denen des *Grundentwurfs* HK_0 (bekannte Kosten) dar und wird über Ähnlichkeitsberachtung ermittelt:

$$\varphi_{HK} = \frac{HK_q}{HK_0} = \frac{MK_q + \sum FK_q}{MK_0 + \sum FK_0}.$$

Das Verhältnis der Materialkosten und der einzelnen Fertigungskosten bzw. -zeiten, z. B. für Drehen, Bohren, Schleifen, zu den Herstellkosten wird am Grundentwurf berechnet:

$$a_m = MK_0/HK_0; \quad a_{F,k} = FK_{k,0}/HK_0$$

je k. Fertigungsoperation.
Bei bekannten Kostenwachstumsgesetzen der Einzelanteile ergibt sich das Kostenwachstumsgesetz des Ganzen mit:

$$\varphi_{HK} = a_m \varphi_{MK} + \sum_k a_{F,k} \varphi_{FK,k}.$$

In allgemeiner Form läßt sich in Abhängigkeit von einer charakteristischen Länge schreiben:

$$\varphi_{HK} = \sum_i a_i \varphi_L^{x_i}; \quad \varphi_L = L_q/L_0 \quad \text{(s. F 5.1)}$$

mit $\sum_i a_i = 1$ und $a_i \geqq 0$.
Die Bestimmung der Exponenten x_i in Abhängigkeit von den entsprechenden Abmessungen (charakteristische Länge) ist für geometrisch ähnliche Teile einfach. Es kann noch mit ganzzahligen Exponenten gearbeitet werden:

$$\varphi_{HK} = a_3 \varphi_L^3 + a_2 \varphi_L^2 + a_1 \varphi_L^1 + (a_0/\varphi_z)$$

mit $\varphi_z = z_q/z_0$; z Losgröße.
Für Materialkosten gilt im allgemeinen $\varphi_{MK} = \varphi_L^3$. Für die Fertigungsoperationen dient **Tab. 5**.
Die Anteile a_i werden in einem Schema (Beispiel in **Tab. 6**) aus dem Grundentwurf unter Zuordnung zu den einzelnen ganzzahligen Exponenten errechnet. Das Kostenwachstumsgesetz dieses Beispiels wäre dann

$$\varphi_{HK} = 0{,}49\,\varphi_L^3 + 0{,}26\,\varphi_L^2 + 0{,}20\,\varphi_L + 0{,}05.$$

Eine doppelt so große geometrisch ähnliche Variante mit $\varphi_L = 2$ würde dann eine Kostensteigerung mit Stufensprung $\varphi_{HK} = 5{,}41$ ergeben.
Bei halbähnlichen Varianten sind nur die sich jeweils ändernden Längen mit entsprechenden zugehörigen Exponenten einzusetzen. Die konstant bleibenden Anteile gehen dann in das letzte Glied der Gleichung. Beispiele und Anwendung auf Baugruppen sowie Ermittlung von Kostenstrukturen in [27, 28].
Regeln zur Kostenabsenkung s. [26, 29].

Wertanalyse

Die Wertanalyse ist ein planmäßiges Verfahren zur Minimierung der Kosten unter Einfluß umfassender Gesichtspunkte (DIN 69910, [30–32]). Aus den kalkulierten Kosten der Einzelteile wird festgestellt, welche Kosten zur Erfüllung der geforderten Gesamtfunktion und notwendigen Teilfunktionen entstehen. Solche „Funktionskosten“ sind eine aussagefähige Grundlage zur Beurteilung von Varianten, da gleichermaßen Gesichtspunkte des Vertriebs (sind alle Funktionen unbedingt erforderlich?), der Konstruktion (Wahl geeigneter Funktionsstrukturen und Lösungskonzepte sowie damit notwendiger Teilfunktionen) und der Fertigung (Gestaltung der Einzelteile) erfaßt und kritisch beleuchtet werden. Aus dieser Untersuchung ergeben sich wichtige Hinweise zur Suche nach neuen Lösungen mit merklicher Kostenminderung. Die Wertanalyse nutzt bei der nachträglichen Überprüfung dieselben Methoden und Hilfsmittel wie das methodische Konstruieren. Beide sind daher miteinander verträglich und ergänzen einander.

Life Cycle Management. Die Qualität und Lebensdauer vieler technischer Produkte wird zunehmend nicht mehr z. B. durch Verschleiß, als vielmehr durch eine technische Überalterung begrenzt. Strategien für eine maximale Produktnutzung müssen eine vorausschauende Lebenslaufplanung für

Tabelle 5. Exponenten für Zeiten je Einheit bei geometrischer Ähnlichkeit unterschiedlicher Fertigungsoperationen nach [29]

Maschinentyp	Verfahren	Exponent		Treffsicherheit
		errechnet	gerundet	
Universal-Drehbank	Außen- und Innendrehen	2	2	++
	Gewindedrehen	≈1	1	+
	Abstechen	≈1,5	1	+
	Nuten drehen			
	Fasen drehen	≈1	1	+
Karussell-Drehmaschine	Außen- und Innendrehen	2	2	++
Radialbohrmaschine	Bohren Gewindeschneiden Senken	≈1	1	0
Bohr- und Fräswerke	Drehen Bohren Fräsen	≈1	1	0
Nutenfräsmaschine	Paßfedernuten fräsen	≈1,2	1	+
Universal-Rundschleifmaschine	Außenrundschleifen	≈1,8	2	++
Kreissäge	Profile sägen	≈2	2	0
Tafelschere	Bleche scheren	1,5…1,8	2	+
Kantmaschine	Bleche kanten	≈1,25	1	+
Presse	Profile richten	1,6…1,7	2	+
Fasmaschine	Bleche fasen	1	1	++
Brennmaschine	Bleche brennen	1,25	1	++
MIG- und E-Handschweißen	I-Nähte	2	2	++
	V, X, Kehl-, Ecknähte	2,5	2	++
Glühen		3	3	++
Sandstrahlen (je nach Verrechnung über Gewicht oder Oberfläche)		2 oder 3	2 oder 3	++
Montage		1	1	++
Heften zum Schweißen		1	1	++
Verputzen von Hand		1	1	++
Lackieren		2	2	++

++ Gute Treffsicherheit.
+ Geringer als bei ++.
0 Stärkere Streuungen sind möglich.

Tabelle 6. Errechnung der Anteile a_i für das Kostenwachstumsgesetz an Hand des Standardablaufplans und der Einzelkosten des Grundentwurfs (Beispiel)

Operation	Kosten, mit φ_L^3 steigend	Kosten, mit φ_L^2 steigend	Kosten, mit φ_L steigend	Konstante Kosten
Material	800			
Brennen (Fügen)			60	15
Fasen (Fügen)			35	
Heften (Fügen)		500	105	
Schweißen (Fügen)				
Glühen	80			
Sandstrahlen	40		40	70
Anreißen (mech. Bearb.)			100	15
Bohrwerk (mech. Bearb.)			30	
Raboma (mech. Bearb.)				
1890 DM $= H_0 =$	Σ_3 (= 920)	$+ \Sigma_2$ (= 500)	$+ \Sigma_1$ (= 370)	$+ \Sigma_0$ (= 100)
	Σ_3/H_0 (= 0,49)	$+ \Sigma_2/H_0$ (= 0,26)	$+ \Sigma_1/H_0$ (= 0,20)	$+ \Sigma_0/H_0$ (= 0,05)

das Produkt beinhalten. Ziel ist es, ein Gesamtoptimum der Produktleistung über den gesamten Produktlebenslauf hinweg, also über die Phasen der Konstruktion und Entwicklung (Entstehung), der Nutzungs- bis hin zur Entsorgungsphase zu erreichen. In diese Planung müssen alle Partner der Lebenslaufphasen einbezogen werden [32, 33].

Eine traditionelle Fokussierung auf Teilprozesse greift zu kurz. Synergiepotentiale können erst durch die übergreifende Koordination der Lebenslaufphasen visualisiert und ausgeschöpft werden. Hierbei kommt der Entstehungsphase eine besondere Bedeutung zu, da in dieser frühen Phase ein Großteil der Produktfunktionen, sowie der gesamten Lebenslaufkosten und -erlöse bereits festgelegt wird [34, 35]. So werden durch konstruktive Einflüsse nicht nur die *Produktleistungsdaten* festgelegt, sondern auch *zukünftige Produktleistungspotentiale*, die erst in späteren Phasen des Lebenslaufes genutzt werden, z. B. die Freischaltung schon bei Auslieferung implementierter Steuerungssoftware bei späterem Einbau einer moderneren Bremsanlage. Die Option des *Produktupgrades* (2. Produktlebenslauf) durch beispielsweise Nachrüstung einer Klimaanlage bei Straßenbahnen oder Einbau modernster Stromrichter nach Erstnutzung, bietet weitreichende Potentiale zur Überwindung der technischen Überalterung mit entsprechenden positiven Effekten auf die Lebensdauer und der Wirtschaftlichkeit. Die Wechselbeziehungen zwischen den Qualitäts-, Zeit-, Erlös- und Kostenzielen sind nicht mehr phasenbezogenen zu analysieren, sondern müssen über den gesamten Lebenslauf hinweg evaluiert werden.

1.3 Konstruktionsprozeß. The design process

Bei der Neu- oder Weiterentwicklung von Produkten wird der in **F 1.2.2** dargelegte allgemeine Lösungsprozeß unter Anwendung von Einzelmethoden (s. **F 1.2.3**, **F 1.2.4**, **F 1.2.5** und unter Beachten von Gestaltungsgrundlagen (s. **F 1.4**) auf unterschiedliche Konkretisierungsstufen übertragen. Er gliedert sich in die *Hauptphasen* Klären der Aufgabenstellung, Konzipieren, Entwerfen und Ausarbeiten.

1.3.1 Klären der Aufgabenstellung
Defining the requirements

Diese Phase dient zur Beschaffung von Informationen über die Anforderungen, die an die Lösung gestellt werden, sowie die bestehenden Bedingungen und ihre Bedeutung. Sie führt zum Erarbeiten einer *Anforderungsliste*. Als Aufgabenstellung sind auch Lasten- oder Pflichtenhefte bekannt. Sie enthalten aber in der Regel nur Anforderungen des Kunden und sind nicht in der Sprache des Konstrukteurs gehalten.

Anforderungsliste

Sie enthält die Ziele und Bedingungen (*Anforderungen*) der zu lösenden Aufgabe in Form von Forderungen und Wünschen:

- *Forderungen* müssen unter allen Umständen erfüllt werden (Mindestforderungen sind zu formulieren und anzugeben, z. B. $P > 20\,\text{kW}$, $L \leqq 400\,\text{mm}$).
- *Wünsche* (mit unterschiedlicher Bedeutung) sollten nach Möglichkeit berücksichtigt werden, eventuell mit dem Zugeständnis, daß ein begrenzter Mehraufwand dabei zulässig ist.

Ohne bereits eine bestimmte Lösung festzulegen, sind die Forderungen und Wünsche mit Angaben zur *Quantität* (Anzahl, Stückzahl, Losgröße usw.) und *Qualität* (zulässige Abweichungen, tropenfest usw.) zu versehen. Erst dadurch ergibt sich eine ausreichende Information. Zweckmäßigerweise wird auch die *Quelle* angegeben, aufgrund der die Forderungen oder Wünsche entstanden sind.

Änderungen und *Ergänzungen* der Aufgabenstellung, wie sie sich im Laufe der Entwicklung nach besserer Kenntnis der Lösungsmöglichkeiten oder infolge zeitbedingter Verschiebung der Schwerpunkte ergeben können, müssen stets in der Anforderungsliste nachgetragen werden.

Aufstellung der Anforderungen

Als Hilfe zum Erkennen von Anforderungen wird eine Hauptmerkmalliste (**Tab. 7**) empfohlen. Sie bewirkt beim Bearbeiter eine Assoziation, indem er die dort angegebenen Begriffe auf die vorliegende konkrete Problemstellung überträgt und Fragen stellt, zu denen er eine Antwort benötigt. Die notwendigen Funktionen und die spezifischen Bedingungen werden im Zusammenhang mit dem Energie-, Stoff- und Signalumsatz erfaßt (Merkmale Geometrie, Kinematik, Kräfte, Energie, Stoff, Signal). Die anderen Merkmale berücksichtigen die sonst noch bestehenden allgemeinen und spezifischen Bedingungen. Die Begriffszusammenstellung hilft, Wesentliches nicht zu vergessen.

Die nachfolgend dargestellte Struktur von Arbeitsschritten ist als ein idealtypischer Leitfaden zum zielführenden Handeln zu verstehen, der sicherstellt, daß prinzipiell folgerichtig vorgegangen wird und keine wesentlichen Schritte unberücksichtigt bleiben. Der wirkliche Arbeitsablauf wird immer von der

Tabelle 7. Leitlinie mit Hauptmerkmalen zum Aufstellen einer Anforderungsliste

Hauptmerkmal	Beispiele
Geometrie	Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Anzahl
Kinematik	Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung
Kräfte	Kraftrichtung, Kraftgröße, Krafthäufigkeit, Gewicht, Last
Energie	Leistung, Wirkungsgrad, Druck, Temperatur, Erwärmung, Kühlung, Anschlußenergie
Stoff	Materialfluß, Eigenschaften des Eingangs- und Ausgangsprodukts, Hilfsstoffe
Signal	Eingangs- und Ausgangsmeßgrößen, Signalform, Anzeige, Betriebs- und Überwachungsgeräte
Sicherheit	unmittelbare Sicherheitstechnik, Schutzsysteme, Arbeits- und Umweltsicherheit
Ergonomie	Mensch-Maschine-Beziehung: Bedienung, Bedienungshöhe, Bedienungsart, Beleuchtung, Formgestaltung
Fertigung	größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Fertigungsverfahren, Toleranzen
Kontrolle	Meß- und Prüfmöglichkeit, besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD-Merkblätter)
Montage	besondere Montagevorschriften, Zusammenbau, Einbau, Baustellenmontage, Fundamentierung
Transport	Begrenzung durch Hebezeuge, Bahnprofil, Transportwege nach Größe und Gewicht, Versandart und -bedingungen
Gebrauch	Geräuscharmut, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort (z.B. schwefelige Atmosphäre, Tropen)
Instandhaltung	Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Inspektion, Austausch und Instandsetzung, Säuberung
Recycling	Wiederverwendung, Wiederverwertung, Endlagerung, Beseitigung
Kosten	max. zulässige Herstellkosten, Werkzeugkosten, Investition und Amortisation
Termin	Ende der Entwicklung, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit

jeweiligen Problem- und Ausgangslage bestimmt und ist entsprechend anzupassen. So können bestimmte Arbeitsschritte entfallen oder in anderer Reihenfolge zweckmäßiger sein. Wie in den Bildern angedeutet, sind Vor- oder Rücksprünge oder/und iterative Schleifen innerhalb eines Ablaufs notwendig oder zweckmäßig. Auch können erzielte Arbeitsergebnisse oder unvorhersehbare Ereignisse zu einer Änderung des Vorgehens zwingen. Der Denkprozeß des Konstrukteurs wird mit dieser Struktur nicht abgebildet. Er ist viel komplexer und lebt von Anregungen und Assoziationen sowie von bewußten und unbewußten Denkschritten, die von der Erfahrung und einer ständigen Reflexion der Teilergebnisse beeinflußt werden. Ungeachtet dessen ist die Beachtung des vorgestellten Vorgehens immer ein wichtiger Anhalt und zielführend, wenn nicht branchen- oder problemspezifische Aufgaben in einer festgelegten Organisation einen anderen Weg nahelegen.

F

1.3.2 **Konzipieren.** Conceptual design

Konzipieren (**Bild 11**) ist der Teil des Konstruierens, der nach Klären der Aufgabenstellung durch Abstrahieren, Aufstellen von Funktionsstrukturen und Suchen nach geeigneten Lösungsprinzipien und deren Kombination den grundsätzlichen Lösungsweg mit dem Erarbeiten eines Lösungskonzepts festlegt.

Das *Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme* dient dazu, den Wesenskern der Aufgabe hervortreten zu lassen und sich von festen Vorstellungen sowie konventionellen Lösungen zu befreien, damit neue und zweckmäßigere Lösungswege erkennbar werden. Die Gesamtfunktion (s. **F 1.1.2**) wird dann unter Bezug auf den Energie-, Stoff- und Signalumsatz möglichst konkret mit den beteiligten Eingangs- und Ausgangsgrößen lösungsneutral definiert und in erkennbare Teilfunktionen aufgelöst (Funktionsstruktur).

Danach folgt die Suche nach den die einzelnen Teilfunktionen erfüllenden *Wirkprinzipien* (s. **F 1.1.3** u. **F 1.1.4**). Diese werden dann anhand der Funktionsstruktur so *kombiniert*, daß sie verträglich sind, die Forderungen der Anforderungsliste erfüllen und einen noch zulässigen Aufwand erwarten lassen. Die Auswahl erfolgt mit einem Auswahlverfahren (s. **F 1.2.5**). Die am geeignetsten erscheinenden Kombinationen werden anschließend so weit zu *prinzipiellen Lösungsvarianten konkretisiert*, daß sie beurteilbar und bewertbar werden (s. **F 1.2.5**). Dabei müssen ihre wesentlichen technischen und wirtschaftlichen Eigenschaften offenbar werden.

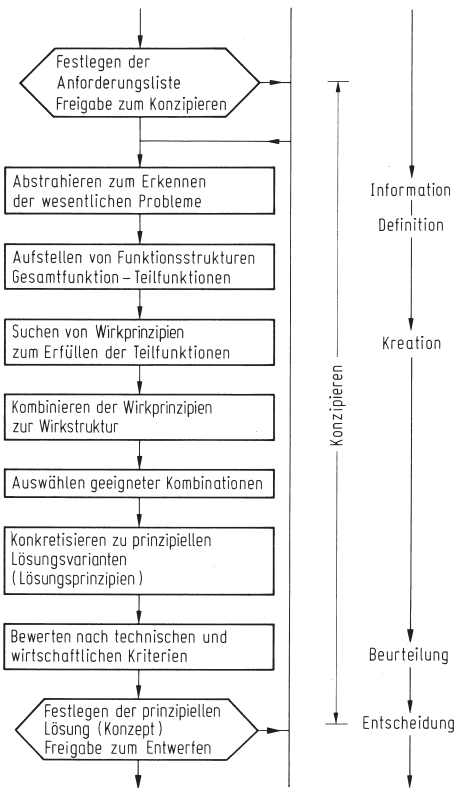


Bild 11. Arbeitsschritte beim Konzipieren

1.3.3 **Entwerfen.** Embodiment design

Unter Entwerfen wird der Teil des Konstruierens verstanden, der für ein technisches Gebilde von der Wirkstruktur bzw. prinzipiellen Lösung ausgehend die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten eindeutig und vollständig erarbeitet.

Die Tätigkeit des Entwerfens erfordert neben *kreativen* auch sehr viele *korrektive Arbeitsschritte*, wobei Vorgänge der Analyse und Synthese einander abwechseln. Auch hier geht man vom Qualitativen zum Quantitativen, d. h. von der *Grobgestaltung* zur *Feingestaltung*. **Bild 12** zeigt Arbeitsschritte, die je nach Komplexität des Lösungskonzepts mehr oder weniger vollständig zu durchlaufen sind.

Das Gestalten ist von einem Überlegungs- und Überprüfungsvorgang gekennzeichnet, der durch Befolgen der *Leitlinie* **Tab. 8** wirksam unterstützt wird. Das jeweils vorhergehende Hauptmerkmal sollte in der Regel erst beachtet sein, bevor das folgende intensiver bearbeitet oder überprüft wird. Diese Reihenfolge hat nichts mit der Bedeutung der Merkmale zu tun, sondern dient arbeitssparendem Vorgehen.

1.3.4 **Ausarbeiten.** Detail design

Unter Ausarbeiten wird der Teil des Konstruierens verstanden, der den Entwurf eines technischen Gebildes durch endgültige Vorschriften für Anordnung, Form, Bemessung und Oberflächenbeschaffenheit aller Einzelteile, Festlegen aller Werkstoffe, Überprüfung der Herstellungsmöglichkeiten sowie der Kosten ergänzt und die verbindlichen zeichnerischen und sonstigen Unterlagen für seine stoffliche Verwirklichung und Nutzung schafft [42].

Schwerpunkt ist das Erarbeiten der Fertigungsunterlagen, besonders der Einzelteil-Zeichnungen, ferner von Gruppen- und Gesamt-Zeichnungen sowie der Stückliste. Daneben können Vorschriften für Fertigung, Montage und Gebrauch notwendig werden. Eine Kontrolle auf Vollständigkeit und Richtigkeit sowie auf interne und externe Normenanwendung schließen diese Phase ab (**Bild 13**). Mit zunehmendem CAD-Einsatz, insbesondere von 3D-Modellen, ist nicht immer die Erstellung von klassischen technischen Zeichnungen erforderlich. Die produktdefinierenden Daten können auch nur im rechnerinternen Modell gespeichert sein. Je nach Notwendigkeit werden dann nur Teilinformationen, zweckdienliche Bilder und/oder angepaßte Darstellungen ausgegeben bzw. aufgerufen. In absehbarer Zeit werden hiervon auch die Zeichnungsnormen betroffen sein und an ihrer Stelle rechnerspezifische Präsentationsarten Platz greifen. Die Handhabung in der Industrie ist im Fluß und daher nicht einheitlich beschreibbar.

Wie zwischen Konzept- und Entwurfphase überschneiden sich auch oft Arbeitsschritte der Entwurfs- und Ausarbeitungsphase.

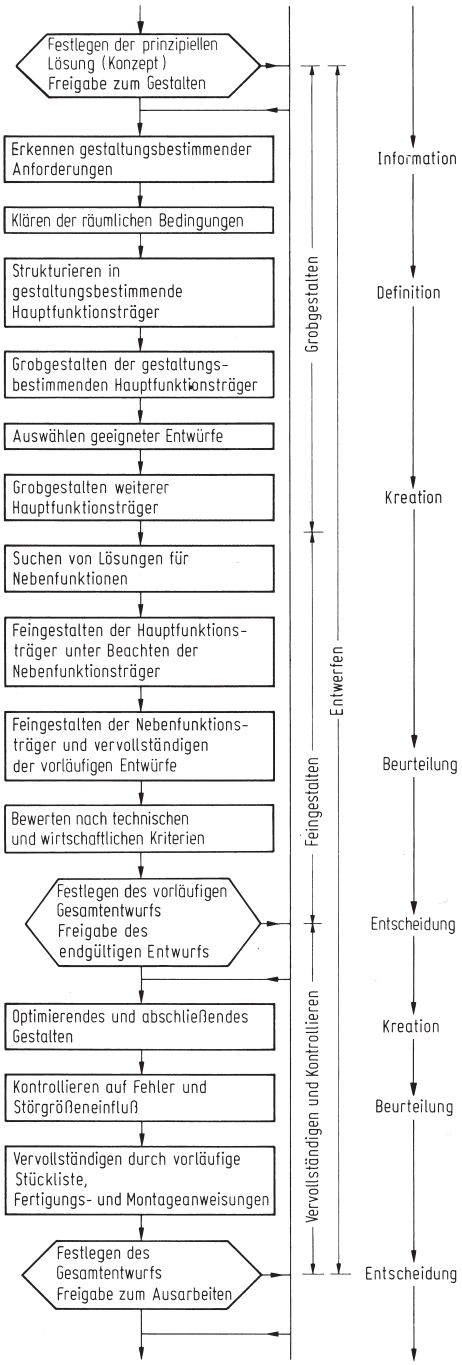


Bild 12. Arbeitsschritte beim Entwerfen. Hauptfunktionsträger: Einzelteile und Baugruppen, die eine Hauptfunktion erfüllen; Nebenfunktionsträger: Einzelteile und Baugruppen, die eine unterstützende Nebenfunktion erfüllen

Tabelle 8. Leitlinie mit Hauptmerkmalen beim Gestalten

Hauptmerkmal	Beispiele
Funktion	Wird die vorgesehene Funktion erfüllt? Welche Nebenfunktionen sind erforderlich?
Wirkprinzip	Bringen die gewählten Wirkprinzipien den gewünschten Effekt? Welche Störungen sind aus dem Prinzip zu erwarten?
Auslegung	Garantieren die gewählten Formen und Abmessungen mit dem vorgesehenen Werkstoff bei der festgelegten Gebrauchszeit und unter der auftretenden Belastung ausreichende Haltbarkeit, zulässige Formänderung, genügende Stabilität, genügende Resonanzfreiheit, störungsfreie Ausdehnung, annehmbares Korrosions- und Verschleißverhalten?
Sicherheit	Sind die Bauteil-, Funktions-, Arbeits- und Umweltsicherheit beeinflussenden Faktoren berücksichtigt?
Ergonomie	Sind die Mensch-Maschine-Beziehungen beachtet? Sind Belastungen oder Beeinträchtigungen vermieden? Wurde auf gute Formgestaltung (Design) geachtet?
Fertigung	Sind Fertigungsgesichtspunkte in technologischer und wirtschaftlicher Hinsicht berücksichtigt?
Kontrolle	Sind die notwendigen Kontrollen möglich und veranlaßt?
Montage	Können alle inner- und außerbetrieblichen Montagevorgänge einfach und eindeutig vorgenommen werden?
Transport	Sind inner- und außerbetriebliche Transportbedingungen und -risiken überprüft und berücksichtigt?
Gebrauch	Sind die beim Gebrauch oder Betrieb auftretenden Erscheinungen sowie die Handhabung beachtet?
Instandhaltung	Sind die für Wartung, Inspektion und Instandsetzung erforderlichen Maßnahmen durchführ- und kontrollierbar?
Recycling	Ist Wiederverwendung oder -verwertung ermöglicht worden ?
Kosten	Sind vorgegebene Kostengrenzen einzuhalten? Entstehen zusätzliche Betriebs- oder Nebenkosten?
Termin	Sind die Termine einhaltbar? Kann eine andere Gestaltung die Terminsituation verbessern?

1.3.5 Effektive Organisationsformen

Effective types of organisation

Der Prozeß des Planes und Konstruierens wird als ein *integrierter und interdisziplinärer Produktentwicklungsprozeß* verstanden (vgl. [38, 39]). Die Schlagworte dazu heißen: *Simultaneous Engineering* oder *Concurrent Engineering*. Hierunter wird eine zielgerichtete, interdisziplinäre (abteilungsübergreifende) Zusammen- und Parallelarbeit in der gesamten Produkt-, Produktions- und Vertriebsentwicklung für den vollständigen Produktlebenslauf verstanden. Die Aktivitäten der einzelnen Bereiche verlaufen weitgehend parallel oder überlappen sich mindestens mit intensiven Kontakten zum Kunden unter Einbeziehung der Zulieferer. Darüber hinaus erfolgt eine Produktüberwachung bis zum Lebensende des

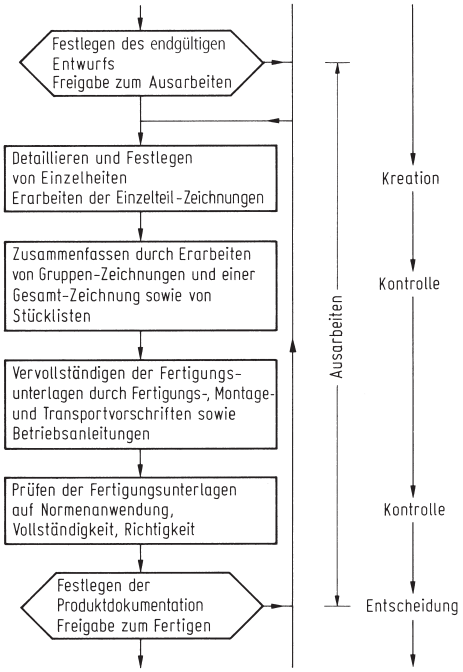


Bild 13. Arbeitsschritte beim Ausarbeiten

Produkts (vgl. **Bild 14**). *Ziele* sind kürzere Entwicklungszeiten, schnellere Produkterstellung, Kostenreduktion am Produkt und in der Produktentwicklung sowie eine Qualitätsverbesserung.

Ein *Entwicklungsteam*, das zeitlich befristet zusammengesetzt ist, arbeitet unter der Leitung eines *Projektmanagers* selbständig und verantwortet seine Entscheidungen gegenüber der technischen Entwicklungsleitung selbst. Die Abteilungsgrenzen werden dadurch überwunden. Zweckmäßigerweise wird ein kleineres *Kernteam* gebildet, das verantwortliche Fachleute aus der Konstruktion, Arbeitsvorbereitung, Marketing und Vertrieb umfaßt. Die Zusammensetzung ist von der Problemstellung und von der Produktart abhängig. Ergänzt wird das Kernteam je nach Bedarf durch Fachleute aus der Qualitätssicherung, Montage, Steuerung und Regelung, dem Recycling und der Umweltproblematik u.ä., die nur zeit- oder abschnittsweise im Team mitarbeiten.

Die *Zusammenarbeit des Teams* muß geplant vor sich gehen und richtet sich zweckmäßigerweise nach dem zuvor beschriebenen methodischen Konstruieren. Viele der eingesetzten Einzelmethoden erfordern ohnehin die Bildung von interdisziplinären Gruppen.

Die Teamarbeit konzentriert sich damit auf die Hauptarbeitsschritte mit gruppendynamischen Effekten, wie solche der Aufgabenklärung, der Lösungssuche (Brainstorming, Galeriemethode u.a.), der Lösungsbeurteilung mittels Auswahl- und Bewertungsverfahren, der Fehlerbaumanalyse, der Risikoabschätzung sowie dem Festlegen von Abläufen und Terminen.

Der überwiegende Zeitanteil der Konstruktions- und Entwicklungsarbeit wird weiterhin in *Einzelarbeit* geleistet, wie z.B. Berechnen und das Erstellen von Festigkeitsnachweisen, Untersuchung von bestimmten Sachverhalten, Ausarbeitung und Darstellung von Lösungsvorschlägen und Details, Informationsgewinnung, Normenanwendung und -prüfung, Vorbereitung von Teamsitzungen und von Kundenbesprechungen.

Probleme der Führung und des Teamverhaltens vgl. [37, 39].

1.3.6 Rapid Prototyping

Zwecks Verkürzung von Entwicklungszeiten und rascherer Markteinführung (*R*apid *P*roduct *D*evelopment RPD) beginnt sich parallel zum Konstruktionsprozeß die mitlaufende und schnelle Herstellung von Modellen zur Anschauung und Variation, zur Funktions- und Maßüberprüfung sowie als Urmodell für nachfolgende Abgießverfahren durchzusetzen. *R*apid *P*rototyping (RP) als ein generatives Herstellverfahren von freigeformten Körpern (*S*olid *F*reeform *M*anufacturing SFM) ist eine hervorragende Ergänzung von abteilungsübergreifenden Entwicklungen, wie sie z.B. unter Simultaneous Engineering ablaufen (vgl. **F 1.3.5**).

Voraussetzungen für RP ist ein vollständiges und konsistentes 3D-CAD-Modell auf einem leistungsfähigen Rechner, die exakte Beherrschung numerischer Steuerungstechnik und die Anwendung von Lasertechnologie sowie die Auswahl geeigneter Materialien für das Modell. Als Modellmaterial kommen z.Z. unter Temperatur aushärtbare Kunststoffe in Form von Flüssigkeiten, Pulver, Folien, getränktem Papier oder Strangmaterial in Frage. Entwicklungstrends gehen auch dahin, direkt Metallmodelle zu erzeugen.

Allen Verfahren ist gemeinsam, daß aus dem rechnerinternen 3D-Modell senkrecht zur Herstellebene dünne Querschnitte

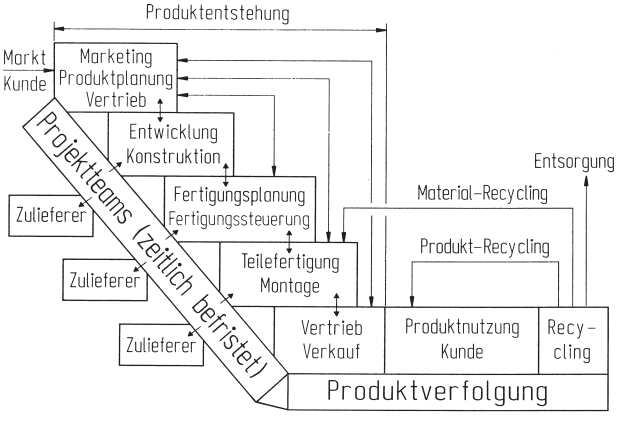


Bild 14. Produktentstehungs- und -verfolgungsprozeß unter Simultaneous Engineering mit mindestens überlappenden Bereichsaktivitäten, Bildung eines Projektteams und engen Kontakten zu Kunden und Zulieferern

(Schnitte) abgerufen werden, die von einem Laserstrahl nachgefahren und im jeweiligen Kunststoffmaterial durch Aushärtung unter Temperatur schichtweise den Körper aufbauen. Je nach Verfahren sind Schichtdicken zwischen 0,05 bis 0,3 mm und Spurbreiten zwischen 0,25 bis 2,5 mm möglich. Die Maßgenauigkeit und Oberflächengüte des entstandenen Modells reicht an die Qualität konventionell gefertigter Verfahren heran. Unter entsprechenden Umständen (Festigkeit, Temperatur) kann das Modell auch als Fertigteil eingesetzt werden (vgl. **S 5.5** und [40, 41]).

1.3.7 Konstruktionsarten. Types of engineering design

Nicht immer ist das Durchlaufen aller Hauptphasen für das gesamte technische System erforderlich. Vielfach ergibt sich eine Neukonstruktion nur für bestimmte Baugruppen oder Anlagenteile. In anderen Fällen genügt eine Anpassung an andere Gegebenheiten, ohne das Lösungsprinzip ändern zu müssen, oder innerhalb eines vorausgedachten Systems nur Abmessungen oder Anordnungen zu variieren.
Hieraus leiten sich drei Konstruktionsarten ab, deren Grenzen hinsichtlich der Bearbeitung einer Aufgabe fließend sein können:

- *Neukonstruktion.* Erarbeiten eines neuen Lösungsprinzips bei gleicher, veränderter oder neuer Aufgabenstellung für ein System (Anlage, Apparat, Maschine oder Baugruppe).
- *Anpassungskonstruktion.* Anpassen der Gestaltung (Gestalt und Werkstoff) eines bekannten Systems (Lösungsprinzip bleibt gleich) an eine veränderte Aufgabenstellung; dabei auch Hinausschieben bisheriger Grenzen. Neukonstruktion einzelner Baugruppen oder -teile oft nötig.
- *Variantenkonstruktion.* Variieren von Größe und/oder Anordnung innerhalb der Grenzen vorausgedachter Systeme. Funktion, Lösungsprinzip und Gestaltung bleiben im wesentlichen erhalten.

1.4 Gestaltung
Fundamentals of embodiment design

1.4.1 Grundregeln. Basic rules of embodiment design

Die Grundregeln *eindeutig, einfach* und *sicher* sind Anweisungen zur Gestaltung und leiten sich aus der generellen Zielsetzung ab (s. **F 1.1.5**, vgl. auch VDI-Richtlinie 2223: Methodisches Entwerfen technischer Produkte).
Eindeutig: Wirkung, Verhalten klar und gut erkennbar voraussagen (Erfüllung der technischen Funktion).
Einfach: Gestaltung durch wenig zusammengesetzte, übersichtlich gestaltete Formen anstreben und den Fertigungsaufwand klein halten (wirtschaftliche Realisierung).
Sicher: Haltbarkeit, Zuverlässigkeit, Unfallfreiheit und Umweltschutz beim Gestaltungsvorgang gemeinsam erfassen (Sicherheit für Mensch und Umgebung).
Werden diese Grundregeln bei der Gestaltung zusammen beachtet, ist eine gute Realisierung zu erwarten.
Die Verknüpfung der Leitlinie (s. **Tab. 8**) mit den Grundregeln gibt Anregungen für Fragestellungen und ist eine Hilfe, Wichtiges nicht unbeachtet zu lassen und ein gutes Ergebnis zu erzielen.

1.4.2 Gestaltungsprinzipien
Principles of embodiment design

Gestaltungsprinzipien stellen Strategien dar, die nicht total anwendbar sind.

Prinzip der Aufgabenteilung

Beim Gestalten ergibt sich für die zu erfüllenden Funktionen die Frage nach der zweckmäßigen Wahl und Zuordnung von Funktionsträgern: Welche Teilfunktionen können gemeinsam mit nur einem Funktionsträger erfüllt werden und welche Teilfunktionen müssen mit einem jeweils zugeordneten, also getrennten Funktionsträger erfüllt werden?
Allgemein wird angestrebt, viele Funktionen mit nur wenigen Funktionsträgern zu verwirklichen. Funktionsanalysen, Schwachstellen- und Fehlersuche können jedoch Hinweise geben, ob Einschränkungen oder gegenseitige Behinderungen bzw. Störungen entstehen. Das ist meist der Fall, wenn *Grenzleistungen* angestrebt werden oder das *Verhalten* des Funktionsträgers hinsichtlich wichtiger Bedingungen *eindeutig* und unbeeinflußt bleiben muß. In solchen Fällen ist eine Aufgabenteilung zweckmäßig, bei der die jeweilige Funktion von einem eigenen darauf abgestimmten Funktionsträger erfüllt wird.
Das *Prinzip der Aufgabenteilung*, nach dem jeder Funktion ein besonderer Funktionsträger zugeordnet wird, ergibt eine bessere Ausnutzung aufgrund eindeutiger Berechenbarkeit (Übersichtlichkeit), eine höhere Leistungsfähigkeit durch Erreichen absoluter Grenzen, wenn diese allein maßgebend sind, ein eindeutiges Verhalten im Betrieb (Funktionserfüllung, Eigenschaften, Lebensdauer usw.) und einen besseren Fertigungs- und Montageablauf (einfacher, parallel). Von Nachteil ist, daß der bauliche Aufwand meist größer wird, was eine höhere Wirtschaftlichkeit oder Sicherheit ausgleichen muß.

Beispiel: (**Bild 15**) Gestaltung des Rotorkopfs eines Hubschraubers. – Die Zentrifugalkraft wird allein über das torsionsnachgiebige Glied *Z* vom Rotorblatt auf das mittige Herzstück geleitet. Das aus der aerodynamischen Belastung herrührende Biegemoment wird allein über Teil *B* auf die Rollenlager im Rotorkopf abgestützt. Damit konnte jedes Bauteil seiner Aufgabe entsprechend optimal gestaltet werden.

Weitere Beispiele sind die Trennung der Radial- und Axialkraftaufnahme bei Festlagern; die Ausführung von Behältern der Verfahrenstechnik mit austenitischem Futterrohr gegen Korrosion, kombiniert mit einer ferritischen Behälterwand zur Druckaufnahme; Keilriemen mit inneren Zugsträngen zur Zugkraftaufnahme, die in Gummi eingebettet sind und bei denen die Oberfläche dieser Schicht einen hohen Reibwert zur Leistungsübertragung aufweist.

Prinzip der Selbsthilfe

Nach diesem Prinzip wird versucht, im System selbst eine sich gegenseitig unterstützende Wirkung zu erzielen, die die Funktion besser zu erfüllen und bei Überlast Schäden zu vermeiden hilft.
Das Prinzip gewinnt die erforderliche *Gesamtwirkung* aus einer *Ursprungswirkung* und einer *Hilfswirkung* (Beispiel: **Bild 16**). Gleiche konstruktive Mittel können je nach Anordnung *selbsthelfend* oder *selbstschadend* wirken. Solange in dem Behälter ein gegenüber dem Außendruck höherer Druck herrscht, ist die linke Anordnung selbsthelfend. Herrscht dagegen im Behälter Unterdruck, ist die linke Anordnung selbstschadend, die rechte selbsthelfend. Man unterscheidet:

Selbstverstärkende Lösungen. Bei Normallast ergibt sich die Hilfswirkung in fester Zuordnung aus der Haupt- oder Ne-

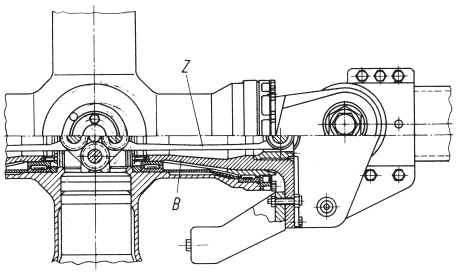


Bild 15. Rotorblattbefestigung eines Hubschraubers nach dem Prinzip der Aufgabenteilung (Bauart Messerschmitt-Bölkow)

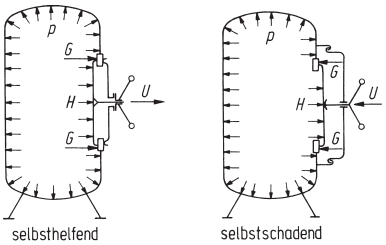


Bild 16. Anordnung eines Mannlochdeckels. *U* Ursprungswirkung, *H* Hilfswirkung, *G* Gesamtwirkung, *p* Innendruck

bengröße, wobei sich eine *verstärkende Gesamtwirkung* aus Hilfs- und Ursprungswirkung einstellt.

Selbstausgleichende Lösungen. Bei Normallast ergibt sich die Hilfswirkung aus einer begleitenden Nebengröße in fester Zuordnung zu einer Hauptgröße, wobei die Hilfswirkung der Ursprungswirkung *entgegenwirkt* und damit einen *Ausgleich* erzielt, der eine höhere Gesamtwirkung ermöglicht.

Selbstschützende Lösungen. Bei Überlast ergibt sich die Hilfswirkung aus einem neuen, meist *zusätzlichen Kraftleitungsweg* für die belastende Hauptgröße. Das führt zu einer Umverteilung und anderen Beanspruchungsart, bei der die betreffenden Teile tragfähiger sind.

Prinzipien der Kraft- und Energieleitung

Kraftleitung soll das Leiten von Biege- und Drehmomenten einschließen. Sie ist von Verformungen begleitet.

Kraftflußgerechte Gestaltung. Der Kraftfluß ist eine physikalisch nicht begründbare, aber anschauliche Vorstellung für das Leiten von Kräften. Im Querschnitt des betrachteten Bauteils stellt man sich die hindurch geleiteten Kräfte und Momente als Fluß vor. Aus diesem Modell werden folgende prinzipiellen Forderungen für eine kraftflußgerechte Gestaltung abgeleitet: Der Kraftfluß muß stets geschlossen sein (actio = reactio), scharfe Umlenkungen des Kraftflusses und schroffe Änderungen der Kraftflußdichte infolge übergangsloser Querschnittsänderungen sind zu vermeiden (Auftreten von Kerbwirkung).

Prinzip der gleichen Gestaltfestigkeit. Gleiche Ausnutzung der Festigkeit durch geeignete Wahl von Werkstoff und Form anstreben, sofern wirtschaftliche Gründe nicht dagegen sprechen (s. **C 2 Tab. 3** und **E 1.5**).

Prinzip der direkten und kurzen Kraftleitung. Kräfte und Momente sind von einer Stelle zu einer anderen bei möglichst geringem Werkstoffaufwand zu leiten. *Kleine Verformung* fordert kurzen und direkten Weg sowie möglichst nur Zug- und Druckbeanspruchung in den beteiligten Bauteilen (Beispiel: **Bild 17**). *Große elastische Verformung* fordert lange Kraftleitungswege sowie vorzugsweise Biege- und/oder Torsionsbeanspruchung (Beispiele: Schraubendruckfeder, Rohrleitung mit biege- und torsionsbeanspruchten Ausgleichsbögen).

Prinzip der abgestimmten Verformung. Die beteiligten Komponenten sind so zu gestalten, daß unter Last eine weitgehende Anpassung mit *gleichgerichteter Verformung* bei möglichst *kleiner Relativverformung* entsteht. Ziel ist es, Spannungsüberhöhungen und Reibkorrosion zu vermeiden oder zu mildern sowie Funktionsstörungen infolge Verformungen zu beseitigen. Durch Lage, Form, Abmessung und Werkstoffwahl (E-Modul) kann eine Abstimmung erreicht werden (**Bild 18**).

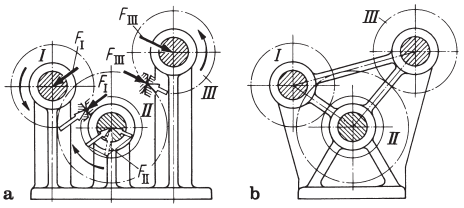


Bild 17 a, b. Lagerabstützung eines zweistufigen offenen Getriebes nach Leyer. **a** Extrem falsch, lange Kraftleitungswege, hohe Biegeanteile, schlechte Gußgestaltung; **b** gute Lösung, Lagerkräfte direkt im Verbund aufgenommen, steife Abstützung mit vorwiegender Zug- und Druckbeanspruchung

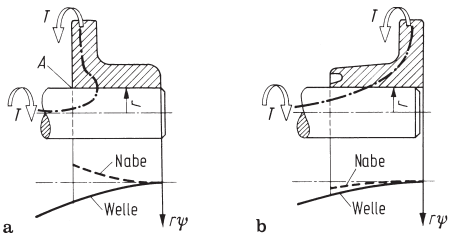


Bild 18 a, b. Welle-Nabe-Verbindung. **a** Mit starker Kraftflußumlenkung, hier entgegengerichtete Torsionsverformung bei *A* zwischen Welle und Nabe (ψ Verdrehwinkel); **b** mit allmählicher Kraftflußumlenkung, hier gleichgerichtete Torsionsverformung über der ganzen Nabenlänge (ψ Verdrehwinkel)

Prinzip des Kraftausgleichs. Funktionsbedingte Hauptgrößen wie aufzunehmende Last, Antriebsmoment und Umfangskraft sind häufig mit begleitenden Nebengrößen wie Axialschub, Spann-, Massen- und Strömungskräften in fester Zuordnung verbunden. Diese Nebengrößen belasten die Kraftleitungszonen zusätzlich und können eine entsprechend aufwendigere Auslegung erfordern. Nach dem Prinzip des Kraftausgleichs werden *Ausgleichelemente* bei vorwiegend relativ mittleren Kräften und *symmetrische Anordnung* bei vorwiegend relativ großen Kräften empfohlen (**Bild 19**).

Prinzipien der Sicherheitstechnik

Nach DIN 31 000 unterscheidet man zwischen unmittelbarer, mittelbarer und hinweisender Sicherheitstechnik. Grundsätzlich wird die *unmittelbare* Sicherheit angestrebt, bei der von vornherein und aus sich heraus keine Gefährdung besteht. Dann folgt die *mittelbare* Sicherheit mit dem Aufbau von Schutzsystemen und der Anordnung von Schutzeinrichtungen. Eine *hinweisende* Sicherheitstechnik, die nur vor Gefahren warnen und den Gefährdungsbereich kenntlich machen kann, löst kein Sicherheitsproblem. Das Prinzip der Aufgabenteilung (s. **F 1.4.2**) und die Grundregel „eindeutig“ (s. **F 1.4.1**) tragen zum Erreichen eines sicheren Verhaltens bei.

Prinzip des sicheren Bestehens (safe-life-Verhalten). Es geht davon aus, daß alle Bauteile und ihr Zusammenhang die vorgesehene Einsatzzeit bei allen wahrscheinlichen oder möglichen Vorkommnissen ohne ein Versagen oder eine Störung überstehen.

Prinzip des beschränkten Versagens (fail-safe-Verhalten). Es läßt während der Einsatzzeit eine Funktionsstörung und/oder einen Bruch zu, ohne daß es dabei zu schwerwiegenden Folgen kommen darf. In diesem Fall muß

– eine wenn auch eingeschränkte Funktion oder Fähigkeit erhalten bleiben, die einen gefährlichen Zustand vermeidet,

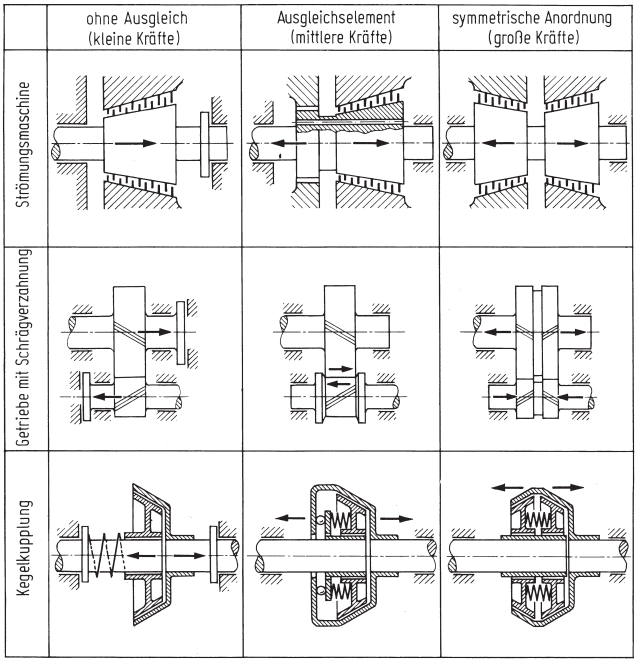


Bild 19. Grundsätzliche Lösungen für Kraftausgleich am Beispiel einer Strömungsmaschine, eines Getriebes und einer Kupplung

– die eingeschränkte Funktion vom versagenden Teil oder einem anderen übernommen und solange ausgeübt werden, bis die Anlage oder Maschine gefahrlos außer Betrieb genommen werden kann,
– der Fehler oder das Versagen erkennbar werden,
– die Versagensstelle ein Beurteilen ihres für die Gesamtsicherheit maßgebenden Zustands ermöglichen.

Prinzip der Mehrfach- oder redundanten Anordnung. Es bedeutet eine Erhöhung der Sicherheit, solange das ausfallende Systemelement von sich aus keine Gefährdung hervorruft und die parallel oder in Serie angeordneten Systemelemente die volle oder wenigstens eingeschränkte Funktion übernehmen. Bei *aktiver Redundanz* (**Bild 20**) beteiligen sich alle Systemelemente aktiv an der Aufgabe, bei *passiver Redundanz* stehen sie in Reserve, und ihre Aktivierung macht einen Schaltungsvorgang nötig. *Prinzipredundanz* liegt vor, wenn die Funktion gleich, aber das Wirkprinzip unterschiedlich ist. Die Systemelemente selbst müssen aber einem der vorstehenden Prinzipien folgen.

Mittelbare Sicherheit. Zur mittelbaren Sicherheitstechnik gehören *Schutzsysteme* und *Schutzeinrichtungen* [43]. Letztere dienen zur Sicherung von Gefahrenstellen (z. B. Verkleidung, Verdeckung, Umwehrung) im Zusammenhang mit der Arbeitssicherheit (s. **F 1.4.3**). Schutzsysteme dienen dazu, eine Anlage oder Maschine bei Gefahr selbsttätig aus dem Gefahrenzustand zu bringen, den Energie- bzw. Stofffluß zu begrenzen oder bei Vorliegen eines Gefahrenzustands das Inbetriebnehmen zu verhindern.
Zur Auslegung von Schutzsystemen sind folgende Forderungen zu beachten:
– *Warnung oder Meldung.* Bevor ein Schutzsystem eine Änderung des Betriebszustands einleitet, ist eine Warnung zu geben, damit seitens der Bedienung und Überwachung wenn möglich noch eine Beseitigung des Gefahrenzustands, wenigstens aber notwendige Folgemaßnahmen, eingeleitet werden können. Wenn ein Schutzsystem eine Inbetriebnahme verhindert, soll es den Grund der Verhinderung anzeigen.
– *Selbstüberwachung.* Ein Schutzsystem muß sich hinsichtlich seiner steten Verfügbarkeit selbst überwachen, d. h., nicht nur der eintretende Gefahrenfall, gegen den geschützt werden soll, hat das System zum Auslösen zu bringen, sondern auch ein Fehler im Schutzsystem selbst. Am besten stellt das Ruhestromprinzip diese Forderung sicher, weil in einem solchen System stets Energie zur Sicherheitsbetäti-

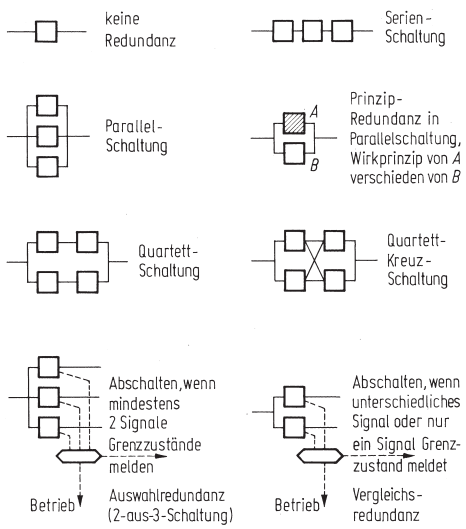


Bild 20. Redundante Anordnungen (Schaltungen von Systemelementen)

gung gespeichert ist und eine Störung bzw. ein Fehler im System diese Energie zur Schutzauslösung freigibt und dabei die Maschine oder Anlage abschaltet. Das Ruhestromprinzip kann nicht nur in elektrischen Schutzsystemen, sondern auch in Systemen anderer Energiearten angewandt werden.

– *Mehrfache, prinzipverschiedene und unabhängige Schutzsysteme.* Sind Menschenleben in Gefahr oder Schäden größeren Ausmaßes zu erwarten, müssen die Schutzsysteme mindestens zweifach, prinzipverschieden und unabhängig voneinander vorgesehen werden (primärer und sekundärer Schutzkreis).
– *Bistabilität.* Schutzsysteme müssen auf einen definierten Ansprechwert ausgelegt werden. Die Auslösung hat unverzüglich zu erfolgen, ohne daß ein Verharren in Zwischenzuständen auftritt.
– *Wiederanlaufsperre.* Anlagen dürfen nach Beseitigen einer Gefahr nicht von selbst wieder in Betrieb gehen. Sie bedürfen einer neuen geordneten Inbetriebsetzung.
– *Prüfbarkeit.* Schutzsysteme müssen prüfbar sein. Dabei muß die Schutzfunktion erhalten bleiben.

1.4.3 Gestaltungsrichtlinien

Guidelines for embodiment design

Die Gestaltungsrichtlinien ergeben sich aus den allgemeinen Bedingungen (s. **F 1.1.5** u. **F 1.1.6**), aus der Leitlinie beim Gestalten (s. **Tab. 8**) und nicht zuletzt aus den Gesetzmäßigkeiten und Aussagen im Zusammenhang mit den Maschinenelementen (s. **G**).

Beanspruchungsgerecht

Zu beachten sind die Aussagen der Festigkeitslehre (s. **C**), der Werkstofftechnik (s. **E 1**) und die Prinzipien der Kraftleitung (s. **F 1.4.2**). In Bau- und Anlageteilen ist eine möglichst hohe und gleichmäßige Ausnutzung anzustreben (Prinzip der gleichen Gestaltfestigkeit), sofern wirtschaftliche Gründe nicht dagegen sprechen. Unter Ausnutzung wird das Verhältnis berechnete zu zulässige Beanspruchung verstanden.

Formänderungsgerecht

Beanspruchungen sind stets von mehr oder weniger großen Formänderungen begleitet (s. **F 1.4.2**). *Formänderungen* können auch aus funktionellen Gründen begrenzt sein (z. B. begrenzte Wellendurchbiegung bei Getrieben, Elektromotoren oder Strömungsmaschinen). Im Betriebszustand dürfen Formänderungen nicht zu Funktionsstörungen führen, da sonst Eindeutigkeit des Kraftflusses oder der Ausdehnung nicht mehr sichergestellt sind und Überlastungen bzw. Bruch die Folge sein können. Zu beachten sind die die Beanspruchung begleitenden Verformungen und gegebenenfalls auch die aus der Querdehnung (Querkontraktion) sich ergebenden Beträge sowie das Prinzip der abgestimmten Verformung (s. **F 1.4.2**).

Stabilitäts- und resonanzgerecht

Mit *Stabilität* werden alle Probleme der Standsicherheit und Kippgefahr sowie der Knick- und Beulgefahr (s. **C 7**) aber auch die des stabilen Betriebs einer Maschine oder Anlage angesprochen. Störungen sollen durch ein stabiles Verhalten, d. h. selbsttätige Rückkehr in die Ausgangs- bzw. Normallage, vermieden werden. Es ist darauf zu achten, daß indifferentes oder gar labiles Verhalten Störungen nicht verstärkt, aufschaukelt oder sie außer Kontrolle bringt.

Resonanzen haben erhöhte, nicht sicher abschätzbare Beanspruchungen zur Folge. Sie sind daher zu vermeiden, wenn die Ausschläge nicht hinreichend gedämpft werden können (s. **B 4**). Dabei soll nicht nur an die Festigkeitsprobleme gedacht werden, sondern auch an Begleiterscheinungen wie Geräusche und Schwingungsausschläge.

Ausdehnungsgerecht

Maschinen, Apparate und Geräte arbeiten nur ordnungsgemäß, wenn der Effekt der *Ausdehnung* berücksichtigt worden ist.

Ausdehnung von Bauteilen. Die Ausdehnungszahl ist als Mittelwert über den jeweils durchlaufenden Temperaturbereich zu verstehen; sie ist werkstoff- und temperaturabhängig (s. **D 6.3.1**). Die Ausdehnung der Bauteile hängt ab von der Längenausdehnungszahl β, der betrachteten Länge l des Bauteils und der mittleren Temperaturänderung $\Delta\vartheta_m$ dieser Länge.

Die Ausdehnung hat Gestaltungsmaßnahmen zur Folge. Jedes Bauteil muß in seiner Lage eindeutig festgelegt werden und darf nur so viele Freiheitsgrade erhalten, wie es zur ordnungsgemäßen Funktionserfüllung benötigt. Im allgemeinen bestimmt man einen Festpunkt und ordnet dann für die gewünschten Bewegungsrichtungen entsprechende Führungen an. Diese dürfen nur einen Freiheitsgrad haben; sie sind auf einem Strahl durch den Festpunkt anzuordnen, wobei der Strahl Symmetrielinie des Verzerrungszustands sein muß. Der Verzerrungszustand kann durch die Ausdehnung sowie von last- und temperaturabhängigen Spannungen hervorgerufen werden. Da Spannungs- und Temperaturverteilung auch von der Form des Bauteils abhängen, ist die Symmetrielinie des Verzerrungszustands zunächst auf der Symmetrielinie des Bauteils und der des aufgeprägten Temperaturfelds zu suchen.

Relativausdehnung zwischen Bauteilen. Sie ergibt sich aus $\delta_{Rel} = \beta_1 l_1 \Delta\vartheta_{m1(t)} - \beta_2 l_2 \Delta\vartheta_{m2(t)}$.

Stationäre Relativausdehnung. Ist die jeweilige mittlere Temperaturdifferenz zeitlich unabhängig, konzentrieren sich die Maßnahmen bei gleichen Längenausdehnungszahlen auf ein Angleichen der Temperaturen und/oder bei unterschiedlichen Temperaturen auf ein Anpassen mittels Wahl von Werkstoffen unterschiedlicher Ausdehnungszahlen.

Instationäre Relativausdehnung. Ändert sich der Temperaturverlauf mit der Zeit (z. B. bei Aufheiz- oder Abkühlvorgängen), ergibt sich oft eine Relativausdehnung, die viel größer ist als im stationären Endzustand, weil die Temperaturen in den einzelnen Bauteilen sehr unterschiedlich sein können. Für den häufigen Fall, Bauteile gleicher Länge und gleicher Ausdehnungszahl, gilt $\delta_{Rel} = \beta l(\Delta\vartheta_{m1(t)} - \Delta\vartheta_{m2(t)})$.

Die Erwärmungskurve ist in ihrem zeitlichen Verlauf durch die Aufheizzeitkonstante charakterisiert. Betrachtet man beispielsweise die Erwärmung $\Delta\vartheta_m$ eines Bauteils bei einem plötzlichen Temperaturanstieg $\Delta\vartheta^*$ des aufheizenden Mediums, so ergibt sich unter der allerdings groben Annahme, daß Oberflächen- und mittlere Bauteiltemperatur gleich seien, was praktisch nur für relativ dünne Wanddicken und hohe Wärmeleitzahlen annähernd zutrifft, der in **Bild 21** gezeigte Verlauf, der der Beziehung $\Delta\vartheta_m = \Delta\vartheta^*(1 - e^{-t/T})$ folgt. Hierbei bedeutet t die Zeit und T die Zeitkonstante mit $T = cm/(\alpha A)$; c spezifische Wärme des Bauteilwerkstoffs, $m = \varrho_V$ Masse des Bauteils, α Wärmeübergangszahl an der beheizten Oberfläche des Bauteils, A beheizte Oberfläche am Bauteil. Bei unterschiedlichen Zeitkonstanten der Bauteile *1* und *2* ergeben sich verschiedene Temperaturverläufe, die zu einer bestimmten kritischen Zeit eine größte Differenz haben. Wenn es gelingt, die Zeitkonstanten der beteiligten Bauteile gleich groß zu machen, findet eine Relativausdehnung nicht statt. Zur Annäherung der Zeitkonstanten bieten sich konstruktiv zwei Wege an: die Angleichung der Verhältnisse V/A (Volumen zur beheizten Oberfläche) oder die Korrektur über die Beeinflussung der Wärmeübergangszahl α mit Hilfe von z. B. Schutzhemden oder anderen Anströmungsgeschwindigkeiten.

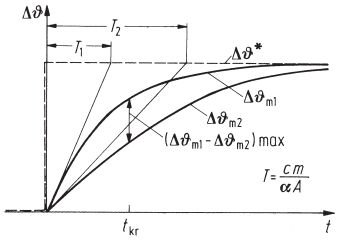


Bild 21. Zeitliche Temperaturänderung bei einem Temperatursprung $\Delta\vartheta^*$ des aufheizenden Mediums in zwei Bauteilen mit unterschiedlicher Zeitkonstante

Korrosionsgerecht

Korrosionserscheinungen lassen sich nicht vermeiden, sondern nur mindern, weil die Ursache für die Korrosion nicht beseitigt werden kann. Die Verwendung korrosionsfreier Werkstoffe ist oft unwirtschaftlich. Korrosionserscheinungen ist mit einem entsprechenden Konzept und zweckmäßigerer Gestaltung entgegenzuwirken. Die Maßnahmen hängen von der Art der Korrosionserscheinungen ab (s. **E 6** und [44, 45]).

Ebenmäßig abtragende Korrosion. *Ursache und Erscheinung:* Auftreten von Feuchtigkeit (schwach basischer oder saurer Elektrolyt) unter gleichzeitiger Anwesenheit von Sauerstoff aus der Luft oder dem Medium, insbesondere Taupunktunterschreitung. Weitgehend gleichmäßig abtragende Korrosion an der Oberfläche (bei Stahl z. B. etwa 0,1 mm/Jahr in normaler Atmosphäre). *Abhilfe:* Wanddickenzuschlag und Werkstoff; Verfahrensführung, die Korrosion vermeidet bzw. wirtschaftlich tragbar macht; kleine und glatte Oberflächen mit einem Maximum des Verhältnisses Inhalt zu Oberfläche; keine Feuchtigkeitssammelstellen; keine unterschiedlichen Temperaturen, also gute Isolierung und Verhinderung von Wärme- bzw. Kältebrücken.

Lokal angreifende Korrosion. Sie ist besonders gefährlich, weil sie eine sehr große Kerbwirkung zur Folge hat und oft nicht leicht vorhersehbar ist. Korrosionsarten: Spaltkorrosion, Kontaktkorrosion, Schwingungsrißkorrosion, Spannungsrißkorrosion. Ursachen und Abhilfe s. **E 6** und [44, 45]. Folgende Maßnahmen helfen bei

- *Spaltkorrosion:* glatte, spaltenlose Oberflächen auch an Übergangsstellen; Schweißnähte ohne verbleibenden Wurzelspalt, Stumpfnähte oder durchgeschweißte Kehlnähte vorsehen; Spalt abdichten, Feuchtigkeitsschutz durch Muffen oder Überzüge; Spalte so groß machen, daß infolge Durchströmung oder Austausch keine Anreicherung möglich ist.
- *Kontaktkorrosion:* Metallkombinationen mit geringem Potentialunterschied und daher kleinem Kontaktkorrosionsstrom verwenden; Einwirkung des Elektrolyten auf die Kontaktstelle verhindern, indem die beiden Metalle örtlich isoliert werden; Elektrolyt überhaupt vermeiden; notfalls gesteuerte Korrosion durch gezielten Abtrag an elektrochemisch noch unedlerem „Freßmaterial", sogenannten Opferanoden, vorsehen.
- *Schwingungsrißkorrosion:* mechanische oder thermische Wechselbeanspruchung klein halten, Resonanzerscheinungen vermeiden; Spannungsüberhöhung infolge von Kerben vermeiden; Druckvorspannung durch Kugelstrahlen, Prägepolieren, Nitrieren usw. erhöhen (längere Lebensdauer); korrosives Medium (Elektrolyt) fernhalten; Oberflächenschutzüberzüge (z. B. Gummierung, Einbrennlackierung, galvanische Überzüge mit Druckspannung) vorsehen.
- *Spannungsrißkorrosion:* empfindliche Werkstoffe vermeiden; Zugspannung an der angegriffenen Oberfläche massiv herabsetzen oder ganz vermeiden; Druckspannung in die Oberfläche einbringen (z. B. Schrumpfbandagen, vorgespannte Mehrschalenbauweise, Kugelstrahlen); Eigenzugspannungen durch Spannungsarmglühen abbauen; kathodisch wirkende Überzüge aufbringen; Agenzien vermeiden oder mildern durch Erniedrigung der Konzentration und der Temperatur.

Generell ist so zu gestalten, daß auch unter Korrosionsangriff eine möglichst lange und gleiche Lebensdauer aller beteiligten Komponenten erreicht wird. Läßt sich diese Forderung mit entsprechender Werkstoffwahl und Auslegung wirtschaftlich nicht erreichen, muß so konstruiert werden, daß die besonders korrosionsgefährdeten Zonen und Bauteile überwacht und ausgewechselt werden können [46].

Verschleißgerecht

Unter Verschleiß versteht man das unerwünschte Lösen von Teilchen infolge mechanischer Ursachen, wobei auch chemische Effekte beteiligt sein können (s. **E 5.4**). Ebenso wie Korrosion ist Verschleiß nicht immer vermeidbar. Aus konstruktiver Sicht sind Verschleißerscheinungen immer als Ergebnis eines *tribologischen Systems* zu sehen, das sich aus den die Funktion erfüllenden Elementen, deren Eigenschaften und ihrer Umgebung sowie der gewählten Zwischenschichten (Schmiermittel) als Wechselwirkung ergibt. Daraus folgt, daß allein die *Wahl des Schmierstoffs* nicht ausreichend sein kann, sondern stets konstruktive Merkmale entscheidend das Geschehen bestimmen. Dementsprechend ist zunächst zu sorgen für:

- eine ertragbare, eindeutige und örtlich *gleichmäßige Beanspruchung* (u. a. mittels elastisch nachgiebiger oder sich selbst einstellender Elemente),
- eine einen Schmierfilm aufbauende oder unterstützende *Bewegung* der Kontaktflächen,
- eine auch unter Temperatur- oder sonstigen Einflüssen definiert erhalten bleibende *Geometrie* der Bauteile (z. B. Spaltgeometrie, Einlaufzone),
- eine funktionsgerechte *Oberfläche* (Gestalt und Rauhigkeit), die sich auch während des Verschleißvorgangs nicht grundsätzlich verschlechtert,
- eine zweckmäßige *Werkstoffwahl*, die aufgrund der Paarung adhäsiven oder abrasiven Verschleiß mildert.

Folgende Abhilfemaßnahmen können für die in **E 5.4** und [46] behandelten Grundmechanismen (Verschleißarten) zweckmäßig sein:

- *Adhäsiver Verschleiß.* Die Wahl anderer Werkstoffe und das Einbringen andersartiger Zwischenschichten (z. B. Feststoffschmierstoffe) bringen grundsätzlich Abhilfe.
- *Abrasiver Verschleiß.* Härte des weicheren Partners erhöhen (z. B. Nitrieren, Hartmetallauflage [47]).
- *Ermüdungsverschleiß.* Örtliche Beanspruchung mindern, verteilen.
- *Schichtverschleiß.* Da dieser Vorgang in der Regel bei funktionell nicht schädlichen Verschleißvorgängen in der sogenannten Tieflage entsteht (Abtrag pro Zeit- oder Wegeinheit gering), ist er solange ertragbar, bis die Bauteildicke z. B. den Festigkeitsanforderungen nicht mehr genügt.
- *Reibkorrosion.* Dieser Vorgang ist komplexer Natur (mechanisch-chemisch) und führt zur Absonderung harter Oxidationsprodukte, die die Funktion gefährden, während die Scheuerstelle selbst unter vielfach schädlicher Kerbwirkung leidet. Abhilfe: Vermeiden von Relativbewegungen an Fügestellen durch Verstärken des Bauteils, andere Lastein- und -ableitung, Entlastungsnuten.

Arbeitssicherheits- und ergonomiegerecht

Arbeitssicherheitstechnische Gestaltung. Der arbeitende Mensch und seine Umgebung sind vor schädlichen *Einwirkungen* zu schützen. DIN 31000 weist auf Grundforderungen für sicherheitsgerechtes Gestalten technischer Erzeugnisse hin. DIN 31001 Teil 1, 2 und 10 gibt Anweisungen für Schutzeinrichtungen. *Vorschriften* der Berufsgenossenschaften, der Gewerbeaufsichtsämter und der Technischen Überwachungsvereine sind branchen- und produktabhängig zu befolgen. Aber auch das *Gerätesicherheitsgesetz* verpflichtet den Konstrukteur zum verantwortungsvollen Handeln. In einer allgemeinen Verwaltungsvorschrift sowie Verzeichnissen zu diesem Gesetz sind inländische Normen und sonstige Regeln bzw. Vorschriften mit sicherheitstechnischem Inhalt zusammengestellt [48, 49]. Der mögliche Unverstand und die Ermüdung des Menschen müssen ebenfalls berücksichtigt werden. **Tab. 9** gibt *Mindestanforderungen* für eine arbeitssichere Gestaltung mechanischer Gebilde an.

Ergonomiegerecht. Die VDI-Richtlinie 2242 [50] gibt Anleitung zum Konstruieren ergonomiegerechter Erzeugnisse. Sie greift dabei auf Suchlisten für Objekte und Wirkungen zurück und verweist auf die entsprechende Literatur. Auszugsweise können nur einige für den Konstrukteur wichtige Hinweise gegeben werden: körpergerechte Bedienung und Handhabung s. DIN 33400 bis DIN 33402 sowie [51, 52], Beleuchtung am Arbeitsplatz s. [53], Klima am Arbeitsplatz s. DIN 33403, Überwachungs- und Steuerungstätigkeiten s. DIN 3304, 33413, 33414 und [54], Lärmreduzierung s. [55, 56].

Formgebungsgerecht

In der VDI-Richtlinie 2224 (mit instruktiven Bildbeispielen) sind Empfehlungen für den Konstrukteur zur Formgebung technischer Erzeugnisse zusammengestellt [57]. Außerdem ist in [61] eine systematische Betrachtung zu Form, Farbe und Graphik unter Verwendung von [62] zu finden.

Fertigungs- und kontrollgerecht

Beim Entwerfen und Ausarbeiten ist sowohl auf eine fertigungsgerechte *Baustruktur* als auch auf eine fertigungs- und kontrollgerechte *Werkstückgestaltung* zu achten, die mit einer auf die Fertigung abgestimmten *Werkstoffwahl* einhergeht.

Tabelle 9. Allgemeine Mindestanforderungen der Arbeitssicherheit bei mechanischen Gebilden

Vorstehende oder bewegte Teile im Berührbereich vermeiden!
Schutzeinrichtungen sind unabhängig von der Geschwindigkeit erforderlich bei – Zahnrad-, Riemen-, Ketten- und Seiltrieben, – allen umlaufenden Teilen länger als 50 mm (auch wenn sie völlig glatt sind!), – allen Kupplungen, – Gefahr wegfliegender Teile, – Quetschstellen (Schlitten gegen Anschlag; Teile, die aneinander vorbeifahren oder -drehen), – herunterfallenden oder sinkenden Teilen (Spanngewichte, Gegengewichte), – Einlege- oder Einzugstellen. (Der zwischen den Werkzeugen verbleibende Spalt darf 8 mm nicht überschreiten. Bei Walzen Sonderuntersuchung der geometrischen Verhältnisse, gegebenenfalls Berührschutzleisten oder -kontakte gegen Einzugsgefahr vorsehen.)
Elektrische Anlagen nur zusammen mit dem Elektrofachmann planen. Bei *akustischen, chemischen* und *radioaktiven Gefahren* Fachleute zur Erarbeitung von Abhilfe- und Schutzmaßnahmen hinzuziehen.

Fertigungsgerechte Baustruktur. Sie kann unter den Gesichtspunkten einer Differential-, Integral- und Verbundbauweise vorgenommen werden.
Unter *Differentialbauweise* wird die Auflösung eines Einzelteils (Träger einer oder mehrerer Funktionen) in mehrere fertigungstechnisch günstige Werkstücke verstanden. Unter *Integralbauweise* wird das Vereinigen mehrere Einzelteile zu einem Werkstück verstanden. Typische Beispiele hierfür sind Guß- statt Schweißkonstruktionen, Strangpreß- statt gefügter Normprofile sowie angeschmiedete statt gefügte Flansche.
Unter *Verbundbauweise* soll verstanden werden die unlösbare Verbindung mehrerer unterschiedlich gefertigter Rohteile zu einem weiter zu bearbeitenden Werkstück (z. B. die Verbindung urgeformter und umgeformter Teile), die gleichzeitige Anwendung mehrerer Fügeverfahren zur Verbindung von Werkstücken und die Kombination mehrerer Werkstoffe zur optimalen Nutzung ihrer Eigenschaften. Beispiele sind die Kombination von Stahlgußstücken mit Schweißkonstruktionen sowie Gummi-Metallelemente.

Fertigungsgerechte Werkstückgestaltung. Sie beeinflußt die Form, Abmessungen, Oberflächenqualität, Toleranzen und Fügepassungen, Fertigungsverfahren, Werkzeuge und Qualitätskontrollen. Ziel der Werkstückgestaltung ist es, unter Beachten der verschiedenen Fertigungsverfahren mit ihren einzelnen Verfahrensschritten den *Aufwand* in der Fertigung zu verringern und die *Qualität* des Werkstücks zu verbessern. Vgl.: Urformen s. **S2**, Umformen s. **S3**, Fügen s. **G1** und Trennen s. **S4.**

Montagegerecht

Entscheidend ist eine montagegerechte *Baustruktur*, montagegerechte Gestaltung der *Fügestellen* und *Fügeteile* [61], wobei die automatische Montage an Bedeutung gewinnt (s. **S6**). Bei der Montage lassen sich folgende Teiloperationen in unterschiedlicher Vollständigkeit, Reihenfolge und Häufigkeit erkennen [58–60]: Speichern – Werkstück handhaben (Erkennen, Ergreifen, Bewegen) – Positionieren – Fügen – Einstellen (Justieren) – Sichern – Kontrollieren.

Allgemeine Richtlinien zur Montage. Anzustreben sind einheitliche Montagearten, wenige, einfache und zwangsläufige Montageoperationen sowie parallele Montagen von Baugruppen.

Verbesserung einzelner Montageoperationen

Speichern wird durch stapelbare Werkstücke mit ausreichenden Auflageflächen und Konturen zur eindeutigen Lageorientierung bei nichtsymmetrischen Teilen erleichert.

Werkstück handhaben. Beim Erkennen ist ein Verwechseln ähnlicher Teile auszuschließen. Das einwandfreie und sichere Ergreifen ist besonders für automatische Montageverfahren wichtig. Grundsätzlich sind beim Bewegen kurze Wege anzustreben, ergonomische Erkenntnisse und Sicherheitsaspekte zu beachten sowie eine einfache Handhabung der Werkstücke zu gewährleisten.

Positionieren. Günstig ist, Symmetrie anzustreben, wenn keine Vorzugslage gefordert wird (bei geforderter Vorzugslage ist diese durch die Form zu kennzeichnen), das selbsttätige Ausrichten der Fügeteile zu erzwingen oder, wenn das nicht möglich ist, einstellbare Verbindungen vorzusehen.

Fügen. Oft zu lösende Fügestellen (z. B. zum Austausch von Verschleißteilen) mit leicht lösbaren Verbindungen ausrüsten. Für selten oder nach der Erstmontage überhaupt nicht mehr zu lösende Fügestellen können aufwendig lösbare Verbindungen vorgesehen werden. Gleichzeitiges Verbinden und Positionieren ist anzustreben. Zum Ermöglichen wirtschaftlich vertretbarer Toleranzen ist ein Toleranzausgleich von Werkstücken mit hoher Federsteifigkeit mittels federnder Zwi-

schenelemente oder Ausgleichstücke vorzusehen (toleranzgerecht). Das Einfügen, d. h. Einführen eines Teils zu den Fügeflächen, wird erleichtert durch gute Zugänglichkeit für Montagewerkzeuge, Sichtkontrollen, einfache Bewegungen an den Fügeflächen, Vorsehen von Einführungserleichterungen, Vermeiden gleichzeitiger Fügeoperationen und Vermeiden von Doppelpassungen.

Einstellen. Feinfühliges, reproduzierbares Einstellen ermöglichen. Rückwirkung auf andere Einstelloperationen vermeiden. Einstellergebnis meß- und kontrollierbar machen.

Sichern. Gegen selbständiges Verändern ist anzustreben, selbstsichernde Verbindungen zu wählen oder form- bzw. stoffschlüssige Zusatzsicherungen vorzusehen, die ohne großen Aufwand montierbar sind.

Kontrollieren. Mit gestalterischen Maßnahmen ist eine einfache Kontrolle (Messen) der funktionsbedingten Forderungen zu ermöglichen. Kontrollieren und weitere Einstellungen müssen ohne Demontage bereits montierter Teile durchführbar sein.

Gebrauchs- und instandhaltungsgerecht

Die Gestaltung hat auf die Erfordernisse des Betriebs und der Instandhaltung, die sich in *Wartung, Inspektion* und *Instandsetzung* gliedert, Rücksicht zu nehmen. Generell soll der Gebrauch oder die Inbetriebnahme *sicher* und *einfach* möglich sein. Betriebsergebnisse in Form von Meldungen, Überwachungsdaten und Meßgrößen sollen *übersichtlich* anfallen. Der Betrieb darf keine gravierende Belästigung der Umgebung verursachen. Wartungen sollen einfach und kontrollierbar durchgeführt werden können, Inspektionen müssen kritische Zustände erkennen lassen, und die Instandsetzung soll möglichst ohne zeitraubende Montageoperationen möglich sein.

Recyclinggerecht

Der Einsparung und Wiedergewinnung von Rohstoffen kommt zunehmende Bedeutung zu. VDI-Richtlinie 2243 [63] weist auf Verfahren zum Recycling hin und gibt konstruktive Hinweise: Wirtschaftliche Demontage, leichte Werkstofftrennung, geeignete verträgliche Werkstoffwahl und -kennzeichnung.

1.4.4 Faserverbundbauweisen

Fibre reinforced construction methods (composites)

M. Flemming, Niederrohrdorf und
G. Ziegmann, Clausthal-Zellerfeld

Definitionen

Der Begriff Bauweisen [64] erstreckt sich auf das optimierte Zusammenwirken der für die Entwicklung eines Bauteils oder eines Systems erforderlichen Fachdisziplinen wie:

- Werkstoffe, Werkstoffverbunde,
- Entwicklung und Konstruktion,
- Berechnung und Auslegung,
- Fertigungsverfahren,
- Umwelt-Aspekte,
- Kosten/Nutzen-Aspekte.

Diese Kombination macht deutlich, daß in vielen Entwicklungen die einzelnen Fachdisziplinen nicht aufteilbar sind, d. h. interdisziplinär wirken müssen. Bei den Metall- und Faserverbundbauweisen unterscheidet man:

Differentialbauweise. Bei der Differentialbauweise wird eine Struktur in einzelne, meist einfach zu fertigende Bauelemente aufgeteilt, die in anschließenden Montageschritten durch Fügevorgänge zur Gesamtstruktur zusammengesetzt werden. Die Fertigungskosten zur Herstellung der einzelnen Komponenten sind meist gering, der Aufwand für die Montage der Einzelteile zur Gesamtstruktur ist hoch (s. **F 1.4.3**) [64, 73].

Integralbauweise. Die Integralbauweise ist von dem Bestreben geprägt, möglichst viele Strukturelemente einer Baugruppe in einem einzigen Fertigungsvorgang herzustellen. Die Anzahl der Einzelteile und die Anzahl der Fügungen und damit die Montagekosten werden durch diese Bauweise drastisch reduziert. Die Aufwendungen für Werkzeuge, aber auch die Fertigungsvorgänge werden aufwendiger und teurer [64, 73]. Diese durch Gestalten neuer Fertigungs- und Werkzeugkonzepte zu optimieren ist eine der wichtigsten Aufgaben moderner Konstruktionstechnik.
Die Integralbauweise setzt sich mit Hilfe neuer computergesteuerter Fertigungstechniken immer mehr durch. Beispiele siehe [64, 73].

Mischbauweise. Große komplexe Strukturen bestehen in den wenigsten Fällen aus nur einer Bauweise, sie stellen eine Mischung von Differential- und Integralbauweise dar.

Sandwichbauweise. Eine Sandwichstruktur besteht aus hochsteifen und hochfesten Deckschichten, die mit einem schubsteifen Kern verbunden sind. Durch konstruktive Maßnahmen können beispielsweise folgende Eigenschaften kombiniert werden: Hohe Steifigkeit, geringes Gewicht, Wärme- und Schalldämmung, Schlag- und Splitterschutz, Brandschutz. Als Kernmaterial werden Schäume, Waben und säulenförmige Abstandhalter verwendet [64, 70].
Bei den Sandwichbauweisen unterscheidet man in der Faserverbundtechnik grundsätzlich auch in Differential- und Integralbauweise.
Bild 22 zeigt eine Waggonstruktur [65, 73] in Faserverbund-Sandwichbauweise. Als Fertigungsverfahren wurde die Wikkeltechnik verwendet, ein hochautomatisiertes Fertigungsverfahren für Faserverbunde [73, 80, 81].

Passive und aktive Bauweisen. Bei der *passiven* Bauweise sind die Eigenschaften der Struktur nach der Fertigung fest definiert. Es sind die aus Material und Konstruktion unveränderlich entstandenen Kennwerte wie z. B. Steifigkeit, Festigkeit, Wärmeausdehnung, Crashverhalten.
Die *aktiven* Bauweisen sind dadurch gekennzeichnet, daß bei der Konstruktion und Fertigung Funktionsmöglichkeiten, z. B. Aktuator-Sensorwerkstoffe, integriert werden, mit denen man weitere Eigenschaften auslösen kann [66], z. B. Bewegungen, Verformungen. Faserverbunde eignen sich wegen ihres schichtweisen Aufbaus hierfür besonders gut (**Bild 23**).

Gestaltungsgrundlagen

Schichtverbunde. Faserverbundstrukturen mit gerichteten langen Fasern sind schichtweise aufgebaut (**Bild 24**). Das unterscheidet sie bezüglich der Berechnung, der Konstruktion

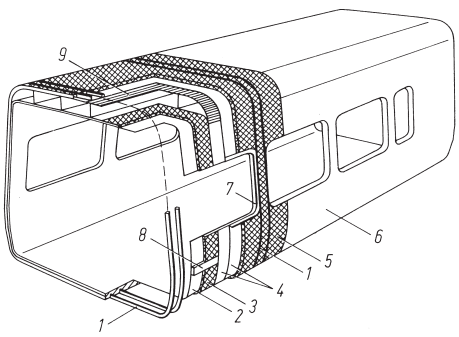


Bild 22. Prinzipieller Aufbau der gewickelten Sandwichröhre eines Waggons (Schindler). *1* Ringspant, *2* innere Laminatschicht, *3* innerer Schaumkern, *4* mittlere Laminatschicht, *5* äußerer Schaumkern, *6* äußere Laminatschicht, *7* Fensterrahmen, *8* Wandkanal, *9* Deckenkanal

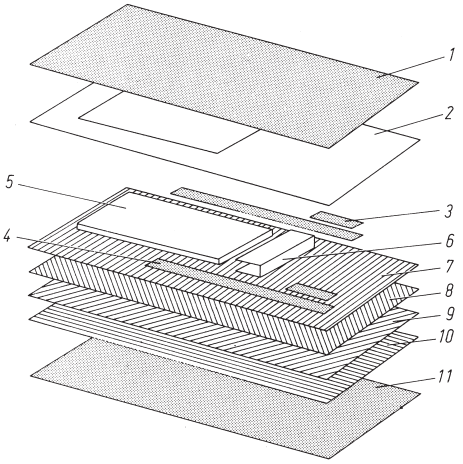


Bild 23. Integration aktiver Elemente in Faserverbunde [66]. *1* Druckplatte, *2* Maske mit Ausschnitt, *3* Kupferfolie, *4* Aluminiumfolie, *5* aktives Element, *6* Isolation, *7* 0°/90° Schicht, *8* +45°/–45° Schicht, *9* –45°/+45° Schicht, *10* 90°/0° Schicht, *11* Druckplatte

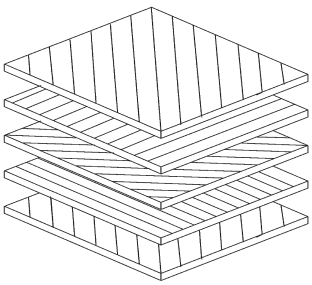


Bild 24. Schematische Darstellung der Faserschichten

und der Fertigung wesentlich von den Metallen. Die Schichten bestehen aus zwei Werkstoffen: den Fasern – meist Glas-, Synthese- oder Kohlefasern – und dem die Fasern verbindenden Material – genannt die Matrix –, das im allgemeinen ein Duroplast oder ein Thermoplast darstellt (s. **E 4.10**) [67].

Dimensionierung. Jede Schicht ist orthotrop, der Faserschichtverbund ergibt eine anisotrope Struktur. Im Gegensatz zu den Metallen müssen bei Faserverbundstrukturen die Werkstoffeigenschaften vom Konstrukteur festgelegt werden. Sämtliche Werkstoffkonstanten, also der *E*-Modul, der *G*-Modul und die Querkontraktionszahl υ, können stark variiert werden. In jeder Schicht kann die Faserrichtung geändert werden. Üblicherweise werden die Fasern so gelegt, daß sie optimale Festigkeiten und Steifigkeiten ergeben [68, 70].

Die Grundlage für die Spannungsberechnung stellt die sogenannte Mehrschichttheorie [68] dar, in der die schichtweisen Orthotropien berücksichtigt sind. Wenn die Faserrichtung sich schichtweise über die Wandstärke ändert, so variiert die Spannung sprunghaft über den Querschnitt [70] entsprechend der Faserrichtung.

Für die Dimensionierung der Bauteile gibt es unterschiedliche Versagenskriterien: den *Zwischenfaserbruch*, den *Faserbruch* und die *Delamination* (**Bild 25**). Die Spannungshypothesen unterscheiden sich stark von jenen für die Metalle [69, 70].

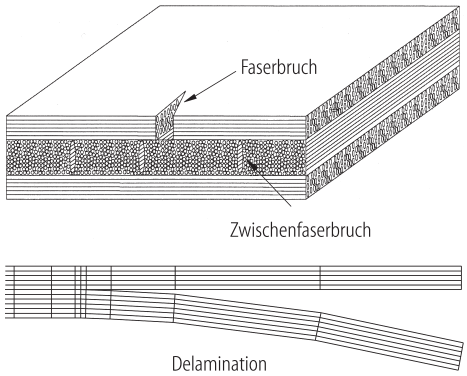
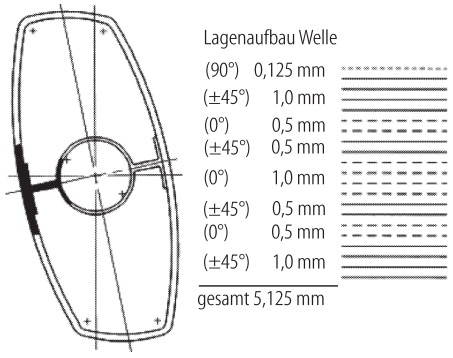


Bild 25. Versagensarten



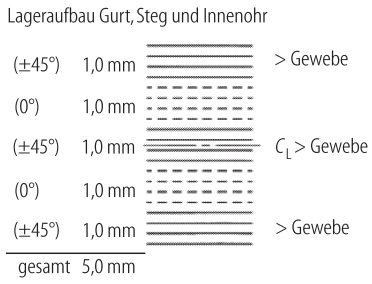


Bild 26. Ausschnitt aus Konstruktionszeichnung (Quelle: Breiing, Sauer)

Technische Zeichnung. Die berechneten Faserrichtungen müssen in der Zeichnung angegeben werden (**Bild 26**). Ansonsten unterscheiden sich die Zeichnungen nicht von jenen in der Metalltechnik.

Werkstoffe. Die einzelnen Schichten bestehen – die Fasern betreffend – aus unidirektionalen Fasern oder aus Geweben verschiedenster Art bzw. aus Gestricken. Der Matrixwerkstoff wird nachträglich eingebracht oder er ist als Thermoplast bzw. Duroplast bereits in der Schicht vorhanden. Im letztgenannten Fall spricht man von einem *Prepreg*. Der Konstrukteur hat mit den unterschiedlichen Fasern, Matrizes, Faserrichtungen, Fasergehalten und Faserhalbzeugen [64, 67] eine umfangreiche Palette zur optimalen Gestaltung der geforderten Eigenschaften [70].

Die wichtigsten Eigenschaften der Faserwerkstoffe sind ebenfalls in [64, 67, 70] angegeben. Konstruktionen werden meist

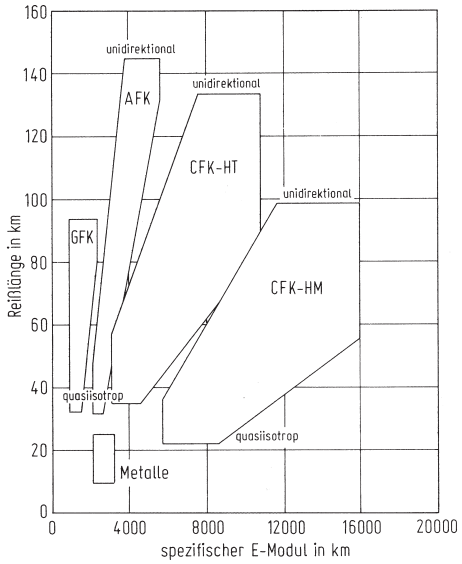


Bild 27. Spezifische Zugfestigkeit und spezifischer *E*-Modul in Abhängigkeit vom Laminataufbau. Fasergehalt in Laminat 60 Vol.-%

auf Festigkeit und/oder Steifigkeit dimensioniert. Soweit es sich um bewegte Teile oder Maschinen handelt, kann der Energieverbrauch mit geringerer Masse optimiert werden. Zu ergänzen ist diese Dimensionierung durch weitere Forderungen, z. B. der Crashsicherheit [70].

Bezieht man die Bruchfestigkeit σ und den Elastizitätsmodul E auf die Dichte γ, so erhält man eine Aussage über die Energieeinsparungsmöglichkeiten, denn für das Energiesparen benötigt man feste und steife Werkstoffe mit geringerer Dichte [64, 72]. In **Bild 27** sind diese Parameter für einige Metalle und Faserverbundwerkstoffe aufgetragen, auf der Abszisse das Verhältnis E/γ und auf der Ordinate σ_{zug}/γ, die sogenannte Reißlänge.

Die Metalle liegen in diesem Diagramm in einem relativ kleinen Bereich, während die Faserverbunde große Unterschiede zeigen [84].

Die Glasfaserverbunde (GFK) zeigen eine wesentlich bessere spezifische Festigkeit als Metalle, aber einen schlechteren spezifischen *E*-Modul und damit eine niedrigere gewichtsbezogene Steifigkeit. Es gibt Konstruktionen, für die eine geringe Steifigkeit erwünscht ist. Hierfür sind Glasfaserverbunde bestens geeignet, wobei darauf zu achten ist, daß die Bruchdehnung der Matrix nicht überschritten werden darf. Außerdem sind sie für niedrig belastete Strukturen von Vorteil [67, 70, 84].

Die Synthetik- (z. B. Kevlar-) Faserverbunde (AFK) sind bezüglich der spezifischen Zugfestigkeit und der Steifigkeit den Metallen weit überlegen. Betrachtet man hingegen ihre spezifische Druckfestigkeit, so ist dieser Vorteil nicht mehr vorhanden [67, 70, 84].

Die Kohlefaserverbunde (CFK) gibt es inzwischen in vielen Varianten mit *C*-Fasern als hochfesten (HT) und hochsteifen (HM) Typ. Sie haben sehr gute Zug- und Druckfestigkeitseigenschaften und sind relativ einfach herstellbar und verarbeitbar. Mit ihnen können somit für zukünftige Konstruktionen die bestgeeignetsten Faserverbundbauteile entwickelt werden. Sie haben auch weitere Verbesserungspotentiale hinsichtlich fast aller wichtigen Eigenschaften wie Festigkeit, Steifigkeit, Bruchdehnung und Preis [67, 70, 71, 84].

Sämtliche Faserverbunde können bessere Energiebilanzen ergeben, je mehr Fasern abhängig von der Dimensionierung in nur eine Richtung gelegt werden dürfen.

Fertigungsverfahren

Es werden hier nur Verfahren behandelt, die sich für Konstruktionen mit gerichteten Langfasern eignen. Sie sind teilweise auch übertragbar auf Laminate mit gerichteten Kurzfasern. Die hier gegebene Übersicht enthält einige wichtige Verfahren, weitere sind in Abschnitt **E 4.10** angegeben. Diese beziehen sich größtenteils auf Faserverbunde mit ungerichteter, also willkürlicher Faserverteilung.

Naßlaminiertechnik. Über eine Positivform aus Metall, Faserverbund oder Formmassen werden Schichten aus Geweben oder Gestricken gelegt, die anschließend mit einem Pinsel oder anderen dafür geeigneten Geräten mit flüssigen Duroplastwerkstoffen getränkt werden. Das Gelege härtet bei Raumtemperatur oder – je nach Matrixwerkstoff – in einem Ofen bzw. Autoklaven aus [73].

Autoklav-Prepreg-Technik. Mit Epoxidharz vorimprägnierte und mit unidirektionalen Fasern, Geweben oder Gestricken versehene Prepregs werden in bestimmten Richtungen von Hand oder maschinell übereinander gelegt und durch Umformen um ein Werkzeug und anschließender Aushärtung im Autoklaven zu einem hochfesten, steifen und leichtem Bauteil gefertigt (**Bild 28**) [73].

Wickeltechnik. Die Wickeltechnologie ist das bisher am meisten automatisierte Fertigungsverfahren der Faserverbundtechnik. Es eignet sich nur für Bauteile, die eine gewisse Symmetrie aufweisen. Beim Wickelverfahren werden die Fasern als Roving über Walzen durch ein Tränkbad geführt und somit imprägniert und dann durch ein Fadenführungsauge auf einen sich drehenden Wickelkern abgelegt. Die Ablagewinkel können über den Vorschub eines Schlittens oder Roboters und der Wickelkerndrehgeschwindigkeit genau definiert werden. Somit kann Schicht für Schicht mit unterschiedlichen Faserrichtungen abgelegt werden. Neuerdings wird dieses Verfahren auch für Thermoplaste in modifizierter Technik angewendet. Das Wickeln wird nicht nur mit Faserrovings, sondern auch mit Gewebebändern durchgeführt (**Bild 29**) [73, 81].

Harzinjektionstechnik = Resin-Transfer-Moulding-Technik (RTM). Die RTM-Technik erlaubt es, Bauteile in beliebiger Gestalt herzustellen. Zwischen zwei mit hochentwickelter CAM-Technik (komplizierte Freiformflächen) gefrästen Formhälften, die das Negativ des Bauteils darstellen, wird das aus Gewebe und evtl. Schaumstoff bestehende Preform gelegt. Die zwei Formhälften werden automatisch geschlossen. Danach wird Harz und Härter unter Druck injiziert und bei recht kurzer Aushärtezeit (Spezialharze) und vorgegebener Temperatur die chemische Vernetzung erstens des Harzes und zweitens des Harzes mit den Fasern durchgeführt. Nach dem Entformen des fertigen Bauteils ist noch eine geringfügige Nachbearbeitung erforderlich (**Bild 30**) [73, 77, 78].

Für das Verfahren sind diesbezüglich besonders optimierte Matrixwerkstoffe erforderlich. Diese müssen während des Fließvorganges eine sehr geringe Viskosität aufweisen und danach schnell aushärten. Die RTM-Technik eignet sich für relativ kurze Taktzeiten. Es lassen sich komplizierte Teile mit integrierten Metallinserts kostengünstig herstellen. Eine für den Konstrukteur wichtige Simulation am Bildschirm ist prinzipiell möglich [78].

Dem Verfahren wird für die Serienfertigung in der Zukunft große Bedeutung beigemessen [73].

Diaphragmatechnik [74–76]. Ein ebenes Gelege mit Thermoplastmatrix wird zwischen zwei elastische und temperaturbeständige Folien gelegt und in einen Rahmen so einge-

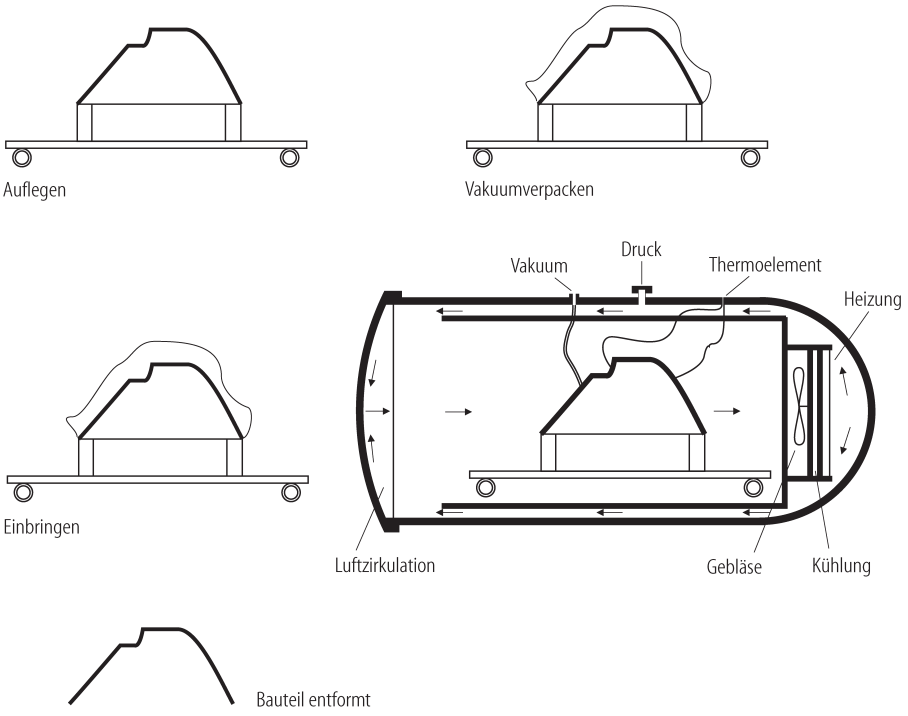


Bild 28. Darstellung der prinzipiellen Arbeitsfolge im Autoklavprozeß

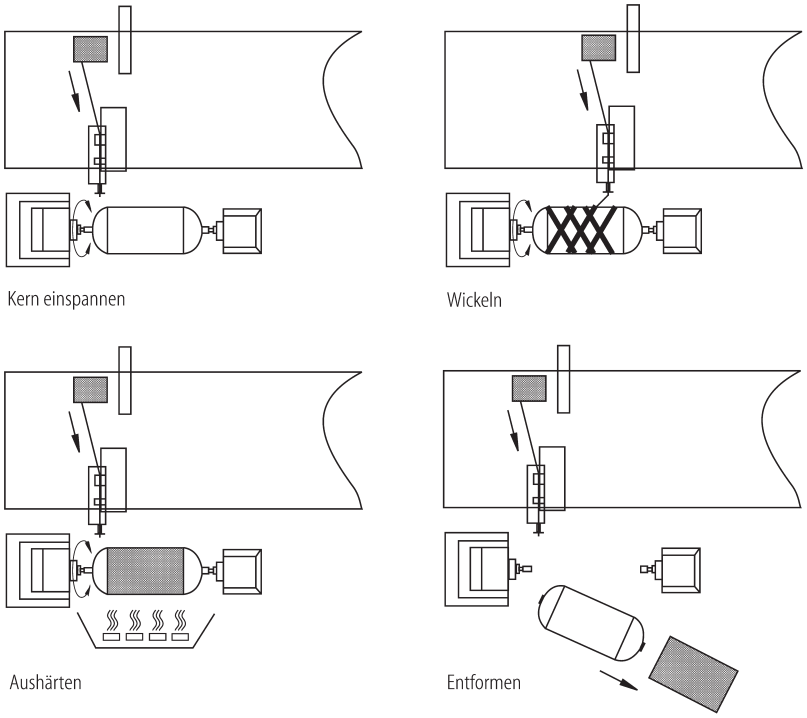


Bild 29. Darstellung des Wickelprozesses

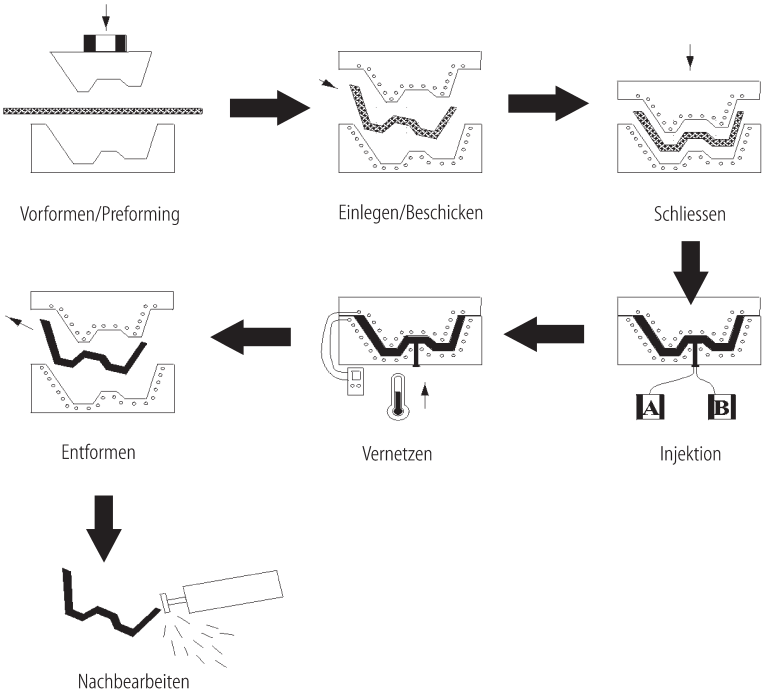


Bild 30. Die Prozeßschritte der RTM-Technik

klemmt, daß ein Vakuum zwischen den Folien erzeugt werden kann.

Der Rahmen wird in einen speziell für dieses Verfahren vorgesehenen Autoklaven eingebracht (**Bild 31**). Das Gelege wird samt den Folien von beiden Seiten aufgeheizt. Danach wird der Autoklav unter weiterer Aufheizung geschlossen und im oberen Raum mit Druck, im unteren mit Vakuum beaufschlagt, so daß das Gelege um die Form drapiert wird. Danach erfolgt die Konsolidierungsphase. Zum Schluß wird der Autoklav geöffnet und das Bauteil entformt. Das Verfahren eignet sich für kurze Taktzeiten [74–76].

Umform-Preßtechnik. Ein Faserverbundthermoplastgelege wird vorgeheizt und danach in eine Kalt- oder Heißpresse transportiert. In dieser wird das ebene erhitzte Gelege über eine Form umgeformt. Der Festhalter-Rahmen um das Gelege muß sehr elastisch gestaltet sein. Das Verfahren erlaubt für Faserverbunde mit langen Fasern keine zu großen räumlichen Umformgrade. Das Verfahren ist für kurze Taktzeiten geeignet.

Eigenschaften von Faserverbunden

Bei den Faserverbunden unterscheidet man im wesentlichen zwischen mechanischen, thermischen, chemischen und elektrischen Eigenschaften [70].

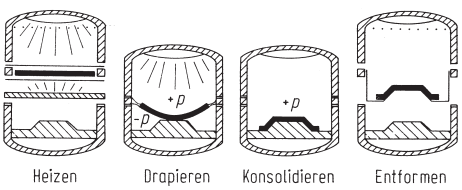


Bild 31. Diaphragmatechnik

Sie lassen sich mit einer großen Varianz ändern und kombinieren. Der Konstrukteur hat dadurch sehr viele Möglichkeiten, die Forderungen für ein bestimmtes Produkt zu erfüllen. In [75, 67, 69, 70] sind die mechanischen Eigenschaften sehr ausführlich erklärt (s.a. „Gestaltungsgrundlagen“ in diesem Abschnitt). Die thermischen Eigenschaften sind in [67] und [70] zusammenfassend behandelt. Auf die chemischen Eigenschaften wurde ebenfalls in [67] und [70] eingegangen. Die elektrischen Eigenschaften sind in [70] und [82] einer ausführlichen Betrachtung unterzogen. Bei dem Einsatz von Faserverbundwerkstoffen als Konstruktionswerkstoff müssen sie häufig den Forderungen angepaßt werden. Die elektrischen Anforderungen reichen dabei von guter Isolation über gute Absorption bis hin zu guter Leitfähigkeit. Neben einer geeigneten Auswahl an Fasern erlaubt es die Harzmatrix, durch den Zusatz geeigneter Füllstoffe wie beispielsweise Kohlenstoff oder Kohlekurzfasern, die resistiven und frequenzabhängigen, kapazitiven Eigenschaften zu ändern (**Bild 32**).

Um die mechanischen Eigenschaften weitestgehend unbeeinträchtigt zu lassen, sollten die Füllungsgrade 10 Vol.-% nicht überschreiten. Bei Füllgraden dieser Größenordunug ist hauptsächlich die elektrische Permittivität beeinflußbar, nicht aber die Permeabilität, da sich hier noch kein durchgängiger, magnetischer Pfad ausbilden kann. Das Einstellen der elektrischen Permittivität beeinflußt wesentlich das Verhalten des Werkstoffes als Reflektor oder Absorber. Modifizierte Werkstoffe dieser Art werden künftig dort eingesetzt werden, wo speziell Probleme der elektromagnetischen Verträglichkeit zu beachten sind.

Zu den Eigenschaften der Faserverbunde gehört auch deren Möglichkeit zur Wiederverwertbarkeit, Recyklierbarkeit und deren Zuführbarkeit zur Rückgewinnung von Energie.

Diese sehr unterschiedlichen Möglichkeiten sind in [70] und [83] umfassend behandelt und zwar sowohl bezüglich der fa-

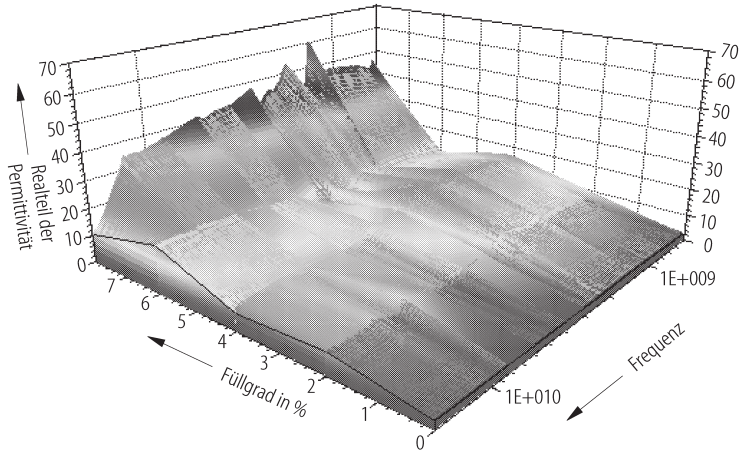


Bild 32. Der Verlauf des Realteils der elektrischen Permittivität für eine Kohlekurzfaser-Füllung

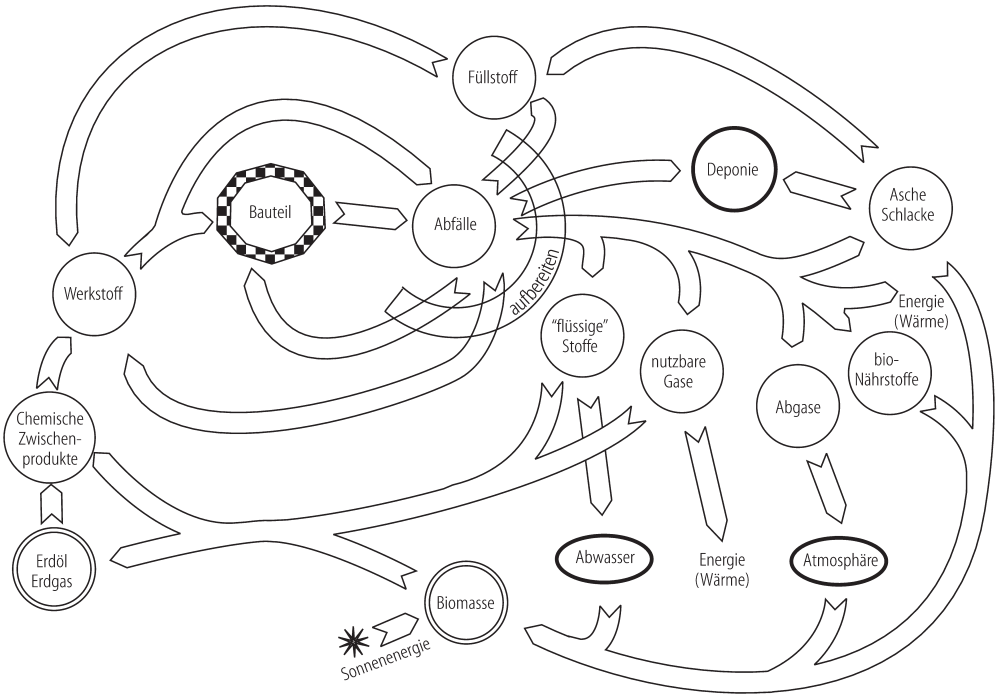


Bild 33. Die Wege des Recyclings von faserverstärkten Kunststoffen [83]

serverstärkten Duroplaste als auch der faserverstärkten Thermoplaste. **Bild 33** gibt einen Überblick über die diesbezüglichen prinzipiellen Möglichkeiten.

1.5 Baureihen- und Baukastenentwicklung
Fundamentals of development of series and modular design

Unter einer *Baureihe* versteht man technische Gebilde (Maschinen, Baugruppen, Einzelteile), die dieselbe Funktion mit

der gleichen Lösung *in mehreren Größenstufen* bei möglichst gleicher Fertigung in einem weiten Anwendungsbereich erfüllen. Sind zusätzlich zur Größenstufung auch andere zugeordnete Funktionen zu erfüllen, ist neben der Baureihe ein Baukastensystem zu entwickeln (s. **F 1.5.6**). Für die Entwicklung von Baureihen sind Ähnlichkeitsgesetze zwingend und dezimalgeometrische Normzahlen zweckmäßig.

1.5.1 Ähnlichkeitsbeziehungen. Similarity laws

Eine rein geometrische Vergrößerung ist nur statthaft, wenn Ähnlichkeitsgesetze es zulassen. Als Beurteilungskriterium bieten sich Gesetze an, wie sie in der Modelltechnik (s. **B 7.2**) üblich sind. Es liegt nahe, diese Praxis auf die Entwicklung von Baureihen zu übertragen. Gedanklich kann man das „Modell" dem ursprünglichen Entwurf, dem „Grundentwurf", und die „Ausführung" des Modells einem Glied der Baureihe als „Folgeentwurf" gleichsetzen.

Gegenüber der Modelltechnik ergibt sich für eine Baureihe eine andere Zielsetzung: gleich hohe Ausnutzung bei gleichen Werkstoffen und gleicher Technologie für alle Glieder der Baureihe. Daraus folgt, daß bei gleich guter Erfüllung der Funktion über weite Größenbereiche die Beanspruchung gleich bleiben muß.

In maschinenbaulichen Systemen treten Trägheitskräfte (Massenkräfte, Beschleunigungskräfte, Zentrifugalkräfte usw.) und sogenannte elastische Kräfte aus dem Spannungs-Dehnungs-Zusammenhang am häufigsten auf.

Eine gleichbleibende Beanspruchung läßt sich erreichen, wenn alle Geschwindigkeiten konstant bleiben. Definiert man mit $\varphi_L = L_1/L_0$ den Stufensprung (Maßstab) der Länge zwischen Folge- und Grundentwurf, so lassen sich für alle wichtigen Größen wie Leistung und Drehmoment unter der Bedingung $\varphi_L = \varphi_t = \text{const}$ und mit $\varphi_\varrho = \varphi_E = \varphi_\sigma = \varphi_v = 1$ entsprechende Stufensprünge bilden; sie sind in **Tab. 10** zusammengestellt.

Zu beachten ist, daß Werkstoffausnutzung und Sicherheit nur dann konstant sind, wenn innerhalb der Stufung der Größeneinfluß auf die Werkstoffgrenzwerte vernachlässigt werden kann. Gegebenenfalls muß er entsprechend berücksichtigt werden.

Tabelle 10. Ähnlichkeitsbeziehungen bei geometrischer Ähnlichkeit und gleicher Beanspruchung: Abhängigkeit häufiger Größen vom Stufensprung der Länge (*Ca*: Cauchy-Zahl)

Mit $Ca = \dfrac{\rho v^2}{E} = \text{const}$ und bei gleichem Werkstoff, d.h. $\rho = E = \text{const}$, wird $v = \text{const}$	
Es ändern sich dann unter geometrischer Ähnlichkeit mit dem Längenmaßstab φ_L:	
Drehzahlen n, ω Biege- und torsionskritische Drehzahlen n_{kr}, ω_{kr}	φ_L^{-1}
Dehnungen ε, Spannungen σ, Flächenpressungen p infolge Trägheits- und elastischer Kräfte, Geschwindigkeiten v	φ_L^0
Federsteifigkeiten c, elastische Verformungen Δl Infolge Schwerkraft: Dehnungen ε, Spannungen σ, Flächenpressungen p,	φ_L^1
Kräfte F, Leistungen P	φ_L^2
Gewichte G, Drehmomente M_t, Torsionssteifigkeit c_t, Widerstandsmomente W, W_t	φ_L^3
Flächenträgheitsmomente I, I_t	φ_L^4
Massenträgheitsmomente J	φ_L^5
Beachte: Werkstoffausnutzung und Sicherheit sind nur dann konstant, wenn der Größeneinfluß auf die Werkstoffgrenzwerte vernachlässigbar ist.	

1.5.2 Dezimalgeometrische Normzahlreihen

Geometric series of preferred numbers (Renard series)

Eigenschaften der dezimalgeometrischen Reihe

Die *dezimalgeometrische Reihe* entsteht durch Vervielfachung mit einem Konstanten Faktor φ und wird jeweils innerhalb einer Dekade entwickelt. φ ist der Stufensprung der Reihe und ergibt sich zu

$$\varphi = \sqrt[n]{a_n/a_0} = \sqrt[n]{10},$$

wobei n die Stufenzahl innerhalb einer Dekade ist. Für z. B. zehn Stufen würde die Reihe einen Stufensprung $\varphi = \sqrt[10]{10} = 1{,}25$ haben und R 10 genannt werden. Die Gliedzahl der Reihe ist $z = n+1$. In **Tab. 11** ist ein Auszug aus DIN 323 wiedergegeben, in der die Hauptwerte der Grundreihen festgelegt sind.

Abgeleitete Reihen. Hier wird nur jedes k-te Glied einer Grundreihe benutzt. Zur Kennzeichnung wird dann die Zahl k als Nenner hinter die Reihenbezeichnung und in Klammern die Zahl, mit der die Reihe beginnt, gesetzt, z. B.

R 20/4(1,4 ...) 1,4 2,24 3,55 5,6 usw.,
R 10/3(1 ...) 1 2 4 8 usw.

Der Stufensprung ist dann immer das Verhältnis zweier aufeinanderfolgender Zahlen oder $\varphi = 10^{k/n}$.

Wahl der Größenstufung

Die Größenstufung richtet sich nach den Bedarfserwartungen des Marktes (Vertriebs), bezogen auf die einzelnen Baugrößen, nach dem Marktverhalten bei Typbereinigung und den damit verbundenen Lücken, nach den Fertigungskosten und -zeiten bei unterschiedlichen Größenstufungen und den Eigenschaften der Produkte bei unterschiedlichen Größenstufungen.

Nicht immer wird es zweckmäßig sein, den geforderten Größenbereich einer Baureihe mit einem konstanten Stufensprung aufzuteilen. Aus technischen und wirtschaftlichen Gründen ist es häufig günstiger, ihn in unterschiedliche

Tabelle 11. Hauptwerte von Normzahlen (Auszug aus DIN 323)

Grundreihen				Grundreihen			
R 5	R 10	R 20	R 40	R 5	R 10	R 20	R 40
1,00	1,00	1,00	1,00	4,00	4,00	4,00	4,00
			1,06				4,25
		1,12	1,12			4,50	4,50
			1,18				4,75
	1,25	1,25	1,25		5,00	5,00	5,00
			1,32				5,30
		1,40	1,40			5,60	5,60
			1,50				6,00
1,60	1,60	1,60	1,60	6,30	6,30	6,30	6,30
			1,70				6,70
		1,80	1,80			7,10	7,10
			1,90				7,50
	2,00	2,00	2,00		8,00	8,00	8,00
			2,12				8,50
		2,24	2,24			9,00	9,00
			2,36				9,50
2,50	2,50	2,50	2,50				
			2,65				
		2,80	2,80				
			3,00				
	3,15	3,15	3,15				
			3,35				
		3,55	3,55				
			3,75				

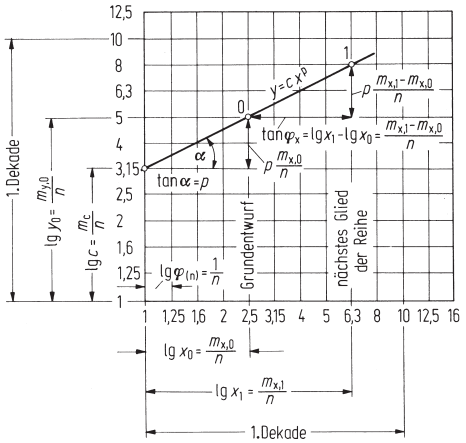


Bild 34. Technische Beziehungen im *NZ*-Diagramm. *n* Stufenzahl der feinsten zugrundegelegten *NZ*-Reihe; jeder Rasterpunkt ist eine Normzahl dieser Reihe; jeder ganzzahlige Exponent führt wieder auf eine Normzahl

Größenabstände zu gliedern, d. h. durch Springen innerhalb und/oder zwischen gröberen und feineren Normalzahlreihen (R 5 bis R 40) aufzuteilen. Als Regel gilt, daß die Größenstufung um so feiner sein muß, je größer der Bedarf ist und je genauer bestimmte technische Eigenschaften einzuhalten sind.

Darstellung im Normzahldiagramm

Fast alle technischen Beziehungen lassen sich in die allgemeine Form $y = cx^p$ bringen, deren logarithmische Form $\lg y = \lg c + p \lg x$ ist. Jede Normzahl (*NZ*) kann mit $NZ = 10^{m/n}$ oder wieder mit $\lg(NZ) = m/n$ geschrieben werden, wobei *m* die jeweilige Stufe in der *NZ*-Reihe und *n* die Stufenzahl der *NZ*-Reihe innerhalb einer Dekade angibt.

$$m_y/n = m_c/n + p(m_x/n).$$

Alle Abhängigkeiten können als Geraden in einem doppeltlogarithmischen Diagramm dargestellt werden, wobei die Steigung dieser Geraden jeweils dem Exponenten *p* der technischen Beziehung (Abhängigkeit) entspricht (**Bild 34**). Statt der Logarithmen werden die Normzahlen selbst an die Koordinaten geschrieben [74].

Der Grundentwurf erhält den Index 0, das erste nächstfolgende Glied der Baureihe (Folgeentwurf) den Index 1, das *k*-te den Index k. Hat man auf der Abszisse die Nenngröße *x* aufgetragen, so ist der Stufensprung $\varphi_x = x_1/x_0$. Bei einer geometrisch ähnlichen Abmessungsreihe ist er zweckmäßigerweise gleich dem Stufensprung φ_L der Länge. Alle anderen Größen wie Abmessungen, Drehmomente, Leistungen und Drehzahlen ergeben sich bei Kenntnis des Grundentwurfs aus den bekannten Exponenten ihrer physikalischen bzw. technischen Beziehung (**Tab. 10**) und können als Gerade mit entsprechender Steigung (z. B. Gewicht $\varphi_G = \varphi_L^3$, also mit Steigerung 3 : 1) eingetragen werden. Beispiel: **Bild 35**.

1.5.3 Geometrisch ähnliche Baureihe
Geometrically similar series

Ausgehend von einem Grundentwurf prüft man, ob im wesentlichen nur Trägheits- oder/und elastische Kräfte einwirken. Ist das der Fall, so können bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit über der Reihe die in **Tab. 10** abgeleiteten Ähnlichkeitsbeziehungen verwendet werden. Sie geben den Exponenten an, der die Steigung der Linien im Normzahldiagramm festlegt (s. **F 1.5.2**) und damit für die anderen Nenngrößen der Folgeentwürfe die Auslegungsdaten abzulesen gestattet (**Bild 35**).

Man beachte aber:

Passungen und Toleranzen sind mit den Nennmaßen nicht geometrisch ähnlich gestuft, sondern die Größe einer Toleranzeinheit folgt der Beziehung $i = 0{,}45 \cdot D^{1/3} + 0{,}001 \cdot D$, d. h., der Stufensprung der Toleranzeinheit *i* folgt im wesentlichen $\varphi_i = \varphi_i^{1/3}$.

Technologische Einschränkungen führen oft zu Abweichungen; z. B. kann eine Gußwanddicke nicht unterschritten, eine Wanddicke nicht durch und durch vergütet werden (Größeneinfluß).

Übergeordnete Normen basieren nicht immer konsequent auf Normzahlen. Von ihnen beeinflußte Bauteile sind entsprechend anzupassen.

Übergeordnete Ähnlichkeitsgesetze oder andere Anforderungen können eine starke Abweichung von der geometrischen Ähnlichkeit erzwingen. Dann müssen halbähnliche Baureihen vorgesehen werden (s. **F 1.5.4**).

1.5.4 Halbähnliche Baureihen. Semi-similar series

Bedeutende Abweichungen von der geometrischen Ähnlichkeit können durch folgende Gründe erzwungen werden (sie erfordern für die Baureihe ein anderes Wachstumsgesetz und führen zu halbähnlichen Baureihen): *Übergeordnete Ähnlichkeitsgesetze* durch Einfluß der Schwerkraft, Einfluß thermischer Vorgänge und/oder andere Ähnlichkeitsbeziehungen [86, 87].

Übergeordnete Aufgabenstellung. Bauteile, mit denen der Mensch bei der Arbeit in Berührung kommt, müssen den Körperabmessungen entsprechen. Sie können sich im allgemeinen nicht mit den Baureihengliedern ändern. Eine übergeordnete Aufgabenstellung kann auch infolge technischer Bedingungen vorliegen, wenn Eingangs- oder Ausgangsprodukte keine geometrisch ähnliche Abmessungen haben.

Übergeordnete wirtschaftliche Forderungen. In einer Baureihe können Einzelteile und Baugruppen, gröber gestuft, eine höhere Stückzahl ergeben und so eine noch wirtschaftlichere Fertigung ermöglichen. Für die umgebenden oder anschließenden Bauteile erhält man dann halbähnliche Baureihen.

Aus diesen Beispielen geht hervor, daß nicht immer die geometrisch ähnliche Baureihe eingehalten werden kann. Vielmehr muß man unter Beachten des physikalischen Vorgangs und sonstiger Anforderungen Maßstäbe ableiten, die die Abmessungen oder sonstigen Kenngrößen bestimmen. Dabei ist es nicht mehr möglich, eine gleich hohe Ausnutzung der Festigkeit sicherzustellen, sondern man wird dann über der Baureihe die Größe festhalten, die den insgesamt höheren Nutzen bestimmt. Je nach physikalischem Geschehen kann diese Größe sogar über der Größenstufung wechseln.

1.5.5 Anwenden von Exponentengleichungen
Use of exponent-equations

Sie dienen als Hilfsmittel, die unter **F 1.5.4** erläuterten Bedingungen nach der Art von Ähnlichkeitsbeziehungen bei einer halbähnlichen Baureihe zu berücksichtigen. Für das Wachstumsgesetz bei Potenzfunktionen ist unter Verwendung der Normzahldiagramme nur der Exponent wichtig, wenn man von einem Grundentwurf ausgehen kann.

Die technische Beziehung für das *k*-te Glied der Baureihe hat oft die Form

$$y_k = c_k x_k^{p_x} z_k^{p_z}.$$

Diese abhängig Veränderliche *y* und die unabhängige Veränderlichen *x* und *z* lassen sich stets, vom Grundentwurf (Index 0) ausgehend, mit Normzahlen ausdrücken.

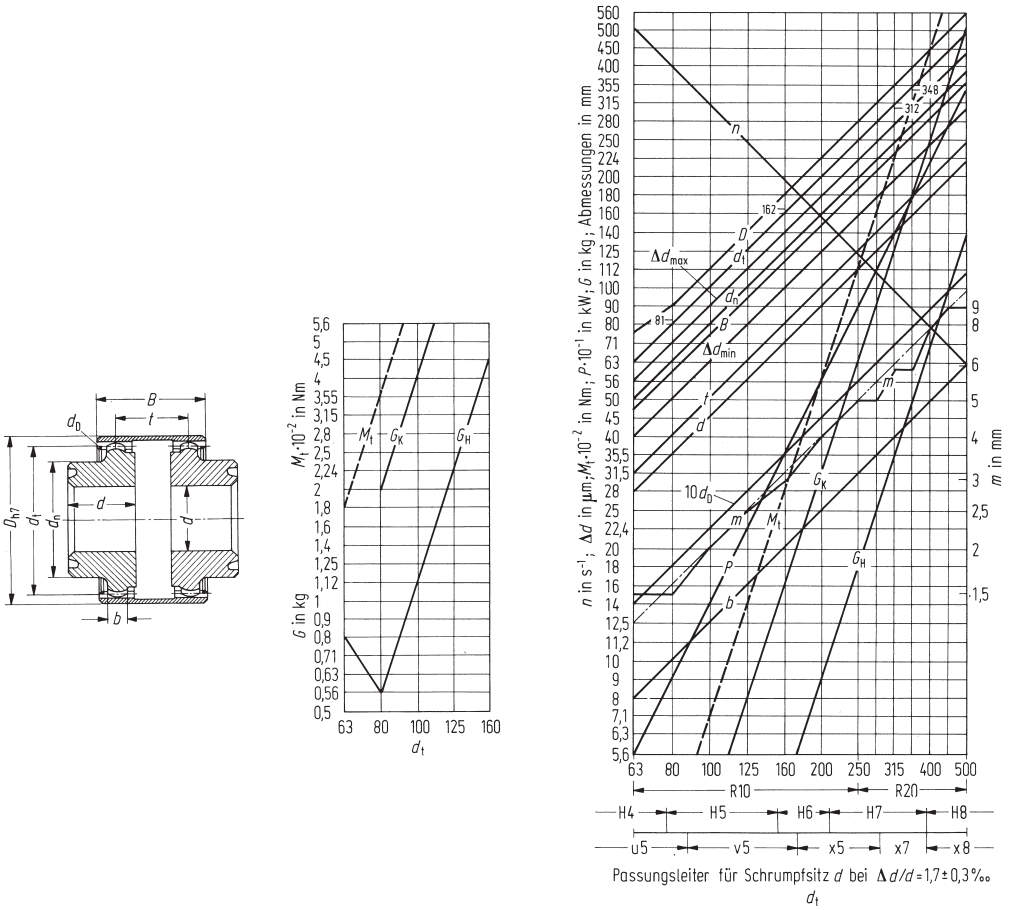


Bild 35. Datenblatt einer Zahnkupplungsreihe über dem Nenndurchmesser d_t. Abmessungen geometrisch ähnlich; Ausnahmen: Hülsenaußendurchmesser D bei der kleinsten Baugröße (aus Steifigkeitsgründen), nicht nach Normzahlen gestufte Moduln und die Forderung nach ganzen, geraden Zähnezahlen (einige Teilkreisdurchmeser geringfügig angepaßt); unter der Abszisse angepaßte Passungsfestlegung

$$y_k = y_0 \varphi_L^{y_e k}; \quad x_k = x_0 \varphi_L^{x_e k}; \quad z_k = z_0 \varphi_L^{z_e k}.$$

Mit $y_0 = c\, x_0^{p_x} z_0^{p_z}$ und $c_k = c$ wird $y_0 \varphi_L^{y_e k} = y_0 \gamma_L^{(x_e k p_x + z_e k p_z)}$.
Man erhält unabhängig von k durch Vergleich der Exponenten

$$y_e = x_e p_x + z_e p_z.$$

Hierin sind y_e, x_e und z_e die festzulegenden oder zu ermittelnden Stufenexponenten und p_x und p_z die gegebenen physikalischen Exponenten von x und z.
Nun ist jeweils der Exponent y_e in Abhängigkeit von x_e und z_e zu bestimmen. Dazu stellt man die physikalischen Abhängigkeiten in Form einer Gleichung dar, führt die bestehenden besonderen Bedingungen ein und rechnet nur mit Exponentengleichungen [88].

Beispiel: Elektromotoren-Reihe. Die vom Motor abgegebene Leistung P ist proportional der Winkelgeschwindigkeit ω, der Stromdichte G, der magnetischen Induktion B, den Leiterabmessungen b, h, t (Leitervolumen) sowie dem mittleren Abstand $D/2$ der Leiter von der Wellenmitte. D sei das Nennmaß der Reihe. – Wie wächst die Leistung P? $P \sim \omega \cdot G \cdot B \cdot b \cdot h \cdot t \cdot D$. In Exponentenschreibweise $P_e = \omega_e + G_e + B_e + b_e + h_e + t_e + D_e$. ω, G und B seien konstant, womit $\omega_e = G_e = B_e = 0$ werden. b, h, t und D mögen geometrisch ähnlich wachsen, womit $b_e = h_e = t_e = D_e$ ist. Der Exponent der Leistung in Abhängigkeit von D ist dann $P_e = 4D_e$. Die Leistung wächst mit der 4. Potenz von D bei geometrisch ähnlicher Vergrößerung.

Wie müßte sich der abtriebseitige Lagerzapfendurchmesser ändern, wenn die Torsionsbeanspruchung konstant bleiben soll? – $\tau_t = M_t / W_t = M_t / (d_L^3 \pi / 16)$, $M_t \sim P$, $P \sim D^4$. In Exponentenschreibweise $\tau_{t_e} = 0 = 4D_e - 4d_{L_e}$ oder $d_{L_e} = (4/3)D_e$. Der Lagerzapfendurchmesser d_L wächst mit dem Exponenten 4/3 gegenüber dem Nennmaß D ($\varphi_{d_L} = \varphi_D^{4/3}$).

1.5.6 Baukasten. Modular system

Unter einem *Baukasten* versteht man Maschinen, Baugruppen und Einzelteile, die als Bausteine mit oft unterschiedlichen Lösungen durch Kombinationen entstehen und *verschiedene Gesamtfunktionen* erfüllen. Bei mehreren Größenstufen solcher Bausteine enthalten Baukästen oft auch Baureihen.
Baukastensysteme sind aus Bausteinen aufgebaut. Es bietet sich an, sie nach wiederkehrenden Funktionsarten zu orientieren und zu definieren, die – als Teilfunktionen kombiniert – unterschiedliche Gesamtfunktionen (Gesamtfunktionsvarianten) erfüllen. Auf **Bild 36** wird deshalb eine Ordnung für solche Funktionen vorgeschlagen. Aus ihr ergibt sich eine entsprechende Ordnung für die Bausteinarten (Funktionsträgerarten). Je nach dem, ob ein Baustein in allen Funktionsvarianten eines Bausteinsystems vorkommen muß oder nur kann, spricht man von *Muß-* oder *Kann-Bausteinen* [88].

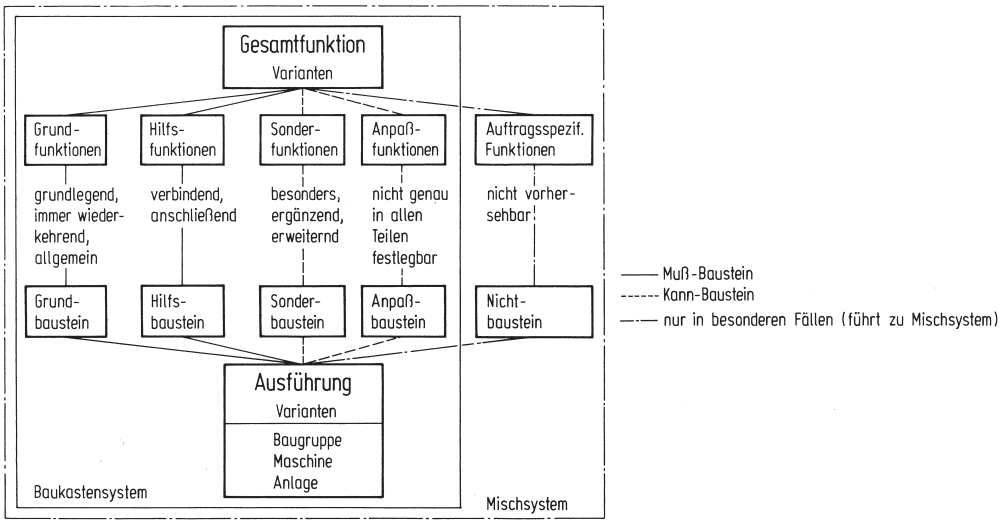


Bild 36. Funktions- und Bausteinarten bei Baukasten und Mischsystemen

Nicht im Baukastensystem vorgesehene *auftragsspezifische Funktionen* werden über „Nichtbausteine" verwirklicht, die für die konkrete Aufgabenstellung in Einzelkonstruktion entwickelt werden müssen. Ihre Verwendung führt zu einem Mischsystem als Kombination von Bausteinen und Nichtbausteinen.

Zur Baukastenabgrenzung definiert man *Bauprogramme* mit endlicher, vorhersehbarer Variantenzahl (geschlossene Baukastensysteme) und *Baumusterpläne* mit einer großen Vielfalt an Kombinationsmöglichkeiten, die nicht im vollen Umfang geplant und dargestellt werden (offene Baukastensysteme).

Produkte aus Baukastensystemen werden in der Regel nicht in allen Zonen gleich hoch ausgenutzt; sie sind daher oft schwerer und raumaufwendiger als eine spezielle Einzelanfertigung. Ihre Wirtschaftlichkeit ist in der Verwendung des Gesamtsystems zu suchen und nicht im Vergleich einer Kombination mit einer Einzelausführung.

1.6 Normen- und Zeichnungswesen

Fundamentals of standardisation and engineering drawing

1.6.1 Normenwerk. Standardisation

Überbetriebliche Normen

Nach DIN 820 ist Normung die planmäßige, von interessierten Kreisen gemeinschaftlich durchgeführte Vereinheitlichung materieller und immaterieller Gegenstände zum Nutzen der Allgemeinheit [89].

Normen-*Herkunft*: DIN-Normen des DIN (Deutsches Institut für Normung) einschließlich der VDE-Bestimmungen, europäische Normen (EN-Normen) von CEN (Comité Européen de Normalisation) und CENELEC (Comité Européen de Normalisation Electrotechnique), Empfehlungen der IEC (International Electrotechnical Commission) und Empfehlungen, neuerdings auch Weltnormen, der ISO (International Organization for Standardization), sowie VDI-Richtlinien.

Die Normung umfaßt Inhalt, Reichweite und Grad von Normen (DIN 820, EN 45020).

Nach dem *Inhalt* werden folgende Gebiete von der Normung erfaßt: Verständigen, Sortieren, Typisieren, Planen, Maße, Stoffe, Qualität, Verfahren, Gebrauchstauglichkeit, Prüfen, Liefern und Sicherheit.

Nach der *Reichweite* unterscheidet man Grundnormen (Normen von allgemeiner, grundlegender und fachübergreifender Bedeutung) und Fachnormen (Normen für ein bestimmtes Fachgebiet).

Der *Grad* einer Norm wird hinsichtlich Breite, Tiefe und Umfang bestimmt. Eine Norm kann mehreren Bereichsgruppen angehören, was der Regelfall ist. Sie kann als Vollnorm alle Zusammenhänge in ihrer Breite und Tiefe umfassend darstellen, als Teilnorm Einzelheiten aussparen oder als Rahmennorm einen groben Rahmen für die behandelten Gegenstände geben (damit die Normung die technische Entwicklung nicht behindert).

Normen findet man im „DIN-Katalog für technische Regeln", die wichtigsten davon in der „Einführung in die DIN-Normen".

Neben den nationalen und internationalen Normen bestehen weitere überbetriebliche *Vorschriften* und *Richtlinien* (vgl. DIN-Katalog):

- VDE-Bestimmungen des Verbands Deutscher Elektrotechniker, die jetzt auch als DIN-Normen gelten.
- Vorschriften der Vereinigung der Technischen Überwachungsvereine, z. B. AD-Merkblätter (Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter), die ebenfalls Normcharakter haben,
- VDI-Richtlinien des Vereins Deutscher Ingenieure.

Innerbetriebliche Normen

Zur Erleichterung und Rationalisierung der Konstruktion und der Fertigung werden innerbetriebliche Normen aufgestellt. Sie sind zweckmäßigerweise nach denselben Gesichtspunkten wie überbetriebliche Normen zu gestalten (DIN 820).

Innerbetriebliche Normen können erfassen: Normen-Zusammenstellungen als Auswahl aus überbetrieblichen Normen bzw. *Beschränkung* nach firmenspezifischen Gesichtspunkten; Kataloge, Listen und Informationsschriften über *Fremderzeugnisse*; Kataloge oder Listen über *Eigenteile*; Informationsblätter zur technisch-wirtschaftlichen *Optimierung* (z. B. über Fertigungsmittel, Fertigungsverfahren, Kostenvergleiche); Vorschriften oder Richtlinien zur *Berechnung* und *Gestaltung* von Bauelementen, Baugruppen, Maschinen und

Anlagen; Informationsblätter über *Lager-* und *Transportmittel*; Festlegung zur *Qualitätssicherung* (z. B. Fertigungsvorschriften, Prüfanweisungen); Vorschriften und Richtlinien für das *Zeichnungs-* und *Stücklistenwesen*, für die Nummerungstechnik und die elektronische Datenverarbeitung.

Normenanwendung

Eine absolute *Verbindlichkeit* von Normen im juristischen Sinn gibt es nicht. Nationale und internationale Normen gelten aber als anerkannte Regeln der Technik, deren Beachtung in vielen Fällen vorteilhaft, zweckmäßig und auch unerläßlich ist.

Darüber hinaus gelten vor allem aus wirtschaftlichen Erwägungen alle Werknormen (übernommene überbetriebliche und innerbetriebliche Normen) innerhalb ihres Gültigkeitsbereichs als verbindlich, wobei der Anwendungszwang abgestuft sein kann.

Die Anwendungsgrenze einer Norm ist im wesentlichen dadurch gegeben, daß eine Norm nur so lange gültig und auch verbindlich sein kann, als sie nicht mit technischen, wirtschaftlichen, sicherheitstechnischen, ethischen oder auch ästhetischen Anforderungen kollidiert.

Empfehlungen und Hinweise zur Anwendung von Normen: Zunächst sind die DIN-Grundnormen [79] einzuhalten, da sich auf ihnen die übrigen Normen aufbauen. Ein Verlassen der Grundnormen hat zur Folge, daß die Konsequenzen vor allem langfristig nicht mehr übersehbar sind. Je nach Fachgebiet ist ferner in Normen- und Richtlinienverzeichnissen nach zutreffenden Normen bzw. Richtlinien, insbesondere nach *Sicherheitsnormen* (DIN 31000/VDE 1000, [91, 92]), zu suchen. *Normzahlen* und *Normzahlreihen* zur Größenstufung und Typisierung, vor allem bei Baureihen- und Baukastenentwicklungen, sind möglichst anzuwenden (s. **F 1.5.2**).

1.6.2 Grundnormen. Basic standards

Grundnormen sind von allgemeiner, grundlegender Bedeutung [90].

Technische Oberflächen

Grundbegriffe. Ein fester Körper wird gegenüber dem umgebenden Raum von seiner *wirklichen Oberfläche* begrenzt. Der geometrisch vollkommen gedachte Körper hat eine ideale, die *geometrische Oberfläche*, die durch die geometrische Beschreibung, z. B. in einer Zeichnung oder in einem rechnerinternen Modell, definiert ist. Die geometrische Oberfläche ist praktisch nicht zu erreichen. Bei der Fertigung entsteht eine davon abweichende wirkliche Oberfläche mit Gestaltabweichungen, wie Schieflagen, Welligkeiten und Rauheiten. Die Abweichungen können soweit beschrieben werden, als sie meßtechnisch feststellbar sind.

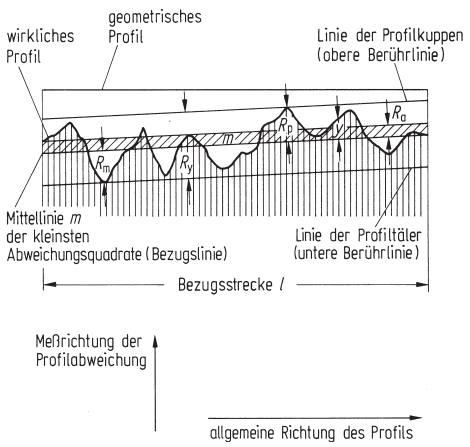


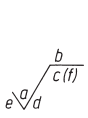
Bild 37. Lage von geometrischem und wirklichem Profil sowie Rauheitskennwerte senkrecht zur Mittellinie *m*

Rauheitskenngrößen werden ausgehend von der *Bezugsoberfläche* erfaßt, die im Regelfall die Form der geometrischen Oberfläche hat und in ihrer Lage im Raum mit der Hauptrichtung der wirklichen Oberfläche übereinstimmt. Durch senkrechte Schnitte erhält man jeweils das *wirkliche* oder *geometrische Profil* bzw. *Bezugsprofil*. Letzteres wird durch die *Bezugslinie* repräsentiert, auf die die Rauheitskenngrößen bezogen sind.

Nach DIN 4762 gilt: Die *Profilabweichung y* ist ein in Meßrichtung ermittelter Abstand eines Profilpunkts von der Bezugslinie (**Bild 37**). Die *Bezugslinie* ist eine Linie des geometrischen Profils innerhalb einer *Bezugsstrecke l*, die das wirkliche Profil so durchschneidet, daß die Summe der Quadrate der Profilabweichung von dieser Linie ein Minimum wird: *Mittellinie m* der kleinsten Abweichungsquadrate des Profils, kurz „Mittellinie", genannt.

Von der Mittellinie ausgehend werden folgende Senkrechtgrößen der Rauheit definiert:

- *Maximale Profilkuppenhöhe* R_p ist der Abstand des höchsten Punkts des Profils von der Mittellinie *m* innerhalb der Bezugsstrecke.
- *Maximale Profiltaltiefe* R_m ist der Abstand des tiefsten Punkts des Profils von der Mittellinie *m*.
- *Maximale Profilhöhe* R_y ist der Abstand zwischen der Linie der Profilkuppen (obere Berührlinie) und der der Profiltäler (untere Berührlinie). $R_y = R_p + R_m$. R_y entspricht der ehemaligen Kenngröße R_t sowie der maximalen Rauhtiefe nach DIN 4768. Die letzteren sollen so nicht mehr verwendet werden.
- *Arithmetischer Mittenrauhwert* R_a ist der arithmetische Mittelwert der absoluten Werte der Profilabweichungen innerhalb der Bezugsstrecke. Er ist nach **Bild 38** im Feld *a* des Symbols für die Oberflächenbeschaffenheit einzutragen.
- *Zehnpunkthöhe* R_z (nach ISO) ist der Mittelwert der Absolutwerte der Höhen der fünf höchsten Profilkuppen und der Absolutwerte der Tiefen der fünf tiefsten Täler innerhalb der Bezugsstrecke.
- *Gemittelte Rauhtiefe* R_z (nach DIN 4768) ist der Mittelwert der Rauheitskenngröße von fünf Bezugstrecken innerhalb einer Auswertlänge. Ein größter zulässiger Wert für die Zehnpunkthöhe nach ISO gilt als eingehalten, wenn er nicht vom R_z-Wert nach DIN überschritten wird. Der Wert für R_z ist im Feld (*f*) des Symbols einzutragen (vgl. **Bild 38**).



Symbol	Bedeutung
√ √	Dieses Symbol allein ist nicht aussagefähig. Mit Zusatzangaben darf die Oberfläche mit beliebigen Verfahren erzielt werden.
√ √	Die Oberfläche muß spanend hergestellt werden.
√ √	Die Oberfläche darf nicht spanend hergestellt werden. (Spanlose Formgebung oder Zustand des vorhergehenden Fertigungsverfahrens (Halbzeug) bestehen lassen.)

Bild 38. Kennzeichnung von Oberflächen in Zeichnungen durch Symbole, Rauheitsmaße und Zusatzangaben nach DIN ISO 1302, oder Rauheitsklasse N 1 bis N 12. *a* Mittenrauhwert R_a in µm, *b* Fertigungsverfahren, Behandlung, Überzug usw., *c* Bezugsstrecke, Grenzwellenlänge, *d* Rillenrichtung (Kennzeichnung s. DIN ISO 1302), *e* Bearbeitungszugabe, *f* andere Rauhigkeitsmeßgrößen z. B. R_z in µm

– *Profiltraganteil* t_p ist das Verhältnis der tragenden Länge eines Profils zur Bezugsstrecke. Er soll in Prozent angegeben werden. Der Flächentraganteil wird in DIN 4765 beschrieben.

Festlegen der Rauhtiefe. Die zulässige Rauhtiefe einer Oberfläche richtet sich nach der zu erfüllenden Funktion (Traganteil, Setzmaß, Reibungsverhalten, Schichtgrund, Sichtfläche, usw.; vgl. DIN 4764). Andererseits können nur bestimmte Fertigungsverfahren geringe Rauhtiefen erzielen, wobei die Herstellkosten zu berücksichtigen sind (**Tab. 12** mit R_z nach DIN).

Zeichnungsangaben für Oberflächen. Die Oberflächenzeichen und die Zuordung von Rauhtiefen sind nach DIN ISO 1302 geregelt. Hiernach ist zu unterscheiden, ob das Fertigungsverfahren freigestellt ist, oder ob die Oberfläche spanend bzw. nichtspanend hergestellt werden soll. Ferner ist der Mittenrauhwert R_a oder die Rauhigkeitsklasse N 1 bis N 12 bei Anforderungen an die Rauheit anzugeben (**Bild 38**). Zur Orientierung zeigt **Tab. 13** einen Vergleich mit der früheren Festlegung nach DIN 3141 mit der ehemaligen Kenngröße R_t (max. Rauhtiefe). Im Maschinenbau wurde normalerweise die Reihe 3 bevorzugt.

F

Grenzmaße und Passungen

Toleranzen und Abmaße. Mit der Übernahme der internationalen Norm ISO 286 haben sich einige Begriffe gegenüber den bisherigen Normen DIN 7150 bis 7152, 7160, 7161, 7172, 7182 geändert, die Inhalte sind jedoch im wesentlichen bestehen geblieben.

Zur Größenangabe wird in einer Zeichnung das *Nennmaß* angegeben. Es ist nicht möglich, das Werkstück auf dieses Maß absolut genau zu fertigen. Infolgedessen wird am Werkstück ein *Istmaß* meßtechnisch erfaßt, das je nach Anwendung innerhalb einer *Maßtoleranz*, nämlich zwischen den Grenzmaßen, einem vorgegebenen *Höchstmaß* und einem *Mindestmaß*, liegen darf. Dabei sind die Toleranzen der Meßgeräte zu berücksichtigen (s. **W 4**).

Maßtoleranz ist die Differenz zwischen dem zulässigen Höchst- und Mindestmaß. Sie wird bestimmt durch Größe und Lage. Die *Größe* einer Maßtoleranz wird von den *Grundtoleranzen* (IT = Internationale Toleranz, IT 1 bis IT 18) bestimmt, die einerseits nach *Nennmaßbereichen* und andererseits nach Grundtoleranzgraden (früher Qualität) bestimmt werden. Dazu wird ein Toleranzfaktor (früher Toleranzeinheit) errechnet mit $i = 0{,}45D^{1/3} + 0{,}001D$ (i in µm, D in mm als geometrisches Mittel des jeweiligen Nennmaßbereichs bis 500 mm) und dann ab IT 5 entsprechend den Toleranzgraden zu Grundtoleranzen multiplikativ erweitert wird (vgl. **Tab. 14**).

Die *Lage* des Toleranzfeldes zum Nennmaß (Nullinie) wird durch das *Grundabmaß* bestimmt. Das Grundabmaß ist jenes obere oder untere Abmaß, das der Nullinie am nächsten liegt. Bei Innenmaßen wird die Lage des Toleranzfeldes mit Großbuchstaben bezeichnet und von A bis H eine positive, bei K bis Z eine negative und mit J eine symmetrische Lage zum Nennmaß festgelegt. Bei Außenmaßen gilt entsprechend: Kleinbuchstaben a bis h für eine negative, ab k für eine positive und bei j wiederum für eine symmetrische Lage.

Als *oberes Abmaß* (ES, es) wird die algebraische Differenz zwischen dem Höchstmaß und dem Nennmaß, als *unteres Abmaß* (EI, ei) die zwischen dem Mindestmaß und Nennmaß verstanden. Ausgehend vom Grundabmaß gelangt man durch Hinzufügen der Grundtoleranz (Toleranzfeldbreite) zum entsprechenden anderen Abmaß (**Bild 39**).

Als *Toleranzklasse* wird die Kombination eines Grundabmaßes mit dem Toleranzgrad bezeichnet, z. B.: f 7, D 13 usw. (**Tab. 15**).

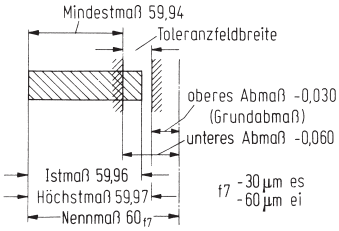


Bild 39. Zuordnung von Nennmaß, Istmaß, Mindest- und Höchstmaß mit oberem (hier Grundabmaß) und unterem Abmaß in mm

Werden Maße ohne Toleranzfestlegung angegeben, gelten für Längen- und Winkelmaße Allgemeintoleranzen (früher Freimaßtoleranzen) nach ISO 2768, Teil 1. Normalerweise wird die Toleranzklasse „ISO 2768-m“ (mittel) gewählt. Solche Festlegungen bedürfen der Angabe auf der Zeichnung. Zu beachten sind auch die Toleranzen und zulässigen Abweichungen für Gußrohteile (DIN 1680) und Schmiedestücke aus Stahl (DIN 7526) sowie andere Normen.

Schließlich besteht neben der Maßtolerierung noch die *Form- und Lagetolerierung* nach ISO 1101, die angewendet wird, wenn eine solche im Einzelfall notwendig erscheint. Mit ihr können Form-, Richtungs- Orts- und Lauftoleranzen festgelegt werden. Den Eintrag von Form- und Lagetolerierung in technische Zeichnungen regelt ISO 5459. Ferner bestimmt ISO 2768, Teil 2 Toleranzen für Form und Lage ohne einzelne Toleranzeintragung im Sinne von Allgemeintoleranzen.

Passungen. Sie entstehen durch die Beziehung der Toleranzfelder gepaarter Teile zueinander und stellen bei gleichem Nennmaß eine bestimmte Funktion (z. B. Gleit- und Führungsaufgaben, Reibschluß in Schrumpfverbindungen) aber auch die Austauschbarkeit sicher. Passungsarten werden unterschieden entsprechend **Tab. 15**. Die Zuordnung von Toleranzfeldlage und -größe bestimmt, welche Passungsart mit welchem Spiel bzw. Übermaß vorliegt. Dabei wird zwischen den *Passungssystemen* Einheitsbohrung und Einheitswelle unterschieden.

Einheitsbohrung. Alle Innenmaße erhalten das untere Abmaß 0, also Toleranzfeldlage H. Die unterschiedlichen Passungen werden mit der Wahl der Toleranzfeldlage bei den Außenmaßen bestimmt (z. B. H7/f7, H7/g6, H7/h6, H7/k6, H7/s6). Zu bevorzugen bei geringen Stückzahlen, beschränkter Anzahl von Werkzeugen und Lehren für Innenbearbeitung.

Einheitswelle. Alle Außenmaße erhalten das obere Abmaß 0, also Toleranzfeldlage h (z. B. G7/h6, F8/h6, E9/h9). Zu bevorzugen bei gezogenem Halbzeug, nicht abgesetzten Wellen, Austauschgleitlagern.

Eine gemischte Anwendung der Paßsysteme kann zweckmäßig sein. ISO 286 empfiehlt eine beschränkte *Passungsauswahl*, um Werkzeuge und Lehren einzusparen. **Tab. 15** gibt hierzu eine Anwendungsübersicht. Andere Passungen sind aus ISO 286 zu entnehmen.

Wichtig ist dabei die Beachtung von Tolerierungsgrundsätzen: International gilt das *Unabhängigkeitsprinzip* nach ISO 8015, nach dem jede einzelne Maß-, Form- oder Lagetoleranz nur für sich allein geprüft wird, ohne Rücksicht darauf, wie die jeweils anderen Abweichungen liegen. So sagt z. B. die Durchmessertoleranz einer Welle nichts über deren Geradheit oder Rundheit aus.

National gilt das *Hüllprinzip* nach DIN 7167, nach dem die Maßtoleranz das „Maximum-Material-Maß (MMS)“ für das jeweils idealisierte Formelement (Zylinder, parallele Flächen (Quader) oder Kugel) bestimmt, das das wirkliche Formelement umhüllt und innerhalb dessen die wahren Konturen liegen müssen. Bei einer Welle wäre das MMS das Höchstmaß

Tabelle 12. Zuordnung erreichbarer Rauhtiefen zu Fertigungsverfahren nach DIN 4766

Fertigungsverfahren		erreichbare, gemittelte Rauhtiefe R_z in µm
Hauptgruppe	Benennung	0,04 0,06 0,1 0,16 0,25 0,4 0,63 1 1,6 2,5 4 6,3 10 16 25 40 63 100 160 250 400 630 1000
Urformen	Sandformgießen	
	Formmaskengießen	
	Kokillengießen	
Umformen	Schmieden	
	Glattwalzen	
	Ziehen	
	Pressen	
	Prägen	
	Formwalzen	
Trennen	Schneiden	
	Längsdrehen	
	Plandrehen	
	Einstechdrehen	
	Hobeln	
	Stoßen	
	Schaben	
	Bohren	
	Aufbohren	
	Senken	
	Reiben	
	Umfangfräsen	
	Stirnfräsen	
	Räumen	
	Feilen	
	Rund-Längsschleifen	
	Rund-Planschleifen	
	Rund-Einstechschleifen	
	Flach-Umfangsschleifen	
	Flach-Stirnschleifen	
	Polierschleifen	
	Rollieren	
	Langhubhonen	
	Kurzhubhonen	
	Rundläppen	
	Flachläppen	
	Einläppen	
	Schwingläppen	
	Polierläppen	
	Strahlen	
	Trommeln	
	Brennschneiden	

und bei einer Bohrung das Mindestmaß. Mit dem Hüllprinzip sind die Formabweichungen insoweit mit erfaßt, als daß sie die Hülle nicht durchbrechen dürfen.

Für Passungen muß generell das Hüllprinzip angewendet werden, um immer eine funktionsgerechte Geometrie zu gewährleisten. Wird im internationalen Verkehr das Unabhängigkeitsprinzip verfolgt, muß bei Passungen hinter dem Paßmaß die Kennzeichnung Ⓔ zusätzlich eingetragen werden, um die Hüllbedingung sicherzustellen.

Besonders tückisch sind sogenannte Gleichdickformen oder ähnliche, wie sie durch elastisches Verformen beim Spannen, durch Schwingungen beim spitzenlosen Schleifen und beim Bohren entstehen können. Entsprechend **Bild 40 a** und **b** wäre eine Welle nach einem tolerierten Zeichnungsmaß von beispielsweise $20_{-0,2}$ mit einer entstandenen Gleichdickform nach dem Unabhängigkeitsprinzip zulässig, obwohl unter Einhaltung des Maximum-Maßes der Querschnitt an den „Dreieckesspitzen" den Hüllkreis mit dem Maximummaß von 20 mm deutlich überschreitet. Das Teil wäre in eine entsprechend tolerierte Bohrung nicht einpaßbar. Abhilfe ist unter dem Unabhängigkeitsprinzip nur durch Kennzeichnung des Maßes mit Ⓔ nach **Bild 40 c** zu erreichen. Es gilt dann jeweils das Hüllprinzip. **Bild 40 d** zeigt, daß eine Gleichdickform nach dem Hüllprinzip nur zulässig ist, soweit sie nicht die Hülle des Maximum-Material-Maßes auch hinsichtlich axialer Formabweichung durchbricht und das Mindestmaß 19,8 mm überall einhält, was eine bedeutend schärfere Bedingung darstellt.

Tabelle 13. Vergleich der Symbole und Rauheitsangaben zwischen DIN ISO 1302 und der früheren Norm DIN 3141

Oberflächenzeichen nach DIN 3141	Oberflächenangaben R_a in µm (zulässige Rauhtiefe R_t in µm) nach DIN ISO 1302				
	Zuordnung nach DIN 3141 Reihe 1	Reihe 2	Reihe 3	Reihe 4	
Oberfläche ohne Zeichen					Oberflächen, an die keine bestimmten Anforderungen gestellt werden
		glatt			Oberflächen, an die nur die Forderungen größerer Gleichmäßigkeit und besseren Aussehens gestellt werden
					Oberfläche, welche nicht spanend bearbeitet werden darf
		6,3 oder R_t 40			Saubere rohe Oberfläche mit Rauheitsanforderungen, die mit jedem Fertigungsverfahren hergestellt werden kann
	25 (R_t = 160)	12,5 (R_t = 100)	6,3 (R_t = 63)	3,2 (R_t = 25)	Oberfläche, die spanend hergestellt werden soll und den angegebenen höchstzulässigen Mittenrauhwert nicht überschreiten darf
	6,3 (R_t = 40)	3,2 (R_t = 25)	1,6 (R_t = 16)	0,8 (R_t = 10)	
	1,6 (R_t = 16)	0,8 (R_t = 6,3)	0,4 (R_t = 4)	0,2 (R_t = 2,5)	
		0,1 (R_t = 1)	0,1 (R_t = 1)	0,025 (R_t = 0,4)	

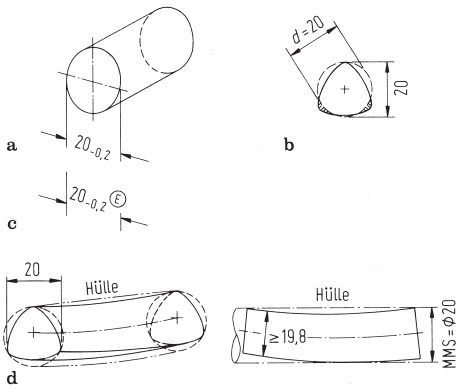


Bild 40. a Bemaßter Rundquerschnitt; **b** Nach Unabhängigkeitsprinzip zulässige Formabweichung, die bei einer Gleichdickform trotz vollständiger Einhaltung des Höchstmaßes $d = 20$ mm den Kreis des maximal zulässigen Durchmessers (Hüllkreis) überschreitet; **c** Abhilfe: Kennzeichnung des Maßes mit Ⓔ; **d** Nach dem Hüllprinzip eingeschränkte, zulässige Formabweichung, die die Hülle des idealisierten Körpers mit dem Maximum-Material-Maß nirgends durchbricht

Lageabweichungen bzw. -toleranzen, z. B. Rechtwinkligkeit, Koaxialität, Symmetrie, sind, gleichgültig welcher Tolerierungsgrundsatz verfolgt wird, immer von den Maßtoleranzen unabhängig und müssen gegebenenfalls gesondert angegeben werden.

Für Allgemeintoleranzen, die vom Fertigungsverfahren abhängig sind, muß zur Kenntnis genommen werden, daß die

Tabelle 14. ISO-Grundtoleranzen in µm nach ISO 286 (Auszug)

Nennmaßbereich mm	IT											
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	7i	10i	16i	25i	40i	64i	100i	160i	250i	400i	640i	1000i
von 1 bis 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600
über 3 bis 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
über 6 bis 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900
über 10 bis 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
über 18 bis 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
über 30 bis 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
über 50 bis 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
über 80 bis 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
über 120 bis 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
über 180 bis 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
über 250 bis 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
über 315 bis 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
über 400 bis 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Tabelle 15. Passungsbeispiele in Anlehnung an [94] bei Berücksichtigung der nach ISO 286 empfohlenen Passungsauswahl. Mit * bezeichnete Passungen für Einheitswelle, mit ( ) bezeichnete sind nur aus Reihe 2 gebildet

		Empfohlene Passung	Toleranzfeldlage und -größe für Nennmaß 60 in µm (Außenmaß / Innenmaß)	Kennzeichen bei Montage	Anwendung
stets Übermaßpassung	fester Preßsitz	H8/x8≦24mm	x8 H8	nur mit Presse oder Temperaturdifferenz fügbar, große Haftkraft	Naben von Zahn-, Lauf- und Schwungrädern, Flansche auf Wellen
		H8/u8>24mm			
	mittlerer Preßsitz	H7/s6		nur mit Presse oder Temperaturdifferenz fügbar, mittlere Haftkraft	Kupplungsnaben, Lagerbuchsen in Gehäusen, Rädern oder Schubstangen, Bronze-Kränze auf GG-Naben
		H7/r6			
Übermaß- oder Spielpassung möglich	Festsitz	H7/n6		mit Presse fügbar	Anker auf Motorwellen, Zahnkränze auf Rädern
	Haftsitz	H7/k6		gut mit Handhammer fügbar	einmalig aufgebrachte Riemenscheiben, Kupplungen, Zahnräder, Schwungräder, feste Handräder und -hebel
	Schiebesitz	H7/j6		von Hand fügbar	leicht einzubauende Riemenscheiben, Zahnräder, Handräder und Lagerbuchsen
stets Spielpassung	Gleitsitz	H7/h6	H7 h6	von Hand noch eben verschiebbar, falls geschmiert	Wechselräder, Reitstockpinole, Stellringe, lose Buchsen für Kolbenbolzen und Rohrleitungen
		H8/h9			
		H11/h9			leicht zusammensteckbare Teile, Distanzbuchsen, Landmaschinenbauteile, falls auf der Welle verstiftet, festgeschraubt oder festgeklemmt, Wellen h11 aus blankem Rundstahl DIN 668
		(H11/h11)			
	enger Laufsitz	G7/h6 *		ohne merkliches Spiel verschiebbar	Schubzahnräder und -kupplungen, Schubstangenlager, Indikatorkolben
		H7/g6			
	Laufsitz	H7/f7		merkliches Spiel	Werkzeugmaschinen-Hauptlager, Kurbelwellen- und Schubstangenlager, Lagerungen an Regulatoren, Gleitmuffen auf Wellen, verschiebbare Kupplungsmuffen, Führungssteine, Kreuzkopf in Gleitbahn
		F8/h6 *			
		H8/f7			
		F8/h9 *			
	leichter Laufsitz	H8/e8		größeres Spiel	Lagerungen langer Wellen, Lager für landwirtschaftliche Maschinen
		E9/h9 *			
	weiter Laufsitz	H8/d9	H8 d9	großes Spiel	mehrfach gelagerte Wellen in Werkzeug- und Kolbenmaschinen, Wellen h9 DIN 669 bzw. DIN 671
		D10/h9 *			
		(H11/d9)			Hydraulik-Kolben im Zylinder, Hebelbolzen, abnehmbare Hebel, Lager für Rollen und Führung
		D10/h11 *			
	mit großem Spiel und Toleranzen behafteter Sitz	C11/h9 *		sehr großes Spiel	Drehzapfen, Schnappstifte, Gabelbolzen an Kfz-Bremsgestängen
		C11/h11 *			
		(H11/c11)			
		(A11/h11) *	530 H11 a11 530		Feder- und Bremsgehänge, Bremswellenlager, Kuppelbolzen
		(H11/a11)			

dortigen Festlegungen nicht immer vollständig sind oder unterschiedliche Tolerierungsgrundsätze zugrunde gelegt wurden. Gegebenenfalls müssen klärende Angaben über zulässige Formabweichungen ergänzt werden. Erläuterungen und Beispiele vgl. [99].

1.6.3 Zeichnungen und Stücklisten

Engineering drawings and parts lists

Zeichnungsarten

DIN 199 unterscheidet technische Zeichnungen nach Art ihrer Darstellung, Art ihrer Anfertigung, ihrem Inhalt und ihrem Zweck.

Hinsichtlich der *Darstellungsart* wird unterschieden zwischen Skizzen, maßstäblichen Zeichnungen, Maßbildern, Plänen und sonstigen graphischen Darstellungen.

Hinsichtlich der *Anfertigungsart* unterscheidet man zwischen Original- oder Stamm-Zeichnungen als Grundlage für Vervielfältigungen sowie Vordruck-Zeichnungen, die oft unmaßstäblich sind. Es kann zweckmäßig sein, Zeichnungen nach dem Baukastenprinzip aufzubauen. Bei diesem Vorgehen gliedert man Gesamt-Zeichnungen bausteinartig so in Zeichnungsteile, daß man aus diesen neue Gesamt-Zeichnungsvarianten zusammenstellen kann.

Hinsichtlich des *Inhalts* gibt es viele Unterscheidungsmöglichkeiten. Ein Gesichtspunkt ist die Vollständigkeit eines Ge-

bildes in einer Zeichnung. Hier wird unterschieden zwischen Gesamt-, Gruppen-, Einzelteil-, Rohteil-, Gruppen-Teil-, Modell- und Schema-Zeichnungen.
Zur Rationalisierung der Zeichnungsherstellung dienen ferner Sammel-Zeichnungen, die als Sorten-Zeichnungen (für Gestaltungsvarianten) mit aufgedruckter oder getrennter Maßtabelle oder als Satz-Zeichnungen (Zusammenfassung zusammengehörender Einzelteile) aufgebaut sein können.
Beim Erarbeiten der Fertigungsunterlagen interessiert die geeignete *Struktur* eines Zeichnungssatzes. Entsprechend einer fertigungs- und montagegerechten Erzeugnisgliederung besteht der Zeichnungssatz grundsätzlich zunächst aus einer Gesamt-Zeichnung als Zusammenstellungs-Zeichnung des Erzeugnisses, aus der sich möglicherweise noch weitere Zeichnungen (z. B. zum Versand, zur Aufstellung und Montage sowie zur Genehmigung) ableiten, aus mehreren Gruppen-Zeichnungen verschiedener Rangordnung (Komplexität), die den Zusammenbau mehrerer Einzelteile zu einer Fertigungs- bzw. Montageeinheit zeigen, sowie aus Einzelteil-Zeichnungen, die noch für unterschiedliche Fertigungsstufen aufgegliedert sein können (z. B. Rohteil-Zeichnung, Modell-Zeichnung, Vorbearbeitungs-Zeichnung, Endbearbeitungs-Zeichnung). Zeichnungen sind so aufzubauen, daß sie auch für andere Anwendungsfälle wiederverwendbar sind. Wiederholteile und Ersatzteile sind daher auf eigenen Zeichnungen darzustellen. Nach dem Zeichnungssatz ist auch der Stücklistensatz und das System der Zeichnungsnummern aufzubauen (s. „Stücklisten“ in diesem Abschnitt und **F 1.6.4**.

Formate, Linien und Schrift

Zeichnungsformate sind in DIN 6771, Teil 2 festgelegt. A4 wird als Hochformat, die übrigen als Querformat verwendet (**Tab. 16**). Das Seitenverhältnis beträgt $\sqrt{2} : 1$.

Linienbreiten und Schrifthöhen sind den Bedürfnissen der Mikroverfilmung angepaßt und folgen in ihrem Stufensprung ebenfalls $\sqrt{2}$. Zu bevorzugen ist die Reihe 1 für Linienbreiten (DIN 15) sowie kursive und vertikale Normschrift (DIN 6776).
Die Schrifthöhe bezieht sich auf Großbuchstaben. Kleinbuchstaben werden bei der Form A mit 10/14 und bei der Form B mit 7/10 der Schrifthöhe ausgeführt. Bevorzugte Schrifthöhen sind 2,5; 3,5; 5 und 7 mm. Die Linienbreite der Mittelschrift soll 1/10 der Schrifthöhe betragen.

Darstellung und Bemaßung

DIN ISO 5455 schreibt folgende *Maßstäbe* vor:

Verkleinerungen:	1 : 2	1 : 5	1 : 10
	1 : 20	1 : 50	1 : 100
	1 : 200	1 : 500	1 : 1000
	1 : 2000	1 : 5000	1 : 10000
Vergrößerungen:	50 : 1	20 : 1	10 : 1
	5 : 1	2 : 1	

Ansichten und Schnitte werden gewöhnlich in *Normalprojektion* angeordnet (**Bild 41**). Weitere Projektionsarten s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*.
Die Gegenstände sind in Gesamt-Zeichnungen und Gruppen-Zeichnungen in der *Gebrauchslage*, in Einzelteil-Zeichnungen bevorzugt in der *Fertigungslage* darzustellen. Dabei sind möglichst wenige, aber ausreichende Ansichten (DIN 6, Teil 1) oder Schnitte (DIN 6, Teil 2) zu wählen, aus der die Gestalt eindeutig ersichtlich ist.

Schnitte machen Zeichnungen übersichtlicher (Wegfall vieler unsichtbarer Kanten) und sind bei zylindrischen Hohlkörpern stets anzuwenden (sichtbare, umlaufende Kanten nicht vergessen).
Das *Klappen* einfacher Querschnittsdarstellungen in die Zeichenebene senkt die Zahl notwendiger Ansichten.

Oft vorkommende Teile werden nur einmal gezeichnet. *Unsichtbare Kanten* nur zeichnen, wenn dadurch Unklarheiten und einfache zusätzliche Darstellungen vermieden werden können. Vereinfachte Darstellungen sind möglich, wenn dadurch die Erkennbarkeit von Funktion, räumlicher Verträglichkeit und wesentlicher Bauteilgestalt im jeweiligen Einzelfall nicht beeinträchtigt wird (DIN 30, Teil 1).
Die *Bemaßung* ist eindeutig und übersichtlich vorzunehmen. Regeln sind in den Normen enthalten [93].

Stücklisten

Zu jedem Zeichnungssatz gehört eine Stückliste bzw. ein Stücklistensatz, damit ein Erzeugnis vollständig beschrieben werden kann. Eine Stückliste enthält in der Reihenfolge von links nach rechts Spalten für Positionsnummer, Menge, Einheit der Menge, Benennung der Gruppe oder des Teils (einschließlich Normteile, Fremdteile und Hilfsstoffe), Sachnummer und/oder Norm-Kurzbezeichnung zur Identifikation und Bemerkungen. Die Benennung ist nach der Bauform, nicht nach der Zweckbestimmung (Funktion), zu wählen. Eine

Tabelle 16. Zeichnungsformate in mm nach DIN 6771, Teil 6

Formate Reihe A	A0	A1	A2	A3	A4
beschnittenes Blatt	841 × 1189	594 × 841	420 × 594	297 × 420	210 × 297
unbeschnittenes Blatt	880 × 1230	625 × 880	450 × 625	330 × 450	240 × 330

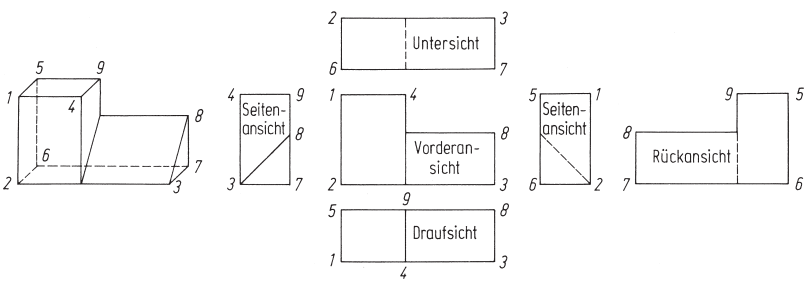
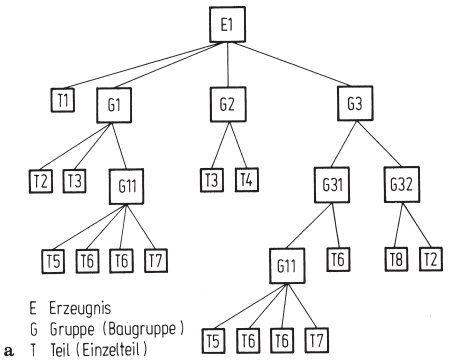


Bild 41. Anordnung der Ansichten und Schnitte bei Normalprojektion

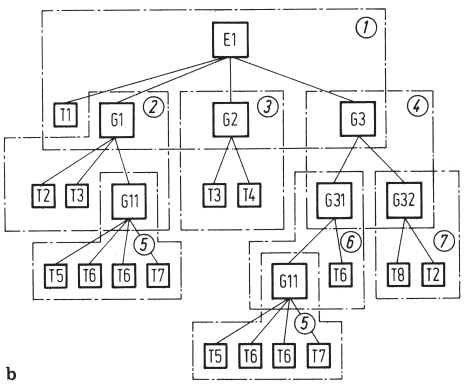
Stückliste ist generell aus einem Schriftfeld und einem Stücklistenfeld aufgebaut, deren formaler Aufbau in DIN 6771, Teil 1 und Teil 2, festgelegt ist.

Mengenübersichts-Stückliste. Sie enthält für das Erzeugnis (**Bild 42a**) nur die Einzelteile mit ihren Mengenangaben. Mehrfach vorkommende Einzelteile erscheinen nur einmal, aber alle Teilenummern der Erzeugnisse sind angeführt. Funktions- und fertigungsorientierte Gruppen sind nicht zu erkennen. Diese einfachste Form einer Stückliste reicht für einfache Erzeugnisse mit nur wenigen Fertigungsstufen aus (**Tab. 17**); Erzeugnisgliederung nach **Bild 42a**.

Struktur-Stückliste. Sie gibt die Erzeugnisstruktur mit allen Baugruppen und Teilen wieder, wobei jede Gruppe sofort bis zur höchsten Stufe (Ordnung der Erzeugnisgliederung) gegliedert ist. Die Gliederung der Gruppen und Teile entspricht in der Regel dem Fertigungsablauf (**Tab. 18**). Die Mengenangaben beziehen sich auf das im Stücklistenkopf beschriebene Erzeugnis. Struktur-Stücklisten können sowohl für ein Gesamterzeugnis als auch nur für einzelne Gruppen aufgestellt werden. Ihr Vorteil ist, daß in ihnen die Gesamtstruktur eines Erzeugnisses bzw. einer Gruppe erkennbar ist. Allerdings werden Stücklisten mit vielen Positionsnummern unübersichtlich, vor allem, wenn eine Reihe von Wiederholgruppen an jeweils verschiedenen Stellen wiederkehrt. Dadurch ergeben sich auch Nachteile im Änderungsdienst.



a



b

Bild 42a, b. Schema einer Erzeugnisgliederung. **a** Gliederung; **b** Baukasten-Stückliste

Tabelle 17. Aufbau einer Mengenübersichts-Stückliste für Erzeugnisgliederung (ME Einheit der Menge)

Menge 1			Benennung E1	Mengenübersichts-Stückliste
Pos.	Menge	ME	Benennung	Sachnummer
1	1	ST	T1	
2	2	ST	T2	
3	2	ST	T3	
4	1	ST	T4	
5	2	ST	T5	
6	5	ST	T6	
7	4	KG	T7	
8	9	M	T8	

Tabelle 18. Aufbau einer Struktur-Stückliste für Erzeugnisgliederung

Menge 1			Benennung E1	Struktur-Stückliste
Pos.	Menge	ME	Stufe	Benennung Sachnummer
1	1	ST	.1	T1
2	1	ST	.1	G1
3	1	ST	..2	T2
4	1	ST	..2	T3
5	1	ST	..2	G11
6	1	ST	...3	T5
7	2	ST	...3	T6
8	2	KG	...3	T7
9	1	ST	.1	G2
10	1	ST	..2	T3
11	1	ST	..2	T4
12	1	ST	.1	G3
13	1	ST	..2	G31
14	1	ST	...3	G11
15	1	ST	4	T5
16	2	ST	4	T6
17	2	KG	4	T7
18	1	ST	...3	T6
19	1	ST	..2	G32
20	9	M	...3	T8
21	1	ST	...3	T2

Baukasten-Stückliste. Sie umfaßt zusammengehörende Gruppen und Teile, *ohne* zunächst auf ein bestimmtes Erzeugnis Bezug zu nehmen. Die Mengenangaben beziehen sich nur auf die im Kopf genannte Baugruppe. Mehrere solche Baukasten-Stücklisten müssen, gegebenenfalls mit anderen Stücklisten, zu einem Stücklistensatz eines Erzeugnisses zusammengestellt werden, z. B. entsprechend **Bild 42b**. Stückliste E1 besteht aus T1 und den Stücklisten G1, G2 und G3. Diese selbständigen Stücklisten rufen ihrerseits andere ab, z. B. G11, G31 und G32. Ihre Verwendung empfiehlt sich dort, wo bei einem größeren Erzeugnisspektrum Baugruppen lagermäßig geführt und als Wiederholgruppen in größeren Stückzahlen gefertigt werden.

1.6.4 Sachnummernsysteme. Numbering systems

Als Sachnummernsysteme werden solche Systeme bezeichnet, die die Nummerung von Sachen und Sachverhalten umspannen. Dabei ist es zweckmäßig, einer Einzelteil-Zeichnung, der Position in der dazugehörigen Stückliste, dem betreffenden Arbeitsplan und dem Werkstück selbst (Fertigungsteil, Ersatzteil, Lagerteil oder Kaufteil) zur Identifizierung dieselbe Nummer zu geben.

Sachnummern müssen eine Sache *identifizieren*, sie können sie darüber hinaus auch *klassifizieren*.

Sachnummernsysteme können aus *Parallelnummern* und *Verbundnummern* aufgebaut sein.

Unter einer *Parallelnummer* wird jede weitere Identnummer für dasselbe Nummerungsobjekt verstanden, z. B. haben ein Hersteller von Zukaufteilen und der Kunde für das gleiche Teil oft unterschiedliche Identnummern. Man spricht auch von einem Parallelnummernsystem, wenn eine Sachnummer (Identnummer) mit einer unabhängigen Klassifikationsnummer verbunden ist, **Bild 43**. Der Vorteil einer solchen Parallelverschlüsselung liegt in einer großen Flexibilität und Erweiterungsmöglichkeit, da beide Nummern unabhängig

voneinander sind. Dieses System ist deshalb für die Mehrzahl von Einsatzfällen anzustreben und bietet Vorteile einer leichteren Daten-Verarbeitung, wenn nur die Identnummer benötigt wird [96, 97].

Unter einer *Verbundnummer* wird eine Nummer verstanden, die aus mehreren Nummernteilen besteht. So zeigt **Bild 44** eine Sachnummer als Beispiel, bei der die identifizierende Sachnummer aus einem klassifizierenden Nummernteil und einer Zähl-Nr. besteht. Nachteilig ist ein schnelles „Platzen" des Nummernsystems bei erforderlichen Erweiterungen. Vorteile liegen bei der Anschaulichkeit durch den Klassifikationsteil.

Eine *Klassifizierung* von Sachen und Sachverhalten – sei es im Rahmen einer Sachnummer, sei es mittels eines eigenständigen, von Identnummernsystemen unabhängigen Klassifizierungssystems – ist wichtig, damit Teile wiederholt verwendet und Sachaussagen wiedergefunden werden können. Im allgemeinen führt man eine abgestufte Klassifizierung durch (Grob- und Feinklassifizierung).

Zur Kennzeichnung von Teilen und Gruppen, insbesondere von Normteilen, haben sich *Sachmerkmale* eingeführt, die bestimmte Eigenschaften, die sich zum Beschreiben und Unterscheiden von Gegenständen innerhalb einer Gegenstandsgruppe eignen, kennzeichnen (DIN 4000). Grundlagen und Anwendung s. [98].

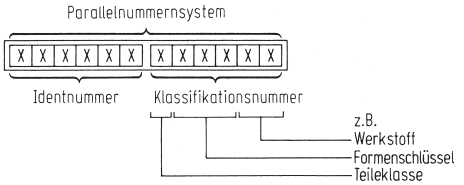


Bild 43. Verknüpfen einer Identnummer mit einer Klassifikationsnummer zu einem Parallel-Nummernsystem nach [95]

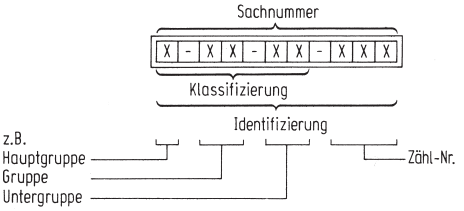


Bild 44. Prinzipieller Aufbau einer Sachnummer als Verbund-Nummer nach [95]

2 Anwendung für Maschinensysteme der Stoffverarbeitung

Fundamentals of Material Processing Machines

H. Goldhahn, Dresden

Energie- und signalverarbeitende Systeme vgl. Kap. P–R, T, U, X und Y

2.1 Aufgabe und Einordnung

Task and Classification

Maschinen und Maschinensysteme der Stoffverarbeitung realisieren die vielfältigen Funktionen zur Herstellung von Produkten des täglichen Bedarfs und werden als *Verarbeitungsmaschinen* und *Verarbeitungsanlagen* bezeichnet. Dazu gehören Kunststoff-, Glas-, Keramik-, Papier-, Papierverarbeitungs-, Nahrungsmittel-, Pharmazeutische, Druck-, Verpakkungs- und zahlreiche Sondermaschinen. Sehr komplexe technologische Ausrüstungen zur Stoffumwandlung vom ungeformten Stoff (Verarbeitungsgut) bis zum sammelverpackten Endprodukt bestehen aus verarbeitungstechnischen, verfahrenstechnischen, fertigungstechnischen und logistischen Komponenten, die entsprechend dem technologischen Verfahren zusammengeschaltet werden. Die Grenzen zwischen den einzelnen Gebieten sind nicht eindeutig zu ziehen. Der Maschinenkonstrukteur ist verantwortlich für die ganzheitliche Konzipierung und Gestaltung kompletter Ausrüstungen unter Beachtung von Kostenaspekten sowie der umweltpolitischen und -gesetzlichen Rahmenbedingungen.

Gegenstand der Verarbeitung sind vorwiegend nichtmetallische Roh- und Naturstoffe, die von einem Anfangszustand über zahlreiche Zwischenzustände zu einem verkaufsfähigen und verpackten Endprodukt verarbeitet werden. Zu beachten sind die sehr stark schwankenden Eigenschaften bei biogenen Rohstoffen, die von Wachstums- und Umgebungsbedingungen abhängen.

Gekennzeichnet sind Verarbeitungsmaschinen und -anlagen durch ihre komplexen Funktionen, ihren hohen Verknüpfungsgrad und ihre sehr hohe Produktivität, z. B. Zigarettenherstellung (16 000 Stück/min), Süßwarenverpackung (2000 Stück/min), Getränkeabfüllung (1000 Stück/min), Papierherstellung (1000 m/min).

Die *Stoffverarbeitungsfunktion* (Verarbeitungsaufgabe) ist die zu realisierende Hauptaufgabe. Die anderen Teilsysteme wie Energiezuführung, Steuerung und Gestell müssen dieses Ziel funktionell und unter Zuverlässigkeits- sowie Kostenaspekten optimal umsetzen.

Das *technologische Verfahren*, nach dem ein bestimmtes Produkt herzustellen ist, wird durch die zweckmäßige Zusammenschaltung von Verarbeitungsmaschinen zu Verarbeitungsanlagen nach einer bestimmten Struktur umgesetzt. Die Maschine oder Anlage hat deshalb stoffliche, energetische und informationstechnische Eingangsgrößen, die zu einer stofflichen Ausgangsgröße, dem Produkt mit bestimmten Quantitäts- und Qualitätsanforderungen zu verarbeiten sind. Stoffliche und energetische Ausgangsgrößen, die nicht dem Produkt zugeordnet werden können, sind als stoffliche und energetische Verluste auf ein Minimum zu reduzieren. Informationstechnische Ausgangsgrößen, wie Signale von Sensoren und aus Betriebsdatenerfassungssystemen (BDE), werden zur zentralen Steuerung von Maschinen und Anlagen benötigt. Die gesamte Verarbeitung erfolgt unter bestimmten Umweltbedingungen (Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Aufstellungsort), die die Eigenschaften der zu verarbeitenden Stoffe beeinflussen. Andererseits werden durch Maschinen und Anlagen Nebenwirkungen auf die Umgebung und den Menschen erzeugt (Abfälle, Lärm, Staub, Dämpfe u. a.), die minimal zu halten sind.

2.2 Struktur von Verarbeitungsmaschinen

Structure of Processing Machines

Die Gesamtfunktion der Verarbeitungsmaschine, die selbst ein Teilsystem einer Verarbeitungsanlage ist, wird allgemein von vier miteinander in Wechselwirkung stehenden Funkti-

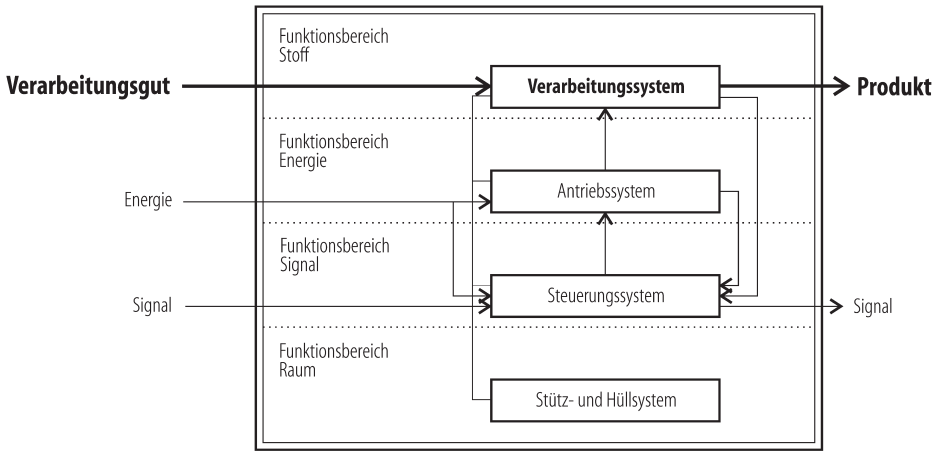


Bild 1. Teilsysteme einer Verarbeitungsmaschine

onsbereichen realisiert [1]. Diese vier Funktionsbereiche, die nicht immer körperlich abgrenzbar sind, erfüllen durch ihre technische Struktur und den Aufbau des Teilsystems jeweils Teilfunktionen, die auf die optimale Erfüllung der Gesamtfunktion gerichtet sind (**Bild 1**).

Im *Funktionsbereich Stoff* wird durch das *Verarbeitungssystem* die Veränderung der Zustände des Verarbeitungsgutes vom Anfangszustand (Rohstoff) über verschiedene Zwischenzustände bis zum Endzustand (Produkt) realisiert. Dabei werden sowohl Eigenschaftsänderungen als auch notwendige Operationen zur Gewährleistung des Stoffflusses durchgeführt.

Im *Funktionsbereich Energie* wird durch das *Antriebssystem* die für den Funktionsvollzug im Verarbeitungssystem benötigte Energie in der erforderlichen Art, Form und Menge als Funktion der Zeit bereitgestellt.

Im *Funktionsbereich Signal* werden die aus den anderen Funktionsbereichen gewonnenen und von außen eingegebenen Informationen so verarbeitet, daß das Antriebssystem die erforderlichen Steuerungsgrößen für die Energieeinleitung in das Verarbeitungssystem erhält und Informationen an das Bedienpersonal bzw. das übergeordnete Rechnersystem gegeben werden können.

Der *Funktionsbereich Raum* hat die Aufgabe, die räumliche Zuordnung der Elemente der anderen Funktionsbereiche zu sichern sowie die eventuell aus Arbeitsschutz- oder klimatischen/hygienischen Anforderungen notwendige räumliche Umhüllung der einzelnen Teilsysteme zu gewährleisten.

In jedem der Teilsysteme gibt es *Funktionsgruppen*, die relativ selbständig innerhalb des Teilsystems eine Funktion ausführen und häufig als eine geschlossene *Baugruppe* ausgeführt sind:

- verarbeitungstechnische Funktionsgruppen: Wirkpaarungen;
- antriebstechnische Funktionsgruppen: z. B. Energiewandler, Energieumformer;
- steuerungstechnische Funktionsgruppen: z. B. Signalwandler, Rechner;
- Funktionsgruppen des Raumsystems: z. B. Gestell, Gehäuse, Lager.

Die Funktionsgruppen bestehen aus Elementen, die allein keine Funktion im Sinne der Gesamtfunktion ausführen, und in dem jeweiligen Teilsystem nach einer bestimmten Struktur, der Funktionsstruktur, zusammengeschaltet sind. Erst durch die Verknüpfung der Elemente in der Funktionsstruktur erfüllen sie die Gesamtfunktion der Maschine. Änderungen in der Struktur oder den Elementen des Teilsystems haben Einfluß auf Funktion und Zuverlässigkeit der Maschine und können zur Optimierung genutzt werden.

2.2.1 Verarbeitungssystem. Processing System

Das Verarbeitungssystem realisiert durch seine Elemente und Funktionsstruktur die *Verarbeitungsaufgabe*, die in der Veränderung des Zusammenhangs, der Form, der Lage, des Ordnungszustandes und der Menge des Verarbeitungsgutes besteht. Gleiche Verarbeitungsaufgaben können konstruktiv und maschinentechnisch unterschiedlich umgesetzt werden. Durch die Vielzahl zu verarbeitender Stoffe in den vielfältigsten Formen und Abmessungen sowie durch die große Zahl zu produzierender Endprodukte gibt es sehr viele differenzierte Verarbeitungsaufgaben. Für die Herstellung eines Endproduktes werden meist mehrere Stoffe benötigt, z. B. gefüllte Flasche bestehend aus Flasche, Füllgut, Etikett, Leim, Verschluß. Alle Stoffe, die in der Verarbeitungsmaschine einer Veränderung unterliegen, werden als *Verarbeitungsgut* bezeichnet, unabhängig davon, welche Bedeutung sie für das Endprodukt haben.

Um die große Vielfalt von Verarbeitungsgütern überschaubar gestalten zu können, sind sie nach ähnlichem Verarbeitungsverhalten in der Maschine oder Anlage zu Gutgruppen zusammengefaßt worden [2, 3]:

Strang- und Fadenformgut ist durch seine große bis unendliche Länge im Verhältnis zu Höhe und Breite des Querschnitts und seine Biegsamkeit um die Längsachse (Flexibilität) gekennzeichnet. Das Gut muß nicht im Querschnitt homogen sein. Beispiele: Textil-, Kunststofffaden, Seil, Draht, Teig-, Zigaretten-, Keramikstrang.

Flachformgut ist durch seine große Flächenausdehnung im Verhältnis zur Dicke gekennzeichnet und hat bei Belastung normal zur Fläche eine geringe Steifigkeit. Entsprechend seiner Längenausdehnung wird es in blattförmiges und bahnförmiges Flachformgut unterteilt. Beispiele: Papier, Pappe, Folie (Kunststoff, Metall), Gewebe, Furnier, Teigbahn, Leder, Fell.

Stückgut hat in allen drei Dimensionen etwa gleiche Abmessungen und ist biegesteif. Seine Form kann quaderähnlich oder rotationskörperähnlich (rollfähig) sein. Beispiele: Obst, Eier, Seife, Bücher u. v. a.

Schüttgut ist ein disperser Feststoff aus einer Zusammenlagerung von Einzelteilchen, die selbst formbeständig sind. Es ist riesel- und schüttfähig und kann das Verhalten einer Flüssigkeit aufweisen. Beispiele: Zucker, Mehl, Reis, Fasern, Tabletten u. v. a.

Hochviskoses pastöses Gut ist durch seine hohe Viskosität und durch sein mitunter plastisches, nicht-Newtonsches Fließverhalten gekennzeichnet und besitzt meist eine Fließgrenze, die eine gewisse Formbeständigkeit bewirkt. Beispiele: Schokolade (warm), Glas (heiß), Keramikmasse, Teig, Druckfarbe, Leim u. v. a.

Flüssiges Gut hat meist eine konstante geringe Viskosität und kann gelöste Gase enthalten. Beispiele: Wein, Bier, Milch, Öl, Waschmittel u. v. a.

Gase oder Aerosole sind reine Gase oder Gasgemische, die mit Feststoff- oder Flüssigkeitsteilchen in geringer Konzentration versetzt sein können. Beispiele: Stickstoff, Kohlendioxid, Lacknebel u. v. a.

In einer Maschine oder Anlage unterliegen die Verarbeitungsgüter durch die an ihnen vollzogenen Zustandsänderungen vom Rohstoff bis zum Produkt einer fortlaufenden Wandlung der Gutgruppen, z. B. Schüttgut wird mit einer Flüssigkeit gemischt, ergibt ein pastöses Gut, das in einer Formeinrichtung zu einem Stückgut geformt wird. Um die Teilfunktionen, die in einer Verarbeitungsmaschine realisiert werden, unabhängig von ihrer maschinellen Umsetzung erfassen zu können, ist die Zusammenfassung zu Vorgangsgruppen zweckmäßig:

Trennen ist das Zerlegen eines Stoffes oder Stoffgemisches unter Aufhebung der Kohäsions- und/oder Adhäsionskräfte.

Fügen ist das Zusammenbringen von zwei oder mehreren Komponenten und das Herstellen neuer Bindungskräfte (stoff-, form-, kraftschlüssig).

Formen ist das Herstellen eines geformten Verarbeitungsgutes aus dem ungeformten oder vorgeformten Zustand ohne wesentliche Masseänderung.

Die Handhabungsfunktionen dienen der Manipulation und Mengenänderung der Verarbeitungsgüter, verändern aber nicht deren Eigenschaften:

Speichern ist das Herstellen eines Vorrates zum Ausgleich von unterschiedlichem Anfall und Bedarf (Eingabe-, Zwischen-, Ausgabespeicher).

Dosieren ist das Herstellen vorbestimmter Mengen (Stückzahl, Volumen, Masse) oder Mengenflüsse.

Fördern ist das Bewegen des Verarbeitungsgutes innerhalb einer Maschine zwischen verschiedenen Wirkstellen.

Ordnen ist das Auswählen bzw. Gruppieren von Verarbeitungsgut nach bestimmten Ordnungsmerkmalen: Geometrie, Lage, Farbe, Festigkeit, Masse, Dichte u. a.

Durch die Kombination der Gutvarianten mit den Vorgangsgruppen können die vielfältigen Funktionen in einer Maschine unabhängig von ihrer maschinentechnischen Umsetzung verallgemeinernd erfaßt werden und erlauben Übertragungen des Wissens aus unterschiedlichen Industriebereichen.

Das kleinste Teilsystem im Funktionsbereich Stoff, das eine Zustandsänderung des Verarbeitungsgutes bewirken kann, ist die *Wirkpaarung* (**Bild 2**), die aus den Elementen *Verarbeitungsgut* und *Arbeitsorgan* besteht. Die Elemente stehen strukturell über Relationen so miteinander in Eingriff, daß die beabsichtigte Zustandsänderung (Funktionsvollzug) von Zustand 1 nach Zustand 2 durch die dosierte Zuführung von Energie nach einem bestimmten zeitlichen Programm erzeugt wird. Der Eingriff des Arbeitsorgans kann durch direkten Kontakt mit dem Verarbeitungsgut (Messer-Papier) oder indirekt über ein Wirkmedium (Wasserstrahl, Luft o. ä.) oder eine Wirkenergie (z. B. Infrarotstrahlung, Hochfrequenzfeld o. a.) erfolgen.

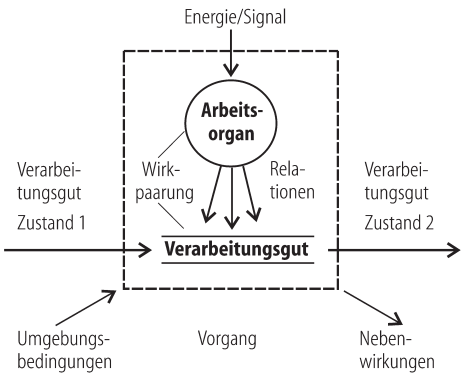


Bild 2. Schema einer Wirkpaarung

Die Wirkpaarung ist das letzte Glied in der Energieleitungskette und stellt die Kreuzung zwischen Energie- und Stoffffluß dar, so daß bei einer Optimierung sowohl energetische als auch stoffliche Parameter zu berücksichtigen sind.

Der geometrische Ort, an dem der Eingriff des Arbeitsorgans stattfindet, wird als *Wirkstelle* bezeichnet, an der alle mit dem Verarbeitungsgut in Wechselwirkung stehenden Maschinenteile zusammengefaßt sind. Es können mehrere Arbeitsorgane an der gleichen Stelle aber zu einem unterschiedlichen Zeitpunkt im Eingriff sein, so daß die Zahl der Wirkpaarungen und Wirkstellen verschieden sein kann, z. B. ein dauerbeheiztes Schweißorgan mit integriertem Trennmesser.

Zur systematischen Ordnung von Wirkpaarungen kann die Bewegung des Verarbeitungsgutes durch die Wirkstelle herangezogen werden [4]:

I. Klasse von Wirkpaarungen: Das Verarbeitungsgut wird zyklisch aufgenommen und nach Funktionsvollzug abgegeben. Es bewegt sich nicht durch die Wirkstelle hindurch z. B. Rührer, Mischer, Kneter.

II. Klasse von Wirkpaarungen: Das Verarbeitungsgut bewegt sich durch die Wirkstelle hindurch, steht aber während des Verarbeitungsvorganges still und wird von Position zu Position bewegt (Mehrpositionsmaschinen). Die Stillstandszeit wird durch die notwendige Verarbeitungszeit bestimmt.

III. Klasse von Wirkpaarungen: Das Verarbeitungsgut bewegt sich kontinuierlich durch die Wirkstelle, und der Funktionsvollzug erfolgt während der Gutbewegung, d. h. der Arbeitsorganeingriff ist auf die Bewegung des Verarbeitungsgutes abgestimmt. Durch die geringe Zu- und Abführzeit sowie minimale dynamische Beanspruchungen des Verarbeitungsgutes und der Maschine wird eine hohe Produktivität erzielt.

Zur Erfüllung der verarbeitungstechnischen Funktion sind die für den Funktionsvollzug erforderlichen *Wirkpaarungen* zu einem *innermaschinellen Verfahren* zusammengeschaltet. Um die Funktionen im Stoffbereich in ihrer Komplexität und mit hoher Zuverlässigkeit realisieren zu können, werden folgende Grundschaltungsarten von Wirkpaarungen angewandt:

Reihenschaltung verschiedener Wirkpaarungen,

Parallelschaltung gleicher Wirkpaarungen mit direkter Kopplung (mehrbahnige Anordnung),

Redundanzschaltung gleicher Wirkpaarungen, die nicht gekoppelt sind, zur Erhöhung der Zuverlässigkeit,

Zusammenführung und *Verzweigung* des Verarbeitungsgutstromes.

Das *innermaschinelle Verfahren* (**Bild 3**) ist die schematische Darstellung des Funktionsablaufes, während das *Arbeitsprinzip* einer Maschine (**Bilder 4** und **5**) das Zusammenwirken und die räumliche Anordnung der Arbeitsorgane prinzipiell darstellt.

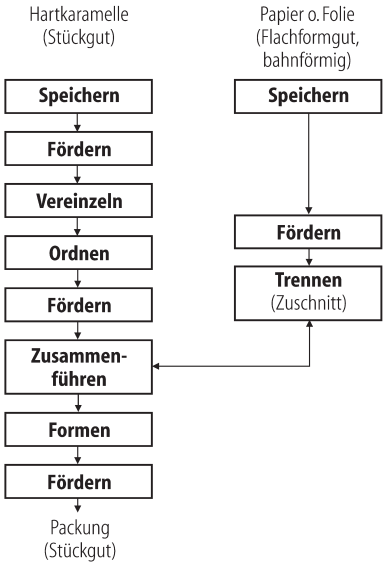


Bild 3. Innermaschinelles Verfahren einer Hartkaramellen-Verpakkungsmaschine

Die Bewegungen der Arbeitsorgane, abgeleitet aus dem Zusammenwirken mit dem Verarbeitungsgut, werden in ihren kinematischen Anforderungen durch das *Arbeitsdiagramm* dargestellt (**Bilder 6**), das eine Grundlage für die Antriebs- und Steuerungsauslegung ist.

Verarbeitungsvorgang

Die in der Wirkpaarung über Relationen in Verbindung stehenden Elemente Verarbeitungsgut und Arbeitsorgan führen durch die Energieeinleitung den Verarbeitungsvorgang aus, z. B. Schweißvorgang, Trennvorgang, Formvorgang, Fördervorgang u. a.

Der *Vorgang* ist die quantitative Formulierung des energetischen und kinematischen Ablaufs der Einwirkung des Arbeitsorgans auf das Verarbeitungsgut an der Wirkstelle in Abhängigkeit von der Zeit. Er wird durch die Eigenschaften des Verarbeitungsgutes, die Parameter des Arbeitsorgans und die Umgebungsbedingungen in seinem Ablauf beeinflußt.

Für die Modellierung des Verarbeitungsvorganges sind die unter dynamischen Beanspruchungsbedingungen ermittelten Eigenschaftskennwerte des Verarbeitungsgutes erforderlich, die den während der Verarbeitung auftretenden Beanspruchungen entsprechen.

Zahlreiche Vorgänge lassen sich in *Teilvorgänge* zerlegen, die durch unterschiedliche physikalische Prinzipe realisiert werden können (**Bild 7**). Ihre Kombination ergibt eine Vielzahl von Kombinationsmöglichkeiten, Ausführungsvarianten und Optimierungsansätzen.

Die optimale Gestaltung des Verarbeitungsvorgangs ist eine grundlegende Voraussetzung für eine hochproduktive, zuverlässige und energetisch günstige Maschine.

2.2.2 Antriebs- und Steuerungssystem
Motion and Control System

Das Antriebssystem stellt entsprechend seiner Aufgabe die für den Verarbeitungsvorgang erforderliche Energie dem Arbeitsorgan zum richtigen Zeitpunkt und in der richtigen Menge bereit. Dazu gehören Energiewandler, Energieumformer und Energieleitungen.

Der *Energiewandler* wandelt die vom Netz bereitgestellte elektrische Energie in mechanische, hydraulische, pneumatische Energie um (z. B. Motor, Pumpe, Kompressor).

Der *Energieumformer* formt die mechanische, hydraulische, pneumatische stetige Energieform entsprechend den aus der Wirkpaarung abgeleiteten Antriebsanforderungen in ein anderes Drehzahl- oder Energieniveau sowie in eine zeitlich veränderliche Form um (z. B. Getriebe, Mechanismus).

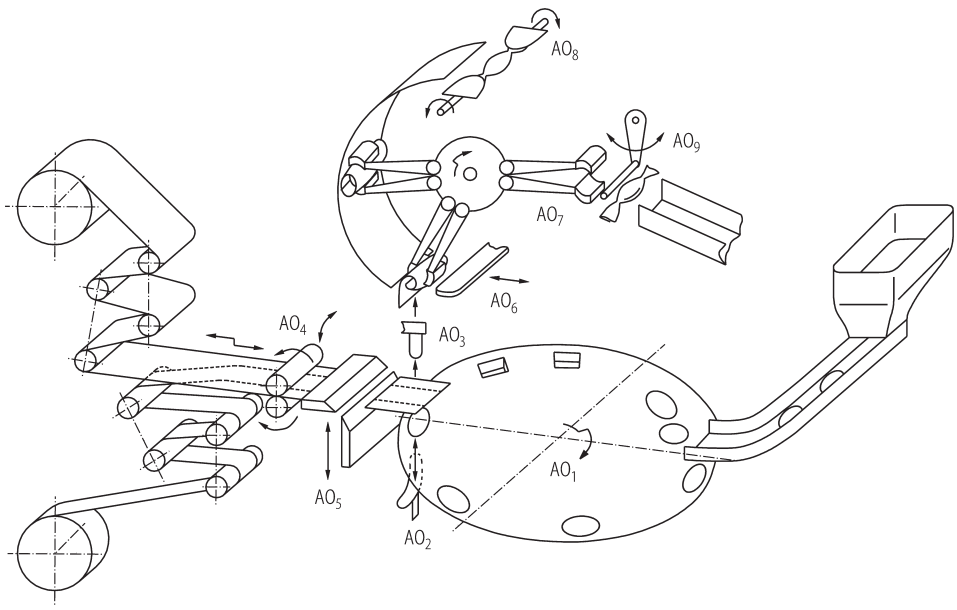


Bild 4. Arbeitsprinzip einer Hartkaramellen-Verpackungsmaschine. AO_1 Zuführteller, AO_2 Unterstempel, AO_3 Oberstempel, AO_4 Abzugwalzen, AO_5 Messer, AO_6 Unterfalter, AO_7 Greifer, AO_8 Drehgreifer, AO_9 Auswerfer

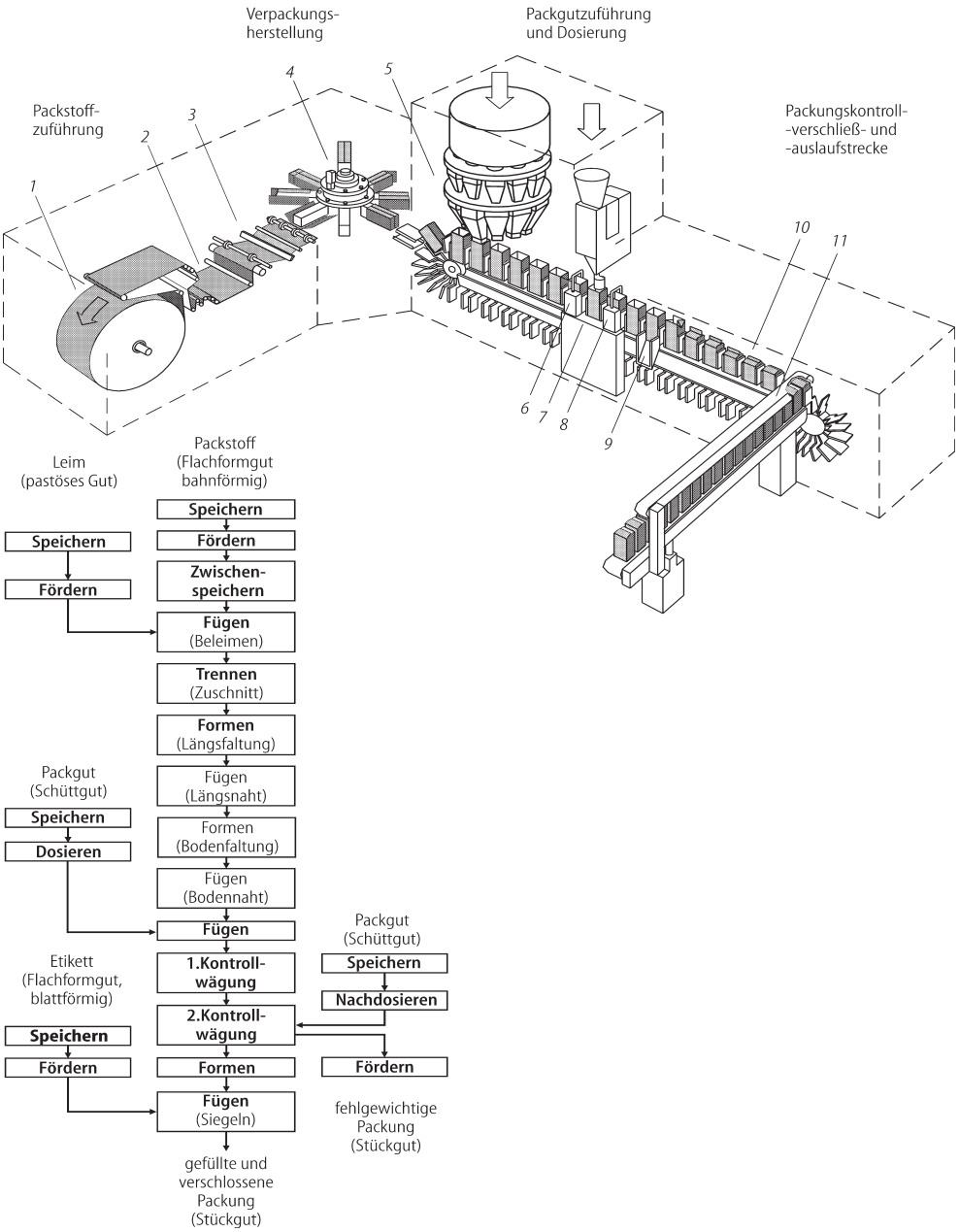


Bild 5. Schüttgut-Verpackungsanlage. *1* Packstoffrolle, *2* Packstoffzuführung, *3* Zuschnittherstellung, *4* Packstofformung (Faltdorn), *5* Mehrkopf-Abfüllwaage, *6* 1. Kontrollwaage mit Tendenzsteuerung, *7* Nachdosierer, *8* 2. Kontrollwaage (Fertigpackung), *9* Fehlpackungsausschleusung, *10* Verschließstation, *11* Verschlußanpressung

Die *Energieleitung* sorgt dafür, daß die Antriebsenergie vom Energiewandler bis zum Arbeitsorgan gelangt (z. B. Welle, Riemen, Kette, Zahnradpaarung).

Die *Antriebsanforderungen* werden aus dem Ablauf des Vorgangs abgeleitet und werden als kinematische oder kinetische Bedingungen formuliert.

Die *kinematischen Vorgaben* können Weg-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsvorgaben sein, die zu einem bestimmten Zeitpunkt oder über einen bestimmten Zeitbereich einzuhalten sind. Mitunter existieren diese Vorgaben auch als untere oder obere Grenzwerte (**Bild 8**), die durch die Belastbarkeit des Verarbeitungsgutes bestimmt sind.

Weg- oder Geschwindigkeitsvorgaben ergeben sich aus dem zeitlichen und räumlichen Zusammenwirken mehrerer Arbeitsorgane oder aus der Koordinierung zwischen Verarbeitungsgut und Arbeitsorgan (Verarbeitungsgutübergabe, Vor-

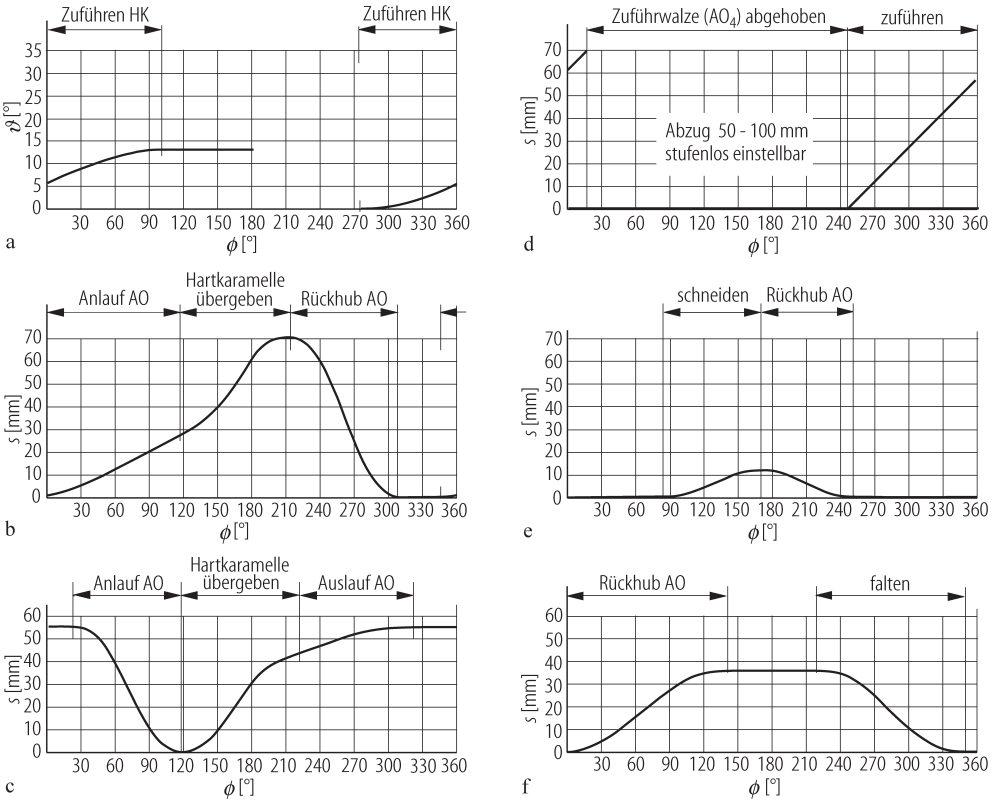


Bild 6a–f. Arbeitsdiagramm einer Hartkaramellen-Verpackungsanlage (Auszug). **a** Zuführteller (AO_1); **b** Unterstempel (AO_2); **c** Oberstempel (AO_3); **d** Packmittel-Zuführung (AO_4); **e** Messer (AO_5); **f** Unterfalter (AO_6)

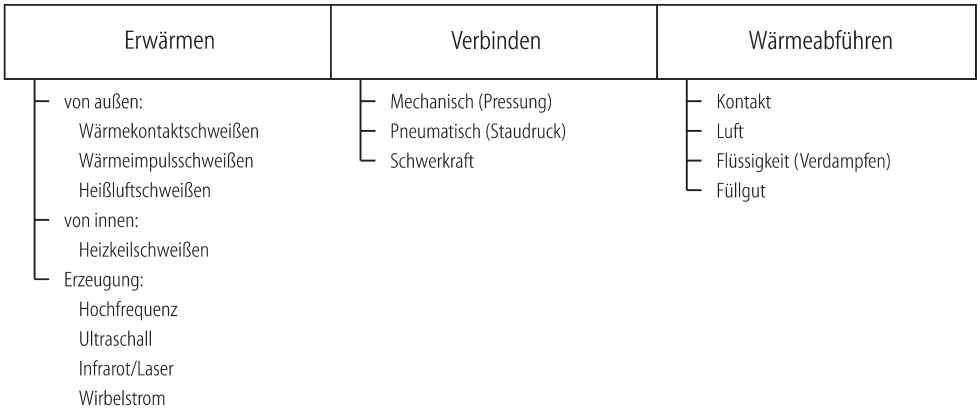


Bild 7. Teilvorgänge des Folienschweißens

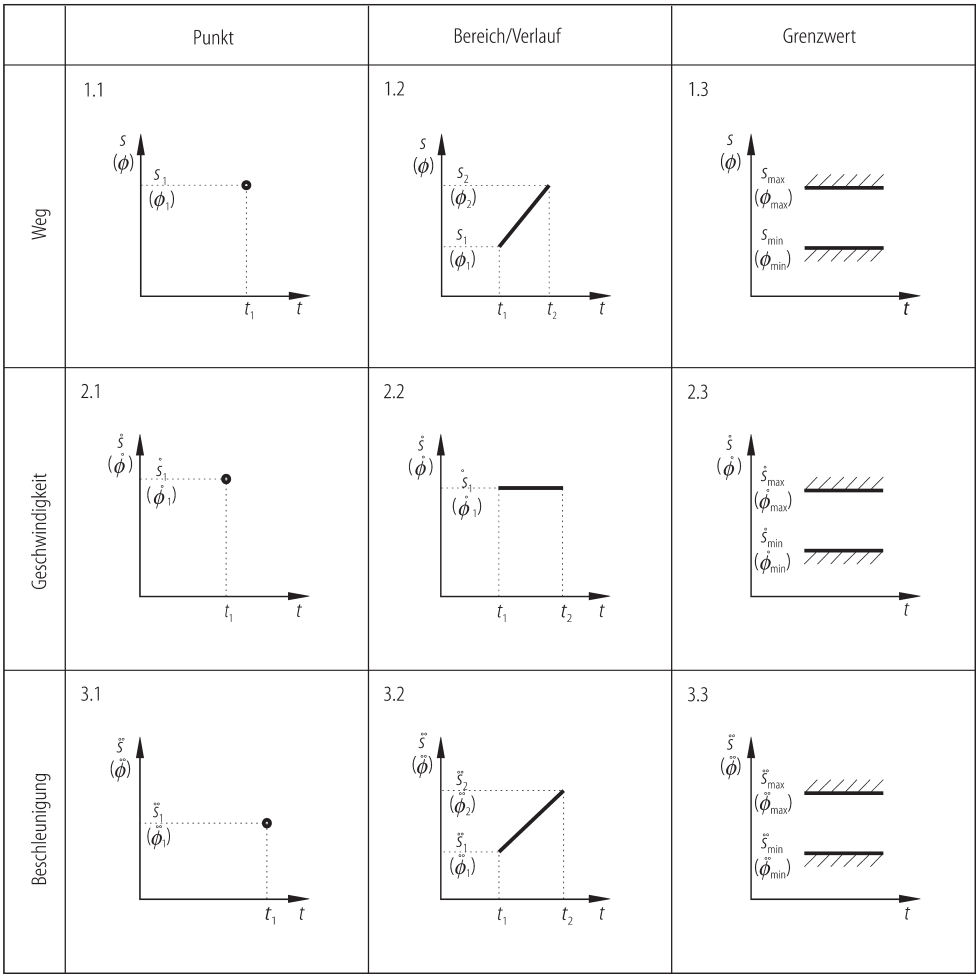


Bild 8. Verarbeitungstechnische Vorgaben für das Arbeitsdiagramm

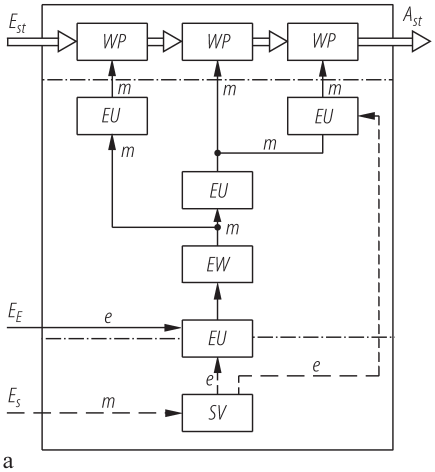
schub u. a.) und sind mit unterschiedlicher Genauigkeit einzuhalten. Aus diesen kinematischen Vorgaben entsteht bei mehreren Arbeitsorganen das Arbeitsdiagramm, das die zeitliche und räumliche Zuordnung von Verarbeitungsgut und Arbeitsorgan kennzeichnet (**Bild 6**).

Die *kinetischen Vorgaben* kennzeichnen den zeitlichen und betragsmäßigen Verlauf des Energieeintrags in die Wirkpaarung. Es gibt im Wesentlichen drei charakteristische Verlaufsformen:

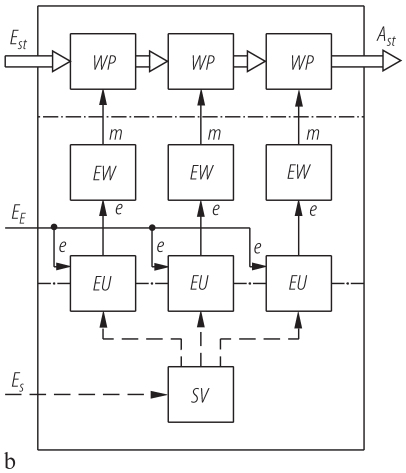
- zeitlich konstanter Energieeintrag bei stetig angetriebenen Maschinen, z. B. Mischer, Rotationsmesser, Pumpe, Walze;
- Energieeintrag mit sinoidem Verlauf bei periodisch hin und her gehenden Antrieben, z. B. Vorschubeinrichtung, Greifer, Faltorgan;
- Energieeintrag mit einem sehr hohen Spitzenwert während einer relativ kurzen Zeit des gesamten Arbeitsspiels, z. B. Stanzmesser, Prägeform, Preßstempel. Diese Verlaufsform stellt besondere Anforderungen an das Antriebssystem, weil der sehr hohe Drehmoment-Spitzenwert vom Antrieb aufgebracht werden muß.

Die Antriebssysteme werden nach dem Ort der Energiewandlung in zentrale und dezentrale (periphere) Antriebsstrukturen unterteilt. Beim Zentralantrieb erfolgt die Energiewandlung in mechanische Energie zentral durch einen Motor und durch Energieverzweigungen sowie durch Energieleitungen (Welle, Riemen, Zahnräder) wird sie bis zu den Arbeitsorganen geleitet, die dadurch entsprechend dem Arbeitsdiagramm zwangsläufig miteinander verbunden sind (**Bild 9 a**). Die im Arbeitsdiagramm festgelegten zeitlichen und kinematischen Anforderungen werden durch Kurvenscheiben und Mechanismen, die von einer Programmwelle gesteuert werden, realisiert. Die Steuerungsinformationen werden dabei vom Antriebssystem mit übertragen, so daß mit geringem Steuerungsaufwand ein Zwanglauf der Arbeitsorgane erzielt wird. Die Anpassung des Antriebs der Arbeitsorgane an unterschiedliche Verarbeitungsaufgaben und -bedingungen (Formate, Eigenschaften der Verarbeitungsgüter) ist dadurch erschwert.

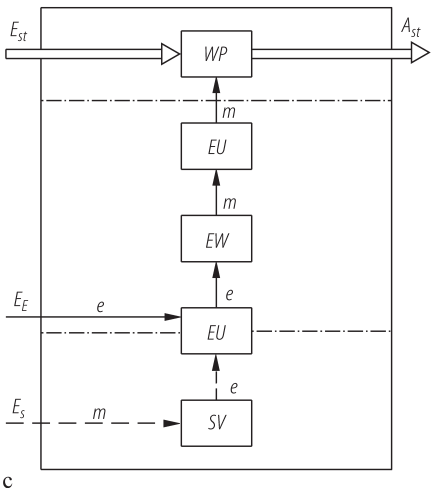
Beim *peripheren Antrieb* erfolgt die Leitung der elektrischen Energie bis zum Energiewandler, der direkt vor dem Arbeitsorgan angeordnet ist (**Bild 9 b**). Periphere Antriebe haben einen geringeren mechanischen Aufwand und werden bei Ma-



a



b



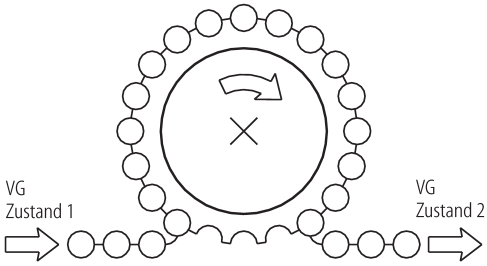
c

Bild 9a–c. Antriebsstrukturen. **a** Zentraler Antrieb ohne Programmwelle/Steuerung im elektrischen und/oder mechanischen Energiefluß; **b** peripherer (dezentraler) Antrieb mit elektromechanischem Energiewandler; **c** Antrieb eines Wirkpaares mit Steuerung im elektrischen Energiefluß. E_{st} Eingangsgröße Stoff, E_E Eingangsgröße Energie, E_S Eingangsgröße Signal, A_{st} Ausgangsgröße Stoff, A_E Ausgangsgröße Energie, A_s Ausgangsgröße Signal, *WP* Wirkpaar, *EU* Energieumformer, *EW* Energiewandler, *SV* Signalverarbeitung, *e* elektrisch, *m* mechanisch

schinen mit zahlreichen, weit voneinander entfernten Arbeitsorganen angewendet, weil der mechanische Aufwand zur Energieleitung geringer ist. Die Steuerungsinformation aus dem Signalbereich wird über Bussysteme direkt bis zum Energiewandler vor dem Arbeitsorgan geleitet. Die Bewegungssynchronisation zwischen den verschiedenen Arbeitsorganen muß durch erhöhten steuerungstechnischen Aufwand gewährleistet werden und für den Havariefall sind besondere Maßnahmen vorzusehen. Die Energieleitungskette wird vereinfacht und die Anpassung an andere Verarbeitungsbedingungen und Verarbeitungsguteigenschaften ist bei dezentralen Antrieben einfacher durchzuführen (**Bild 9c**). Durch die zahlreichen Verarbeitungsvorgänge in einer Verarbeitungsmaschine wird besonders bei geringem Energiebedarf der Wirkpaarungen wegen der höheren Flexibilität und dem geringeren maschinentechnischen Aufwand der periphere Antrieb zunehmend angewendet. Der innere Energieausgleich durch Speicherung ist jedoch schwer möglich.

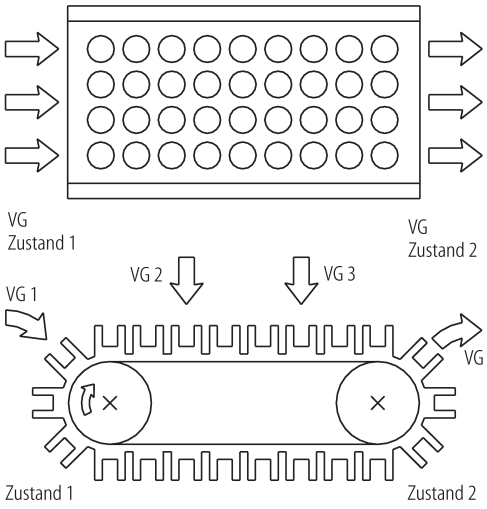
2.2.3 Raumsystem. Frame and Shell System

Das Raumsystem hat die Aufgabe, die räumliche Zuordnung der einzelnen Arbeitsorgane untereinander und zu dem Verarbeitungsgut zu sichern und gegenüber der Umgebung abzugrenzen (Arbeitsschutz, Klimaeinwirkung, Schadstoffemission) sowie alle Baueinheiten, Steuerungseinrichtungen und Bedienelemente aufzunehmen. Entsprechend den innermaschinellen Verfahren existieren verschiedene Bauweisen, die durch die räumliche Anordnung des Stoffdurchlaufes durch die Wirkpaarungen und Arbeitsorgane bestimmt sind. *Karussell-/Trommelbauweise* mit vertikaler oder horizontaler Achse wird angewendet, wenn bei langen Verarbeitungs-



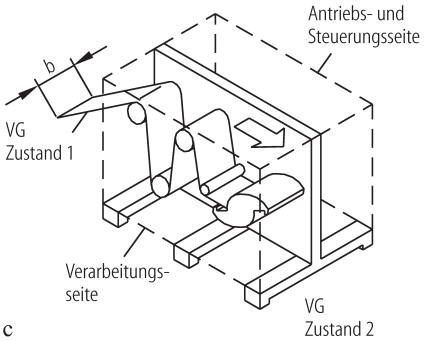
a

Verlängerung der Einwirkungszeit
Reihenschaltung gleicher Wirkpaarungen
mit horizontaler oder vertikaler Achse
z. B.: Tablettenpresse
Getränkefüllmaschine
Flaschenblasmaschine
Etikettiermaschine



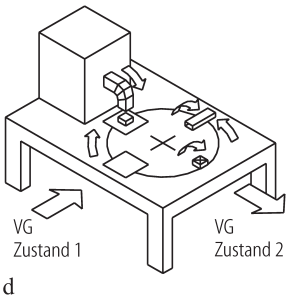
b

ein- und mehrbahnige Ausführungen,
Redundanz, Reihenschaltung,
horizontale Achse, zwei Wände,
z. B.: Blistermaschine
Waschmaschine für Flaschen
Backautomat
Druckmaschine
Füllmaschine für Schüttgüter
Hohlfigurenherstellung



c

eine Wand
Übersicht, leichte Reinigung
(b – Bahnbreite)
z. B.: horizontal
Kaugummiherstellung
Käseverpackung
vertikal
Schlauchbeutelmaschine
Tubenherstellung und -druck



d

z. B.: Füllmaschine für Butter
Füllmaschine für Zahnpasta
Siebdruckmaschine

Bild 10a–d. Bauweisen. **a** Karussell-/Trommelbauweise; **b** Linienbauweise; **c** Wandbauweise; **d** Tischbauweise (Rundtisch). *VG* Verarbeitungsgut

zeiten mitlaufende Arbeitsorgane die lange Einwirkzeit sicherstellen (**Bild 10a**). *Linienbauweise* in ein- und mehrbahniger Ausführung wird bei geradlinigem Verarbeitungsgutdurchlauf besonders bei Stoffzuführung von oben eingesetzt (**Bild 10b**). *Wandbauweise* wird in den Fällen eingesetzt, in denen eine schmale Bahn zur Verarbeitung gelangt, der Stoffdurchlauf für den Bediener übersichtlich angeordnet sein soll und die Antriebs- und Steuerungseinrichtungen vom Stoffffluß getrennt gut zugänglich angebracht sein sollen (**Bild 10c**). *Tischbauweise* wird besonders bei taktweise angetriebenen Maschinen mit einer geringen Anzahl von Stationen, die räumlich konzentriert angeordnet werden, angewendet (**Bild 10d**).

Die Bauweisen bestimmen die Bauformen der Maschinengestelle (**Bild 11**). Das *Kastengestell* (**Bild 11a**) wird besonders in den Fällen verwendet, in denen hohe Kräfte aufgebracht werden müssen (Presse, Stanze) oder in denen ein kurzer vertikaler Stoffffluß vorhanden ist (Schlauchbeutelmaschine). Das *Portal- oder Brückengestell* (**Bild 11b**) wird eingesetzt, wenn größere Flächen oder Bahnbreiten vom Arbeitsorgan zu überdecken sind (Brückenstanze, Querschneider u. a.). Das *Einwandgestell* (**Bild 11c**) herrscht besonders bei der Verarbeitung von schmalen Bahnen vor, wenn ein ungehinderter Zugang zu den Arbeitsorganen angestrebt ist und unabhängig davon die Antriebs- und Steuerungseinrichtungen zugänglich sein sollen (Blistermaschinen, Käseverpackungsmaschinen u. a.). Das *Doppelwandgestell* (**Bild 11d**) wird besonders bei Maschinen in Linienbauweise, die Bahnen verarbeiten und bei denen eine stabile Lagerung der Arbeitsorgane (Walzen) sowie eine hohe Steifigkeit gewährleistet werden muß, angewendet (Druckmaschine, Papierverarbeitungsmaschine, Durchlaufbackofen u. a.).

Beide Seitenwände des Gestells sind durch stabile Untergestelle sehr steif miteinander verbunden (**Bild 12**). Das offene *Rahmengestell* (**Bild 11e**) wird bei Maschinen in Tischbauweise bzw. bei innermaschinellen Verfahren, die sehr verzweigt sind und geringe dynamische Massenkräfte haben, angewendet. Es wird meist aus Fertigprofilen hergestellt, die mit Blech oder Plexiglas verkleidet werden.

Zur Erfüllung der Funktion *Abgrenzung von der Umwelt* aufgrund klimatischer, hygienischer oder umweltschutz- sowie arbeitsschutztechnischer Anforderungen kommt der Verkleidung eine weitere funktionelle Bedeutung zu (Luftführung, Reinigung, Schutz vor unbefugtem Zugriff).

2.3 Verarbeitungsanlagen. Processing Plants

Zur Realisierung eines komplexen technologischen Verfahrens von der Zuführung und der Speicherung der Rohstoffe bis zur Bereitstellung des fertig verpackten Endproduktes auf der Palette sind zahlreiche verfahrenstechnische Apparate und verarbeitungstechnische Ausrüstungen erforderlich.

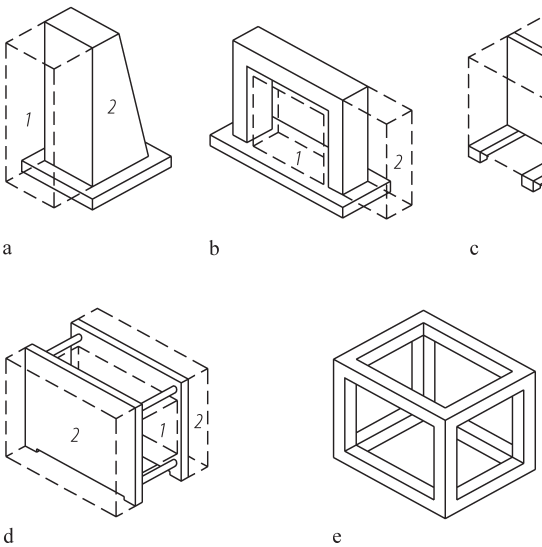


Bild 11a–e. Maschinengestelle – Bauformen. **a** Kastengestell (offen und geschlossen); **b** Portal- oder Brückengestell; **c** Einwandgestell; **d** Doppelwandgestell; **e** offenes Rahmengestell. *1* Verarbeitungsraum, *2* Antriebs- und Steuerungsraum

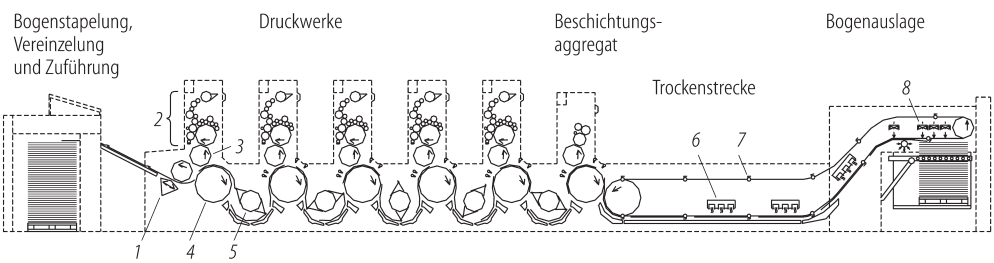
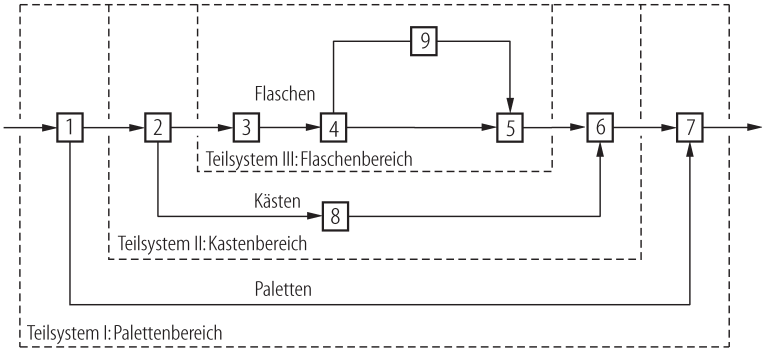


Bild 12. Fünffarben-Bogenoffsetdruckmaschine. *1* Bogenanleger, *2* Farbwerk, *3* Druckzylinder, *4* Drucktrommel, *5* Übergabetrommel, *6* Heizung, *7* Bogengreifer, *8* Lüfter



Teilsystem		Verarbeitungsprozess		Verarbeitungselement
I	Palettenbereich	1	Entpalettieren	Entpalettiermaschine
		7	Palettieren	Palettiermaschine
II	Kastenbereich	2	Auspacken	Auspackmaschine
		6	Einpacken	Einpackmaschine
		8	Reinigen	Reinigungsmaschine
III	Flaschenbereich	3	Reinigen	Reinigungsmaschine
		4	Füllen und Verschließen	Füll- und Verschließmaschine
		5	Etikettieren	Etikettiermaschine
		9	Pasteurisieren	Pasteurisiermaschine

Bild 13. Struktur einer Getränkefüllanlage nach [5]

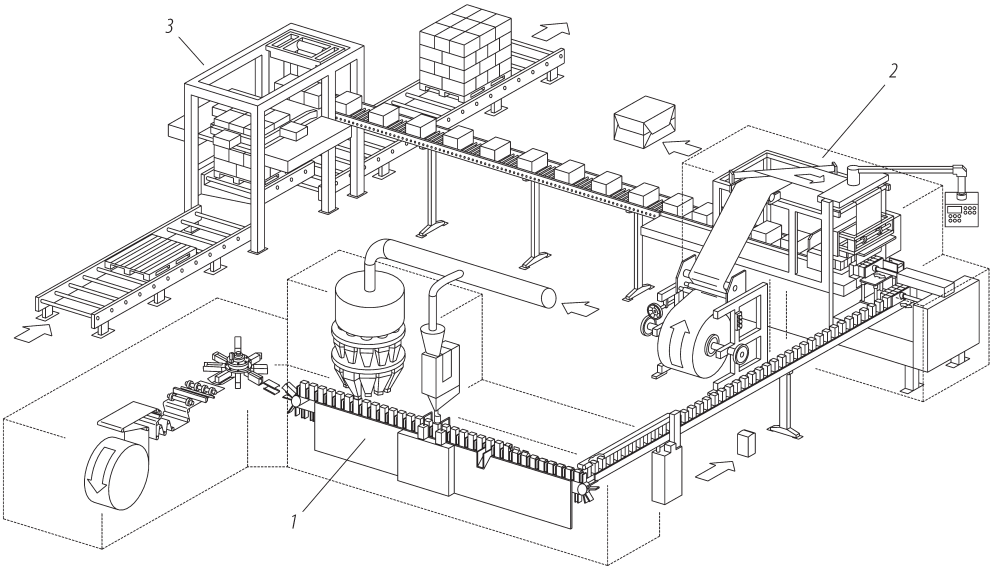


Bild 14. Verpackungsanlage. *1* Form-, Füll- und Verschließmaschine, *2* Sammelpackmaschine, *3* Palettiermaschine

Bei geringer Produktivität werden die einzelnen Apparate und Maschinen nach den räumlichen Gegebenheiten und arbeitsorganisatorischen Anforderungen aufgestellt. Bei höheren Produktivitätsanforderungen werden die Einzelmaschinen bereits in der Projektierungsphase entsprechend dem vorgesehenen Stoffdurchlauf nach dem technologischen Verfahren zu einer komplexen Anlage zusammengeschaltet und durch eine übergeordnete Anlagensteuerung überwacht (**Bild 13**). Da jede Einzelmaschine in Abhängigkeit von den zu verarbeitenden Stoffen und maschinentechnischen Parametern eine unterschiedliche Zuverlässigkeit aufweist, erhöhen variable Strukturen, z. B. Parallelschaltung von Maschinen sowie durch Speicher und Verkettungseinrichtungen, die Gesamtzuverlässigkeit. Durch zielgerichtete Anwendung verschiedener Verkettungsarten wie *Reihenverkettung, Parallelverkettung, starre Verkettung, lose Verkettung, Innenverkettung, Außenverkettung* in Kombination mit Speichern, die als *Durchlauf-* oder *Hauptschlußspeicher* bzw. als *Rücklauf-* oder *Nebenschlußspeicher* ausgeführt sein können, wird das unterschiedliche Ausfallverhalten der einzelnen Maschinen teilweise kompensiert.

Durch Simulation dieser Prozesse können bereits vor der Anlagenrealisierung die optimale Struktur und die zugehörigen Auslegungsparameter bestimmt werden [6]. Dadurch lassen sich sehr komplexe Anlagen bereits in der Projektierungsphase optimieren (**Bild 14**).

F

3 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu F 1 Grundlagen technischer Systeme und des methodischen Vorgehens

[1] *Pahl, G.; Beitz, W.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.:* Konstruktionslehre, 5. Aufl. Berlin: Springer 2003. – [2] *VDI-Richtlinie 2221:* Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1993. – [3] *Holliger, H.:* Morphologie – Idee und Grundlage einer interdisziplinären Methodenlehre. Kommunikation 1. Bd. 1. Quickborn: Schnelle 1970. – [4] *Osborn, A. F.:* Applied imagination – principles and procedures of creative thinking. New York: Scribner 1957. – [5] *Hellfritz, H.:* Innovation via Galeriemethode. Königstein/Taunus: Eigenverlag 1978. – [6] *Gordon, W. J. J.:* Synthetics, the development of creative capacity. New York: Harper 1961. – [7] *Rohrbach, B.:* Kreativ nach Regeln – Methode 645, eine neue Technik zum Lösen von Problemen. Absatzwirtschaft 12 (1969) 73–75. – [8] *Dalkey, N. D.; Helmer, O.:* An experimental application of the Delphi method to the use of experts. Management Sci. 9 (1963) 458–467. – [9] *Rodenacker, W. G.:* Methodisches Konstruieren, 4. Aufl. Konstruktionsbücher, Bd. 27. Berlin: Springer 1991. – [10] *Roth, K.:* Konstruieren mit Konstruktionskatalogen; Bd. 1: Konstruktionslehre, Bd. 2: Konstruktionskataloge, 2. Aufl. Berlin: Springer 1994; Bd. 3: Verbindungen und Verschlüsse, Lösungsfindung. Berlin: Springer 1996. – [11] *Zwicky, F.:* Entdecken, Erfinden, Forschen im Morphologischen Weltbild. München: Droemer-Knaur 1966, 1971. – [12] *VDI-Richtlinie 2222 Bl. 2:* Konstruktionsmethodik. Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [13] *Kiper, G.:* Katalog einfachster Getriebebauformen. Berlin: Springer 1982. – [14] *Altschuller, G.:* Erfinden – Wege zur Lösung technischer Probleme. Hrsg. *Möhrle, M.* Cottbus: BTU Cottbus 1998. – [15] *Linde, H.; Hill, B.:* Erfolgreich erfinden: widerspruchsorientierte Innovationsstrategie für Entwickler und Konstrukteure. Darmstadt: Hoppenstedt 1993. – [16] *Orloff, M:* Ein Instrument für innovatives Konstruieren: CROST. In: *Klein, B.* (Hrsg.): Konstruktionsmanagement. Augsburg: WEKA Fachverlag 1998. – [17] *Orloff, M.:* Grundlagen der klassischen TRIZ. Berlin: Springer 2002. – [18] *Zangemeister, Ch.:* Nutzwertanalyse in der Systemtechnik. München: Wittemannsche Buchhandlung 1970. – [19] *Kesselring, F.:* Bewertung von Konstruktionen, ein Mittel zur Steuerung von Konstruktionsarbeit. Düsseldorf: VDI-Verlag 1951. – [20] *VDI-Richtlinie 2225:* Technisch-wirtschaftliches Konstruieren. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977, Blatt 3: 1990, Blatt 4: 1994. – [21] *Breiing, A.; Knosala, R.:* Bewerten technischer Systeme. Berlin: Springer 1997. – [22] *Böhme, G:* Fuzzy Logik – Einführung in die algebraischen und logischen Grundlagen. Berlin: Springer 1993. – [23] *Haberfellner R.; Nagel P.; Becker M.; Büchel A.; von Massow H.:* Systems Engineering, Methoden und Praxis. Zürich: Verlag Industrielle Organisation, 1992. – [24] *REFA* Bd. 3: Methodenlehre des Arbeitsstudiums, Kostenrechnung, Arbeitsgestaltung. München: Hanser 1971. – [25] *VDI-Berichte Nr. 457:* Konstrukteure senken Herstellkosten – Methoden und Hilfsmittel. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [26] *VDI-Richtlinie 2235:* Wirtschaftliche Entscheidungen beim Konstruieren, Methoden und Hilfen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [27] *Pahl, G.; Rieg, F.:* Kostenwachstumsgesetze für Baureihen. München: Hanser 1984. – [28] *Pahl, G.; Beelich, K. H.:* Kostenwachstumsgesetze nach Ähnlichkeitsbeziehungen für Schweißverbindungen. VDI-Berichte Nr. 457. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [29] *Ehrlenspiel, K.; Kiewert, A.; Lindemann, U.:* Kostenfrüherkennung im Konstruktionsprozeß. VDI-Berichte Nr. 347. Düsseldorf: VDI-Verlag 1979. – [30] *VDI-Richtlinien 2801 u. 2802:* Wertanalyse. Düsseldorf: VDI-Verlag 1970 u. 1971. – [31] *VDI:* Wertanalyse. VDI-Taschenbuch T 35. Düsseldorf: VDI-Verlag 1972. – [32] *VDI-Berichte Nr. 293:* Wertanalyse 77. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977 (mit umfangreichem Schrifttum). – [33] *Trender, L.:* Entwicklungsintegrierte Kalkulation von Produktlebenszykluskosten auf Basis der ressourcenorientierten Prozeßkostenrechnung. In: wbk Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe. Bd. 98, Karlsruhe 2000. – [34] *Blanchard, B. S.:* Design and manage to life cycle cost. Portland: MA Press 1978. – [35] *Niemann, J.:* Life Cycle Management – Das Paradigma der ganzheitlichen Produktlebenslaufbetrachtung, In: *Bullinger, H.-J., Warnecke, H.-J., Westkämper, E.* (Hrsg.), Neue Organisationsformen im Unternehmen. Ein Handbuch für das moderne Management. Berlin: Springer 2002. – [36] *Westkämper, E.; Niemann, J.:* Life Cycle Controlling for Manufacturing systems in web-based environments. In: CIRP u.a.: CIRP Design Seminar : Proceedings, 16–18 May, Hong Kong 2002. – [37] *Dörner, D.:* Gruppenverhalten im Konstruktionsprozeß. VDI-Berichte Nr. 1120, S. 27–37. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. – [38] *Ehrlenspiel, K.:* Integrierte Produktentwicklung – Methoden für Prozeßorganisation, Produkterstellung und Konstruktion. München: Hanser Verlag 1995. – [39] *Pahl, G.; Beitz, W.:* Konstruktionslehre. 4. Aufl. Berlin: Springer 1997. – [40] *Kochan, D.:* Solid Freeform Manufacturing – Neue Verfahren mit vielfältigen Anwendungen und Effekten. wt-Produktion und Management 84 (1994) 325–329. – [41] *Steger, W.; Geiger, M.:* Schnelle Wege zu innovativen Produkten. VDI-Z. 136 (1994) Nr. 4, 38–45. – [42] *VDI-Richtlinie 2223:* Begriffe und Bezeichnungen im Konstruktionsbereich. Düsseldorf: VDI-Verlag 1969. – [43] *Peters, U. H.; Meyna, A.:* Handbuch der Sicherheitstechnik. München: Hanser 1985. – [44] *Spähn,*

H.; Fäßler, K.: Zur konstruktiven Gestaltung korrosionsbeanspruchter Apparate in der chemischen Industrie. Konstruktion 24 (1972) 249–258, 321–325. – [45] *Uhlig, H.H.:* Korrosion und Korrosionsschutz. Berlin: Akademie-Verlag 1970. – [46] *Rubo, E.:* Der chemische Angriff auf Wertstoffe aus der Sicht des Konstrukteurs. Der Maschinenschaden (1966) 65–74. – [47] *Kloos, K.H.:* Werkstoffoberfläche und Verschleißverhalten in der Fertigung und konstruktiven Anwendung. VDI-Berichte Nr. 194. Düsseldorf: VDI-Verlag 1973. – [48] *VDI-Richtlinie 2244:* Konstruktion sicherheitsgerechter Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1985. – [49] *Gerätesicherheitsgesetz* (Gesetz über technische Arbeitsmittel): BGBl. vom 13.8.1979. Deutsches Informationszentrum für technische Regeln (DITR) Berlin. – [50] *VDI-Richtlinie 2242:* Konstruieren ergonomiegerechter Erzeugnisse. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – [51] *Kroemer, K.H.:* Was man von Schaltern, Kurbeln und Pedalen wissen muß. Berlin: Beuth 1967. – [52] *Kroemer, K.H.; Hettinger, Th.:* Körperkräfte im Bewegungsraum. RKW-Reihe Arbeitsphysiologie – Arbeitspsychologie. Berlin: Beuth 1963. – [53] *Bücker, W.:* Künstliche Beleuchtung: ergonomisch und energiesparend. Frankfurt/Main: Campus 1981. – [54] *Schmidtke, H.:* Überwachungs-, Kontroll- und Steuerungstätigkeiten. RKW-Reihe Arbeitsphysiologie – Arbeitspsychologie. Berlin: Beuth 1966. – [55] *VDI-Bericht Nr. 239:* Beispiele für lärmarme Maschinenkonstruktionen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1975. – [56] *VDI-Richtlinie 3720:* Lärmarm Konstruieren – Allgemeine Grundlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1975. – [57] *VDI-Richtlinie 2224:* Formgebung technischer Erzeugnisse für den Konstrukteur. Düsseldorf: VDI-Verlag 1972. – [58] *VDI-Richtlinie 3239:* Sinnbilder für Zubringefunktionen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1966. – [59] *Andresen, U.:* Die Rationalisierung der Montage beginnt im Konstruktionsbüro. Konstruktion 27 (1975) 478–484. – [60] *Andreasen, M.M.; Kähler, S.; Lund, T.:* Montagegerechtes Konstruieren. Berlin: Springer 1985. – [61] *Pahl, G.; Beitz, W.:* Konstruktionslehre. Berlin: Springer 1977, 4. Aufl. 1997. – [62] *Seger, H.:* Industrie Designs. Grafenau: Expert Verlag 1983. – [63] *VDI-Richtlinie 2243:* Recyclingorientierte Gestaltung technischer Produkte. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991. – [64] *Flemming, M.; Ziegmann, G.; Roth, S.:* Faserverbundbauweisen, Halbzeuge und Bauweisen. Berlin: Springer 1996. – [65] *Anderegg, K.:* Passive Funktionsbauweisen im Schienenfahrzeugbau. ETH Zürich, Diss. ETH Nr. 11220, 1995. – [66] *Elspass, W., Flemming, M.:* Aktive Funktionsbauweisen, Eine Einführung in die Struktronik. Berlin: Springer 1998. – [67] *Flemming, M.; Ziegmann, G.; Roth, S.:* Faserverbundbauweisen, Fasern und Matrices. Berlin: Springer 1995. – [68] *Jones, R.:* Mechanics of Composite Materials. New York: Hemisphere Publishing Corp. 1975. – [69] *Puck, A.:* Festigkeitsanalyse von Faser-Matrix-Laminaten. München: Hanser-Verlag 1996. – [70] *Flemming, M.; Roth, S.:* Faserverbundbauweisen, mechanische, chemische, elektrische, thermische Eigenschaften. Berlin: Springer. Zur Veröffentlichung geplant. – [71] *Roth, S. et al.:* Fahrerhausstrukturen in CFK-Technologie. VDI-Jahrestagung der Automobilbauer, Mannheim 1995. – [72] *Flemming, M.:* Der Weg zu Konstruktionen mit erhöhter Leistungsfähigkeit und Intelligenz. Bern, Technische Rundschau, Nr. 32, S. 12–19, 1986. – [73] *Flemming, M.; Ziegmann, G.; Roth, S.:* Faserverbundbauweisen – Fertigungsverfahren mit duroplastischer Matrix. Berlin: Springer 1999. – [74] *Delaloye, S.:* Die Diaphragmatechnik, ein Anlagen-Konzept zur automatisierten Fertigung kontinuierlich faserverstärkter Thermoplastbauteile. ETH Zürich, Diss. ETH Nr. 11151, 1995. – [75] *Flemming, T.:* Vergleich der mechanischen Eigenschaften und des Umformverhaltens zwischen gerichteten kurz- und langfaserverstärkten Thermoplasten. Diss. TU München, 1994. – [76] *Niedermeier, M.:* Analyse des Diaphragmaformens kontinuierlich faserverstärkter Hochleistungsthermoplaste. Diss. VDI-Fortschrittsbericht Nr. 354, 1995. – [77] *Kötte, R.; Michaeli, W.:* Der Resin-Transfer-Molding-Prozeß. Köln: Verlag TÜV Rheinland 1991. – [78] *Hintermann, M.:* Erforschung eines neuen Injektionsprozesses für offene und geschlossene Faserverbundstrukturen. Zürich: ETH-Dissertation Nr. 12522, 1998. – [79] *Heissler, H.:* Verstärkte Kunststoffe in der Luft- und Raumfahrt. Stuttgart: Verlag W. Kohlhammer 1986. – [80] *Ermanni, P.:* Die kombinierte Nasswickel- und Prepregbauweise. Zürich: ETH-Dissertation Nr. 9339, 1990. – [81] *Romangna, H.:* Neue Strategien in der Faserwickeltechnik. Zürich: ETH-Dissertation Nr. 12450, 1997. – [82] *Kunz, A.:* Charakterisierung und Beeinflussung der multifunktionalen Eigenschaften von Konstruktionswerkstoffen. Zürich: ETH-Dissertation Nr. 12756, 1998. – [83] *Zogg, M.:* Neue Wege zum Recycling von faserverstärkten Kunststoffen. Zürich: ETH-Dissertation Nr. 11946, 1996. – [84] *Flemming, M.:* Entwicklung und Anwendungsmöglichkeiten von Bauweisen aus faserverstärkten Werkstoffen. Kiel: 7. Jahrestagung DGLR, 1974. – [85] *Berg, S.:* Konstruieren in Größenreihen mit Normzahlen. Konstruktion 17 (1965) 15–21. – [86] *Gerhard, E.:* Ähnlichkeitsgesetze beim Entwurf elektromechanischer Geräte. VDI-Z 111 (1969) 1013–1019. – [87] *Matz, W.:* Die Anwendung des Ähnlichkeitsgesetzes in der Verfahrenstechnik. Berlin: Springer 1954. – [88] *Pahl, G.; Beitz, W.:* Konstruktionslehre, 4. Aufl. Springer 1997. – [89] *Krieg, K.G.; Heller, W.; Hunecke, G.; Zemlin, H.:* Leitfaden der DIN-Normen. Berlin: Beuth 1983. – [90] *DIN-Taschenbuch 1:* Mechanische Technik, Grundnormen. Berlin: Beuth 1983. – [91] *DNA:* Normenverzeichnis mit sicherheitstechnischen Festlegungen. Berlin: Beuth. – [92] *Gerätesicherheitsgesetz:* Gesetz über technische Arbeitsmittel (vom 24.06.1968 BGBl. I 717, geändert vom 13.08.1979, BGBl. I 1432 ff. Bezug durch Deutsches Informationzentrum für technische Regeln (DITR), Berlin. – [93] *DIN-Taschenbuch 2:* Zeichnungswesen, Teil 1. *DIN-Taschenbuch 148:* Zeichnungswesen, Teil 2. Berlin: Beuth 1988. – [94] *Reimpell, J.; Pautsch, E.; Stangenberg, R.:* Die normgerechte technische Zeichnung für Konstruktion und Fertigung, Bd. 1. Düsseldorf: VDI-Verlag 1967. – [95] *Bernhardt, R.:* Nummerungstechnik. Würzburg: Vogel 1975. – [96] *Eversheim, W.; Wiendahl, H.P.:* Rationelle Auftragsabwicklung im Konstruktionsbereich. Essen: Girardet 1971. – [97] *VDI-Richtlinie 2215:* Datenverarbeitung in der Konstruktion. Organisatorische Voraussetzungen und allgemeine Hilfsmittel. Düsseldorf: VDI-Verlag 1980. – [98] *DIN:* Sachmerkmale DIN 4000. Anwendung in der Praxis. Berlin: Beuth 1979. – [99] *Jorden, W.:* Der Tolerierungsgrundsatz – eine unbekannte Größe mit schwerwiegenden Folgen. Konstruktion 43 (1991) 170–176.

Normen: *DIN 6:* Darstellungen in Normalprojektion. – *DIN 15:* Linien in Zeichnungen. – *DIN 199:* Begriffe im Zeichnungs- und Stücklistenwesen. – *DIN 323 Teil 2:* Normzahlen und Normzahlreihen; Einführung (1974). – *DIN 406:* Maßeintragung. – *DIN ISO 286:* ISO-Systeme für Grenzmaße und Passungen. DIN 406: Maßeintragungen in Zeichnungen. – *ISO 1101:* Form und Lagetolerierung. – *ISO 2768:* Allgemeintoleranzen. – *DIN 820:* Normungsarbeit. – *DIN 1680:* Gußrohteile, Allgemeintoleranzen und Bearbeitungszugaben. – *DIN ISO 1302:* Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in Zeichnungen. – *DIN 4000 Teil 1:* Sachmerkmal Leisten, Grundsätze. – *DIN 4760:* Gestaltsabweichung; Begriffe, Ordnungssystem. – *DIN 4761:* Oberflächencharakter: Geometrische Oberflächentextur-Merkmale, Begriffe, Kurzzeichen. – *DIN 4762:* Oberflächenrauheit; Begriffe. – *DIN 4763:* Stufung der Zahlenwerte für Rauheitsmeßgrößen. – *DIN 4764:* Oberfläche an Teilen für Maschinenbau und Feinwerktechnik; Begriffe nach der Beanspruchung. – *DIN 4765:* Bestimmen

des Flächentraganteils von Oberflächen; Begriffe. – *DIN 4766:* Herstellverfahren der Rauheit von Oberflächen. Erreichbare gemittelte Rauhtiefe R_z nach DIN 4768 Teil 1 und Mikroflächentraganteil t_{ai} . – *DIN 6771 Teil 1:* Schriftfelder für Zeichnungen, Pläne und Listen; *Teil 2:* Vordrucke für technische Unterlagen; Stückliste; *DIN 6771 Teil 6:* Vordrukke für technische Unterlagen; Zeichnungen. – *DIN 6776:* Normschriften für Zeichnungen. – *DIN 7154:* ISO-Passungen für Einheitsbohrung. – *DIN 7157:* Passungsauswahl; Toleranzfelder, Abmaße, Paßtoleranzen. – *DIN 7167:* Zusammenhang zwischen Maß-, Form- und Parallelitätstoleranzen (Hüllbedingung ohne Zeichnungseintrag). – *DIN 7521 bis 7527:* Schmiedestücke aus Stahl. – ISO 8015: Tolerierungsgrundsatz. – *DIN 7526:* Schmiedestücke aus Stahl; Toleranzen und zulässige Abweichungen für Gesenkschmiedestücke. – *DIN 8570:* Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen, Teil 1 und 3. – *DIN 8580:* Fertigungsverfahren; Einteilung. – *DIN 8588:* Fertigungsverfahren Zerteilen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. – *DIN 8593:* Fertigungsverfahren Fügen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe. – *DIN 9005:* Gesenkschmiedestücke aus Magnesium-Knetlegierungen. – *DIN 31000:* Sicherheitsgerechtes Gestalten technischer Erzeugnisse; Allgemeine Leitsätze. – *DIN 31000/VDE 1000:* Allgemeine Leitsätze für das sicherheitsgerechte Gestalten technischer Erzeugnisse. – *DIN/VDE 31000 Teil 2:* Allgemeine Leitsätze für das sicherheitsgerechte Gestalten technischer Erzeugnisse, Begriffe der Sicherheitstechnik, Grundbegriffe. – *DIN 31001:* Sicherheitsgerechtes Gestalten technischer Erzeugnisse. (Teilweise ersetzt durch DIN EN 292 Teil 1 u. 2.) – *DIN 31051:* Instandhaltung; Begriffe. – *DIN 33400:* Gestalten von Arbeitssystemen nach arbeitswissenschaftlichen Erkenntnissen; Begriffe und allgemeine Leitsätze. – *DIN 33401:* Stellteile; Begriffe Eignung, Gestaltungshinweise. – *DIN 33402:* Körpermaße des Menschen; Begriffe. Meßverfahren. – *DIN 33403:* Klima am Arbeitsplatz und in der Arbeitsumgebung. – *DIN 33404:* Gefahrensignale für Arbeitsstätten. – *DIN 33413:* Ergonomische Gesichtspunkte für Anzeigeeinrichtungen. – *DIN 33414:* Ergonomische Gestaltung von Warten. – *DIN 69910:* Wertanalyse; Begriffe, Methode (1987).

zu F2 Anwendung für Maschinensysteme der Stoffverarbeitung [1] *Heidenreich, E. u. a.:* Lehrwerk Verfahrenstechnik, Band Verarbeitungstechnik. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1978. – [2] *Goldhahn, H.:* Beitrag zur Verallgemeinerung wirkpaarungstechnischer Zusammenhänge. Diss. B, TU Dresden 1978. – [3] *Majschak, J.-P.:* Rechnerunterstützung für die Suche nach verarbeitungstechnischen Prinziplösungen. Diss. A, TU Dresden 1997. – [4] *Hennig, J.:* Ein Beitrag zur Methodik der Verarbeitungsmaschinenlehre. Diss. B, TU Dresden 1976. – [5] *Römisch, P.:* Methoden- und objekttheoretische Grundlagen zur rationelleren Projektierung von Verarbeitungsanlagen. Diss. B, TU Dresden 1989. – [6] *Hennig, J.; Weiß, M.; Iltzsche, L.:* Simulation des prozeßdynamischen Verhaltens von Verpackungsanlagen. Verpakkungsrundschau 5 (1996) 130–133.

G | Mechanische Konstruktionselemente
Mechanical machine components

L. Deters, Magdeburg; **P. Dietz**, Clausthal-Zellerfeld; **B.-R. Höhn**, München; **M. Kaßner**, Braunschweig; **H. Kerle**, Braunschweig; **H. Mertens**, Berlin; **H.D. Motz**, Solingen; **H. Peeken**, Aachen; **G. Poll**, Hannover; **J. Ruge**, München; **K. Thomas**, Braunschweig; **H. Winter**, München; **H. Wohlfahrt**, Braunschweig; **H. Wösle**, Braunschweig

Allgemeine Literatur zu G 1 bis G 10

Bücher: *Decker, K.-H.:* Maschinenelemente, Gestaltung und Anwendung, 11. Aufl. München: Hanser 1992. – *Hütte:* Grundlagen der Ingenieurwissenschaften, 30. Aufl. Berlin: Springer 1996. – *Klein, M.:* Einführung in die DIN-Normen, 11. Aufl. Berlin: Beuth 1993, Stuttgart: Teubner 1993. – *Knauer, B.; Wende, A.:* Konstruktionstechnik und Leichtbau. Berlin: Akademie-Verlag 1988. – *Köhler, G.; Rögnitz, H.:* Maschinenteile, Teil 1 und Teil 2, 8. Aufl. Stuttgart: Teubner 1992. – Konstruktionsbücher. Herausgeber: *G. Pahl.* Berlin: Springer. – *Krause, W.:* Konstruktionselemente der Feinmechanik. Berlin: VEB Verlag Technik 1989. – *Niemann, G.:* Maschinenelemente, Bd. I, 2. Aufl. Berlin: Springer 1975. – *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente, Bd. II und III. 2. Aufl. Berlin: Springer 1983. – *Roloff, H.; Matek, W.:* Maschinenelemente; Normung, Berechnung, Gestaltung, 12. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1992. – *Steinhilper, W.; Röper, R.:* Maschinen- und Konstruktionselemente. Bd. 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung, 4. Aufl. 1994; Bd. 2: Verbindungselemente, 3. Aufl. 1993; Bd. 3: Elastische Elemente, Achsen und Wellen, Dichtungstechnik, Reibung, Schmierung, Lagerung, 1. Aufl. 1994. Berlin: Springer. – *Tochtermann, W.; Bodenstein, F.:* Konstruktionselemente des Maschinenbaus, Teil 1 und 2. 9. Aufl. Berlin: Springer 1979. – *VDI-Handbuch:* Konstruktion. Berlin: Beuth. – *Wächter, K.:* Konstruktionslehre für Maschinenbauingenieure. 2. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1989.

Zeitschriften: *Konstruktion,* Produktentwicklung im Maschinen-, Apparate- und Gerätebau (Herausgeber: *Birkhofer*, *Feldhusen*, *Lindermann*). Düsseldorf: Springer-VDI Verlag für technische Zeitschriften. – *antriebstechnik* Mainz: Vereinigte Fachverlage. – *DIN-Mitteilungen*. Berlin: Beuth. – *Schweißen und Schneiden*. Düsseldorf: DVS-Verlag.

zu G 1.1.1 Schweißverfahren

Bücher: Aus der Fachbuchreihe Schweißtechnik. Düsseldorf DVS-Verlag: *Aichele, A.; Smith, A.A.:* MAG-Schweißen. Bd. 65. 1975. – *Bernard, P.; Schreiber, G.:* Verfahren der Autogentechnik. Bd. 61. 1973. – *Böhme, D.; Hermann, F.-D.:* Handbuch der Schweißverfahren. Teil II: Autogenverfahren – Thermisches Schneiden – Elektronenstrahl- und Laserstrahlschweißen, Reib-, Ultraschall- und Diffusionsschweißen. Bd. 76/II, 1992. – *Killing, R.:* Handbuch der Schweißverfahren. Teil I: Lichtbogenschweißverfahren, 3. Aufl., Bd. 76/I, 1999. – *Koch, H. u.a.:* Handbuch der Schweißtechnologie, Lichtbogenschweißen. Bd. 19, 1961. – *Kulina, P.; Richter, R.; Ringelhan, H.; Weber, H.:* Materialbearbeitung durch Laserstrahlen. Bd. 119, 1993. – *Müller, P.; Wolff, L.:* Handbuch des Unterpulverschweißens. Teil I: Verfahren, Einstellpraxis, Geräte, Wirtschaftlichkeit, Teil II: Schweißzusätze und Schweißpulver, Teil III: Draht/Pulver-Kombinationen für Stähle, Schweißergebnisse, Schweißparameter, Teil IV: Schweißen mit Bandelektroden. Teil V: Berechnung und Gestaltung von Schweißkonstruktionen – Schweißtechnologie – Anwendungsbeispiele. 63/I bis IV, 1983, 1983, 1978, 1976, 1979. – *Munske, H.:* Handbuch des Schutzgasschweißens. Bd. 30/II. Elektrotechnische Grundlagen – Schweißanlagen, Einstellpraxis, 2. Aufl., 1975. – *Neumann, A.; Schober, D.:* Reibschweißen von Metallen. Bd. 107, 1991. – *N.N.:* Die Verfahren der Schweißtechnik. Ringbuch. Bd. 55, 1974. – *Schultz, H.:* Elektronenstrahlschweißen. Bd. 93, 1989. – *Taschenbuch DVS-Merkblätter Widerstandsschweißen* , Bd. 68/III, 5. Aufl. 2002. – *Conn, W. M.:* Die technische Physik der Lichtbogenschweißung. Technische Physik in Einzeldarstellungen. Bd. 13. Berlin: Springer 1959. – *DIN-DVS-Taschenbuch 8:* Schweißtechnik 1: Normen über Schweißzusätze, Fertigung, Güte und Prüfung. Berlin: Beuth 2001. – *DIN-DVS-Taschenbuch 65:* Schweißtechnik 2: Autogenverfahren, Thermisches Schneiden, Thermisches Spritzen und Arbeitsschutz. Berlin: Beuth 2000. – *DIN-DVS-Taschenbuch 145:* Schweißtechnik 3: Begriffe, zeichnerische Darstellung. Berlin: Beuth 1997. – *Hadick, Th.:* Schweißen von Kunststoffen für Praktiker und Konstrukteure. Schweißtechnische Praxis Bd. 6. Düsseldorf: DVS-Verlag 1969. – *Krause, M.:* Widerstandspreßschweißen. Schweißtechnische Praxis, Bd. 25. Düsseldorf: DVS-Verlag 1993. – *Marchandis, H.:* Plasmatechnologie – Grundlagen und Anwendung. DVS-Berichte. Bd. 8. Düsseldorf: DVS-Verlag 1970. – *Ruge, J.:* Handbuch der Schweißtechnik, Bd. I und II, 3. Aufl. Berlin: Springer 1991, 1993. – *VDI-Gesellschaft Produktionstechnik (ADB):* Materialbearbeitung mit dem Laserstrahl im Geräte- und Maschinenbau. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. – *Killing, R.:* Kompendium der Schweißtechnik, Bd. 1: Verfahren der Schweißtechnik. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 128/I. Düsseldorf: DVS-Verlag 1997.

zu G 1.1.2 Schweißbarkeit der Werkstoffe

Bücher: Aus der Fachbuchreihe Schweißtechnik. Düsseldorf DVS-Verlag: *Koch, H.:* Handbuch der Schweißtechnologie. Lichtbogenschweißen. Bd. 19, 1961. – *Lohrmann, G.R.; Lueb, H.:* Kleine Werkstoffkunde für das Schweißen von Stahl und Eisen. Bd. 8, 8. Aufl. 1995. – *Boese, U.; Werner, D.; Wirtz, H.:* Das Verhalten der Stähle beim Schweißen T.I: Grundlagen, 4. Aufl. Bd. 44/I, 1995. *Boese, U.; Ippendorf, F.:* Teil II: Anwendung. Bd. 44/II, 4. Aufl. 2001. – *Klock, H.; Schoer, H.:* Schweißen und Löten von Aluminiumwerkstoffen. 2. Aufl., Bd. 70, 1995. – *Matting, A., u.a.:* Schweißen der Leichtmetalle u. seine Randgebiete. Bd. 14, 1959. – *Strassburg, F.W.; Wehner, H.:* Schweißen nichtrostender Stähle. Bd. 67, 3. Aufl. 2000. – *DASt-Richtlinie 009.* Empfehlungen zur Wahl der Stahlgütegruppen für geschweißte Stahlbauten. Stahlbauverlag Entwurf 1998. – *VDEh:* Werkstoffkunde Stahl. Bd. 1: Grundlagen. Bd. 2: Anwendung. Berlin: Springer 1984, 1985. – *Houdremont, E.:* Handbuch der Sonderstahlkunde. Berlin: Springer 1956. – *Ruge, J.:* Handbuch der Schweißtechnik, 3. Aufl. Bd. I: Werkstoffe, Bd. II: Verfahren und Fertigung. Berlin: Springer 1991, 1993. – *Rapatz, F.:* Edelstähle, 5. Aufl. Berlin: Springer 1962. – *Dampfkessel-Bestimmungen.* Vorschriften für Dampfkessel (TRD). Berlin: Beuth. – *AD-Merkblätter* (Ausschuß für Druckbehälter). Berlin: Beuth. – *Aluminium-Zentrale Düsseldorf:* Aluminium-Taschenbuch, Bd. 1: Grundlagen und Werkstoffe. 16. Aufl. Düsseldorf: Alu-Verlag 2002. – *Probst, R.; Herold, H.:* Kompendium der Schweißtechnik, Bd. 2: Schweißmetallurgie. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 128/2. Düsseldorf: DVS-Verlag 1997. – *Beckert, M.:* Kompendium der Schweißtechnik, Bd. 3: Eignung metallischer Werkstoffe beim Schweißen. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 128/3. Düsseldorf: DVS-Verlag 1997.

zu G 1.1.5 Berechnung von Schweißverbindungen

Bücher: *Haibach, E.:* Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989. – *Neumann, A.:* Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure. 6. Aufl., Teil 1: Grundlagen, Tragfähigkeit, Gestaltung, 6. Aufl. Teil 2: Stahl-, Kessel- u. Rohrleitungsbau, 5. Aufl. Teil 3: Maschinen- u. Fahrzeugbau, 4. Aufl. *Neumann, A.; Hobbacher, A.:* Teil 4: Geschweißte Aluminiumkonstruktionen. Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 80/I bis 80/IV. Düsseldorf: DVS-Verlag 1990, 1988, 1986, 1993. – *Sahmel, P.; Veit, H.-J.:* Grundlagen der Gestaltung geschweißter Stahlkonstruktionen, 10. Aufl. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 12. Düsseldorf: DVS-Verlag 2002. – *Ruge, J.:* Handbuch der Schweißtechnik, Bd. III: Konstruktive Gestaltung der Bauteile. Berlin: Springer 1985 und Bd. IV: Berechnung von Schweißkonstruktionen. Berlin: Springer 1988. – *Radaj, D.:* Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen. – Ermüdungsfestigkeit. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 82. Düsseldorf: DVS-Verlag 1985. – *Aluminium-Zentrale Düsseldorf:* Aluminium-Taschenbuch, 16. Aufl. Düsseldorf: Alu–Verlag 2002. – Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 7 (1963) Sonderheft. – *Wiedemann, J.:* Leichtbau Bd. 1: Elemente, Bd. 2: Konstruktion. Berlin: Springer 1986, 1989. – *Neumann, A.; Neuhoff, R.:* Kompendium der Schweißtechnik, Bd. 4: Berechnung und Gestaltung von Schweißkonstruktionen. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 128/4. 2. Aufl. Düsseldorf: DVS-Verlag 2002. – *DASt-Richtlinie 014.* Empfehlungen zum Vermeiden von Terrassenbrüchen in geschweißten Konstruktionen aus Baustahl. Köln: Stahlbauverlag 1981.

zu G 1.2 Löten

Bücher: *Lüder, E.:* Löten, Betriebsbücher, Bd. 25. München: Hanser 1966. – *Müller, W.:* Metallische Lötwerkstoffe – Arten – Eigenschaften – Verwendung. Fachbuchreihe Schweißtechnik, Bd. 108. Düsseldorf: DVS-Verlag 1990. – *Zaremba, H.:* Hart- und Hochtemperaturlöten. Schweißtechnische Praxis, Bd. 20. Düsseldorf: DVS-Verlag 1989. Hart- und Hochtemperaturlöten und Diffusionsschweißen. DVS-Berichte Bd. 125 und 148. Düsseldorf: DVS-Verlag 1989, 1992. – *Müller, W.; Müller, J.-U.:* Löttechnik – Leitfaden für die Praxis. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 127. Düsseldorf: DVS-Verlag 1995. – *Lison, R.:* Schweißen und Löten von Sondermetallen. Fachbuchreihe Schweißtechnik Band 118. Düsseldorf: DVS-Verlag 1996.
Zeitschriften: *Colbus, J.:* Probleme der Löttechnik. Schweißen und Schneiden 6 (1954) 187–196. – *Colbus, J.:* Die Prüfung von Loten und Lötverbindungen zum Hart- und Schweißlöten. Schweißen und Schneiden 9 (1957) 110–116. – *Colbus, J.:* Versuche zur Deutung der Bindevorgänge. Schweißen und Schneiden 10 (1958) 50–54. – *Erdmann-Jesnitzer, F.; Bogner, R.:* Lötbruch bei Stahl. Industrieblatt 60 (1960) 133–143. – *Klug, K.Th.:* Untersuchungen über die Zeitstandfestigkeit von Weichlötverbindungen. Beitrag zur Bestimmung der Warmfestigkeit von Weichloten. Schweißen und Schneiden 17 (1965) 200–206. – *Spengler, H.:* Über das Festigkeitsverhalten von Weichlotverbindungen. Metall 13 (1959) 1130–1132.

Normen und Richtlinien: *DIN-DVS-Taschenbuch 196:* Schweißtechnik 5 – Löten, Hartlöten, Weichlöten, gedruckte Schaltungen. Berlin: Beuth 2001.

zu G 1.3 Kleben

Bücher: *Matting, A.:* Metallkleben. Berlin: Springer 1969. – *Habenicht, G.:* Kleben, 4. Aufl. Berlin: Springer 2003. – *Saechtling, H.; Woebcken, W.,* Herausgeber: Kunststoff-Taschenbuch, 28. Aufl. München: Hanser 2001. – Kleben von Stahl und Edelstahl-Rostfrei. Stahl-Informations-Zentrum, Merkblatt 382, Düsseldorf. – *Schmitz, B.H.:* Auswirkungen der Feuchtigkeit auf das Alterungs- und Langzeitverhalten von Metallklebeverbindungen. Schweißtechnische Forschungsberichte, Bd. 28. Düsseldorf: DVS-Verlag 1989. – *Taschenbuch:* DVS-Merkblätter und DVS-Richtlinien Kunststoffe, Schweißen und Kleben. Fachbuchreihe Schweißtechnik, 9. Aufl., Bd. 68/IV. Düsseldorf: DVS-Verlag 2001.

Normen und Richtlinien: *VDI-Richtlinie 2229:* Metallklebeverbindungen, Hinweise für Konstruktion und Fertigung. Düsseldorf: VDI. – *DIN 53281:* Prüfung von Metallklebstoffen und -klebungen. – *DIN EN 26922:* Bestimmung der Zugfestigkeit von Stumpfklebungen. – *DIN-Taschenbuch 205:* Metallklebungen. Berlin: Beuth.

zu G 8 Zahnradgetriebe

Bücher: *Buckingham, E.:* Analytical Mechanics of Gears. New York: McGraw Hill 1949. – *Drago, R.J.:* Fundamentals of Gear Design. Boston: Butterworth 1988. – *Dudley, D.W.:* Gear Handbook. New York: McGraw Hill 1962. – *Dudley, D.W.:* Practical Gear Design. New York: McGraw Hill 1984. – *Dudley, D.W.; Winter, H.:* Zahnräder. Berlin: Springer 1961. – *Henriot, G.:* Engrenages. Paris: Dunod 1980. – *Keck, K.F.:* Die Zahnradpraxis, Teil 1 u. 2. München: Oldenbourg 1956 u. 1978. – *Maag-Taschenbuch,* Zürich: MAAG AG 1985. – *Merritt, H.E.:* Gear Engineering. London: Pitman 1971. – *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente. Bd. II u. III. 2. Aufl. Berlin: Springer 1989/86. – *Thomas, K.K.; Charchut, W.:* Die Tragfähigkeit der Zahnräder. München: Hanser 1971. – *Zimmer, H.W.:* Verzahnungen I, Stirnräder mit geraden und schrägen Zähnen. Berlin: Springer 1968.

Zeitschriften: *Hofschneider, M.; Leube, H.; Schlötermann, K.:* Jahresübersicht Zahnräder und Zahnradgetriebe, Schneckengetriebe. VDI-Z 123 (1981) 943–949 (erscheint jährlich). – *Niemann, G.; Richter, W.:* Versuchsergebnisse zur Zahnflanken-Tragfähigkeit. Konstruktion 12 (1960) 185–194, 236–241, 269–278, 319–321, 360–364, 397–402. – *Richter, W.:* Auslegung profilverschobener Außenverzahnungen. Konstruktion 12 (1962) 189–196. – *Winter, H.:* Int. Konferenz Leitungsübertragung und Getriebe. Chicago 1977, Themenübersicht. Antriebstechnik. Paris 1977, Themenübersicht. Antriebstechn. 16 (1977) 580–582.

zu G 9 Getriebetechnik

Bücher: *Angeles, J.:* Spatial kinematic chains. Berlin: Springer 1982. – *Beyer, R.:* Technische Raumkinematik. Berlin: Springer 1963. – *Dijksman, E.A.:* Motion geometry of mechanisms. Cambridge: University Press 1976. – *Dittrich, G.; Braune, R.:* Getriebetechnik in Beispielen. München: Oldenbourg 1978. – *Dizioglu, B.:* Getriebelehre. Bd. 1 Grundlagen (1965), Bd. 2 Maßbestimmung (1967), Bd. 3 Dynamik (1966). Braunschweig: Vieweg. – *Erdman, A.G.; Sandor G.N.:* Mechanism Design. Vol. 1 (1984), Advanced Mechanism Design. Vol. 2 (1984). Englewood Cliffs: Prentice-Hall. – *Franke, R.:* Vom Aufbau der Getriebe. Bd. I. 2. Aufl. (1958), Bd. II (1951). Düsseldorf: VDI-Verlag. – *Hagedorn, L.; Thonfeld, W.; Rankers, A.:* Konstruktive Getriebelehre. 5. Aufl. Berlin: Springer 1997. – *Hain, K.:* Angewandte Getriebelehre, 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1961. – *Hain, K.:* Atlas für Getriebe-Konstruktionen. Braunschweig: Vieweg 1972. – *Hain, K.:* Getriebebeispiel-Atlas. Düsseldorf: VDI-Verlag 1973. – *Kerle, H.; Pittschellis, R.* Einführung in die Getriebelehre, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 2002. – *Hunt, K.H.:* Kinematic geometry of mechanisms. Oxford:

University Press 1978. – *Kiper, G.:* Katalog einfachster Getriebebauformen. Berlin: Springer 1982. – *Koloc, Z.; Václavík, M.:* Cam mechanisms. Amsterdam: Elsevier 1993. – *Kraemer, O.:* Getriebelehre. 6. Aufl. Karlsruhe: Braun 1975. – *Lichtenheldt, W.; Luck, K.:* Konstruktionslehre der Getriebe. Berlin (DDR): Akademie-Verlag 1979. – *Lohse, P.:* Getriebesynthese. 4. Aufl. Berlin: Springer 1986. – *Luck, K.; Modler, K.-H.:* Getriebetechnik – Analyse, Synthese, Optimierung, 2. Aufl. Berlin: Springer 1995. – *Paul, B.:* Kinematics and dynamics of planar machinery. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1979. – *Rauh, K.; Hagedorn, L.:* Praktische Getriebelehre. Bd. 1. Die Viergelenkkette. 3. Aufl. Berlin: Springer 1965. – *Steinhilper, W.; Hennerici, H.; Britz, S.:* Kinematische Grundlagen ebener Mechanismen und Getriebe. Würzburg: Vogel 1993. – *Suh, C.H.; Radcliffe, C.W.:* Kinematics mechanisms design. New York: Wiley 1978. – *Volmer, J.* (Hrsg.): Getriebetechnik – Lehrbuch. 3. Aufl. (1976), Koppelgetriebe (1979). Berlin (DDR): VEB Verlag Technik. – *Volmer, J.* (Hrsg.): Kurvengetriebe, 2. Aufl. Heidelberg: Hüthig 1989. – *Volmer, J.* (Hrsg.): Getriebetechnik – Grundlagen, 2. Aufl. Berlin: Verlag Technik 1995. – VDI-Handbuch Getriebetechnik. Bd. I und II. Düsseldorf: VDI-Verlag.

1 Bauteilverbindungen
Connections

1.1 Schweißen. Welding

H. Wohlfahrt, **K. Thomas** und **M. Kaßner**, Braunschweig
Der Beitrag entspricht in Teilen dem der 18. Auflage (Autoren: J. Ruge, H. Wösle)

Beim *Verbindungsschweißen* werden die Teile durch Schweißnähte am Schweißstoß zum Schweißteil zusammengefügt. Mehrere Schweißteile ergeben die Schweißgruppe und mehrere Schweißgruppen die Schweißkonstruktion. Damit ist das Schweißen zu einem die Gestaltung bestimmenden Fertigungsverfahren geworden. Durch *Auftragschweißen* können verschlissene Flächen von Werkstücken neu aufgetragen, Oberflächen weniger verschleißfester Werkstoffe mit Schichten aus Verschleißwerkstoffen gepanzert (Schweißpanzern), korrosiv unbeständige Trägerwerkstoffe mit korrosionsbeständigen Werkstoffen „plattiert" (Schweißplattieren) oder zwischen nichtartgleichen Werkstoffen kann durch den Auftragwerkstoff eine beanspruchungsgerechte Bindung erzielt werden (Puffern). Neben Metallen lassen sich auch viele Kunststoffe durch Schweißen miteinander verbinden.

1.1.1 Schweißverfahren. Welding processes

Verbindungsmöglichkeiten. Beim Metallschweißen werden die metallischen Werkstoffe verbunden:

Durch Erwärmen der Stoßstellen bis in den Schmelzbereich (Schmelzschweißen) meist unter Zusetzen von artgleichem Werkstoff (Zusatzwerkstoff) mit gleichem oder nahezu gleichem Schmelzbereich wie die zu verbindenden Werkstoffe. An der Stoßstelle ist also eine flüssige Zone vorhanden, die nach dem Erkalten Gußgefüge aufweist.

Durch Erwärmen der Stoßstellen (u. U. bis zum Schmelzen) *und Anwenden von Druck* (Preßschweißen). Soweit an der Verbindungsstelle kein Schmelzfluß, aber große plastische Verformung eingetreten ist, wird das Gefüge nach dem Erkalten in der Regel feinkörnig.

Durch Anwenden von Druck im kalten Zustand der Werkstoffe (Kaltpreßschweißen). Die Verbindung läßt sich nur durch große plastische Verformungen (oberhalb der Quetschgrenze) der oxidfreien Oberflächen an der Stoßstelle herstellen; das Gefüge ist sehr stark kaltverformt.

Durch Erwärmen der Schweißzone im Vakuum oder in einem Schutzgas unter Anwendung von geringem Druck ohne plastische Verformung an der Verbindungsstelle (Diffusionsschweißen). Die Temperatur an der Verbindungsstelle muß eine für die Diffusion der Metallatome ausreichende Höhe haben. Außerdem wird dafür eine hinreichende Zeit benötigt.

Wärmequellen. Gasflamme (Gasschweißen), elektrischer Lichtbogen (Lichtbogenschweißen), Joulesche Wärme im Werkstück (Widerstandsschweißen), Induktion (Induktionsschweißen), Joulesche Wärme in der flüssigen Schweißschlacke (Elektro-Schlacke-Schweißen), Relativbewegung zwischen den Grenzflächen (Reibschweißen und Ultraschallschweißen), Energie hoch beschleunigter Elektronen (Elektronenstrahlschweißen), Lichtenergie extremer Fokussierung oder Bündelung (Lichtstrahl-, Laserstrahlschweißen), exotherme chemische Reaktion (aluminothermisches Schweißen), flüssiger Wärmeträger (Gießschweißen) und Ofen (Feuerschweißen).

Verfahren. Beim Gas- und Lichtbogenschweißen überwiegen immer noch die *Handschweißverfahren*, bei denen die Wärmequelle, die Gasflamme oder der elektrische Lichtbogen, durch den Schweißer von Hand geführt wird. Zur Erhöhung der Schweißgeschwindigkeit kann der Schweißstelle der Zusatzwerkstoff von Spulen (Drahtelektrode) zugeführt werden – *teilmechanische Verfahren* –, wobei wegen der Stromzuführung zur Elektrode in unmittelbarer Nähe des Lichtbogens eine wesentlich höhere Stromdichte als bei der Handschweißung möglich ist. Insbesondere im Behälterbau oder bei Auftragschweißungen kann auch das Fortschreiten der Wärmequelle entlang der Schweißnaht durch eine Fahrbewegung des Schweißkopfes oder durch Bewegen – Fahren oder Drehen – des Werkstücks bewirkt werden – *vollmechanische Schweißverfahren.* In der Massenfertigung (Großserien) erfolgt das Schweißen in Spann- und Haltevorrichtungen mit automatischem – u. U. rechnergesteuertem – Ablauf des Schweißvorgangs – *automatisches Schweißen* –, u. U. unter Einsatz von Schweißrobotern.

Die heute häufig anzutreffenden Verfahren sind mit ihren kennzeichnenden Merkmalen und den Hauptanwendungsgebieten in **Tab. 1** zusammengestellt. Insgesamt werden weit über 200 Schweißverfahren gezählt. Einem Teil kommt nur noch geschichtliche Bedeutung zu, andere haben sich nicht einführen können, manche unterscheiden sich von bekannten Verfahren nur durch geringfügige Abwandlungen.

Neben den bereits aufgeführten Merkmalen der Wärmequellen und dem Grad der Mechanisierung unterscheiden sich die Verfahren in den Anwendungsmöglichkeiten. Bei manchen sind nur bestimmte Schweißpositionen möglich. Fugenform und Nahtart sind ebenfalls zum Teil oder ganz vom Schweißverfahren abhängig. Daneben bestehen beim Lichtbogenschweißen Unterschiede im Einbrandverhalten, unter dem die Aufschmelztiefe der Fugenflanken unter der Einwirkung des Lichtbogens zu verstehen ist.

Die Auswahl des für die Fertigung optimalen Schweißverfahrens wird von einer Vielzahl sowohl technischer als auch wirtschaftlicher Faktoren bestimmt, so daß sich hierfür keine allgemein gültigen Regeln aufstellen lassen.

1.1.2 Schweißbarkeit der Werkstoffe
Weldability of materials

Die Schweißbarkeit metallischer Werkstoffe wird nach DIN 8528 T1 in *Schweißeignung* (Verbindung kann aufgrund

Tabelle 1. Übersicht über die wichtigsten Schweißverfahren

Schweißverfahren	Kennzeichnende Merkmale	Hauptanwendung
Gasschmelzschweißen (Autogenschweißen)	Der Injektor- oder der Gleichdruckbrenner erwärmt durch das verbrennende Gasgemisch – vorwiegend ein Acetylen-Sauerstoff-Gemisch im Mischungsverhältnis 1:1 bis 1:1,1 – die Schweißstelle auf Schmelztemperatur. In der Schweißfuge fehlender Werkstoff wird durch Zusatzdraht (Gasschweißstab) zugegeben.	Besonders für Stumpf- und Eckstöße in allen Schweißpositionen, vorwiegend bei Dünnblechen und Rohren aus Stahl und bei Kupfer. Wanddicken normal bis 5 mm. Bis 3 mm Wanddicke Nachlinks-, über 3 mm Nachrechtsschweißung.
Lichtbogenschmelzschweißen	Der Lichtbogen brennt zwischen einer Elektrode und dem Werkstück, zwischen zwei Elektroden und/oder den Werkstücken.	
Lichtbogen-Handschweißen (abschmelzende Elektrode)	Der Lichtbogen brennt zwischen der Elektrode, die gleichzeitig als Zusatzwerkstoff abschmilzt, und dem Werkstück. Der Schweißstrom – 15 bis 20 A/mm^2 Kerndrahtquerschnitt der Elektrode bei 10 bis 45 V Lichtbogenbrennspannung – wird von Geräten besonderer Bauart als Gleichstrom von Schweißumformern oder Schweißgleichrichtern oder als Wechselstrom von Schweißtransformatoren geliefert. Der Kerndraht der Elektroden ist meist aus Werkstoffen gleicher oder ähnlicher chemischer Zusammensetzung wie die zu verschweißenden Teile hergestellt. Die Art der Umhüllung (z. B. sauer, rutil, basisch oder zellulosehaltig) hat Einfluß auf das Schweißverhalten der Elektrode und die Eigenschaften der fertigen Schweißnaht. Neben der metallurgischen Wirkung der Hüllenbestandteile (Reaktion zwischen Schlacke und Schweißgut) können diese auch zur Erhöhung des Ausbringens (Hochleistungs-Elektrode) oder zum Legieren des Schweißgutes (hüllenlegierte Elektroden) beitragen.	Bei allen Stoß- und Nahtarten, in allen Schweißpositionen und für fast alle Eisen- und Nichteisenmetalle bei entsprechender Auswahl der Elektroden und der Schweißbedingungen (Vorwärmung, Wärmeführung beim Schweißen, Abkühlung, Wärmenachbehandlung). Kleinste Wanddicke etwa 1 mm.
Metallichtbogenschweißen mit Fülldrahtelektrode	Lichtbogen brennt ohne zusätzliche Schutzgaszuführung zwischen der von der Rolle zugeführten abschmelzenden Elektrode und dem Werkstück. Die Elektrode ist zugleich Zusatzwerkstoff. Die röhrenförmige Elektrode (Außendurchmesser 1,0 mm und größer) enthält innen vorwiegend mineralische Bestandteile zur Desoxidation der Schmelze, aber auch Metallegierungen zum Auflegieren der Schmelze.	Vorwiegend für un- und niedriglegierte Stähle und für Hartauftragungen (Verschleißschichten).
Unter-Pulver-Schweißen (UP-Schweißen)	Lichtbogen brennt unsichtbar zwischen einer von der Rolle zugeführten Drahtelektrode und dem Werkstück unter einer Schicht aus besonderem Schweißpulver. Der Schweißkopf wird (selten) von Hand (teilmechanisch) oder meist vollmechanisch geführt, die Drahtvorschubgeschwindigkeit kann durch die Lichtbogenlänge gesteuert sein; Zündung unter der Pulverschicht durch die der Schweißspannung überlagerte Hochfrequenzspannung, bis zu fünf Schweißköpfe möglich, deren Lichtbögen in derselben Kaverne brennen.	Bei Stumpf- und Kehlnähten hauptsächlich in waagerechter Schweißposition, aber auch horizontal und waagerecht an senkrechter Wand mit besonderen Vorrichtungen zum Halten des Pulvers. Kleinste Blechdicke etwa 2 mm, wegen der großen Abschmelzleistung aber vorwiegend bei dicken Blechen und langen Nähten.
Unter-Pulver-Band-Schweißen	Lichtbogen brennt unsichtbar zwischen einer von der Rolle zugeführten bandförmigen Elektrode (bis etwa 100 mm Breite) und der Werkstückoberfläche unter einer Schicht aus besonders zusammengesetztem Schweißpulver. Der Schweißkopf wird maschinell geführt. Die Bandvorschubgeschwindigkeit kann durch die Lichtbogenlänge gesteuert sein.	Vervollkommnung des UP-Schweißens für großflächige Auftragung vorwiegend von korrosionshemmenden Schichten (Schweißplattieren). Anwendung nur bei größeren Werkstückdicken wegen des Verzugs durch die Schweißwärme möglich.
Unter-Pulver-Einseiten-Schweißen	Zur Steigerung der Abschmelzleistung werden bis zu drei Schweißköpfe hintereinander angeordnet. In die Schweißfuge kann auch vor der Schweißstelle Granulat aus Eisenlegierung eingebracht werden. Wegen des großen Schweißbades und der hohen örtlichen Wärmezufuhr ist Badsicherung (hoher Wurzelsteg oder kräftige Wurzellage) erforderlich.	Vorwiegend im Schiffbau zum Schweißen langer Stumpfnähte ausschließlich von einer Seite ohne Wenden des Werkstücks (Sektionsbauweise) bis etwa 40 mm Werkstückdicke an unlegierten und Feinkornstählen mit Streckgrenzen bis zu 460 N/mm^2.
Schutzgasschweißen	Der sichtbare Lichtbogen brennt in einem Schutzgasmantel.	
Wolfram-Inertgas-(WIG)-Schweißen	Lichtbogen brennt in einem Schutzstrom aus inertem Gas zwischen der Wolfram-Elektrode (vielfach mit Thoriumzusatz) und dem Werkstück. Der Zusatzwerkstoff wird von Hand oder maschinell von Rollen zugegeben. Als Schutzgas wird in Deutschland fast ausschließlich Argon verwendet, daneben je nach Werkstoff und Anforderung auch Argon-Heliumgemische und reines Helium. Schweißungen mit Gleichstrom, nur bei Aluminium und dessen Legierungen mit Wechselstrom. Hochfrequenzüberlagerung zur Erleichterung der Zündung.	Bei allen Stoß- und Nahtarten und in allen Schweißpositionen für nahezu alle metallischer Werkstoffe, vorwiegend aber die korrosions- und zunderbeständigen CrNi-Stähle, Aluminium und dessen Legierungen (ohne Flußmittel), Kupfer und Kupferlegierungen (mit Flußmittel) bis zu mittleren Blechdicken.
(Wolfram-) Plasma-(WP)-Schweißen	Das Lichtbogen-Plasma (in Elektronen und Ionen zerlegte ein- oder mehratomige Gase – vorzugsweise Argon, Stickstoff oder Wasserstoff) schmilzt Grund- und Zusatzwerkstoff.	
Plasma-Strahl-(WPS)-Schweißen	Lichtbogen brennt zwischen Wolfram-Elektrode und Innenwand der Düse (nicht übertragener Lichtbogen). Der aus der Düse herausgedrückte Plasma-(ionisierter Schutzgas-)Strahl schmilzt den Werkstoff (und den als Draht oder Stab zugeführten Zusatzwerkstoff) an der Schweißstelle oder erwärmt die Werkstückoberfläche bis auf Bindetemperatur und den pulverförmig zugeführten Zusatzwerkstoff (vorwiegend Hartlegierungen) bis auf Schmelztemperatur.	Vorwiegend zum Verbindungsschweißen hochlegierter Stähle kleiner Wanddicken (z. B. Längsnahtschweißen von Rohren) und zum Auftragen (Schweißplattieren) von Legierungen mit schwer schmelzbaren Bestandteilen (Karbiden) bei geringer Aufschmelzung des Trägerwerkstoffs.
Plasma-Lichtbogen-(WPL)-Schweißen	Lichtbogen brennt zwischen Wolfram-Elektrode und Werkstück (übertragener Lichtbogen). Zünden wird durch einen in der Düse zwischen Wolfram-Elektrode und Düseninnenseite brennenden Lichtbogen geringer Stromdichte (Pilot-Lichtbogen) erleichtert. Zuführen des Zusatzwerkstoffes vorwiegend in Pulverform. Stärkeres An-(Auf-) Schmelzen des Grundwerkstoffes als beim Plasma-Strahl-Schweißen.	Vorwiegend zum Auftragen (Schweißplattieren) korrosions- und verschleißhemmender Schichten sowie von hochtemperaturbeständigen Werkstoffen auf Grundwerkstoffe geringerer Beständigkeit.

Tabelle 1 (Fortsetzung)

Schweißverfahren	Kennzeichnende Merkmale	Hauptanwendung
Metall-Schutzgas-(MSG)-Schweißen	Lichtbogen brennt in einem Schutzstrom aus inertem oder aktivem Gas zwischen der von der Rolle zugeführten abschmelzenden Metallelektrode und dem Werkstück. Die Elektrode ist zugleich Zusatzwerkstoff und daher auf den zu verschweißenden Werkstoff abzustimmen.	
Metall-Inertgas-(MIG)-Schweißen	Schutzgas, meist reines Argon, selten Ar-He-Gemische oder reines He. Wegen der Stromzuführung zur Elektrode in unmittelbarer Nähe des Lichtbogens sind Stromdichten um 100 A/mm^2 mit der daraus folgenden hohen Abschmelzgeschwindigkeit möglich. Elektrodendmr. vorwiegend unter 2,4 mm. Sprühlichtbogen (hohe Stromdichte) bei größeren Wanddicken und Auftragungen in waagerechter Position, Kurzlichtbogen (niedrige Stromdichte und dünne Drahtelektrode) bei kleinen Wanddicken, schweißempfindlichen Werkstoffen und in allen Schweißpositionen. Für empfindliche Werkstoffe und in anderen Sonderfällen Impulslichtbogenschweißen (rhythmisches Umschalten zwischen hohem Impulsstrom und niedrigem Grundstrom durch elektronische Steuerung, wobei der Lichtbogen erhalten bleibt) zur Begrenzung der Wärmezufuhr zur Schweißstelle, wegen des günstigeren Tropfenübergangs und der Reduzierung des Abbrands.	Bei fast allen Stoß- und Nahtarten in allen Schweißpositionen für alle legierten Stähle, Aluminium und seine Legierungen, Kupfer und Kupferlegierungen (mit Flußmittel) über etwa 1 mm Blechdicke.
Metall-Aktivgas-schweißen mit Mischgas (MAGM)	Gasgemische aus Argon, Kohlendioxid (bis 18%) und Sauerstoff (bis 5%) sollen die Nachteile inerter Schutzgase (Preis, Porenbildung bei einigen Werkstoffen) und der Kohlensäure (Spritzen, Abbrand von Legierungselementen) vermindern. Sprüh-, Kurz- und Impuls-Lichtbogen wie beim MIG-Schweißen.	Für unlegierte, niedriglegierte und einige hochlegierte Stähle aller Blechdicken und in allen Schweißpositionen. Beim Schweißen der hochlegierten korrosionsbeständigen Stähle ist Abnahme der Korrosionsbeständigkeit durch Chromcarbidbildung in Abhängigkeit vom CO_2-Gehalt des Schutzgases zu berücksichtigen.
Metall-Aktivgas-schweißen mit Kohlendioxid (CO_2) (MAGC)	*Kohlendioxid* dient als Ersatz für das teurere Argon oder Helium, jedoch wird bei hohen Temperaturen Sauerstoff aus dem Gas abgespalten, das mit dem zu verschweißenden Werkstoff und Zusatzwerkstoff reagiert (Oxydation). Verbrennende Legierungselemente (Silicium, Mangan) müssen durch Zusatzwerkstoff (überlegiert) auch zur Desoxydation des Schweißgutes – zugeführt werden.	Überwiegend für beruhigte unlegierte Stähle aller Dickenbereiche in Sprühlichtbogen- oder Kurzlichtbogentechnik (kleine Dicken, Zwangslagen).
	Kohlendioxid oder Mischgas mit *Falzdraht* oder Fülldraht, einem zu einem Röhrchen gefalzten Blechstreifen mit eingeschlossenem Schweißpulver als Elektrode und Zusatzwerkstoff, ist eine Weiterentwicklung der Metallaktivgas-Schweißverfahren zur besseren metallurgischen Beeinflussung des Schweißgutes.	Vorwiegend für unlegierte Stähle bei waagerechter Schweißposition und für Auftragung (Verschleißschichten).
Strahlschweißen	Energiereiche gebündelte Strahlung erzeugt bei ihrem Auftreffen auf bzw. Eindringen in das Werkstück die für den Schweißprozeß erforderliche Wärme.	
Elektronenstrahlschweißen	Die kinetische Energie von Elektronen, durch Hochspannung (bis 200 kV) auf hohe Geschwindigkeit beschleunigt, erwärmt das Werkstück an der Auftreffstelle auf Schmelztemperatur. Durch Bündelung des Elektronenstrahls (elektromagnetische Linsen) auf Brennfleckdurchmesser unter 0,1 mm begrenzte örtliche Erhitzung mit großer Tiefenwirkung. Schweißprozeß im Hochvakuum, da bei normaler Atmosphäre hohe Energieverluste (Ionisation der Luft).	Vorwiegend für schweißempfindliche Werkstoffe, Kfz-Industrie und Sonderaufgaben. Großer apparativer Aufwand (Vorrichtungen) bei Serienfertigung, genaue Vorbereitung der Stoßflächen.
Laserstrahlschweißen	Ein in einem Festkörper- oder Gas-Laser erzeugter Laserstrahl erwärmt nach Fokussierung in einer Linse beim Auftreffen auf das Werkstück die Schweißstelle auf Schweißtemperatur. Zum Schutz des Schweißgutes wird ein Schutzgas durch eine Düse auf die Schweißstelle geleitet. Maschinelle Führung des Lasers ist zweckmäßig und eröffnet gleichzeitig die Möglichkeit einer programmierten Führung des Schweißstrahles.	Vor allem dünnwandige Teile bis ca. 5 mm Wanddicke aus Stahl, seltener aus NE-Metallen.
Widerstandsschmelzschweißen	Der Schmelzfluß wird durch elektrischen Widerstand erzeugt.	
Elektro-Schlacke-Schweißen	Schmelzflüssige Schlacke mit ähnlicher Zusammensetzung wie das Schweißpulver der Unter-Pulver-Schweißung wird durch den hindurchfließenden Strom erwärmt. Sie schmilzt den zu verschweißenden Werkstoff auf und den Zusatzwerkstoff ab. Stromzuführung zu der den Widerstand bildenden Schlacke wird durch gekühlte Kupferbacken gehalten und geformt.	Für Stumpfstöße in senkrecht steigender Schweißposition bei unlegierten und niedriglegierten Stählen mit Werkstückdicken ab 8 mm bis etwa 1000 mm. Geeignet auch zum Auftragsschweißen in senkrechter und waagerechter Schweißposition (Schweißplattieren).
Widerstandspreßschweißen	Durch den elektrischen Widerstand in der Schweißzone entsteht beim Stromdurchgang die zum Schweißen erforderliche Wärme. Die Bindung zwischen den zu verbindenden Stellen wird durch Zusammenpressen der Teile erzeugt. Der erforderliche Preßdruck muß um so höher sein, je niedriger die Temperatur ist.	
Punktschweißen	Die beiden flächig aufeinanderliegenden Werkstücke werden durch zwei gegenüberliegende, meist ballige Kupferelektroden an einzelnen Punkten aufeinandergedrückt. Der Schweißstrom, Wechselstrom oder Gleichstrom hoher Stromstärke bei niedriger Spannung, erwärmt die zu verbindenden Teile vorwiegend durch den Übergangswiderstand Blech/Blech punktförmig auf Schmelztemperatur oder dicht darunter.	Zum Verbinden von Blechen aus unlegiertem und legiertem Stahl, Leichtmetallen und anderen NE-Metallen. Blechdicke normal bei Stahl mit etwa 2 × 6 mm, bei Leichtmetall mit etwa 2 × 3 mm begrenzt. Größere Blechdicken (bis 30 mm bzw. bis 6 mm) erfordern sehr hohe elektrische Leistungen.
Preßstumpfschweißen (Wulstschweißen)	Die sauberen, planparallel bearbeiteten Stoßflächen liegen unter Druck aufeinander. Durch den Übergangswiderstand der Berührungsfläche erwärmt der Schweißstrom – Gleichstrom oder Wechselstrom mit hoher Stromstärke und geringer Spannung – die Werkstücke in einem schmalen Bereich auf die Schweißtemperatur, die dicht unter der Schmelztemperatur liegt. Verschweißung unter stetigem Stauchdruck mit Wulstbildung. Erwärmung statt durch direkten Stromdurchgang auch induktiv.	Stumpfstöße von Blechen und einfachen Profilformen aus unlegierten und niedriglegierten Stählen bis etwa 3000 mm^2 Querschnitt.

Tabelle 1 (Fortsetzung)

Schweißverfahren	Kennzeichnende Merkmale	Hauptanwendung
Abbrennstumpfschweißen	Die unbearbeiteten Stoßflächen werden während des Stromdurchgangs in so leichter Berührung gehalten, daß der Werkstoff an den kleinen örtlichen Berührungsstellen wegen der großen Stromdichte stetig abbrennt. Das flüssige Metall wird aus der Stoßstelle herausgeschleudert. Nach genügender Tiefe der Abbrandzone erfolgt die Verschweißung durch schlagartiges Stauchen meistens unter gleichzeitiger Stromabschaltung. An der Schweißstelle entsteht ein Grat durch das aus der Stoßfuge herausgequetschte flüssige Material.	Stumpfstöße von Profilen und Blechen aus unlegierten und legierten Stählen, Leichtmetallen und Kupfer bis 60 000 mm^2 bei flächigen und 120 000 mm^2 bei Rohr-Querschnitten. Auch die Verbindung verschiedenartiger Werkstoffe ist möglich, z. B. Schnellarbeitsstahl mit Werkzeugstahl.
Buckelschweißen	Die beiden flächig aufeinanderliegenden Werkstücke, von denen eines mit eingedrückten Buckeln bzw. geprägten Warzen (bei Muttern auch ringförmig) versehen ist oder zwischen denen geformte Einlegestücke angeordnet sind, werden durch plattenförmige Elektroden aufeinandergedrückt. Der Schweißstrom – Wechsel- oder Gleichstrom hoher Stromstärke bei niedriger Spannung – erwärmt die Teile an den Berührungsstellen auf die Schweißtemperatur dicht unter der Schmelztemperatur. Buckel und Warzen werden durch den Stauchdruck ganz oder teilweise eingeebnet.	Befestigen von Beschlägen, Muttern usw. an Flächen, besonders an Stahl in der Massenfertigung (Preßteile), wenn mehrere Schweißstellen dicht beieinander liegen und von den Plattenelektroden gleichzeitig erfaßt werden können.
Nahtschweißen	Den überlappt oder auch stumpf zu stoßenden Teilen wird der Strom, meist Wechselstrom hoher Stromstärke bei niedriger Spannung, über scheibenförmige Elektroden, die gleichzeitig den Stauchdruck übertragen, oder Schleifkontakte zugeführt. Es entsteht eine ununterbrochene Naht. Bei Stumpfstößen sind ein- oder beidseitig die Naht überdeckende Folien erforderlich (Folien-Stumpfnahtschweißen).	Meist zum Verbinden von Blechen aus unlegiertem Stahl, besonders im Behälterbau. Blechdicke bei Stahl mit 2 × 3 mm, bei Leichtmetall mit 2 × 2,5 mm begrenzt.
Preßschweißen mit unterschiedlicher Energiezufuhr		
Preßschweißen mit magnetisch bewegtem Lichtbogen (MBP-Schweißen)	Zwischen stumpfgestoßenen Rohren mit rundem oder rechteckigem Querschnitt wird ein etwa 1,5 mm breiter Spalt eingestellt, in dem die Zündung eines Lichtbogens erfolgt. Mit Hilfe eines umlaufenden Magnetfeldes wird der Lichtbogen im Spalt bewegt, und er erwärmt die Kontaktflächen. Nach dem Abschalten des Stromes und Magnetfeldes tritt die Bindung durch einen Stauchvorgang ein. Zugabe von CO_2 als Schutzgas verbessert das Zünden und den Start der Lichtbogenbewegung.	Für Stumpfnähte zwischen Rohren aus Stählen bis 6 mm Wanddicke sowie aus Temperguß und Kupfer.
Hochfrequenzwiderstandsschweißen	Hiermit werden Längs- und Schraubennähte von Rohren geschweißt. Man unterscheidet Verfahren mit konduktiver bzw. induktiver Energieübertragung. Beim konduktiven Verfahren erfolgt der Stromübergang durch Schleif- oder Rollenkontakte. Durch ein elektromagnetisches Wechselfeld wird im Rohr eine Spannung induziert, die Wirbelströme zur Folge hat und zu einer örtlichen Erhitzung an der Verbindungsstelle führt. Es genügt ein verhältnismäßig geringer Druck über Formwalzen, um eine Preßschweißung herzustellen. Beim induktiven Verfahren wird zur Erzeugung der Wirbelströme in der Rohrwandung ein ein- oder mehrwindiger Ringindikator eingesetzt.	Rohre aus Stählen bis 200 mm Durchmesser und Wanddicken bis 8 mm beim konduktiven Verfahren sowie 450 mm Durchmesser und Wanddicken bis 13 mm induktiv.
Lichtbogen-Bolzenschweißen (z.B. Cyc-Arc-Verfahren, Nelson-Verfahren)	Das vorwiegende runde, auf eine Fläche aufzuschweißende Werkstück (Bolzen) wird bei eingeschaltetem Schweißstrom mit der Fläche in Berührung gebracht, durch Abheben der Lichtbogen gezogen und nach vorgegebener Lichtbogenbrennzeit unter Abschalten des Stroms der Bolzen schlagartig auf die Fläche aufgepreßt.	Vorwiegend zum Aufschweißen von Gewinde- und Stehbolzen auf Flächen.
Kondensator-Stoßentladungsschweißen	Erzeugen der Schmelzwärme durch bei Annäherung der Werkstücke sich entladende Kondensatoren. Verbindung der Teile im Schmelzfluß unter Beibehalten des Anpreßdruckes bis zum Erstarren des Schmelzbads. Konzentrierte Wärmezufuhr mit geringer Wärmeableitung, daher auch Verschweißen von Teilen mit sehr unterschiedlichen Schmelztemperaturen möglich.	Vorwiegend dünne Bolzen und Stifte auf dicke Bleche. Stumpfschweißen von Drähten.
Reibschweißen	Die meist rotationssymmetrischen Teile werden in einer hochtourigen Drehvorrichtung aneinander gepreßt, wobei das eine Teil festgehalten wird, während das andere Teil sich dreht. Nach ausreichender Erwärmung wird der Kraftschluß des Antriebes aufgehoben und die Teile werden durch Druck miteinander verbunden. Varianten: Rührreibschweißen, Linearreibschweißen zwischen nicht rotationssymmetrischen Querschnitten.	Rührreibschweißen für längere Stumpfnähte zwischen Al-Blechen geeignet.
Ultraschallschweißen	Die meistens flächigen Teile werden unter Druck mechanischen Schwingungen im Ultraschallbereich ausgesetzt und dadurch miteinander verbunden. Es tritt sowohl Erwärmung als auch Aufreißen der ein Verbinden verhindernden Oberflächenschichten (Oxide) auf.	Vorwiegend zum Verbinden von dünnwandigen Werkstoffen, die durch Widerstandspunktschweißen nicht gefügt werden können, und dünnen Drähten (Litzen).

der Werkstoffeigenschaften hergestellt werden), *Schweißmöglichkeit* (fachgerechte Herstellbarkeit) und *Schweißsicherheit* (Betriebsbewährung des Bauteils) unterteilt. Bei Wahl eines zweckmäßigen Schweißverfahrens und sachgerechter Ausführung sind nahezu alle Stahlsorten und Nichteisenmetalle schweißbar.

Schweißeignung von Stahl

Werkstoffbedingte Einflüsse. Sie gliedern sich wie folgt:

Erschmelzungsart. Massenstähle (unlegierte Stähle) und niedriglegierte Stähle werden im Sauerstoff-Aufblaskonverter, Sonderstähle vorwiegend im induktiven oder Kohlelichtbogen-Elektroofen (E-Stahl) erschmolzen.

Vergießungsart (Desoxidation). Seigerungszonen im Kern unberuhigt vergossener Stähle sollen beim Schweißen nicht aufgeschmolzen („angeschnitten“) werden (**Bild 1**), da sie Anreicherungen an Schwefel (Rotbruch), Phosphor (Kaltbruch), Stickstoff (Alterung) und Kohlenstoff (Härtung) enthalten. Durch Beruhigen der Schmelze (Zugabe von 0,1 bis 0,3% Si oder doppeltes Beruhigen mit Silicium und Aluminium) werden die Entmischungsvorgänge beim Erstarren vermieden.

Alterung (Reckalterung). Wichtigstes Kennzeichen der Alterung von Stahl ist die Abnahme der Zähigkeit durch Lagern nach Kaltverformung, d. h. Übergang vom zähen zum spröden Bruch (im Kerbschlagversuch bereits nahe Raumtemperatur). Alterung steigert beim Zusammentreffen ungünstiger Umstände die Gefahr eines Sprödbruchs.

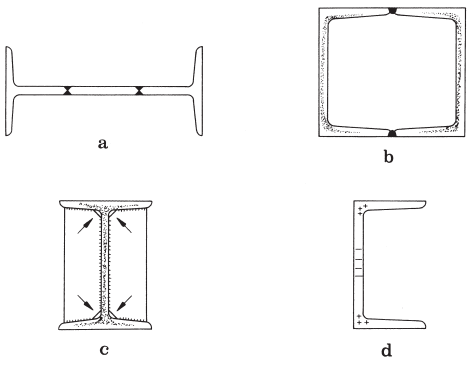


Bild 1a–d. Nahtanordnungen bei Walzprofilen. **a** bei I-Träger Widerstandsmoment durch eingeschweißtes Stegblech vergrößert; **b** Schweißungen an seigerungsfreien Zonen zweier U-Profile; **c** Stegaussteifungen mit Aussparungen in den Walzprofilecken (unberuhigter Stahl); **d** Eigenspannungen in U-Profilen (+Zug, −Druck)

Chemische Zusammensetzung. Außer Schwefel, Phosphor und Stickstoff seien einige weitere Elemente in ihrer Bedeutung für die Schweißeignung hervorgehoben:

C-*Gehalt:* In unlegierten Stählen ist bis zu 0,25% unter normalen Schweißbedingungen keine wesentliche Aufhärtung neben der Schweißnaht zu erwarten; sie tritt erst auf, wenn die kritische Abkühlungsgeschwindigkeit verringert wird: durch höhere Kohlenstoffgehalte allein (über 0,25%) oder durch Kohlenstoff in Verbindung mit Legierungselementen wie Mangan, Molybdän, Chrom, Nickel u. a. Gut schweißbar sind solche legierte Stahlwerkstoffe, z. B. Mn-Stähle mit bis 4% Mn, wenn der C-Gehalt niedrig liegt.

Mn-*Gehalt:* In unlegierten Stählen wirkt Mangan bis etwa 4% günstig (Erhöhung von Festigkeit und Kerbschlagzähigkeit), daher ist es Hauptelement (bis etwa 1,5%) in höherfesten Feinkornstählen. Bei Gehalten über 12% (Mangan-Hartstahl) sind Sondermaßnahmen beim Schweißen (sehr schnelle Abkühlung) wegen der Bildung von ε-Martensit erforderlich. In austenitischen Cr-Ni-Stählen setzt Mangan (bis etwa 6%) die Rißneigung herab.

Si-*Gehalt:* Unlegierte Stähle oberhalb etwa 0,6% neigen zur Poren- und Rißbildung. In Drahtelektroden für das Metall-Aktivgas-Schweißen (z. B. CO_2) sind jedoch etwa 1,1% für die Desoxidation des Schweißguts erforderlich.

Cu-*Gehalt:* Liegt allgemein nur als Verunreinigung vor. Gehalte um 0,5% in witterungsbeständigen Stählen können zusammen mit höheren C-Gehalten (über etwa 0,20%) Heißriß- und Versprödungsgefahr bewirken.

Cr-*Gehalt:* Liegt in unlegierten Stählen nur als Verunreinigung (unter 0,2%) vor. In warmfesten Stählen (bis 5%) starke Herabsetzung der kritischen Abkühlungsgeschwindigkeit (Lufthärter), sie sind daher nur mit Vorwärmung (bis etwa 400 °C) schweißbar. Ferritische und martensitische Cr-Stähle (9 bis 30% Cr) sind wegen Grobkorn- und Sigmaphasen-Bildung in und neben der Naht nur bedingt, evtl. mit austenitischen Zusatzwerkstoffen und mit Vorwärmung und Wärmenachbehandlung, schweißbar. In austenitischen Cr-Ni-Stählen (16 bis 25% Cr) besteht bei ungünstig hohen Cr-Gehalten und nicht zweckentsprechenden Schweißbedingungen die Gefahr einer Sigmaphasen-Versprödung.

Ni-*Gehalt:* Vorwiegend in hochfesten Feinkorn- und Vergütungsstählen (bis etwa 2%). Erfordert wegen Förderung der Durchvergütbarkeit (Martensit) genaue Abstimmung der Schweißbedingungen und Verwendung wasserstoffkontrollierter Elektroden. Kaltzähe Ni-Stähle (vorwiegend 5 bis 9%) sind ebenfalls Vergütungsstähle, jedoch mit niedrigem C-Gehalt (unter 0,1%). Sie sind mit austenitischen oder hochnikkelhaltigen Zusatzwerkstoffen schweißbar. In austenitischen Cr-Ni-Stählen wirkt Ni als Austenitbildner und beeinflußt in der Regel die Schweißbarkeit nicht nachteilig.

Mo-*Gehalt:* Ist in höherfesten Feinkornstählen (bis 0,5%) und in warmfesten Stählen (bis 1%) ohne direkten Einfluß auf die Schweißbarkeit. In austenitischen Cr-Ni-Stählen über etwa 3% besteht Versprödungsgefahr durch Förderung von Sigma- und Laves-Phase bei ungünstigen Schweißbedingungen.

Ti- und Nb-*Gehalt:* Ist in Feinkornstählen (bis etwa 0,3%) ohne direkten Einfluß auf die Schweißbarkeit. In austenitischen Cr-Ni-Stählen wird Ti zur Verhinderung des Kornzerfalls (Abbinden des Kohlenstoffs zu Sondercarbiden) zulegiert. Bei zu hohen Gehalten (über etwa 1%) besteht die Gefahr einer Versprödung der Grundmasse.

Al-*Gehalt:* Liegt in Feinkornstählen als Desoxidations- und Denitrierungsmittel mit gleichzeitiger Wirkung auf Feinkörnigkeit vor. Bei zu hohen Gehalten (über etwa 0,03%) wird eine Rißneigung durch Korngrenzenausscheidungen im Schweißgut und in der wärmebeeinflußten Zone begünstigt.

Werkstoffbedingte Bruchgefahren. Hochbeanspruchte Schweißverbindungen sollen auf etwaige Überlastung durch plastische Verformung und nicht durch verformungslosen Bruch (Sprödbruch) reagieren. Die Neigung zum Sprödbruch wächst mit fallender Temperatur, steigender Beanspruchungsgeschwindigkeit, zunehmender Mehrachsigkeit der Beanspruchung (z. B. Kerbwirkung von Anrissen, ungünstige Gestaltung) und zunehmender Blechdicke. Weiter wird die Sprödbruchneigung durch solche Zusätze im Stahl erhöht, welche die Aufhärtung oder die Alterung begünstigen oder verstärken. Die Sprödbruchneigung nimmt vom Feinkornstahl (Alberuhigt) über den beruhigt vergossenen zum unberuhigt vergossenen Stahl zu (vgl. *DIN EN 10025*). Die ausreichende Sicherheit gegen Sprödbrüche in geschweißten Bauteilen läßt sich durch die Werkstoffwahl nach *DASt-Richtlinie 009* erreichen. Terrassenbruchgefahr besteht bei Walzerzeugnissen, wenn diese in Dickenrichtung beansprucht werden (Fertigungsbeanspruchung, z. B. durch Schweißeigenspannungen, oder Betriebsbelastung). Ursache sind zeilenförmig angeordnete Sulfideinschlüsse. Die *DASt-Richtlinie 014* enthält Empfehlungen zum Vermeiden von Terrassenbrüchen in geschweißten Konstruktionen aus Baustahl.

Die Schweißsicherheit

Sie ist bei einer Konstruktion durch die konstruktive Gestaltung (Kraftfluß, Nahtanordnung, Werkstückdicke, Kerbwirkung, Steifigkeitssprünge) und den Beanspruchungszustand (Art und Größe der Spannungen, Mehrachsigkeitsgrad, Beanspruchungsgeschwindigkeit, Temperatur, Korrosion) bedingt.

Grundregeln für Nahtanordnung. Zahl der Schweißnähte klein halten, Nähte möglichst nicht an Stellen höchster und ungünstiger Beanspruchung anordnen, Nahtkreuzungen vermeiden, bei Nahtanordnung Kraftfluß beachten, bei Walzprofilen günstige Nahtlage vorsehen, z. B. bei eingeschweißtem Stegblech eines I-Trägers (**Bild 1a**), Verschweißen von U-Profilen (**Bild 1b**), Stegaussteifungen (**Bild 1c**) in unberuhigten Zonen vermeiden und an Profilenden schweißen. In Zug-Eigenspannungszonen (**Bild 1d**) Schweißungen vermeiden.

Bauteildicke. Bei dünnen Blechen besteht nach dem Schweißen ein vorwiegend zweiachsiger Eigenspannungszustand in der Blechebene (**Bild 2a, b**), die Spannung in der dritten Richtung steigt mit zunehmender Blechdicke an. Dreiachsiger Zugspannungszustand bedeutet erhöhte Sprödbruchgefahr, da

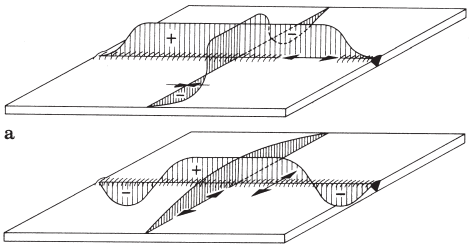


Bild 2a, b. Schweißeigenspannungen. **a** In Nahtrichtung (Längsspannungen); **b** quer zur Nahtrichtung (Querspannungen)

die Zugspannung der dritten Richtung (Blechdicke) die plastische Verformung und damit den Spannungsabbau behindert. Mit zunehmender Blechdicke nimmt außerdem die Gefahr der Aufhärtung neben der Schweißnaht (Wärmeeinflußzone) in Abhängigkeit von Schweißverfahren und Schweißbedingungen zu.

Bei unlegierten Stählen wird ab etwa 25 mm Blechdicke daher Vorwärmen auf 100 bis 400 °C je nach Werkstoff und Dicke und/oder Spannungsarmglühen z. B. bei 550 bis 650 °C angewendet. Bei legierten Stählen sind die Vorwärm- und Wärmenachbehandlungstemperaturen in Abhängigkeit von den Legierungselementen, den zu verschweißenden Querschnitten und dem Schweißverfahren festzulegen (Werkstoffblätter der Stahlwerke).

Nach den Technischen Regeln für Dampfkessel (TRD) und den Druckbehältervorschriften (AD) ist Normalglühen oder Vergüten nach dem Schweißen erforderlich, wenn die geforderten Eigenschaften der Schweißverbindungen nur dadurch erzielbar sind, wenn bei Kaltverformung die Reckung der äußeren Faser 5% (Biegeradius $R > 10$ mal Blechdicke s, Betriebstemperatur > -10 °C) bzw. 2% ($R > 25\ s$, Betriebstemperatur < -10 °C) überschreitet und wenn vor oder nach dem Schweißen Warmverformung bei einer Verformungstemperatur außerhalb des Normalglüh-Temperaturbereichs erfolgt ist.

Spannungsarmglühen bzw. Vergüten wird je nach Werkstoffzusammensetzung, Wanddicke und Bauteilform gefordert (*AD-Merkblatt HP 7/1 und HP 7/2*).

Nach den Normen für geschweißte Stahlbauten mit vorwiegend ruhender Belastung *(DIN 18801)* darf bei Stumpfstößen in Form- und Stabstählen unberuhigter Stahl (St 37-2 u. USt 37-2 bzw. S 235 JR u. S 235 JRG 1) nur für Dicken bis höchstens 16 mm verwendet werden, anderenfalls sind die zulässigen Beanspruchungen auf die Hälfte herabzusetzen. Für kaltverformte Baustähle ist das Schweißen im Verformungsbereich einschließlich des Bereichs der anliegenden Flächen von der Breite $5\ s$ nur bei einem Biegeradius $R \geqq 10\ s$ an allen Blechdicken und bei $R \geqq 3{,}0\ s$ an Blechdicken $s \leqq 24$ mm, bei $R \geqq 2\ s$ an Blechdicken $s \leqq 12$ mm, bei $R \geqq 1{,}5\ s$ an Blechdicken $s \leqq 8$ mm und bei $R \geqq 1{,}0\ s$ an Blechdicken $s \leqq 4$ mm zulässig.

Fertigungsbedingte Schweißsicherheit. Sie wird durch die Vorbereitung zum Schweißen (Schweißverfahren, Zusatzwerkstoff, Stoßart, Fugenform, Vorwärmung), die Ausführung der Arbeit (Wärmeführung, Wärmeeinbringung, Schweißfolge) und die Nachbehandlung (Wärmebehandlung, Bearbeitung, Beizen) beeinflußt.

Bei dicken Querschnitten sind *Schweißverfahren* mit großer Wärmezufuhr zu bevorzugen (Ausnahme: Feinkornstähle, hochfeste vergütete Baustähle, vollaustenitische Stähle, Chrom-Stähle). Die *Fugenform* soll so gewählt werden, daß die Schweißgutmenge bei sicherem Aufschmelzen der Fugenflanken möglichst klein gehalten wird. Die *Mehr-Lagen-Schweißung* ist bei größeren Schweißquerschnitten der *Ein-Lagen-Schweißung* vorzuziehen, da die erstgeschweißten Lagen durch die nachfolgenden wärmebehandelt (normalgeglüht) werden. Die letzte Lage besitzt wie die Ein-Lagen-Schweißung Gußstruktur.

Die *Schrumpfung* der Schweißnähte bedeutet Maß- und Formänderungen des Schweißteils oder Schweißeigenspannungen durch das Zusammenziehen des Schweißguts beim Abkühlen. Diese Wirkung wird dadurch verstärkt, daß zuvor beim Erwärmen der Schweißstelle der Werkstoff wegen der Behinderung durch den umgebenden kalten Werkstoff gestaucht wurde. Die *Querschrumpfung* ist abhängig von Schweißverfahren, Werkstückdicke und Anzahl der Schweißlagen (**Bild 3a**), die *Winkelschrumpfung* tritt besonders bei Nähten mit unsymmetrischen Fugenformen auf, **Bild 3b**. Die Maß- und Winkeländerungen sind durch Zugaben und Winkelvorgabe zu berücksichtigen. Die *Längsschrumpfung* führt bei kleineren Werkstückdicken und besonders bei Kehlnähten zu Verkürzungen (0,1 bis 0,3 mm/m), Krümmungen, Beulungen und Verwerfungen. Die verkrümmende Wirkung wird aber auch absichtlich und kontrolliert bei Brücken- und Krankonstruktionen genutzt. Können verschweißte Teile der Schrumpfung nicht ungehindert folgen, so entstehen die besonders gefährlichen „Reaktionsspannungen", die eine rißfreie Wurzelschweißung erschweren oder unmöglich machen.

Richten von Konstruktionsteilen vor und nach dem Schweißen kann entweder unter Aufbringen äußerer Kräfte oder durch Schrumpfwirkung erkaltender Teile (Richten mit der Flamme) erfolgen. Kaltrichten ist wegen Rißgefahr möglichst zu vermeiden.

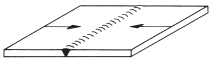
Die *Schweißfolge*, d. h. die Reihenfolge der Schweißarbeiten innerhalb einer Naht und im ganzen Bauteil, beeinflußt die Maß- und Formänderung wie auch die Schweißeigenspannungen. Beide können durch zweckentsprechendes Festlegen der einzelnen Schweißschritte in einem Schweißfolgeplan in Grenzen gehalten werden. Bei Trommeln werden z. B. erst die Längsnähte, dann die Rundnähte geschweißt; Schweißfolge bei Längs- und Quernähten an Platten gemäß **Bild 4a**. Abschnittweises Schweißen im Pilgerschrittverfahren empfiehlt sich bei Längsnähten, **Bild 4b**.

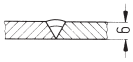
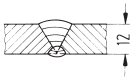
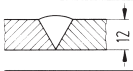
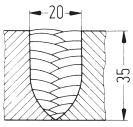
Der Schwierigkeitsgrad beim Schweißen wächst in der Reihenfolge der *Schweißpositionen* (*DIN EN ISO 6947*) von Wannen- (PA), Horizontal-Vertikal (PB) über Fall- (PG), Steig- (PF), Quer- (PC) zu Überkopfposition (PE), **Bild 5**. Position (PG) ist nur mit bestimmten Elektroden (Fallnahtelektroden) und Schweißbedingungen (Kurzlichtbogen beim MIG/MAG-Schweißen) möglich.

Muß bei Temperaturen unterhalb des Gefrierpunkts geschweißt werden, so ist der *Schweißplatz* auf mindestens $+10$ °C zu *erwärmen* und das Werkstück vorzuwärmen (50 bis 100 °C); bei Arbeiten in großer Höhe muß ein Windschutz angebracht werden.

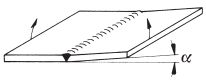
Zusatzwerkstoff. Er soll so ausgewählt werden, daß die Festigkeitswerte (Streckgrenze, Zugfestigkeit, Dehnung und Kerbschlagzähigkeit) der Schweißverbindung mindestens die Gewährleistungs- (Berechnungs-) oder Normwerte des Grundwerkstoffs erreichen. Ausreichende Verformungsfähigkeit des Schweißguts ist besonders dann von Bedeutung, wenn der Grundwerkstoff geringe Schweißeignung hat oder wenn aus anderen Gründen Sprödbruchgefahr besteht. In diesem Fall sind Elektroden mit wasserstoffkontrollierter basischer Umhüllung und erhöhtem Mn-Gehalt (1,0 bis 1,8%) oder gleichwertige Drahtelektroden zu bevorzugen.

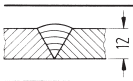
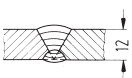
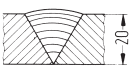
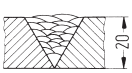
Normen: *DIN EN 499:* Umhüllte Stabelektroden zum Lichtbogenhandschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen. – *DIN 8554 T3:* Schweißstäbe für das Gasschweißen, unlegiert und niedriglegiert. – *DIN 8555 T1:* Schweißzusätze zum Auftragschweißen. – *DIN EN 12072:* Schweißzusätze –



Nahtquerschnitt	Schweißverfahren und Nahtaufbau	Querschrumpfung in mm
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode, 2 Lagen	1,0
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode, 5 Lagen Wurzel ausgefugt, 2 Wurzellagen	1,8
	Gasschweißen nach rechts	2,3
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode, 20 Lagen ohne rückseitige Schweißung	3,2

a



Nahtquerschnitt	Schweißverfahren und Nahtaufbau	Winkelschrumpfung α
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode, 5 Lagen	3½°
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode, 5 Lagen Wurzel ausgefugt, 3 Wurzellagen	0°
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode 8 breite Lagen	7°
	Lichtbogenschweißen Mantelelektrode 22 schmale Raupen	13°

b

Bild 3a, b. Schrumpfungen bei einem Stumpfstoß nach *Malisius*. **a** Querschrumpfung; **b** Winkelschrumpfung

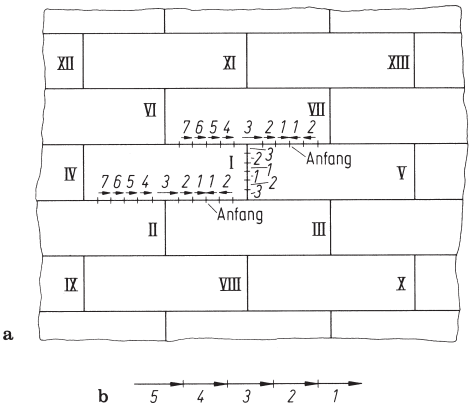


Bild 4a, b. Schweißfolge. **a** Reihenfolge der Schweißschritte *1* bis *7* in den 6 Längsnähten und Schweißschritte *1* bis *3* in den Quernähten **I** bis XIII einer Plattenwand; **b** Pilgerschritt-Schweißung

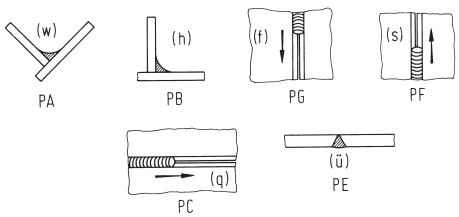


Bild 5. Schweißpositionen (s. Text) PA ... PG nach *DIN EN ISO 6947*, ( ) frühere Bezeichnungen

Drahtelektroden, Drähte und Stäbe zum Lichtbogenschweißen von nichtrostenden und hitzebeständigen Stählen. – *DIN EN 756:* Drahtelektroden und Draht-Pulver-Kombinationen zum Unterpulverschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen. *DIN EN 440:* Drahtelektroden und Schweißgut zum Metall-Schutzgasschweißen von unlegierten Stählen und Feinkornstählen. Über die Schweißeignung der einzelnen Stähle s. **E 3.1**.

Schweißbarkeit von Gußeisen, Temperguß und Nichteisenmetallen

Grauguß (früher GG-15 bis GG-35 jetzt EN-GJL-150 bis EN-GJL-350) wird vorwiegend in Reparatur- und Ausbesserungsfällen geschweißt. Bei kleineren Wanddicken empfiehlt sich die Gasschmelzschweißung, bei dickeren Querschnitten die Lichtbogen-Handschweißung mit besonders legierten Gußeisen-Schweißstäben unter Anwendung eines Flußmittels bzw. von Elektroden bei teilweiser Verwendung eines Flußmittels und Vorwärmen des Werkstücks auf 600 bis 700 °C (Warmschweißung). Kaltschweißungen (Lichtbogen-Handschweißung) mit Nickel-, Nickel-Kupfer- (Monel-) oder Nikkel-Eisen-Stabelektroden werden mit einer Vorwärmung von 100 bis 200 °C ausgeführt. Das Schweißgut ist gut, die Wärmeeinflußzone meist gut (abhängig von den Schweißbedingungen) bearbeitbar, dagegen nicht bei Verwendung normaler Stahlelektroden (B-Typ) oder Stahl-Sonderelektroden (erhöhter C-Gehalt) ohne Wärmenachbehandlung.

Schwarzer Temperguß (z.B. EN-GJMB-350-10) und *weißer Temperguß (z.B. EN-GJMW-350-10)* lassen sich stets weichlöten. Schweißbarkeit muß mit dem Hersteller besonders vereinbart werden. Bei EN-GJMW-360-12 (früher GTW-S 38-12) ist bis 8 mm Wanddicke dagegen stets Schweißeignung für Konstruktionsschweißungen vorhanden (ohne Wärmenachbehandlung). Für untergeordnete Zwecke können auch schwarzer Temperguß (Temperkohle über den ganzen Querschnitt) und weißer Temperguß (entkohlte Randzone) mit normalen oder niedriglegierten Zusatzwerkstoffen geschweißt werden, wobei schwarzer Temperguß wegen des im Schweißgut zusätzlich gelösten Kohlenstoffs (aufgeschmolzene Temperkohle) harte und rißgefährdete Nähte ergibt (Vorwärmen auf 200 bis 250 °C).

Gußeisen mit Kugelgraphit (z.B. EN-GJS-350-10) kann mit Sonderelektroden (Ni-legiert) unter Vorwärmung (500 °C) und Wärmenachbehandlung (900 bis 950 °C) sowie Anlassen (700 bis 750 °C) geschweißt werden. Ohne Wärmebehandlung ähnliches Verhalten wie bei schwarzem Temperguß.

Aluminiumknetwerkstoffe sind unlegiert nahezu mit allen Verfahren schweißbar. Kaltverfestigung wird in der wärmebeeinflußten Zone durch Kristallerholung und Rekristallisation aufgehoben. Bauteile aus *Aluminiumdruckguß* können mit verschiedenen Schmelz- und Preßschweißverfahren gefügt werden, wenn ihr Gasgehalt hinreichend niedrig ist [103].

Aushärtende Aluminiumknetlegierungen üblicher Zusammensetzung als Kalt- oder Warmaushärter lassen sich größtenteils nach fast allen Verfahren schweißen. Im Schweißgut und in der wärmebeeinflußten Zone ist keine Aushärtung vorhanden, bzw. sie wurde durch die Wärmeeinwirkung aufgehoben. AlZnMg wird im ausgehärteten Zustand geschweißt. Anschließend ergibt sich ein Festigkeitsanstieg im Nahtbereich durch Kaltaushärtung. Schweißverfahren mit schmaler Wärmeeinflußzone sind aus Festigkeitsgründen zu bevorzugen. Bei gleichartigem Zusatzwerkstoff kann eine Wärmebehandlung nach dem Schweißen gleiche Festigkeiten wie im Grundwerkstoff ergeben.

Nichtaushärtende Aluminiumknetlegierungen lassen sich in der Regel gut mit allen Verfahren schweißen. Bei Magnesium als Legierungselement treten über 5% Mg Schwierigkeiten auf, so daß diese Legierungen für Schweißkonstruktionen nicht eingesetzt werden.

Kupfer bereitet in den sauerstoffarmen Sorten keine Schwierigkeiten. Die Elektrotechnik verwendet aber viel sauerstoffhaltiges Kupfer, das beim Gasschweißen schäumt. Mit Schutzgas-Schweißverfahren und u. U. besonders legierten Zusatzwerkstoffen lassen sich sowohl für die Festigkeit als auch für die Leitfähigkeit ausreichende Ergebnisse erzielen.

Kupferlegierungen wie CuZn (Messing), CuSn (Bronze) und CuSnZn (Rotguß) lassen sich bei ausreichender Erfahrung zufriedenstellend schweißen. Aus dem Messing dampft bei Lichtbogen-Schweißverfahren jedoch Zink aus, so daß die Schweißnaht kupferreicher wird; bei verschiedenen Bronzen können Entmischungsvorgänge eintreten.

Nickel und *Nickellegierungen* sind gut schweißbar (Ausnahme: Nickel-Eisen-Legierungen). Die hohe Gasaufnahme (Sauerstoff, Wasserstoff) erfordert ebenso wie die Neigung zur Grobkörnigkeit besondere Maßnahmen beim Schweißen (geringe Wärmezufuhr, Schutzgas) und bei den Zusatzwerkstoffen (desoxidierende Bestandteile). Sauberkeit (Fettfreiheit) der Fügebereiche ist erforderlich. Lichtbogen-Schweißverfahren sind zu bevorzugen.

Schweißzusatzwerkstoffe. Es gilt stets der Grundsatz der *artgleichen* Schweißung, von dem nur in begründeten Ausnahmefällen oder wenn eine artgleiche Schweißung schweißtechnisch nicht möglich ist, abgewichen werden sollte.
Normen: *DIN 1732 T1 bis T3*: Schweißzusatzwerkstoffe für Aluminium. – *DIN 1733 T1*: Schweißzusätze für Kupfer und Kupferlegierungen. – *DIN 1736 T1*: Schweißzusätze für Nikkel und Nickellegierungen. – *DIN 8573 T1*: Schweißzusätze zum Schweißen unlegierter und niedriglegierter Gußeisenwerkstoffe.

1.1.3 Stoß- und Nahtarten. Types of weld and joint

Die Stoßart ergibt sich aus der konstruktiven Anordnung der zu verschweißenden Teile. Sie ist mitbestimmend für die Nahtart. Normen geben Richtlinien für die Fugenformen in Abhängigkeit vom Schweißverfahren hinsichtlich Werkstückdickenbereich, Öffnungswinkel, Stegabstand, Steg- und Flankenhöhe.
Normen: *DIN EN 29692:* Lichtbogenschweißen, Schutzgasschweißen und Gasschweißen, Schweißnahtvorbereitung für Stahl. – *DIN EN ISO 9692 T2:* Schweißnahtvorbereitung, Unterpulverschweißen von Stahl. – *DIN EN ISO 9692 T3* Schweißen und verwandte Prozesse – Empfehlungen für Fugenformen – Metall-Inertgasschweißen und Wolfram-Inertgasschweißen von Aluminium und Aluminiumlegierungen. – *DIN 8552 T3:* Schweißnahtvorbereitung, Fugenformen an Kupfer und Kupferlegierungen, Gasschmelzschweißen und Schutzgasschweißen. – *DIN 8553:* Verbindungsschweißen plattierter Stähle, Gestaltung und Ausführung.

Fugenvorbereitung. Durch mechanische Trennverfahren und vor allem Brennschneiden. Die Schneidbarkeit von Stählen wird durch ihre Legierungsbestandteile bestimmt.

Kohlenstoff:	bis 0,3%	(bis 1,6% mit Vorwärmung),
Silicium:	bis 2,5%	(oberste Grenze 4%),
Mangan:	bis 13%	(maximal bis 18% Mn und 1,3% C),
Chrom:	bis 1,5%	(bis 3% mit Vorwärmung auf 600 °C),
Wolfram:	bis 10%	(bei $C \leqq 0{,}8\%$, $Ni \leqq 0{,}2\%$ und $Cr \leqq 5{,}0\%$),
Molybdän:	bis 0,8%	(oberste Grenze 2,5%),
Kupfer:	bis 0,5%	(mit höheren Gehalten abnehmende Schnittgeschwindigkeit),
Nickel:	bis 7%	(bis 35% bei $C \leqq 0{,}3\%$).

Mit neuzeitlichen Düsen lassen sich an unlegierten Stählen, z. B. bei 20 mm Blechdicke, Schnittgüte I nach *DIN 2310 T2*, Schneidgeschwindigkeiten von 550 mm/min erreichen. Für einwandfreie Schnittkanten ist eine maschinelle Führung des Brenners erforderlich. Die Steuerung kann hierbei von Hand (Fadenkreuz auf Zeichnung), durch Magnetrollen (Stahlschablone), lichtoptisch (Photozelle nach Zeichnungskontur, auch nach bis 1 : 100 verkleinerter Zeichnung) oder numerisch (rechnergesteuert) erfolgen. Für eine rationelle Fertigung ist die Aufstellung eines Schneidplans mit Zuordnung der auszuschneidenden Teile in der Blechtafel zur Vermeidung unnötigen Abfalls erforderlich. Nicht brennschneidbare Werkstoffe (z. B. Cr-Ni-Stähle, Kupfer, Nickel, Aluminium) lassen sich mit dem *Plasma-Lichtbogen* schneiden, wobei der durch die hohe Energie nur in einer schmalen Zone geschmolzene Werkstoff durch den Gasstrahl aus der Fuge herausgedrückt wird. Im Gegensatz zum Brennschneiden ist zwar meist eine nachträgliche Bearbeitung der Fugenflächen erforderlich, aber das Verfahren erspart die hohen Kosten des mechanischen Trennens. Bei unlegierten und niedriglegierten Stählen wird das Plasmaschneiden auch ohne Nachbearbeitung mit bis zu vierfacher Schneidgeschwindigkeit gegenüber dem üblichen Brennschneiden angewendet. Unlegierte Stahlbleche bis 12 mm Dicke lassen sich sehr wirtschaftlich mit dem Laser schneiden.
Das *Ausfugen der Wurzel* für die wurzelseitige Gegenschweißung kann durch Meißeln (Preßlufthämmer mit Formmeißeln), Schleifen (Handschleifmaschinen), Hobeln, autogenes Brennfugen (Sonderbrenner ähnlich dem beim Brennschneiden verwendeten, jedoch mit angenähert tangentialer Schneidrichtung) oder Kohlelichtbogen-Brennfugen (durch Kohlelichtbogen geschmolzener Werkstoff wird mittels Preßluft aus der Fuge geschleudert) erfolgen. Die Anwendbarkeit dieser Verfahren richtet sich nach Werkstoff (vgl. Anwendungsgrenzen des Brennschneidens), Form der Naht (gerade, gekrümmt), konstruktiven Gegebenheiten und Zugänglichkeit.

Stumpfstoß. *I-Naht:* Einfachste Nahtart, für höhere Belastung ist im allgemeinen ein Nachschweißen der Naht auf der Wurzelseite nach Ausfugen erforderlich.

V-Naht (**Bild 3** u. **6a**): Zum Herabsetzen der Winkelschrumpfung muß der Öffnungswinkel klein ($\approx 60°$) gehalten werden. Kleinster Öffnungswinkel für noch einwandfreie Wurzelschweißung $> 45°$. Bei den teil- und vollmechanischen

Schweißverfahren sind auch kleinere Öffnungswinkel möglich.

Doppel-V-Naht (X-Naht) (**Bild 6c**): Anwendung bei größeren Blechdicken als V-Naht, da bei gleichem Öffnungswinkel nur die halbe Schweißgutmenge benötigt wird. Winkelschrumpfung kann weitgehend vermieden werden, wenn Lagen abwechselnd von beiden Seiten eingebracht werden. Die Wurzel soll (in Abhängigkeit vom Schweißverfahren) vor dem Schweißen der Gegenlage ausgefugt werden.
Weitere Nahtarten: Bördelnaht, Steilflankennaht, Y-Naht, U-(Tulpen-)Naht und Doppel-U-Naht. Die beiden letztgenannten sind wegen der meist hohen Herstellungskosten auf Sonderfälle zu beschränken.

Stumpfstoß bei Werkstücken ungleicher Dicke (**Bild 6**). Querschnitt möglichst in Kraftrichtung symmetrisch anordnen (**Bild 6c, f**), bei Dickenunterschieden unter $s_1 - s_2 = 10$ mm und vorwiegend ruhender Beanspruchung kann auf Angleichung verzichtet werden, sonst abschrägen, **Bild 6d**. Bei schwingender Beanspruchung schon oberhalb $s_1 - s_2 = 3$ mm anschrägen (Neigung 1 : 4 bis 1 : 5), um Steifigkeitssprung herabzusetzen. Bei höchster Beanspruchung dickeres Blech auf einer Länge $h \geqq 2\,s_2$ abarbeiten, **Bild 6g**.

Überlappstoß (Bild 7). Der Kräfteverlauf in einer Kehlnaht ist bei einer Hohlkehlnaht (**Bild 7c**) günstiger als bei der Flachnaht (**Bild 7b**); die Wölbnaht (**Bild 7a**) ist am ungünstigsten. Allgemein ist bei schwingender Beanspruchung jede Kraftumlenkung nachteilig. Die rechnerische Nahtdicke a ergibt sich aus der Höhe des eingeschriebenen gleichschenkligen Dreiecks. Sie soll nicht stärker als rechnerisch erforderlich, höchstens jedoch mit $a = 0{,}7\,s$ ausgeführt werden. Bei Stirnkehlnähten schreibt der Stahlbau im Fall vorwiegend ruhender Beanspruchung eine Kehlnahtdicke von mindestens $a = 0{,}5\,s$ und Ausführung mit h: $b = 1:1$ oder flacher vor, **Bild 7d**. Bei schwingender Beanspruchung (Eisenbahnbrükkenbau) soll $\gamma \leqq 25°$ und die Kehlnahtdicke $a' = 0{,}5\,s$ betragen.

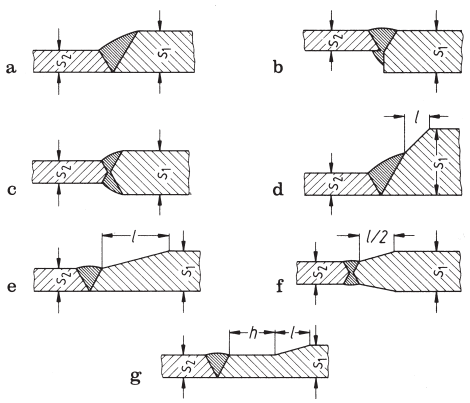


Bild 6a–g. Ausführungsformen von Stumpfstößen bei ungleichen Querschnitten. **a–d** für vorwiegend ruhende; **e–g** für schwingende Beanspruchung

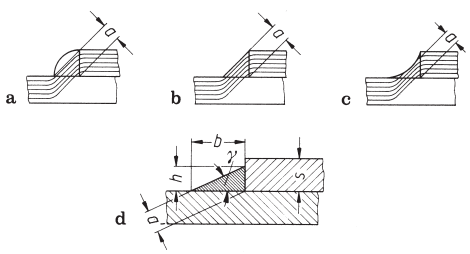


Bild 7a–d. Nahtformen und Kraftfluß. **a** Wölb-; **b** Flach-; **c** Hohlkehl-; **d** unsymmetrische Stirnkehlnaht

Parallelstoß (Bild 8a). Wegen entfallender Fugenvorbereitung sind möglichst Kehlnähte anzuwenden. Zum Vermeiden der Kantenanschmelzung wird als Überstand $g \geqq 1{,}4\,a + 3$ mm empfohlen.
Bei Walzprofilen richtet sich die Kehlnahtdicke $a \leqq 0{,}7t$ nach der Dicke t des dünnsten Teils, **Bild 8b**. Die Nähte sollen auch hier nicht dicker und nicht länger als rechnerisch erforderlich ausgeführt werden. Im Stahlbau (*DIN 18800 T1*) gilt bei Stabanschlüssen eine Kehlnahtmindestlänge $\geqq 6\,a$ (mindestens 30 mm), Kehlnahthöchstlänge $= 150\,a$, bei zusätzlichen Nähten quer zur Stablängsachse und Rundumschweißungen wird für jede Längsnaht die Mindestlänge $10\,a$ empfohlen. Als Kehlnahtdicke sind mindestens 2 mm bzw. $\sqrt{\max s} - 0{,}5$ vorgeschrieben. Außerdem wendet man im Maschinenbau (nicht Brücken- oder Stahlhochbau) Loch- oder Schlitzschweißungen an, **Bild 8c, d**. Für die Dicke des oberen Blechs soll $s \leqq 15$ mm eingehalten werden, für die Abmessungen des Schlitzes werden $b \geqq 2{,}5\,s$ (mindestens 25 mm) und $l \geqq 3\,b$ (Behälterbau) oder $l \geqq 2\,b$ (Maschinenbau) empfohlen. Das Ausfüllen des Schlitzes mit Schweißgut unterbleibt wegen dadurch entstehender großer Schweißeigenspannungen; bei Korrosionsgefahr wird der Schlitz z. B. mit dauerelastischem Kunststoff ausgefüllt.

T-Stoß (Bild 9). Die einfachste Nahtart ist die Kehlnaht. Sie eignet sich besonders zum Übertragen von Schubkräften. Die einseitige Kehlnaht (**Bild 9a, b**) ist nur dann zu verwenden, wenn kleine Kräfte zu übertragen sind. Bei der beidseitigen Kehlnaht, die mit einem Verfahren mit Tiefeinbrandwirkung (z. B. vollmechanisches MSG- oder UP-Schweißen) ausgeführt ist, kann der Einbrand e (**Bild 9c**) mit in die Berechnung eingesetzt werden (*DIN 18800 T1*). Die Bindungslücke mit Kerbwirkung an der Stoßstelle (**Bild 9d**) entfällt, wenn

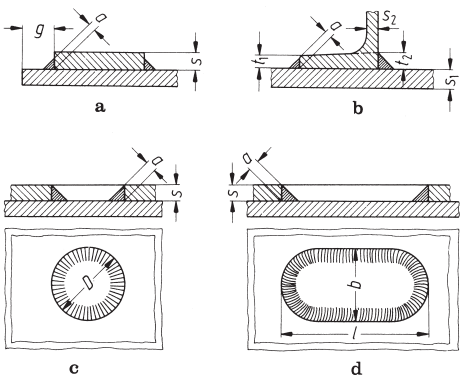


Bild 8a–d. Blechverbindungen. **a** Parallelstoß; **b** Anschluß eines Walzprofils an ein Blech; **c** Lochschweißung; **d** Schlitzschweißung

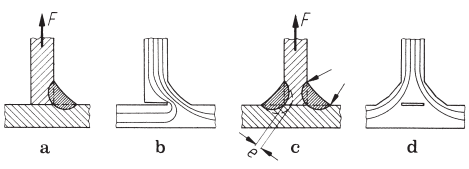


Bild 9a–d. Kehlnähte am T-Stoß. **a** Einseitige Naht; **b** Bindebild und Kraftfluß; **c** Doppelnaht; **d** Bindebild und Kraftfluß

das Profil ähnlich **Bild 10** durch Doppel-HV-(K-)Naht mit beidseitiger Kehlnahtabdeckung angeschlossen wird. Diese Nahtform wird für höchste vorwiegend ruhende und schwingende Beanspruchung angewendet. Es ist $t = s_1 + 2h/3$ mit ungleichschenkliger Kehlnaht. Einbrandkerben und unverschweißte Wurzelspalte müssen besonders bei schwingender Beanspruchung vermieden oder ausgeschliffen werden.

Kreuzstoß (Bild 10). Nahtarten wie beim T-Stoß, jedoch muß bei Zugbeanspruchung an den angeschweißten Stegen das mittlere Querblech auf Doppelungen (z. B. mittels Ultraschall) untersucht werden und garantierte Querzugeignung haben (DASt 014-Empfehlungen zum Vermeiden von Terrassenbrüchen in geschweißten Konstruktionen aus Stahl. Köln: Stahlbau-Verlag).

Schrägstoß (Bild 11). Nahtarten wie bei T-Stoß. Die Güte der Schweißnaht ist vom Winkel γ abhängig. Häufig wird ohne Fugenvorbereitung geschweißt, wenn keine großen Kräfte zu übertragen sind.
Kehlnähte lassen sich nur einwandfrei ausführen, wenn bei rechtwinkliger Stirnfläche $b \leqq 2$ mm und bei beidseitiger Schweißung $\gamma \geqq 60°$ ist. Nähte mit kleineren Winkeln dürfen nur dann in die Berechnung als tragend eingesetzt werden, wenn durch das angewendete Schweißverfahren die sichere Erfassung des Wurzelpunkts gewährleistet ist. Eine Ausführung nach **Bild 11 b** ist entweder zu vermeiden oder die Stirnfläche des schräg aufgesetzten Blechs muß bearbeitet werden (z. B. 60°-Abschrägung herstellen).

Eckstoß (Bild 12 a). Der Eckstoß ist ausführungsmäßig ein T-Stoß. Allgemein gilt, daß an Stellen mit Kraftumlenkung nicht geschweißt werden soll. Bei Druckbehältern wird daher die Schweißnaht außerhalb der Krümmung angeordnet, **Bild 12 b**. Der Mindestabstand der Schweißnaht von der Krümmung soll $f \geqq 5\,s_1$ betragen.

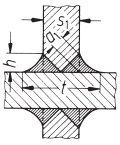


Bild 10. DHV-(K-)Naht mit Doppel-Kehlnaht am Kreuzstoß

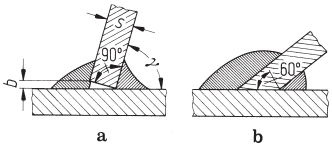


Bild 11 a, b. Kehlnähte am Schrägstoß. **a** Ohne Kantenvorbereitung; **b** mit ungünstiger Kantenvorbereitung

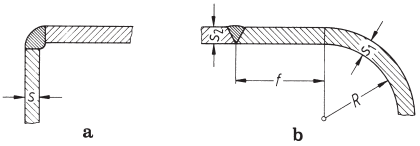


Bild 12 a, b. Konstruktive Ecken. **a** Eckstoß; **b** Eckenausbildung bei vorverformten Teilen, z. B. Kesselböden

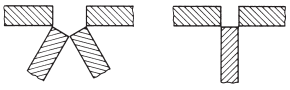


Bild 13. Mehrfachstoß

Beim Schweißen in kaltverformten Bereichen sind die Angaben unter Bauteildicke (s. in diesem Abschnitt) zu beachten. Bei Abweichungen von den dort angegebenen Maßen ist ein Mindestabstand f (**Bild 12 b**) einzuhalten oder das kaltverformte Teil normalzuglühen.

Mehrfachstoß (Bild 13). Wegen der unsicheren Erfassung der unteren Bleche (Einbrand) beim Schweißen von einer Seite ist diese Stoßart nur bei sorgfältiger Herstellungsmöglichkeit oder in festigkeitsmäßig untergeordneten Fällen anzuwenden, bei beiderseitiger Zugänglichkeit muß die Wurzel ausgefugt und gegengeschweißt werden.

1.1.4 Darstellung der Schweißnähte

Graphical symbols for welds

Symbole und Darstellung: DIN EN 22553.

Nahtarten. Sie können symbolhaft (**Bild 14 a, c**) oder erläuternd (**Bild 14 b, d**) dargestellt werden. Die symbolhafte Darstellung ist zu bevorzugen. Die Stellung des Symbols zur Bezugslinie kennzeichnet die Lage der Naht am Stoß. **Anh. G 1 Tab. 1** enthält Grund- und Zusatzsymbole sowie erläuternde Nahtdarstellungen.

Schweißverfahren. Begriffe und Verfahrenskennzahlen nach *DIN ISO 857 T1* und *DIN EN ISO 4063*. Die in früher gültigen Normen enthaltenen Abkürzungen sind weit verbreitet und werden hier nach der Verfahrenskennzahl eingeklammert aufgeführt: *Gasschweißen 3 (G) – Lichtbogenhandschweißen 111 (E)*, *Unterpulverschweißen 12 (UP)*, *Wolfram-Inertgas-Schweißen 141 (WIG)*, *Metall-Inertgas-Schweißen 131 (MIG)*, *Metall-Aktivgas-Schweißen 135 (MAG).* Man unterscheidet zusätzlich zwischen dem Handschweißen, dem teilmechanischen, vollmechanischen und automatischen Schweißen.

Güte der Schweißverbindung. Nach Aufwand in Fertigung und Prüfung werden in DIN EN 25817 (Lichtbogenschweißverbindungen an Stahl, Richtlinie für die Bewertungsgruppen von Unregelmäßigkeiten) folgende Bewertungsgruppen unterschieden:
Stumpfnähte und Kehlnähte: D (niedrig), C (mittel), B (hoch).
Die zu wählenden Bewertungsgruppen sind vom Konstrukteur mit Unterstützung der Fertigungsabteilungen, der Qualitätsstellen, gegebenenfalls mit Aufsichtsbehörden und sonstigen Gremien festzulegen. Sie sind abhängig von der Belastungsart (vorwiegend ruhend, schwingend), den Umgebungseinflüssen (chem. Angriffe, Temperatur) und zusätzlichen Anforderungen (z. B. Dichtheit, Sicherheitsanforderungen). Zu gewährleisten sind sie durch: Schweißeignung des

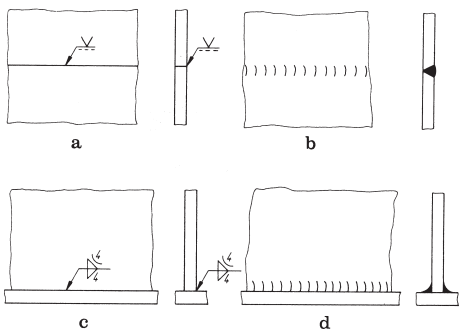


Bild 14 a–d. Darstellungsformen. **a** Stumpfstoß symbolhaft; **b** Stumpfstoß erläuternd; **c** Doppelkehlnaht symbolhaft; **d** Doppelkehlnaht erläuternd

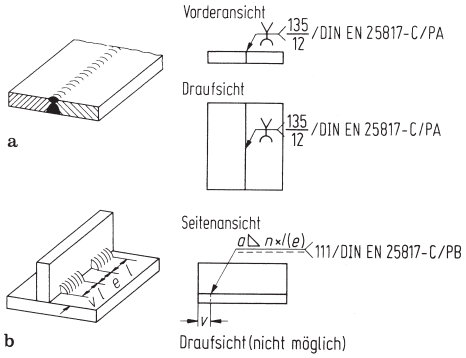


Bild 15a, b. Zeichnerische Darstellung. **a** Stumpfnaht (V-U-Naht) mit zusätzlichen Fertigungsangaben; **b** unterbrochene Kehlnaht mit Vormaß v und zusätzlichen Fertigungsangaben

Werkstoffs für Verfahren und Anwendungszweck; fachgerechte und überwachte Vorbereitung; Auswahl des Schweißverfahrens nach Werkstoff, Werkstückdicke und Beanspruchung der Schweißverbindung; auf den Werkstoff abgestimmten, geprüften und zugelassenen Zusatzwerkstoff; geprüfte und bei der Arbeit durch Schweißaufsichtspersonal überwachte Schweißer; Nachweis einwandfreier Ausführung der Schweißarbeiten (z. B. Durchstrahlung); Sonderanforderungen (z. B. Vakuumdichtigkeit, allseitiges Schleifen der Nähte).

Schweißposition. Kurzbezeichnung s. **Bild 5**.

Beispiele: Bild 15a: V-U-Naht, V-Naht hergestellt mit Metall-Aktivgas-Schweißen (135), U-Naht hergestellt mit UP-Schweißen (12), geforderte Bewertungsgruppe C, Wannenposition PA. **Bild 15b**: Unterbrochene Kehlnaht mit Kehlnahtdicke *a*, Vormaß *v*, Zwischenraum *e*, Länge *l* und Anzahl *n* der Einzelnähte, hergestellt durch Lichtbogenhandschweißen (111), geforderte Bewertungsgruppe C, Horizontal-Vertikalposition PB.

Nach *DIN EN ISO 30042* lassen sich Lichtbogenschweißverbindungen aus Aluminium und Aluminiumlegierungen bewerten. Für Elektronenstahl- und Laserschweißverbindungen aus Stählen gilt *T1*, für strahlgeschweißte Verbindungen aus Aluminium und Aluminiumlegierungen *T2* der *DIN EN ISO 13919*.

1.1.5 Festigkeit von Schweißverbindungen

Strength calculations for welded joints

Tragfähigkeit

Sie ist bei Schweißverbindungen abhängig von den *Eigenschaften* des Grundwerkstoffs, der wärmebeeinflußten Übergangszone und des Schweißguts, der *Beanspruchungsart* (Zug, Druck, Schub, statische oder schwingende Beanspruchung), der Nahtform, Nahtanordnung und Nahtbearbeitung, dem *Zusammenwirken der Betriebsspannungen* mit den *Schweißeigenspannungen* (insbesondere bei Stabilitätsfällen, unter bestimmten Voraussetzungen auch bei schwingender Beanspruchung) und der *Nahtgüte*. Höchste Anforderungen an die Gestaltung und die Ausführung sind bei schwingender Beanspruchung zu stellen.

Vorwiegend ruhende Belastung. Bei vorwiegend ruhender Belastung einer senkrecht zur Zugrichtung gelegenen Stumpfnaht liegen die plastische Verformung und der Bruch in der Regel neben der Schweißnaht, bei Belastung parallel zur Schweißnaht haben Grundwerkstoff und Schweißgut gleiche Verformung, was bei Gefügearten mit niedriger Zähigkeit (z. B. Martensit in der wärmebeeinflußten Zone) zu Rissen und Brüchen in dieser Zone führt.

Schwingende Belastung. Bei dieser tritt der Schwingbruch auch bei allseitig bearbeiteten Proben am häufigsten im Übergangsbereich von Grundwerkstoff und Schweißnaht ein. Die Dauerfestigkeiten geschweißter Konstruktionsteile sind niedriger als die Dauerfestigkeit des Grundwerkstoffs, bei unbearbeiteten Schweißnähten niedriger als bei bearbeiteten. Für die meisten Werkstoffe, Nahtformen und Nahtanordnungen liegen Dauerfestigkeitsschaubilder vor (s. **E 1.3**). Beispiele: **Bilder 16** und **17**.

In den Schaubildern sind nicht berücksichtigt: *Statische Vorlasten durch Eigenspannungen,* die die Mittelspannungen je nach den Vorzeichen erhöhen oder erniedrigen. Im Normalfall werden diese Eigenspannungen im Betrieb jedoch im Verlauf der veränderlichen Beanspruchung abgebaut [98].

Der Größeneinfluß. Zeitweilige Überlastungen sind ohne Einfluß, wenn gewisse Grenzwerte der Schwingspielzahl und der Spannung (Schadenslinie) nicht überschritten werden.

Kleine Einschlüsse *in* der Naht (rundliche Poren oder Schlakken) setzen die Dauerfestigkeit unbearbeiteter Schweißnähte nicht oder nur unwesentlich herab. Risse und Oberflächenfehler, wie z. B. Einbrandkerben, Endkrater, unsaubere Ansatzstellen und vom Zünden des Lichtbogens neben der Naht herrührende Zündstellen, können dagegen Ausgangspunkte für den Schwingbruch sein und setzen somit die Dauerfestigkeit herab.

Für *Aluminiumlegierungen* liegen gegenwärtig nur Werkstoffgrenzwerte für Legierungsbezeichnungen der zurückgezogenen Normen *DIN 1745* bis *1749* vor (**Bild 18** nach Aluminium-Zentrale, Düsseldorf). Die Zuordnung dieser älteren Be-

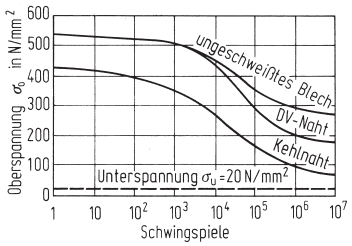


Bild 16. Wöhlerschaubild; Grundwerkstoff St 52 (Gruppe S355J nach *DIN EN 10025*); Beanspruchung senkrecht zur Naht

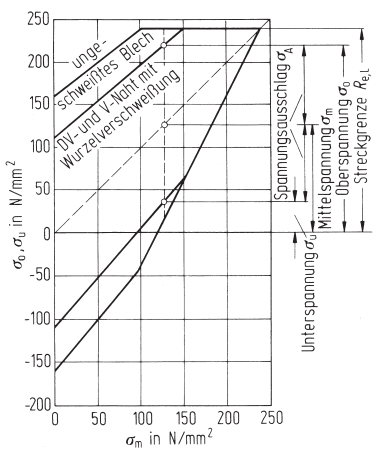


Bild 17. Dauerfestigkeitsschaubild; Grundwerkstoff St 37 (Gruppe S235J nach *DIN EN 10025*); Beanspruchung senkrecht zur Naht

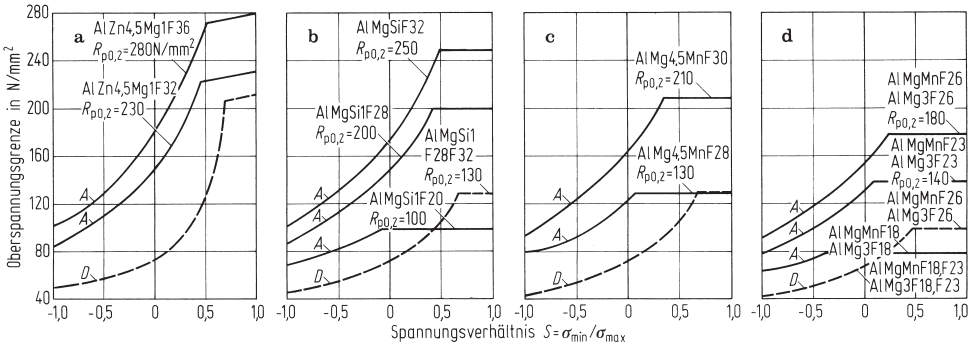


Bild 18a–d. Werkstoffgrenzwerte für AlZn 4,5 Mg 1, AlMgSi 1, AlMg 4,5 Mn und AlMgMn/AlMg 3, gültig für Knethalbzeug (*DIN 1746 bis 1749 und DIN EN 485*), Oberflächen unbearbeitet (z. B. mit Walzhaut), Wanddicke (Durchmesser) $s = 10$ mm. Zug–Druck, Biegung und Schub, Grenzschwingspielzahl $N = 10^7$. Durchgezogene Linie *A*: ungeschweißter Werkstoff. Gestrichelte Linie *D*: Stumpfnahtschweißverbindung MIG und WIG (mit Schweißraupe): **a**: gestrichelte Linie *D* gilt für AlZn 4,5 Mg 1 F 36 und F 32; **c**: gestrichelte Linie *D* gilt für AlMg 4,5 Mn F 28. Bei Biegung von Vollquerschnitten sind die Werte der Kurve *A* für $s = 0$ bis 50 mm mit 1,2 zu multiplizieren. Bei Schubbeanspruchung sind die Werte von Kurve *A* mit 0,65 zu multiplizieren

zeichnungen zu den nach europäischer Normung (*DIN EN 485, DIN EN 515, DIN EN 573, DIN EN 755*) jetzt gültigten Al-Werkstoffangaben ist für jeden Anwendungsfall einzeln zu ermitteln (z. B. nach *DIN EN 485-2, Beiblatt 1*). Bei Wanddicken über 10 mm erfolgt bis 70 mm eine Abminderung (Größeneinfluß) mit dem Faktor 0,8, dann gleichbleibend (s. **E 1.5**).

Den Werkstoffestigkeiten muß die auftretende Beanspruchung gegenübergestellt werden, um die Tragfähigkeit bzw. Tragsicherheit zu ermitteln. Weitere Hinweise: Literatur zu G 1.1.5 (*Neumann/Hobbacher:* Teil 4) und *British Standard BS8118* Part 1 (1991): Structural use of aluminium – Code of Practice for Design.

Berechnung

Bei den in Vorschriften, Regelwerken oder Richtlinien enthaltenen Vorgehensweisen zur Festigkeitsberechnung von schmelzgeschweißten Verbindungen und zur Bemessung von Schweißnähten (**Anh. G 1 Tab. 2**) wird zwischen dem *Nennspannungskonzept* und *örtlichen Konzepten* unterschieden. Für vorwiegend ruhend beanspruchte Schweißverbindungen erfolgt im allgemeinen der Festigkeitsnachweis mit *Nennspannungen*, wobei dafür *zulässige Spannungen* oder *Grenzzustände mit unterschiedlichen Teilsicherheitsbeiwerten* für die Beanspruchungen sowie für die Beanspruchbarkeiten heranzuziehen sind. Die Bemessung nach Grenzzuständen und mit Teilsicherheitsbeiwerten nach *DIN 18800 T1* Ausgabe 1990 ist für den Stahlbau ab 1996 vorgeschrieben. Bei vorwiegend ruhender Beanspruchung kann nach [105] der Festigkeitsnachweis von geschweißten Bauteilen auch auf der Grundlage von örtlichen Spannungen vorgenommen werden, die als *Strukturspannungen* auftreten [99, 100, 101, 107, 108].

Für schwingend beanspruchte Verbindungen stehen für den Nachweis der Ermüdungsfestigkeit (Dauerschwing- und Betriebsfestigkeit) neben dem vor allem in Regelwerken aufgeführten Nennspannungskonzept folgende lokale Berechnungskonzepte zur Verfügung, die in neueren Normen z. B. [110], in Richtlinien [104, 112, 113] und in Empfehlungen zur Schwingfestigkeitsbemessung [101] enthalten sind. Es sind dies *das Strukturspannungskonzept, das Kerbspannungskonzept (Konzept der örtlich elastischen Spannungen), das Kerbdehnungskonzept (Örtliche Konzept) und bruchmechanische Konzepte*. Die lokalen Beanspruchungen kann mit der Methode der Finiten Elemente und ausreichend feiner Elementierung des Verbindungsbereiches ermitteln. Die Anwendung und die Einsatzmöglichkeiten dieser Konzepte sind in [99–101, 104–106, 112, 113] angegeben, die auch Angaben für die Abschätzung der Lebensdauer nach verschiedenen Schadensakkumulationshypothesen beim Betriebsfestigkeitsnachweis enthalten. Bruchmechanische Ansätze verwendet man außerdem zum Abschätzen der Sprödbruchsicherheit und der Tragfähigkeit von Schweißverbindungen mit Unregelmäßigkeiten [102, 112].

Nach dem **Nennspannungskonzept mit zulässigen Spannungen** erfolgt die Berechnung von Schweißverbindungen in nachstehender Reihenfolge:

Ermitteln der angreifenden Belastungen. Für Bauteile, die gesetzlichen oder vom Auftraggeber aufgestellten Vorschriften unterliegen, sind die darin enthaltenen Angaben für die Festlegung zu den Lastannahmen, Stoß- und Sicherheitsbeiwerten anzuwenden, **Anh. G 1 Tab. 2.** In allen anderen Fällen können diese Vorschriften als Anhaltspunkte dienen. Unsicherheiten bei der Kraftermittlung werden durch entsprechendes Festlegen der zulässigen Spannung oder Wahl geeigneter Sicherheitsfaktoren berücksichtigt.

Berechnen der Nennspannungen in den Schweißnähten und Anschlußquerschnitten. Die Nennspannungen werden aus den Belastungen nach den Regeln der Festigkeitslehre (s. C bzw. DUBBEL *interaktiv*) berechnet. Zum Teil sind die anzuwendenden Gleichungen in Vorschriften festgelegt, **Anh. G 1 Tab. 2**. **Bild 19a** enthält die Bezeichnungen für die Normal- und Schubspannungen für das Beispiel der Kehlnaht. Die in Stumpf- und Kehlnähten auftretenden Schnittgrößen sind **Bild 19b** und **Bild 19c** zu entnehmen.

Im Bauteil treten häufig mehrere Beanspruchungsarten gleichzeitig auf, die dann entsprechend zusammenzufassen sind. Zug, Druck und Biegung haben Normalspannungen zur Folge, die bei gleicher Richtung arithmetisch zu addieren sind. Bei aufeinander senkrecht stehenden Richtungen muß aus den Spannungen ein Vergleichswert σ_v gebildet werden, den man bei vorwiegend ruhender Belastung mit der *Streckgrenze* bzw. zul σ vergleicht. Bei schwingender Beanspruchung darf σ_v die *Dauerschwingfestigkeit* bzw. zul σ_D oder die *Betriebsfestigkeit* bzw. zul σ_{Be} nicht übersteigen.

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_\perp^2 + \sigma_\parallel^2 - \sigma_\perp \sigma_\parallel + \alpha(\tau_\perp^2 + \tau_\parallel^2)}$$

mit $\alpha = 1$ bei vorwiegend ruhender sowie $\alpha = 2$ (*DIN 15018 T1*) bei schwingender Belastung.

Bei der Rechnung ist jeweils zu σ_{max} das zugehörige τ und zu τ_{max} das zugehörige σ zu wählen. Außerdem ist getrennt hier-

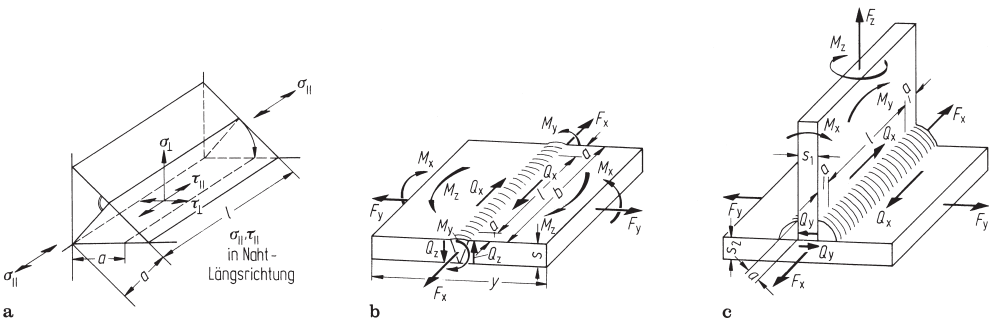


Bild 19a–c. Spannungen in Schweißnähten und Schnittgrößen an Schweißverbindungen sowie ihre Kennzeichnung. **a** Kehlnaht; **b** Stumpfstoß (V-Naht); **c** T-Stoß

von nachzuweisen, daß die Schubspannung τ allein den zulässigen Schubspannungswert nicht übersteigt. Fast alle Berechnungsvorschriften enthalten gleichlautende oder ähnliche Beziehungen für den Vergleichswert.

Bei der Berechnung von *Stumpfstößen* wird als Nahtdicke stets die Blechdicke s des dünneren Blechs eingesetzt (**Bild 6**). Die maßgebende Nahtlänge ergibt sich aus $l = b - 2a$, wenn die Naht zwei Endkrater hat. Bei Verwendung von Vorsatzstücken (**Bild 20**) oder kraterfreier Ausführung gilt $l = b$. Bei *Kehlnähten* (**Bild 19a**) ergibt sich die Kehlnahtdicke a aus der Höhe des eingeschriebenen gleichschenkligen Dreiecks. Die Spannung wird für den in die Anschlußebene geklappten Querschnitt mit der Dicke a berechnet. Beim *Schrägstoß* dürfen Kehlnähte mit kleineren Öffnungswinkeln als $\gamma = 60°$ nicht mehr als tragend in die Berechnung eingesetzt werden (Ausnahme: Das Schweißverfahren gewährleistet das sichere Erfassen des Wurzelpunkts). Bei *zylindrischen Kesselschüssen, Trommeln und Sammlern* wird die notwendige Blechdicke nach der Kesselformel berechnet (s. **K 2.2**), wenn $D_a/D_i \leqq 1{,}2$ (AD) bzw. $\leqq 1{,}7$ (TRD) eingehalten wird. Bei *Ankern, Ankerrohren und Stehbolzen* muß der Abscherquerschnitt der Schweißnähte mindestens 125% des Bolzen- und Ankerquerschnitts betragen. Die Anker sind auf beiden Seiten der zu verankernden Wandungen zu verschweißen.

Festlegen der zulässigen Spannungen. *Vorwiegend ruhende Beanspruchung.* Für den nicht geregelten Bereich des Maschinenbaus können Werte dem Anhang II der *DS 952*, **Tab. 2**, und der Norm für den Kranbau *DIN 15018 T1* entnommen werden. Die *DS 952* wurde zurückgezogen mit Ausnahme des Anhangs II, der weiterhin für die Berechnung der Schweißverbindung gilt. Die Wurzel von Stumpfnähten muß ausgekreuzt und nachgeschweißt werden, oder es muß auf andere Weise für einwandfreies Durchschweißen gesorgt werden. **Tab. 2** gilt für das Grenzspannungsverhältnis von $S = +1$.

Für den *Kessel-* und *Rohrleitungsbau* sind die Vorschriften und Merkblätter der Vereinigung der Technischen Überwachungsvereine maßgebend. Der übliche Schweißfaktor (Schweißnahtwertigkeit) $\nu = 0{,}8$ kann durch zusätzliche Schweißer- und Arbeitsprüfungen bis auf $\nu = 1{,}0$ erhöht werden. Im Druckbehälterbau (AD) ist $\nu = 1{,}0$ üblich, bei verringertem Prüfaufwand wird auf 0,85 abgemindert.

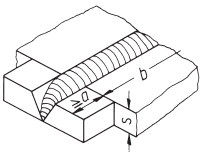


Bild 20. Stumpfstoß mit Vorsatzstück für Schweißnahtauslauf

Tabelle 2. Zulässige Spannungen nach *Anhang II der DS 952* bei vorwiegend ruhender Belastung ($S = +1$)

		St 37[a]) N/mm²	St 52[b]) N/mm²
Hauptspannung Zug, Druck, Biegung	Grundwerkstoff	160	240
	Stumpfnaht gegengeschweißt und durchstrahlt	160	240
	Stumpfnaht gegengeschweißt und stichprobenweise durchstrahlt	150	216
	Stumpfnaht nicht durchstrahlt	150	216
	Kehlnaht	105	155
Schub	Stumpfnaht	112	168
	Halsnaht	98	152

[a]) Gruppe S235J nach DIN EN 10025.
[b]) Gruppe S355J nach DIN EN 10025.

Vergleich der Nennspannungen mit den zulässigen Spannungen. *Vorwiegend ruhende Beanspruchung* vorh. $\sigma_w \leqq$ zul σ_w (**Tab. 2**), vorh. $\tau_w \leqq$ zul τ_w oder $S = R_e/\sigma$ bei Sicherheit gegen plastische Verformung. Im Kessel- und Rohrleitungsbau ist evtl. die Warm- oder Zeitstandfestigkeit zu berücksichtigen.

Das **Nennspannungskonzept nach Grenzzuständen und mit Teilsicherheitsbeiwerten**, *DIN 18800 T1*, Ausgabe 11/1990, ist für die Bemessung von Schweißverbindungen des Stahlbaus vorgeschrieben. Diese Norm kann auch im allgemeinen Maschinenbau für die Berechnung von vorwiegend ruhend beanspruchten Schweißnähten herangezogen werden. Es ist zweckmäßig, den Festigkeitsnachweis wie folgt zu erstellen:

Ermitteln der vorhandenen Einwirkungen. Die charakteristischen der z. B. durch Belastungen gegebenen Einwirkungen F haben den Index k und sind den gesetzlichen oder den Vorgaben des Auftraggebers zu entnehmen, **Anh. G 1 Tab. 2**. Hieraus ergeben sich durch Multiplizieren mit dem maßgebenden Teilsicherheitsbeiwert γ_F die Bemessungswerte F_d, wobei F als Symbol für alle Einwirkungen (G, Q) verwendet wird. Man erhält die Bemessungswerte der ständigen Einwirkungen G_d aus der Beziehung

$$G_d = \gamma_F \cdot G_k \quad \text{mit} \quad \gamma_F = 1{,}35.$$

Für die Bemessungswerte der verschiedenen veränderlichen Einwirkungen Q_i gilt $Q_{i,d} = \gamma_F \cdot \psi_i \cdot Q_{i,k}$.
Hierbei ist $\gamma_F = 1{,}5$ und der Kombinationsbeiwert $\psi_i = 0{,}9$, mit dem das Auftreten aller ungünstig wirkenden veränderlichen Einwirkungen berücksichtigt wird. Falls nur eine veränderliche Einwirkung vorliegt, ist $\psi_i = 1{,}0$.

Schweißnahtspannungen. Sie ergeben sich aus den Bemessungswerten G_d und Q_d nach den Regeln der Statik und Festigkeitslehre, wobei nur von elastischem Werkstoffverhalten ausgegangen wird. Dieser Berechnungsschritt unterscheidet sich von dem Nennspannungskonzept mit zulässigen Spannungswerten dadurch, daß die Bemessungswerte G_d und Q_d durch Multiplikation mit Teilsicherheitsbeiwerten größer sind als die früher im Stahlbau angewendeten Haupt- und Zusatzlasten.
Für lichtbogengeschweißte Verbindungen ist die rechnerische Nahtdicke a **Tab. 3** zu entnehmen. Für Stumpfnähte stimmt die rechnerische Nahtlänge mit der geometrischen Länge der Verbindung überein. Es erfolgt mithin kein Abzug für den Nahtanfang und Endkrater. Kehlnähte gelten als tragend, wenn $l \geq 6a$ ist und sie mindestens 30 mm lang sind. Die rechnerische Schweißnahtfläche A_w ergibt sich aus $A_w = \Sigma a \cdot l$, wobei nur Nähte berücksichtigt werden dürfen, die aufgrund ihrer Lage vorzugsweise die vorhandenen Schnittgrößen übertragen.

Tabelle 3. Rechnerische Schweißnahtdicken a nach *DIN 18800 T1*

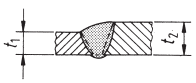
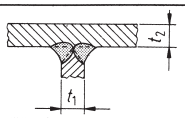
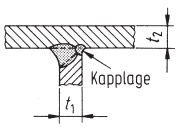
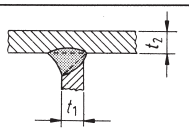
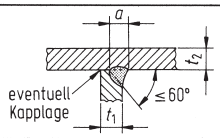
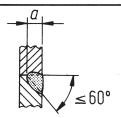
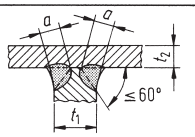
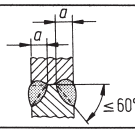
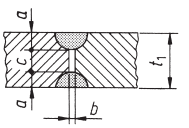
	1			2	3
	Nahtart [a]			Bild	Rechnerische Nahtdicke a
1	Durch- oder gegengeschweißte Nähte	Stumpfnaht			$a = t_1$
2		D(oppel)HV-Naht (K-Naht)			$a = t_1$
3		HV-Naht	Kapplage gegengeschweißt		
4			Wurzel durchgeschweißt		
5	Nicht durchgeschweißte Nähte	HY-Naht mit Kehlnaht[b])			Die Nahtdicke a ist gleich dem Abstand vom theoretischen Wurzelpunkt zur Nahtoberfläche
6		HY-Naht[b])			
7		D(oppel)HY-Naht mit Doppelkehlnaht[b])			
8		D(oppel)HY-Naht[b])			
9		Doppel I-Naht ohne Nahtvorbereitung (Vollmech. Naht)			Nahtdicke a mit Verfahrensprüfung festlegen Spalt b ist verfahrensabhängig UP-Schweißung: $b = 0$

Tabelle 3 (Fortsetzung)

	1			2	3	
	Nahtart [a]			Bild	Rechnerische Nahtdicke a	
10	Kehlnähte	Kehlnaht		theoretischer Wurzelpunkt	Nahtdicke ist gleich der bis zum theoretischen Wurzelpunkt gemessenen Höhe des einschreibbaren gleichschenkligen Dreiecks	
11		Doppelkehlnaht		theoretische Wurzelpunkte		
12		Kehlnaht	mit tiefem Einbrand	theoretischer Wurzelpunkt	$a = \vec{a} + e$ $\vec{a}$: entspricht Nahtdicke a nach Zeile 10 und 11 e: mit Verfahrensprüfung festlegen (siehe DIN 18800 Teil 7/05.83, Abschnitt 3.4.3.2 a)	
13		Doppelkehlnaht		theoretischer Wurzelpunkt		
14	Dreiblechnaht Steilflankennaht			$b \geq 6$ mm, A, B, C	Kraftübertragung: Von A nach B	$a = t_2$ für $t_2 < t_3$
15					Von C nach A und B	$a = b$

[a] Ausführung nach DIN 18800 Teil 7/05.83, Abschnitt 3.4.3.

[b] Bei Nähten nach Zeilen 5 bis 8 mit einem Öffnungswinkel < 60° ist das rechnerische a-Maß um 2 mm zu vermindern oder durch eine Verfahrensprüfung festzulegen. Ausgenommen hiervon sind Nähte, die in Position *PA* (Wannenposition) und *PB* (Horizontalposition) mit Schutzgasschweißung ausgeführt werden.

Bei unmittelbaren Laschen- und Stabanschlüssen muß die Summe aller Kehlnahtlängen $\Sigma l \leq 150\,a$ sein. Für rechtwinklige Anschlüsse ergibt sich die rechnerische Schweißnahtlänge aus der ausgeführten Länge der Naht am Stabanschluß. Dabei sind keine Endkrater zulässig. Bei schrägem Anschluß mit ringsumlaufender Kehlnaht, bei dem die Schwerachse des Profils näher zur längeren Flankennaht als zur kürzeren liegt, **Bild 21**, gilt $\Sigma l = l_1 + l_2 + 2b$.
Befindet sich dagegen die Schwerachse des Profils näher zur kürzeren Flankenkehlnaht (l_1), ist $\Sigma l = 2l_1 + 2b$.
Bei Stabanschlüssen ergeben sich Außermittigkeiten dadurch, daß die Schwerachse der Schweißnahtflächen von beiden Flankenkehlnähten nicht mit der Schwerachse des Stabes übereinstimmt. Dies führt zu zusätzlichen Schweißnahtspannungen, die bei der Berechnung der genannten Anschlüsse vernachlässigt werden dürfen. Die Norm *DIN 18800 T1* enthält weitere Festlegungen für Stabanschlüsse, auch für mittelbare Anschlüsse.
Die Schweißnahtspannung σ_w in Stumpf- und Kehlnähten besteht aus den Normalspannungen $\sigma_\parallel$ und $\sigma_\perp$ sowie den Schubspannungen $\tau_\parallel$ und $\tau_\perp$ (**Bild 19a**). Für den Nachweis wird der Vergleichswert

$$\sigma_{w,v} = \sqrt{\sigma_\perp^2 + \tau_\perp^2 + \tau_\parallel^2}$$

ermittelt, wobei $\sigma_\parallel$ nicht berücksichtigt werden muß.

Nachweis für Stumpf- und Kehlnähte. Die Grenzschweißnahtspannung $\sigma_{w,R,d}$ (Index R, d für Beanspruchbarkeit) ergibt sich aus dem charakteristischen Wert der Streckgrenze $f_{y,k}$ (**Tab. 4**) gemäß

$$\sigma_{w,R,d} = \alpha_w \cdot f_{y,k} / \gamma_M$$

mit dem Beiwert α_w nach **Tab. 5** und dem Teilsicherheitsbeiwert für den Werkstoff $\gamma_M = 1,1$. Für zugbeanspruchte Stumpfstöße aus Formstählen der Werkstoffe St 37-2 und USt 37-2 (S235JR und S235JRG1) mit Wanddicken über 16 mm beträgt $\alpha_w = 0,55$, unabhängig von der Nahtgüte. Es ist nachzuweisen, daß $\sigma_{w,v}/\sigma_{w,R,d} \leq 1$ für alle tragenden Schweißnähte erfüllt wird.
[109] enthält weitere Hinweise für die Bemessung von Schweißverbindungen aus Stahl. Geschweißte Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Beanspruchung

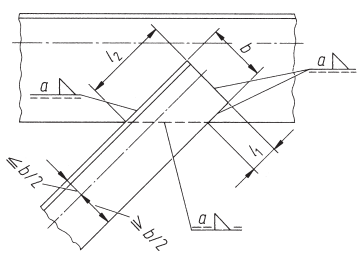


Bild 21. Stabanschluß mit schräg angeschweißtem Profil nach *DIN 18800 T1*

Tabelle 4. Charakteristische Werte für Walzstahl und Stahlguß nach *DIN 18800 T1*

	1	2	3	4	5	6	7
	Stahl	Erzeugnisdicke t [d])	Streckgrenze $f_{y,k}$ N/mm²	Zugfestigkeit $f_{u,k}$ N/mm²	E-Modul E N/mm²	Schubmodul G N/mm²	Temperaturdehnzahl α_T K^{-1}
1	Baustahl [a]) St 37-2 USt 37-2 R St 37-2 St 37-3	$t \leq 40$	240	360	210000	81000	$12 \cdot 10^{-6}$
2		$40 < t \leq 80$	215				
3	Baustahl [b]) St 52-3	$t \leq 40$	360	510			
4		$40 < t \leq 80$	325				
5	Feinkornbaustahl [c]) StE 355 WStE 355 TStE 355 EStE 355	$t \leq 40$	360	510			
6		$40 < t \leq 80$	325				
7	Stahlguß GS-52		260	520			
8	GS-20 Mn 5	$t \leq 100$	260	500			
9	Vergütungsstahl C 35 N	$t \leq 16$	300	480			
10		$16 < t \leq 80$	270				

[a]) Gruppe S235J nach DIN EN 10025.
[b]) Gruppe S355J nach DIN EN 10025.
[c]) Gruppe S355N nach DIN EN 10113.
[d]) Für die Erzeugnisdicke werden in Normen für Walzprofile auch andere Formelzeichen verwendet, z. B. in den Normen der Reihe DIN 1025 s für den Steg.

Tabelle 5. α_w-Werte für Grenzschweißnahtspannungen nach *DIN 18800 T1*

	1	2	3	4	5
	Nähte nach Tabelle 3	Nahtgüte	Beanspruchungsart	St 37-2 [a]) USt 37-2, RSt 37-2 [a])	St 52-3 [b]) StE 355, WStE 355 [c]) TStE 355, EStE 355 [c])
1	Zeile 1–4	alle Nahtgüten	Druck	1,0 [d])	1,0 [d])
2		Nahtgüte nachgewiesen	Zug		
3		Nahtgüte nicht nachgewiesen		0,95	0,80
4	Zeile 5–15	alle Nahtgüten	Druck, Zug		
5	Zeile 1–15		Schub		

[a]) Gruppe S235J nach DIN EN 10025.
[b]) Gruppe S355J nach DIN EN 10025.
[c]) Gruppe S355N nach DIN EN 10113.
[d]) Diese Nähte brauchen im allgemeinen rechnerisch nicht nachgewiesen zu werden, da der Bauteilwiderstand maßgebend ist.

können nach *DIN 4113 T1* und *T2* berechnet werden, **Anh. G 1 Tab. 2.**

Schwingende Beanspruchung – *Nennspannungskonzept.* Die Berechnung der Spannungen erfolgt wie bei vorwiegend ruhender Beanspruchung nach den Regeln der Festigkeitslehre mit elastischem Stoffgesetz.

Dauerfestigkeit. Für *geschweißte Eisenbahnbrücken* sind die zulässigen Spannungsdoppelamplituden für Zug-, Druck- und Schubbeanspruchung in der *DS 804* für die Stähle St 37 (Gruppe S235J nach *DIN EN 10025*) und St 52 (Gruppe S355J nach *DIN EN 10025*) festgelegt. Sie werden bestimmt in Abhängigkeit vom Kerbfall und Spannungsverhältnis $\varkappa = \text{sign} \cdot \min \sigma / \max \sigma$ bzw. $\varkappa = \text{sign} \cdot \min \tau / \max \tau$ mit den gleichen Beanspruchungsbereichen wie in *DS 952* (dort wird die Bezeichnung S statt $\varkappa$ benutzt, international ist dafür R üblich). Die $\varkappa$- bzw. S-(R-) Werte kennzeichnen die Beanspruchungsbereiche: reine Wechselbeanspruchung $(= -1)$,

Tabelle 6. Zuordnung der Stoß- und Nahtformen zu den Linien in **Bild 22**.

	Grundwerkstoff	Stumpfstoß (Gurtstoß) gleiche	ungleiche Blechdicke	Gurtstoß ungleiche	Stegblechquerstoß (Hauptspng)	Gurtstoß Kastenträger	Rohrstumpfstoß	Rohrverbindung mit Vollrundwerkstoff		winklige Rohrverbindung
Stoß- und Nahtart		Wurzel gegengeschweißt	ohne Querschnittsübergang	Wurzel gegengeschweißt mit		Wurzel unterlegt	mit | mit | mit | ohne Wurzelunterlage		Entlastungskerbe mit | ohne Entlastungskerbe	
Naht bearbeitet	Linie A	B Durchstrahlg. ganz		B durchstrahlt	D stichprobenweise durchstrahlt		Durchstrahlung D ganz			
Naht unbearbeitet	Linie	D Stichproben E1 ohne	E1	D stichprobenw. durchstr. Schub G	D		D Stichproben E1 ohne	E1	E1 E1 E5	F

	Stumpfstöße in Eckverbindungen Blechkonstruktion	Profile mit Eckblechen	Profile ohne Eckbleche	mit Entlastungsflachkerbe	T-Stoß (Halsnähte, Queranschlüsse)	Kreuzstoß (beidseitig geschweißt) DHV mit Doppelkehlnaht	DHV mit Doppelkehlnaht	Doppelkehlnaht
Stoß- und Nahtart								
Naht bearbeitet	Linie B durchstrahlt	D durchstrahlt			Richtung xx: C	E1	F	F
					Richtung yy: B			
Naht unbearbeitet	Linie D stichprobenweise durchstrahlt	E1 nicht D stichprobenw. durchstrahlt	F nicht durchstrahlt	E nicht durchstrahlt	Schub: H	E5	F	F

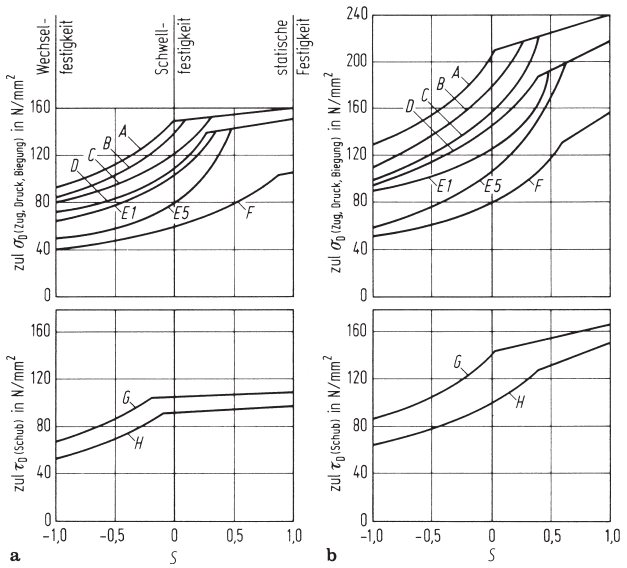


Bild 22a, b. Zulässige Spannungen (*DS 952*). **a** St 37 (Gruppe S235J nach *DIN EN 10025*); **b** St 52 (Gruppe S355J nach *DIN EN 10025*). Anmerkung: *DS 952* weist im Gegensatz zur heute üblichen Auffassung unterschiedliche Schwingfestigkeitswerte für St 37 und St 52 auch bei $S < 0{,}5$ auf

Wechselbereich (<0), reine Schwellbeanspruchung ($=0$), Zug- und Druckschwellbereiche (>0) und statische Zug- und Druckbeanspruchung ($=1$).

Für *geschweißte Fahrzeuge,* Maschinen und Geräte der Deutschen Bahn AG sind im Anhang II der *DS 952* die zulässigen Spannungen für St 37 (Gruppe S235J nach *DIN EN 10025*) und St 52 (Gruppe S355J nach *DIN EN 10025*) in Abhängigkeit vom Spannungsverhältnis S angegeben (**Bild 22** und **Tab. 6**). Die Linien *A* bis *H* der zulässigen Spannungen sind verschiedenen Stoß- und Nahtarten zugeordnet.

Tabelle 7. Beanspruchungsgruppen nach Spannungsspielbereichen und Spannungskollektiven (*DIN 15018 T1*)

Spannungsspielbereich	N1	N2	N3	N4
Gesamte Anzahl der vorgesehenen Spannungsspiele N	über $2 \cdot 10^4$ bis $2 \cdot 10^5$ Gelegentliche nicht regelmäßige Benutzung mit langen Ruhezeiten	über $2 \cdot 10^5$ bis $6 \cdot 10^5$ Regelmäßige Benutzung bei unterbrochenem Betrieb	über $6 \cdot 10^5$ bis $2 \cdot 10^6$ Regelmäßige Benutzung im Dauerbetrieb	über $2 \cdot 10^6$ Regelmäßige Benutzung im angestrengten Dauerbetrieb
Spannungskollektiv	Beanspruchungsgruppe			
S_0 sehr leicht	B1	B2	B3	B4
S_1 leicht	B2	B3	B4	B5
S_2 mittel	B3	B4	B5	B6
S_3 schwer	B4	B5	B6	B6

Betriebsfestigkeit. Der Betriebsfestigkeitsnachweis auf Sicherheit gegen Bruch ist bei zeitlich sich häufig ändernden Belastungsamplituden zu führen. Bei stählernen Straßen- und Wegebrücken nach *DIN 18809* und Lastannahmen nach *DIN 1072* werden die für die Betriebsfestigkeit zulässigen Werte nach *DS 804* herangezogen. Im Maschinenbau wendet man oftmals die *DIN 15018 T1* und die *DS 952* an. Nach *DIN 15018 T1* hängen die zulässigen Oberspannungen der Normal- und Schubspannungen ab vom Spannungskollektiv (**Bild 23**), der Zahl der Spannungsspiele (**Tab. 7**), dem Kerbfall (**Tab. 8**), dem Werkstoff und dem Spannungsverhältnis $\varkappa$. Das durch Messungen ermittelte, aus dem Belastungsablauf errechnete oder anderweitig bekannte Spannungskollektiv wird mit dem idealisierten Spannungskollektiv von **Bild 23** verglichen und einer Linie (S_0 bis S_3) zugeordnet. Spannungskollektiv und Spannungsspielbereich N1 bis N4 ergeben die Beanspruchungsgruppe B1 bis B6, **Tab. 7.** Dem an Bauteil oder Verbindungsstelle vorliegenden Kerbfall K0 bis K4 sind die in **Tab. 9** enthaltenen zulässigen Spannungen für die Werkstoffe St 37 (Gruppe S235J nach *DIN EN 10025*) und St 52-3 (Gruppe S355J nach *DIN EN 10025*) bei $\varkappa = -1$ zugeordnet. Die zulässige Spannung bei $-1 < \varkappa \leq +1$ ergibt sich mit den in **Tab. 10** angegebenen Gleichungen aufgrund der Zusammenhänge in **Bild 24**.

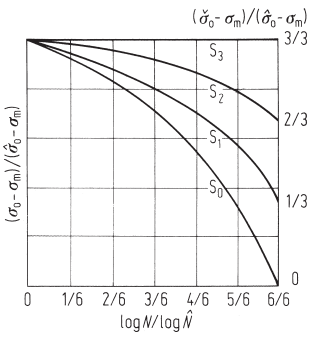
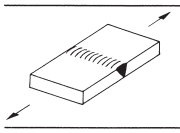
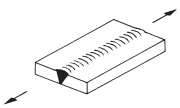
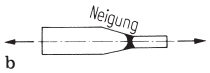
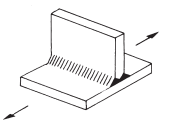
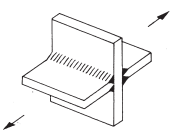
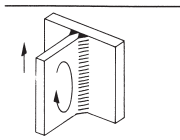
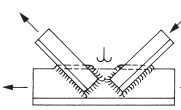


Bild 23. Idealisierte bezogene Spannungskollektive. Dabei bedeuten: $\sigma_m = \frac{1}{2}(\max\sigma + \min\sigma)$ Betrag der konstanten Mittelspannung; $\sigma_0 =$ Betrag der Oberspannung, die N-mal erreicht oder überschritten wird; $\check{\sigma}_0 =$ Betrag der größten Oberspannung des idealisierten Spannungskollektivs; $\hat{\sigma}_0 =$ Betrag der kleinsten Oberspannung des idealisierten Spannungskollektivs; $\hat{N} = 10^6$ Umfang des idealisierten Spannungskollektivs

Tabelle 8. Kerbwirkungen von Naht- und Anordnungsformen (Kerbfälle) (*DIN 15018 T1*, Auszug)

Nahtform Anordnung Belastung	Nahtgüte (nach **Anh. G1 Tab. 3**)	Kerbfall (Kerbwirkung)
	Sondergüte	K0 (gering)
	Normalgüte	K1 (mäßig)
	Normalgüte	K0 (gering)
	Normalgüte Stichprobenprüfung	K1 (mäßig)
a	Sondergüte [a] **a** ≦ 1:4, **b** ≦ 1:3	K0 (gering)
	Normalgüte [a] **a** ≦ 1:4, **b** ≦ 1:3	K1 (mäßig)
 b	Normalgüte [a] **a** ≦ 1:3, **b** ≦ 1:2	K2 (mittel)
	Normalgüte [a] **a** ≦ 1:2, **b** ≦ 1:0	K3 (stark)
	Sondergüte (DHV-Naht)	K1 (mäßig)
	Sondergüte (Doppelkehlnaht)	K2 (mittel)
	Normalgüte (Doppelkehlnaht)	K3 (stark)
	Sondergüte (DHV-Naht)	K2 (mittel)
	Normalgüte (DHV-Naht)	K3 (stark)
	Normalgüte (Doppelkehlnaht)	K4 (besonders stark)
	Sondergüte (DHV-Naht)	K2 (mittel)
	Normalgüte (DHV-Naht)	K3 (stark)
	Sondergüte (Kehlnaht)	K3 (stark)
	Normalgüte (Kehlnaht)	K4 (besonders stark)

[a] Neigungsbereiche.

Schwingende Beanspruchung. $S = \sigma_A/\sigma_a$ bzw. $= \tau_A/\tau_a$ (σ_A, τ_A dauerfester, σ_a, τ_a vorhandener Spannungsausschlag). *DS 804*, *DS 952* und *DIN 15018 T1* legen zulässige Spannungen fest.

Zusammengesetzte Beanspruchung. Bei dieser müssen zum Vergleich der Nennspannungen mit den zulässigen Spannungen die Werte der zulässigen Spannungen für den betreffenden Beanspruchungs- und Berechnungsfall herangezogen werden (*DIN 15018 T1*, *DS 804*, Anhang II der *DS 952*).

Tabelle 9. Zulässige Spannungen in N/mm^2 beim Betriebsfestigkeitsnachweis (*DIN 15018 T1*, Auszug)

Stahlsorte	St 37[a])					St 52-3[b])				
Kerbfall	K 0	K 1	K 2	K 3	K 4	K 0	K 1	K 2	K 3	K 4
Beanspruchungsgruppe	Zulässige Spannungen zul $\sigma_{D(-1)}$ für $\kappa = -1$									
B 1	180	180	180	180	*(152,7)*	270	270	270	*(254)*	*(152,7)*
B 2				*(180)*	108			*(252)*	180	108
B 3			*(178,2)*	127,3	76,4	*(237,6)*	*(212,1)*	178,2	127,3	76,4
B 4	*(168)*	*(150)*	126	90	54	168	150	126	90	54
B 5	118,8	106,1	89,1	63,6	38,2	118,8	106,1	89,1	63,6	38,2
B 6	84	75	63	45	27	84	75	63	45	27

Das Stufenverhältnis zwischen den Spannungen zweier aufeinanderfolgender Beanspruchungsgruppen beträgt bei den Kerbfällen K0 bis K4 für St 37[a]) und St 52-3[b]): 1,4142. Dies trifft nicht mehr zu für den Übergang zu den Klammerwerten.
[a]) Gruppe S235J nach DIN EN 10025.
[b]) Gruppe S355J nach DIN EN 10025.

Berechnungsbeispiel nach *DIN 15018 T1*: Mit Stumpfnaht-Normalgüte quer zur Kraftrichtung verbundene Teile → Kerbfall K1 nach **Tab. 8**, Werkstoff St 37, $\sigma_{max} = 150\,N/mm^2 = \hat{\sigma}_0$, $\sigma_{min} = -60\,N/mm^2 = \hat{\sigma}_u \rightarrow \varkappa = -0{,}4$ und $\sigma_m = 45\,N/mm^2$. Aus Beanspruchungsverlauf bekannt $\hat{\sigma}_0 = 0{,}5\,\hat{\sigma}_0 = 75\,N/mm^2$, $\frac{\check{\sigma}_0 - \sigma_m}{\hat{\sigma}_0 - \sigma_m} = 0{,}286$. Die zulässigen Schweißnaht- bzw. Grundwerkstoffspannungen am Nahtübergang werden tabellarisch für drei verschiedene Spannungsspiele ermittelt:

Anzahl der vorgesehenen Gesamtspannungsspiele	N_1 10^5	N_2 10^6	N_3 $5 \cdot 10^6$
$\frac{\lg N}{\lg \hat{N}} =$	$\frac{6}{6}$	$\frac{6}{6}$	$> \frac{6}{6}$
Spannungskollektiv aus **Bild 23**	S_0	S_1	S_1
Beanspruchungsgruppe aus **Tab. 7**	B 1	B 4	B 5
zul $\sigma_{D(-1)}$ aus **Tab. 9** N/mm^2	180	150	106,1
zul $\sigma_{Dz(-0,4)}$ nach **Tab. 10** mit 1,315 zul $\sigma_{D(-1)} \leqq 0{,}75 R_{eH}$	180	180	139,5
die vorhandene Spannung ist	kleiner	kleiner	größer

Schwingende Beanspruchung – Strukturspannungskonzept. Es ergänzt das in den Regelwerken enthaltene Nennspannungskonzept, führt zu einer höheren Werkstoffausnutzung und zur treffsicheren Bemessung neuer Schweißkonstruktionen [100, 109, 112, 113, 115]. Das Strukturspannungskonzept darf nur angewendet werden, wenn die Normalspannungen vornehmlich senkrecht zur Schweißnaht wirken und sich der Schwingungsriß – sofern er auftritt – am Schweißnahtübergang ausbildet. Es gilt nicht für von der Wurzel ausgehende Risse [99, 101]. Die Strukturspannung für den Ort des „hot spot", die erwartete Rißausgangsstelle, ergibt sich aus Dehnungsmessungen, **Bild 25**, oder aus einer Finite-Elemente-Berechnung nach [101, 108]. Man extrapoliert auf die Stelle des „hot spot" mit linearen Ansatz, z. B.

$$\varepsilon_{hs} = 1{,}67\varepsilon_A - 0{,}67\,\varepsilon_B\,,$$

und erhält die Strukturspannung

$$\sigma_{hs} = E\,\varepsilon_{hs}.$$

Bei drei Meß- bzw. Berechnungspunkten wird ein quadratischer Ansatz verwendet. [100, 102, 114] enthalten Strukturspannungs-Wöhlerkurven für die verschiedenen Strukturde-

Tabelle 10. Gleichungen für zulässige Oberspannungen und Schubspannungen für Bauteile und Schweißnähte (*DIN 15018 T1*)

a) Gleichungen für die zulässigen Oberspannungen in Abhängigkeit von κ und zul $\sigma_{D(-1)}$

Wechselbereich $-1 < \kappa < 0$	Zug	$\text{zul}\,\sigma_{Dz(\kappa)} = \frac{5}{3-2\kappa} \cdot \text{zul}\,\sigma_{D(-1)}$
	Druck	$\text{zul}\,\sigma_{Dd(\kappa)} = \frac{2}{1-\kappa} \cdot \text{zul}\,\sigma_{D(-1)}$
Schwellbereich $0 < \kappa < +1$	Zug	$\text{zul}\,\sigma_{Dz(\kappa)} = \frac{\text{zul}\,\sigma_{Dz(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\text{zul}\,\sigma_{Dz(0)}}{0{,}75\,R_m}\right) \cdot \kappa}$
	Druck	$\text{zul}\,\sigma_{Dd(\kappa)} = \frac{\text{zul}\,\sigma_{Dd(0)}}{1 - \left(1 - \frac{\text{zul}\,\sigma_{Dd(0)}}{0{,}90\,R_m}\right) \cdot \kappa}$

b) Zulässige Spannungen zul $\tau_{D(\kappa)}$ für Bauteile und Schweißnähte

Bauteile	$\text{zul}\,\tau_{D(\kappa)} = \frac{\text{zul}\,\sigma_{Dz(\kappa)}}{\sqrt{3}}$	zul $\sigma_{Dz(\kappa)}$ nach W 0
Schweißnaht	$\text{zul}\,\tau_{D(\kappa)} = \frac{\text{zul}\,\sigma_{Dz(\kappa)}}{\sqrt{2}}$	zul $\sigma_{Dz(\kappa)}$ nach K 0

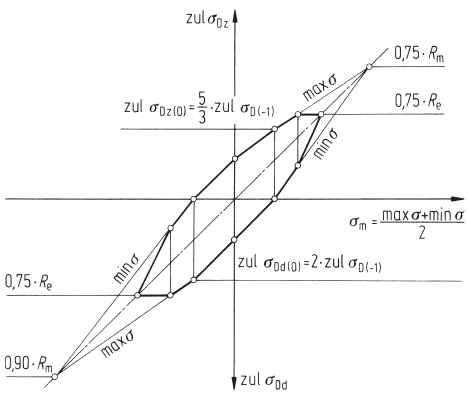


Bild 24. Zusammenhänge zwischen zul $\sigma_{D(\varkappa)}$ und zul $\sigma_{D(-1)}$

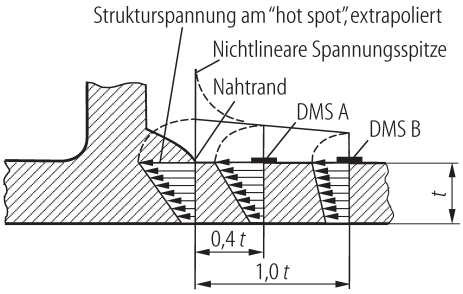


Bild 25. Aus dem Dehnungsmeßstellen A und B durch Extrapolieren berechnete Strukturspannung am Nahtrand

tails aus unlegiertem Baustahl und einigen Aluminiumlegierungen. Aus **Tab. 11** sind für die unterschiedlichen Strukturdetails die FAT-Klasse, die dauerfest ertragbare Schwingbreite $\Delta\sigma_{R,L}$ und der Exponent n für den Dickenreduktionsfaktor zu entnehmen, mit dem die für die vorliegende Blechdicke t zutreffende Spannungsschwingbreite berechnet wird:

$$\Delta\sigma_{t,\mathrm{eff}} = \Delta\sigma_{R,L}\left(\frac{t_{\mathrm{ref}}}{t_{\mathrm{eff}}}\right)^{n}.$$

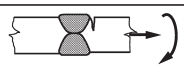
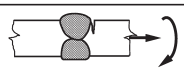
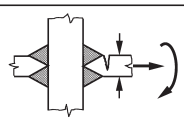
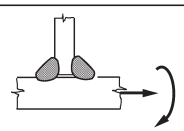
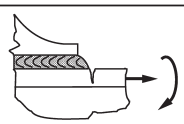
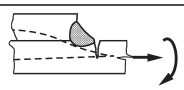
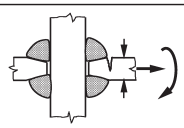
Hierin ist $t_{\mathrm{ref}} = 25\,\mathrm{mm}$, $t_{\mathrm{eff}} = t$, wenn $L/t > 2$ beträgt oder $t_{\mathrm{eff}} = 0,5\,L$, falls $L/t \leq 2$. Das Maß L ist **Bild 26** zu entnehmen. Vorstehende Formel gilt für $t \geq 10\,\mathrm{mm}$

In **Bild 27** werden Strukturspannungs-Wöhlerkurven der Werkstoffe Stahl und Aluminium wiedergegeben. Alle Kurven für die Schwingfestigkeitsklassen (FAT-Klassen) haben bei doppeltlogarithmischer Auftragung die vom Werkstoff abhängige Neigung m. Die Zahl in der Bezeichnung einer FAT-Klasse stimmt mit der Spannungsschwingbreite der FAT-Klasse bei $2 \cdot 10^6$ Lastspielen überein. Als dauerfest gilt für ferritischen Stahl der Bereich über $5 \cdot 10^6$ Lastspielen. Mit der Gleichung

$$C = N\Delta\sigma^{m}$$

des geneigten Abschnitts der Wöhlerkurve lassen sich bei bekannter FAT-Klasse die zugehörige Spannungsschwingbreite der Dauerfestigkeit und im Zeitfestigkeitsbereich die Spannungsschwingbreiten für verschiedene Lastspielzahlen N_x berechnen:

Tabelle 11. Zuordnung von Strukturdetails zu den Klassen der Spannungsschwingbreite; Einfluß der Eigenspannungen ist einbezogen, Winkel- und Kantenversatz sind unberücksichtigt und müssen bei der Spannungsermittlung erfaßt werden; gültig für Stahl und die gewöhnlich konstruktiv verwendeten Aluminiumlegierungen; Blechdicke 25 mm.

Nr.	Strukturdetail	Beschreibung	Stahl		Aluminium		Exponent n
			FAT-Klasse	$\Delta\sigma_{R,L}$ in N/mm^2	FAT-Klasse	$\Delta\sigma_{R,L}$ in N/mm²	
1		Querbeanspruchte Stumpfnaht, Sondergüte[a])	112	83	45	33	0,2
2		Stumpfnaht, Bewertungsgruppe B nach DIN EN 25817 (Stahl) bzw. DIN EN 30042 (Aluminium)	100	74	40	29	0,2
3		Kreuzstoß, DHV-Naht mit Doppelkehlnaht, Nahtübergangswinkel ≥ 60°	100	74	40	29	0,3
4		Quersteife mit Kehlnaht, Nahtübergangswinkel ≥ 60°	100	74	40	29	0,3
5		Längssteife mit Kehlnaht, nicht am Bauteilrand, Nahtübergangswinkel ≥ 60°	100	74	40	29	0,3
6		Stirnkehlnaht an einer Gurtplatte, nicht am Blechrand, und ähnliche Verbindungen, Nahtübergangswinkel ≥ 60°	100	74	40	29	0,3
7		Kreuzstoß mit tragenden Kehlnähten, Nahtübergangswinkel ≥ 60°	90	66	36	26	0,3

[a]) jedoch nicht blecheben geschliffen

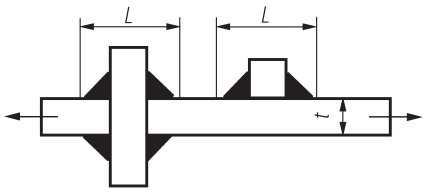


Bild 26. Maße L und t für die Umrechnung der Schwingungsbreite von der Referenzblechdicke $t_{ref} = 25$ mm auf die vorliegende Blechdicke t_{eff}

$$\Delta\sigma_x = \left(\frac{2 \times 10^6}{N_x}\right)^{\frac{1}{m}} \Delta\sigma_{2\times10^6} \ .$$

Die Wöhlerkurven werden als weitgehend mittelspannungsunabhängig betrachtet. [101] empfiehlt, die Schwingungsbreite der FAT-Klassen mit einem von der Mittelspannung und den anfangs vorhandenen Eigenspannungen abhängigen „Bonusfaktor" zu multiplizieren, wogegen jedoch Einwände bestehen [111].

Einige Richtwerte für Stahl nach *Erker:*
1. Vorwiegend ruhende Beanspruchung: Sicherheit gegen Streckgrenze R_e des Werkstoffs $S = 1{,}5 \ldots 2{,}0$ (je nach Kerbschärfe), mittlerer Wert $S = 1{,}7$.
2. Zeitfestigkeit (bis 500000 Schwingspiele): Sicherheit gegen Schwingbruch $S = 1{,}0 \ldots 1{,}8$, mittlerer Wert $S = 1{,}3 \ldots 1{,}5$.
3. Dauerfestigkeit (über 500000 Schwingspiele): Sicherheit gegen Dauerbruch $S = 1{,}5 \ldots 3{,}0$, mittlerer Wert $S = 1{,}5 \ldots 2{,}0$, in Sonderfällen unterster Wert $S = 1{,}2$.

Preßschweißverbindungen

Preßstumpf- und Abbrennstumpfschweißen. Berechnungsquerschnitt ist der kleinste Querschnitt in bzw. neben der Naht. Richtwerte für zulässige Spannungen siehe **Tab. 12**. Bei Anwendungen im bauaufsichtlichen Bereich ist die Beanspruchbarkeit der Verbindungen durch Gutachten einer vom Deutschen Institut für Bautechnik anerkannten Stelle nachzuweisen.

Widerstandspunkt- und Widerstandsnahtschweißen. Diese Verbindungen werden i. allg. auf Abscheren beansprucht. Es ergibt sich eine niedrige Dauerfestigkeit wegen erheblicher Kerbwirkung. Da der Punktdurchmesser nicht bekannt ist und auch durch zerstörungsfreie Prüfverfahren kaum bestimmt werden kann, werden die ertragbaren Bruchlasten aus Versuchen bestimmt. Einzelheiten sind den Merkblättern *DVS2902 T3* „Widerstandspunktschweißen von Stählen bis 3 mm Einzeldicke, Konstruktion und Berechnung", *DVS 2906 T1* „Widerstands-Rollennahtschweißen – Verfahren und Grundlagen", *DVS 2916* „Prüfen von Punktschweißverbindungen" und DIN 18801 „Stahlhochbau" zu entnehmen.

Tabelle 12. Richtwerte für zulässige Spannungen von Preßstumpf-, Abbrennstumpf- und Reibschweißverbindungen

Beanspruchungsart	Naht bearbeitet	Naht unbearbeitet	Bemerkungen
vorwiegend ruhend	0,9 … 1,0 zul σ	0,9 … 1,0 zul σ	Preßstumpf-, Abbrennstumpf- oder Reibschweißen
schwingend	0,6 … 0,8 zul σ_a	0,6 … 0,8 zul σ_a	Preßstumpfschweißen
	0,8 … 0,9 zul σ_a	0,6 … 0,8 zul σ_a	Abbrennstumpfschweißen
	0,8 … 0,9 zul σ_a	0,6 … 0,7 zul σ_a	Reibschweißen (Stahl)

zul σ = zulässige Spannung des Grundwerkstoffs
zul σ_a = zulässiger Spannungsausschlag des Grundwerkstoffs

1.1.6 Thermisches Abtragen
Removal by thermal operations

Fertigen durch Entfernen von Werkstoffschichten oder Abtrennen von Werkstückteilen (DVS-Berichte Bd. 74. Düsseldorf: DVS-Verlag 1982).

Verfahren der Autogentechnik

Die zum Abtragen erforderliche Wärme entsteht aus Oxidation, der Werkstoffabtrag erfolgt im Sauerstoffstrahl.

Brennschneiden. Das durch eine Brenngas-Sauerstoff-Flamme örtlich auf Zündtemperatur erwärmte Werkstück verbrennt im Schneidsauerstoffstrahl, die Schneidschlacke (Oxide und Schmelze) wird vom O_2-Strahl aus der Fuge getrieben. Schneidbedingungen: Das Metall muß im O_2-Strom verbrennen, die Entzündungstemperatur muß unter der Schmelztemperatur liegen, die Oxidschmelztemperatur unter der

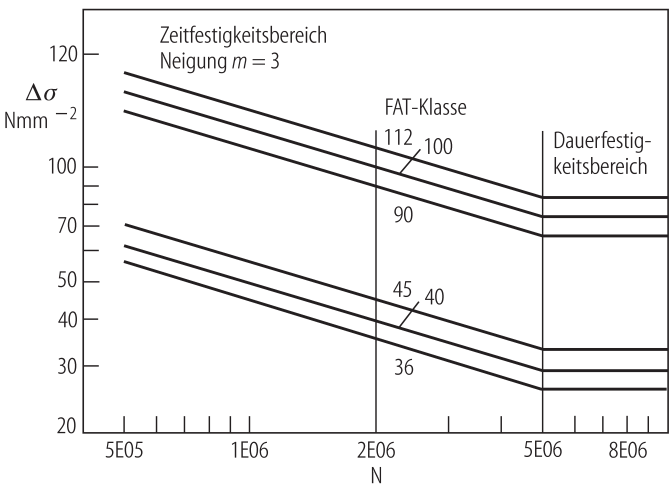


Bild 27. Strukturspannungs-Wöhlerkurven für Stahl (FAT-Klassen 112, 100, 90) und Aluminium (FAT-Klassen 45, 40, 36), Normalspannungen.

Schmelztemperatur des Werkstoffs. Die Bedingungen werden erfüllt bei un- und niedriglegierten Stählen, Titan und Molybdän, nicht erfüllt bei Aluminium, Kupfer, Grauguß und i. allg. bei hochlegierten Stählen. Vorwärmung ist bei Kohlenstoffgehalten $> 0{,}3\%$ erforderlich wegen Aufhärtung. Formteilgenauigkeit (A, B) und Schnittflächengüte (I, II) sind nach *DIN 2310* abhängig von Brennschneidmaschine, Führungseinrichtung, Schneidgeschwindigkeit und -bedingungen (Senkrecht-, Schräg-, Gerad-, Kurven-, Hand-, Maschinenschnitt mit Ein- oder Mehrfachbrenneranordnung). Maschinenformschnitte erfolgen nach Blechschablone mit Magnetrollenführung, photoelektrischer Abtastung von Vorlagen im Maßstab 1 : 1 oder kleiner sowie auf NC-Maschinen.

Metallpulverbrennschneiden. Zufuhr von Metallpulver zur Reaktionsstelle, das zusätzlich Wärme und dünnflüssige Schlacke erzeugt. Geeignet zum Trennen von nichtrostendem Stahl, plattierten Werkstoffen, Gußeisen und Aluminium (nur noch selten angewendet).

Metallpulverschmelzschneiden. Metallpulver verbrennt im Schneidsauerstoffstrom zu Metalloxid und verwandelt nicht brennbare, i. allg. mineralische Schmelze zu Schlacke (Lava). Geeignet zum Trennen aller metallischen, nichtmetallischen und mineralischen Werkstoffe (kaum angewendet).

Mineralpulverschneiden (Brenn- und Schmelzschneiden). Dem Schneidsauerstoff zugesetzter Quarzsand unterstützt durch seine kinetische Energie das Austreiben der Schmelzschlacke (kaum angewendet).

Brennfugen. (Fugenhobeln). Muldenförmiges Abtragen von Werkstückflächen durch besonders geformte Düse, aus der zusätzlich Sauerstoff zum „Hobeln" austritt. Breite und Tiefe der Mulde werden durch Größe und Neigung der Hobeldüse beeinflußt. Hauptanwendungsgebiet ist das teilweise Ausarbeiten von Schweißnähten vor dem Gegenschweißen oder bei Reparaturen an brennschneidbaren Werkstoffen.

Brennflämmen. Es dient mit schichtförmigem Werkstoffabtrag zum Säubern von Stahlblöcken, Knüppeln und Rohrluppen vor der Weiterverarbeitung. Handflämmen eignet sich zur Beseitigung örtlicher Fehler, Maschinenflämmen zur großflächigen Bearbeitung.

Brennbohren. Mit Sauerstoff- (SL), Sauerstoff-Pulver- (SPL) oder Sauerstoff-Kernlanze (SKL) ist es ein thermisches Lochstechen, das bevorzugt an mineralischen Stoffen (Beton, Stahlbeton) angewendet wird. Die SL arbeitet nur mit einem Rohr und ist weitgehend durch die SPL, die mit einem Rohr und zusätzlichem Eisen- oder Eisen-Aluminiumpulver arbeitet, ersetzt. Bei der SKL wird ein Rohr, das mit Drähten gefüllt ist, verwendet. Das auf Weißglut erhitzte Rohrende wird in allen drei Fällen auf das Werkstück aufgesetzt und verbrennt unter Sauerstoffzugabe. Metallische Werkstoffe verbrennen, mineralische schmelzen und bilden mit Metalloxid dünnflüssige Schlacke. Das Brennbohren ist bei allen Metallen, Nichtmetallen und mineralischen Werkstoffen anwendbar.

Flammstrahlen. Es wird zum Abtragen (Verbrennen oder Umwandeln) von Schichten und Belägen, zur Reinigung oder Vorbehandlung metallischer oder mineralischer Werkstücke herangezogen.

Elektrische Gasentladung

Lichtbogen-Sauerstoffschneiden. Der Lichtbogen brennt zwischen einer umhüllten Hohlelektrode und dem Werkstück. Sauerstoff wird der Schnittfuge durch die Bohrung der Elektrode zugeführt. Das Verfahren wird vorzugsweise beim Verschrotten von Stahlkonstruktionen eingesetzt.

Lichtbogen-Druckluft-Fugen. Es dient zum Ausarbeiten von Schweißnähten und Rissen an metallischen Werkstoffen. Örtliches Schmelzen des Grundwerkstoffs wird durch einen Lichtbogen zwischen verkupferter Kohleelektrode und Werkstück erreicht. Parallel zur Elektrode zugeführte Preßluft dient zur teilweisen Verbrennung des aufgeschmolzenen Werkstoffs und treibt Schmelze und Schlacke aus der entstehenden Fuge.

Plasma-Schmelzschneiden. Ein eingeschnürter Lichtbogen führt zur Dissoziation mehratomiger und zur Ionisation einatomiger Gase. Im Plasmastrahl hoher Temperatur und großer kinetischer Energie schmilzt der Werkstoff und verdampft teilweise. Durch die Werkstück- oder Brennerbewegung entsteht eine Schnittfuge. Plasmagase sind Argon, Wasserstoff oder deren Gemische, als Schneidgase kommen je nach Werkstoff Argon, Stickstoff, Wasserstoff oder deren Gemische, bei un- und niedriglegierten Stählen auch Druckluft in Frage. Elektrisch leitende Werkstoffe werden mit übertragenem, nichtleitende mit nicht übertragenem Lichtbogen geschnitten. Hohe Schneidgeschwindigkeiten sind bei guter Schnittgüte erreichbar. Anwendbar ist das Verfahren für alle Stähle und NE-Metalle.

Abtragen durch Strahl

Verwendet wird ein energiereicher Strahl (Laser, Elektronen). Hohe Energiedichte des Nd:YAG-Festkörper- oder CO_2-Gaslaserstrahls führt zum Schmelzen, zum Verdampfen oder Sublimieren (unmittelbarer Übergang vom festen in den gasförmigen Zustand) des Werkstoffs. Der Schneidvorgang wird bei leicht entzündlichen Werkstoffen durch inertes Gas und bei Metallen, insbesondere bei Stahl, durch Sauerstoff unterstützt: *Laserbrennschneiden.* Schmelzen des Werkstoffs und Verwendung inerten Gases: *Laserschmelzschneiden.* Überführung des Werkstoffs unmittelbar in den gasförmigen Zustand: *Laser-Sublimierschneiden.* Vorteile des Laserschneidens sind geringe Wärmeeinwirkung, schmale Schnittfuge, geringer Verzug und hohe Schneidgeschwindigkeit. Schneidbar sind neben Metallen auch organische Stoffe und Kunststoffe, Holz, Leder, Gummi, Papier, Keramik, Quarzglas, Porzellan, Glimmer, Steine und Graphit.

Der Elektronenstrahl mit erhöhter Leistungsdichte im Brennfleck (bis 10^8 W/cm^2, beim Schweißen 10^6 W/cm^2) führt zu einer großen Verdampfungsrate des Werkstoffs. Genügt ein Elektronenstrahlimpuls zum Durchstoßen des Werkstücks, spricht man von Perforieren. Als Bohren bezeichnet man das Mehrimpulsschneiden mit dem Elektronenstrahl. Durch Perforationen lassen sich Bohrungen mit einem Durchmesser von 0,1 bis 1,2 mm und maximal 8 mm Tiefe herstellen. Bohrungen mit einem maximalen Durchmesser/Tiefe-Verhältnis von 1 : 30 können in bis zu 20 mm dicken Werkstücken erzeugt werden. 10 Bohrungen mit 0,5 mm Durchmesser und 8 mm Tiefe bzw. 700 Bohrungen mit 0,2 mm Durchmesser und 0,5 mm Tiefe lassen sich in einer Sekunde herstellen. Anwendbar ist das Verfahren bei Metallen und einigen Nichtmetallen.

1.2 Löten. Soldering and brazing

H. Wohlfahrt, **K. Thomas** und **M. Kaßner**, Braunschweig

1.2.1 Vorgang. Procedure

Unter Löten versteht man das Verbinden erwärmter, im festen Zustand verbleibender Metalle durch schmelzende metallische Zusatzwerkstoffe (Lote). Die Werkstücke müssen an der Lötstelle mindestens die *Arbeitstemperatur* erreicht haben. Sie ist immer höher als der untere Schmelzpunkt (Soliduspunkt) des Lots und kann unterhalb des oberen Schmelzpunkts (Liquiduspunkt) liegen. Eine Bindung zwischen Werkstück und Lotmetall tritt auch auf, wenn das Werkstück zwar die Arbeitstemperatur nicht ganz erreicht, dafür aber das Lotmetall eine wesentlich höhere Temperatur hat. Diese

Werkstücktemperatur wird häufig mit *Bindetemperatur* oder Benetzungstemperatur bezeichnet. Sie ist stets niedriger als die Arbeitstemperatur und hat nur beim Fugenlöten (Schweißlöten) technische Bedeutung.
Damit flüssige Lote benetzen und fließen können, müssen die Werkstückoberflächen metallisch rein sein. Dicke Oxidschichten werden mechanisch entfernt und dünne Oxidschichten, die zum Teil noch während der Erwärmung auf Löttemperatur entstehen, durch Flußmittel gelöst oder durch Flußmittel bzw. Gase reduziert.
Die *Bindung* ist abhängig von den Reaktionen zwischen Lot und Grundwerkstoff und von der Verarbeitungstemperatur. Neben der reinen Oberflächenbindung im Fall fehlender Legierungsbildung zwischen Grundwerkstoff und Lot tritt in den meisten Fällen Diffusion einer oder mehrerer Komponenten des Lots in den Grundwerkstoff und umgekehrt ein. Beim Hartlöten von weichem Stahl diffundiert häufig Kupfer entlang den Korngrenzen und führt dadurch zur Lötbrüchigkeit. Die Festigkeit der Lötverbindung ist von der Spaltbreite abhängig. Unterhalb einer kleinsten Spaltbreite (etwa 0,02 mm) fällt die Festigkeit wegen zunehmender Bindefehler stark ab. Umgekehrt bringt auch zunehmende Spaltbreite eine Abnahme der Festigkeit mit sich. Der obere Grenzwert der Spaltbreite von etwa 0,5 mm sollte daher nicht überschritten werden. Als besonders günstig haben sich Spalte von 0,05 bis 0,2 mm erwiesen. Bearbeitungsriefen vom Drehen oder Hobeln sollen, wenn ihre Tiefe 0,02 mm übersteigt, möglichst in Flußrichtung des Lots liegen.

1.2.2 Weichlöten. Soldering

Weichlöten wird bei einer Arbeitstemperatur unterhalb 450 °C, vorwiegend bei Stahl, Kupfer und Cu-Legierungen, ausgeführt. Die Lote sind meistens Legierungen der Metalle Blei, Zinn, Antimon, Cadmium und Zink; für Aluminium-Werkstoffe: Legierungen der Metalle Zink, Zinn und Cadmium, ggf. mit Zusätzen von Aluminium; *DIN 1707 T100*: Weichlote und *DIN EN 29453*: Weichlote.

Erwärmung der Lötstelle. Sie wird mit einem warmen Kupferkolben, einem Brenner, im Ofen, durch elektrischen Widerstand oder im Schmelzbad des Lotmetalls erwärmt. Der Beseitigung der Oxidschichten dienen bei Schwermetallen Flußmittel auf der Basis von Zink- u. a. Metallchloriden und/oder Ammoniumchlorid, ferner organische Säuren (Zitronen-, Öl-, Stearin-, Benzoesäure) sowie Amine, Diamine und Harnstoff, Halogenverbindungen, natürliche oder modifizierte natürliche Harze mit Zusätzen halogenhaltiger oder -freier Aktivierungszusätze. Zu beachten ist, daß Flußmittelreste korrodierend wirken können. Auf geeigente Auswahl und Nacharbeit ist zu achten, *DIN EN 29454 T1*: Flußmittel zum Weichlöten.

Festigkeit der Lötverbindung. Sie hängt von der chemischen Zusammensetzung der Lote, vom Grundwerkstoff und der Dauer der Belastung ab, weil die Weichlote bereits bei Raumtemperatur unter Last kriechen, **Bild 28** und **Bild 29**. Der Einfluß der Temperatur auf die Festigkeit ist **Bild 30** zu entnehmen.

1.2.3 Hartlöten und Schweißlöten (Fugenlöten)
Hard soldering and brazing

Die Arbeitstemperaturen liegen über 450 °C, Lotmetalle: **Tab. 13**.
Normen: *DIN EN 1044:* Hartlöten; Lötzusätze. *DIN EN 1045:* Hartlöten; Flußmittel zum Hartlöten; *DIN 65169:* Luft- und Raumfahrt; Hart- und hochtemperaturgelötete Bauteile; Konstruktionsrichtlinien.

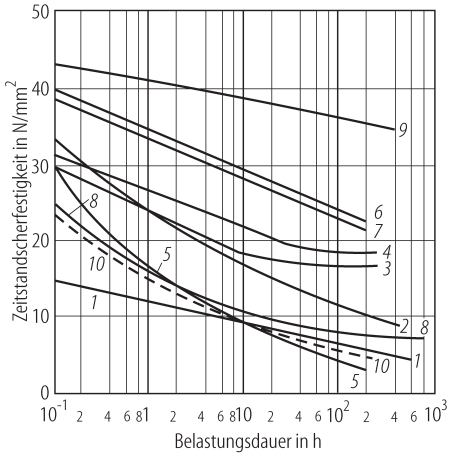


Bild 28. Zeitstandscherfestigkeit von Lötverbindungen an E-Cu mit verschiedenen Sonderweichloten im Vergleich zu S-Pb50Sn50Sb [114]. *1* S-Pb97Ag3; *2* etwa S-Sn62Pb36Ag2; *3* S-Sn96Ag4; *4* S-Sn95Sb5; *5* etwa S-Sn50Pb32Cd18; *6* Cd 95%, Ag 5% (nicht genormt); *7* S-Cd82Zn16Ag2; *8* Sn 70%, Cd 52%, Zn 5% (nicht genormt), *9* etwa S-Cd68Zn22Ag10; *10* S-Pb50Sn50Sb

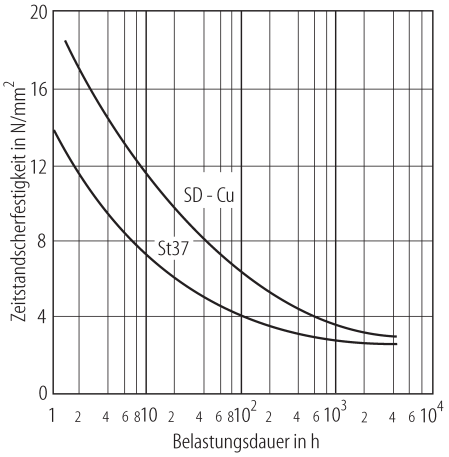


Bild 29. Zeitstandscherfestigkeit von Lötverbindungen an Kupfer SD-Cu und Stahl S235JR bei Raumtemperatur [114]; Lot S-Pb50Sn50, Arbeitstemperatur 290 °C, Lötfläche 141 mm², Auslagerungszeit 1 Tag

Erwärmung der Lötstelle. Erwärmt wird vorwiegend mit der Flamme, im Schutzgasofen oder mittels Stromdurchgang. Als Flußmittel zur Beseitigung von Metalloxiden mit Wirktemperatur zwischen 550 und 800 °C eignen sich Borverbindungen und komplexe Fluoride, zwischen 600 und 1000 °C Chloride und Fluoride ohne Borverbindungen, zwischen 750 und 1100 °C Borverbindungen und ab 1000 °C Borverbindungen, Phosphate und Silicate.

Festigkeit der Lötverbindung. Sie hängt stark von den Grund- und Lotwerkstoffen ab, sinkt je nach Lot unterschiedlich bei Langzeitbeanspruchung gegenüber der Festigkeit des Kurzzeitversuchs und wird zudem maßgeblich von der Spaltbreite, Betriebstemperatur und, sofern schwingende Belastung vorliegt, von der Schwingspielzahl beeinflußt. Als Anhaltswert sei die Dauerumlaufbiegefestigkeit von 180 N/mm²

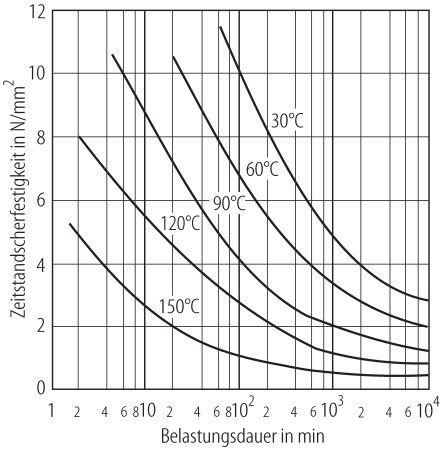


Bild 30. Zeitstandscherfestigkeit von Weichlötverbindungen an Stahl S235JR mit S-Pb50Sn50 bei verschiedenen Prüftemperaturen [114]

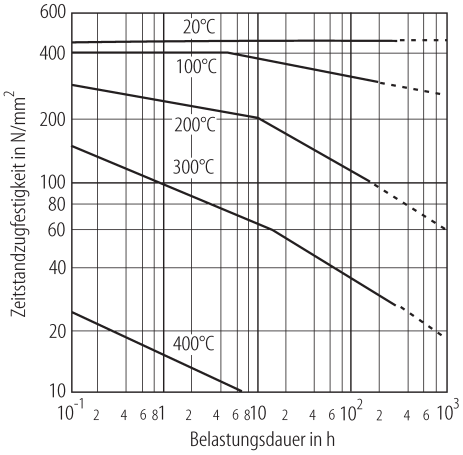


Bild 31. Zeitstandzugfestigkeit von Hartlötverbindungen mit dem Lot AG 306 (Ag 30%, Cu 28%, Zn 21%, Cd 21%) bei verschiedenen Prüftemperaturen [114]

einer aus unlegiertem Baustahl mit dem Lot AG 205 (Ag 25%, Cu 40%, Zn 35%) hergestellten Stumpflötung genannt. Die Zeitstandzugfestigkeit bei verschiedenen Prüftemperaturen für Verbindungen mit dem Lot AG 306 (Ag 30%, Cu 28%, Zn 21%, Cd 21%) enthält **Bild 31**.

1.2.4 Hochtemperaturlöten. High-temperature brazing

Hochtemperaturgelötet wird bei Arbeitstemperaturen über 900 °C im Vakuum oder im Ofen unter Schutzgas, mitunter mit geringem Wasserstoffzusatz zur Reduktion von Oxiden, um teure Bauteile zu verbinden, die wegen ihrer Werkstoffkombination oder ihrer konstruktiven Ausbildung nicht schweißbar sind. Auch hohe Betriebstemperaturen können entscheidend sein. Als Lote dienen Legierungen, in denen Nickel, Kobalt, Gold oder ein anderes Edel- oder Sondermetall (Beryllium, Titan, Zirkonium, Hafnium, Vanadin, Niob, Tantal, Chrom, Molybdän, Wolfram) das maßgebliche Element ist. Gelötet werden insbesondere hochwarmfeste Legie-

Tabelle 13. Hartlote (DIN EN 1044, Auswahl)

Kennzeichen nach *DIN EN 1044*	Frühere Bezeichnung nach *DIN 8513 T1-3*	Arbeitstemperatur °C	bevorzugt zu verwenden für											
			Stahl	Edelstahl	Temperguß	Gußeisen	Kupfer	Kupferlegierungen	Nickel	Nickellegierungen	Edelmetalle	Hartmetalle	Wolfram- und Molybdänwerkstoffe
AG 304	L-Ag 40 Cd	610	X		X		X	X	X	X			
AG 301	L-Ag 50 Cd	640		X				X			X		
AG 306	L-Ag 30 Cd	680	X		X		X	X	X	X			
AG 502	L-AG 49	690										X	X
CP 201	L-CuP 8	710					X	X					
CP 102	L-Ag 15 P	710					X	X					
CP 105	L-Ag 2 P	710					X	X					
AG 202	L-Ag 60	710									X		
AG 309	L-Ag 20 Cd	750	X		X		X	X	X	X			
AG 205	L-Ag 25	780	X		X		X	X	X	X			
AG 401	L-Ag 72	780					X	X	X	X			
AG 207	L-Ag 12	830	X		X		X	X	X	X			
AG 503	L-Ag 27	840										X	X
AG 208	L-Ag 5	860	X		X		X	X	X	X			
CU 304	L-CuZn 39 Sn	900	X		X		X	X	X	X			
CU 302	L-CuZn 40 Sn	900	X		X		X	X	X	X			
AG 501	L-Ag 85	960	X						X	X			
CU 202	L-CuSn 12	990							X				
CU 201	L-CuSn 6	1040							X				
CU 104	L-SFCu	1100	X										
CU 101	L-CU 101	1100	X										

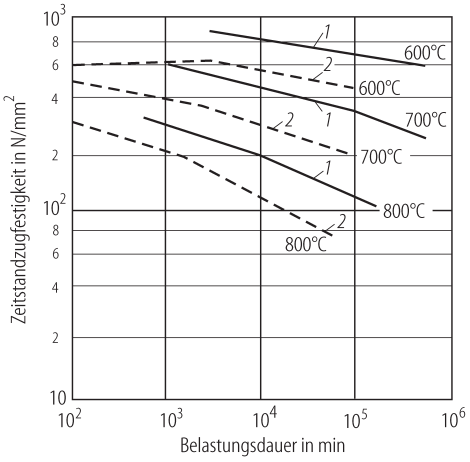


Bild 32. Zeitstandzugfestigkeiten von NiCr20TiAl (Nimonic 80 A) und Hochtemperaturlötungen aus diesem Werkstoff mit dem Lot Ni105 (Cr 19%, Si 10%, B bis 0,03%, C bis 0,06%, P bis 0,02%, Rest Ni) bei verschiedenen Prüftemperaturen [114]; *1* Grundwerkstoff NiCr20TiAl nach Wärmebehandlung 8 h/1080 °C; *2* Lötverbindung, gefertigt 15 min/1190 °C, danach 20 h/1100 °C + 16 h / 710 °C

rungen auf Eisen-, Nickel- oder Kobaltbasis sowie Sondermetalle. Auch Verbindungen zwischen Keramik und Hartmetallen sowie zwischen diesen Werkstoffen und metallischen Trägerwerkstoffen lassen sich herstellen. Da die hohe Arbeitstemperatur und die Gaszusammensetzung den Grundwerkstoff beeinträchtigen können, z. B. durch Grobkornbildung oder eine ungünstige Ausscheidung, müssen die Verfahrensbedingungen sorgfältig gewählt werden. Die meisten Sondermetalle reagieren bereits bei mäßig erhöhten Temperaturen intensiv mit Sauerstoff, Stickstoff, Kohlenstoff und Wasserstoff. Deshalb dürfen diese Stoffe nicht im Gas vorkommen und auch nicht aus Ofenbaustoffen entweichen. In den Verbindungen läßt sich die ungünstige Wirkung einiger spröder Zwischenschichten durch Lösungsglühen herabsetzen.

Festigkeit der Hochtemperaturlötungen. Sie hängt stark von den Grundwerkstoffen, der Bauteilgeometrie, der Oberflächenvorbehandlung, den Prozeßparametern und der sich meist anschließenden Wärmebehandlung ab. In der Regel liegen die Festigkeitswerte über denen vergleichbarer Hartlötungen. Aus **Bild 32** sind die Zeitstandfestigkeiten einer Nickelbasislegierung und einer Lötverbindung aus diesem Werkstoff mit dem Lot Ni 105 (Cr 19%, Si 10%, B bis 0,03%, C bis 0,06%, P bis 0,02%, Rest Ni) ersichtlich.

1.3 Kleben. Adhesive bonding

H. Wohlfahrt und **K. Thomas**, Braunschweig

1.3.1 Anwendung und Vorgang. Uses, procedures

Anwendung. Das Kleben ermöglicht ein Fügen auch nicht schweißbarer Werkstoffe ohne Verwendung von Nieten oder Schrauben. Es wird angewendet beim Verbinden von Metallen mit Nichtmetallen, wie z. B. Holz, Kunststoff, Gummi, Glas, Porzellan, oder in Fällen, in denen die zu fügenden Werkstoffe durch eine Schweißung nachteilige Veränderungen ihrer mechanisch-technologischen Eigenschaften erfahren (z. B. ausgehärtetes Duralumin). Vor allem dünne Werkstükke, die sich nur unter großem Aufwand oder gar nicht nieten oder schweißen lassen, können durch Kleben miteinander gefügt werden. Überdies kann das Metallkleben im Großreihenbau fertigungstechnische und wirtschaftliche Vorteile bieten. Nicht nur die Sandwichkonstruktionen werden im Flugzeugbau mit gutem Erfolg geklebt, sondern auch Flügel und andere Bauteile z. B. für Schubumkehrer großer Maschinen. Im Karosserie-Leichtbau nimmt das Kleben stark zu. Vorteilhaft gegenüber der herkömmlichen Bauweise ist der Steifigkeitsgewinn bei gleichzeitiger Gewichtsverminderung. Anwendungen sind z. B. Strukturschäume in Hohlkörpern, spritzbare, heißhärtende Versteifungsmaterialien auf Blechen, neue crashfeste Strukturklebstoffe, flächige Innen-Außenblechverklebungen sowie tragende Verbindungen zwischen Gläsern und metallischen Strukturbauteilen. Beim Aufbringen und Dosieren der Klebstoffe sowie bei der Prüfung der Verbindungen wurden Fortschritte erzielt.

Bindung. Sie wird bei Klebstoffen auf Kunstharzbasis vorwiegend auf die Adhäsion zwischen Klebstoff und Metall zurückgeführt. Der mechanischen Haftung infolge mechanischer Verankerung wird weitaus geringere Bedeutung zugemessen. Zur Herstellung einwandfreier Metallklebungen müssen folgende Bedingungen erfüllt werden: Gute und gleichmäßige Benetzbarkeit der Klebflächen durch den Klebstoff und möglichst geringe innere Spannungen nach dem Abbinden des Klebstoffs, d. h. geringe Neigung zum Schrumpfen beim Abbinden. Eigenspannungen können die Bindefestigkeit herabsetzen, besonders wenn eine ungenügende Benetzbarkeit vorliegt. Weitere Bedingungen sind das Fehlen von Gas- oder Lufteinschlüssen in der Klebschicht und klebgerechte Sauberkeit der zu fügenden Teile, d. h. Freiheit von Schmutz, Fett und anderen Verunreinigungen.

Oberflächenvorbehandlung der Fügeteile: Entfetten und *mechanische Vorbehandlung* durch Drehen, Hobeln, Fräsen oder durch Strahlen mit fettfreiem feinkörnigen Sand, Korund oder Drahtkorn beim Verkleben von Eisen, Stahl und NE-Metallen.

Chemische Verfahren wie Beizen mit nichtoxidierender Säure, Ätzen mit oxidierender Säure oder *elektrochemische Behandlung* ergeben bei Aluminium und Al-Legierungen, Magnesium und Mg-Legierungen, Kupfer und Cu-Legierungen höhere Bindefestigkeiten als die mechanischen Verfahren. Für die Vorbereitung eignet sich auch eine Laser-Behandlung. Die zu verklebenden Flächen werden entfettet, mit einem Primer besprüht und nach dem Ablüften mit Laserlicht beaufschlagt. Sprühdüse und Laseroptik lassen sich von einem Roboter handhaben.

1.3.2 Klebstoffe. Adhesive materials

Für Metallklebungen werden nichthärtende Klebstoffe, durch physikalische Vorgänge härtende und durch chemische Reaktionen warm oder kalt härtende Klebstoffe verwendet. *Haftklebstoffe* bestehen aus hochviskosen Polymeren. Sie verlieren die Eigenschaften einer Flüssigkeit nicht völlig und passen sich deshalb an die Konturen der Fügeteiloberflächen vollständig an, so daß Adhäsion eintritt. Zu den physikalisch härtenden Klebstoffen gehören die als *Kontaktklebstoffe* bezeichneten lösungsmittelhaltigen Systeme, die nach dem Auftrag auf die Fügeflächen erstarren, wobei Lösungsmittel austritt. Danach werden die beschichteten Fügeflächen zusammengepreßt. Durch Diffusion der Klebstoffmoleküle beider Schichten verbinden sich diese. In ähnlicher Weise kommt die Bindung zwischen den aufgetragenen Schichten bei den Wasser und etwas Lösungsmittel enthaltenden Dispersionsklebstoffen zustande, die auch physikalisch härtende Klebstoffe sind. Zu dieser Gruppe gehören außerdem *Plastisole*. Sie bestehen aus einem in Lösungsmittel dispergierten Polymer, bevorzugt Polyvinylchlorid, das beim Verarbeiten das Lösungsmittel als Weichmacher aufnimmt. Eine Mischung mit Epoxydharzen ist möglich und ergibt Klebungen mit besserer Wärmebeständigkeit.

Tabelle 14. Basis-Kunststoffe für das Kleben von Stahl (Stahl-Informations-Zentrum, Merkblatt 382)

Klebstoff	Verarbeitungsbedingungen Temperatur / Druck °C / Nmm^{-2}	Festigkeit	Verformbarkeit	Alterungsbeständigkeit	Wärmebeständigkeit bis °C	Verträglichkeit beim Verarbeiten mit Mensch und Umwelt
Haftklebstoffe	10 bis 20 / 1 bis 5	4	1	1 – 2	120	1
Kontaktklebstoffe	10 – 20 / ca. 1	3 – 4	1	2 – 3	120	3 – 4
Dispersionsklebstoffe	10 – 20 / ca. 1	3 – 4	1	3	100	2
Schmelzklebstoffe	>100 / Kontaktdruck	3 – 4	1	2	120	1
PVC-Plastisol	150 – 250 / kein Druck	3 – 4	1	2	120	3
Epoxidharz 2-K	RT / kein Druck	1 – 2	2	3	80	3 – 4
Epoxidharz 1-K	120 / kein Druck	1	2	2	150	2 – 3
Phenolharz 1-K	ca. 150 / 8	1	3	1 – 2	200	2 – 3
Polyurethan 2-K	RT / kein Druck	2 – 3	1	2 – 3	80	2 – 3
Polyurethan 1-K	80 / Kontaktdruck	3	1	2 – 3	110	1 – 2
Silikonharz 1-K	RT / kein Druck	4	1	1	200	1 – 2
Cyanacrylat 1-K	RT / kein Druck	2	3 – 4	3	80	1 – 2
Diacrylsäure-Ester 1-K	RT / kein Druck	1 – 2	2	1 – 2	100	3 – 4

1-K aus einer Komponente, 2-K aus zwei Komponenten bestehend; RT Raumtemperatur; 1 sehr gut; 2 gut; 3 mittel; 4 niedrig bzw. ungünstig.

Die chemisch härtenden Klebstoffe werden als niedrigmolekulare Substanzen geliefert. Bei der Verarbeitung entstehen durch Polykondensation, Polyaddition oder Polymerisation Stoffe, in denen Makromoleküle mit großen Molekulargewichten vorliegen, wobei in einigen Klebstoffen die Moleküle noch vernetzt werden. Chemisch härtend sind zum Beispiel *Epoxidharze, Penolharze, Polyurthane, Silikonharze, Cyanacrylate und Diacylsäure-Ester*. Die Substanzen von Zweikomponentenklebstoffen müssen vor dem Verarbeiten in einem bestimmten Mengenverhältnis gemischt werden, damit die chemische Reaktion wie vorgesehen abläuft. In Einkomponentenklebstoffen, die häufig aus mehreren, allerdings fertig gemischten Substanzen bestehen, beginnt die chemische Reaktion erst, wenn Wärme zugeführt oder eine andere Bedingung erfüllt wird.

Polykondensationsklebstoffe werden kalt aufgebracht. Nach dem Zusammenfügen der Teile werden sie zum Abbinden einer meist kurzen Wärmeeinwirkung unter Druck ausgesetzt, während der die chemische Reaktion der Kondensation abläuft. Härtungstemperatur und Druck sind aus Versuchen zu ermitteln, soweit keine Herstellerangaben vorliegen. Durch Zugabe von Härtern kann die Kondensation auch ohne Wärmezufuhr bewirkt werden.

Polymerisationsklebstoffe sind lösungsmittelfreie reaktionsfähige Systeme – Wärmezufuhr und Druckanwendung wirken beschleunigend und verbessern die Festigkeit.

Polyadditionsklebstoffe härten ohne Freiwerden von Spaltprodukten durch eine Additionsreaktion aus. Sie sind ohne Druck kalt und warm aushärtbar. Zur Auswahl einiger Klebstoffe mit Verarbeitungsbedingungen siehe **Tab. 14**, *Habenicht, G.:* Kleben, 4. Aufl. (Literatur zu G 1.3) sowie *Ruge, J.:* Handbuch der Schweißtechnik, Bd. II, 3. Aufl. (Literatur zu G 1.1.1).

1.3.3 Tragfähigkeit. Strength of bonded joints

Die Tragfähigkeit von Klebverbindungen wird beeinflußt durch die mechanisch-technologischen Eigenschaften der zu verklebenden Werkstoffe und des Klebstoffs, die Herstellungsbedingungen, die konstruktive Gestalt und die Beanspruchungsart.

Besonders gut eignen sich für Klebverbindungen die Leichtmetalle auf Aluminium- und Magnesiumbasis und Stahl, weniger gut die Buntmetalle. Die Scherzugfestigkeit, d.h. das Verhältnis der Bruchlast zur Klebfläche einer einschnittigen Klebverbindung, nimmt mit wachsender Streckgrenze bzw. Dehngrenze des Metalls zu und mit steigender Klebfilmdicke ab, **Bild 33**.

Die *Festigkeit des Klebstoffs* ist von seinem Aufbau und seinen Verarbeitungsbedingungen abhängig, **Tab. 14**.

Die *konstruktive Gestalt* der Verbindung beeinflußt die Festigkeit erheblich. Die *einschnittige* Verbindung (**Bild 34**) ergibt durch die zusätzliche Biegung und die damit verbundene

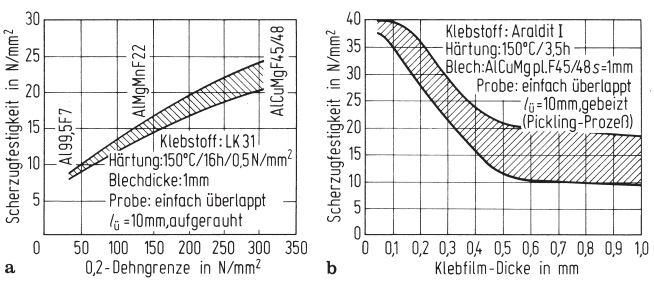


Bild 33a, b. Scherzugfestigkeit von Klebverbindungen. **a** in Abhängigkeit von der Dehngrenze bei Leichtmetallen; **b** in Abhängigkeit von der Klebfilmdicke

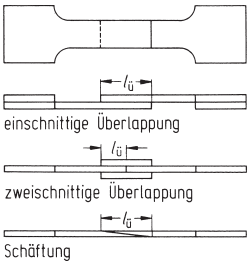


Bild 34. Nahtformen bei Klebverbindungen (Probestäbe)

Neigung zum Abschälen niedrigere Scherzugfestigkeiten als die *zweischnittige*, während die *Schäftung* wegen der gleichmäßigen Schubspannungsverteilung in der Klebfuge die höchsten Werte erzielt (**Bild 35 a**), die jedoch mit wachsender Länge der Überlappung abnehmen. Dagegen nimmt die Scherzugfestigkeit der einschnittigen Klebverbindung bei konstanter Überlappungslänge $l_ü$ mit wachsender Blechdicke bis zu einem Grenzwert zu, weil die Steifigkeit des Blechs gegen Biegung ebenfalls zunimmt, **Bild 35 b.**

Die Scherzugfestigkeit ist ferner vom Überlappungsverhältnis $ü = $ Überlappungslänge $l_ü$ /Blechdicke s abhängig. Die Erhöhung von $ü$ über einen optimalen Wert hinaus bringt keine Vorteile mehr, was auf die an den Enden der Überdeckung auftretenden Spannungsspitzen zurückzuführen ist.

Für die Bemessung gilt $ü = l_ü/s < 30$. Richtwert: $ü = 20$.

Die Scherzugfestigkeit sinkt bei einer Reihe von Klebstoffen nach 10 Wochen Lagerzeit auf etwa 70%, sie ist von der Temperatur erst ab etwa 80 °C abhängig, darüber fällt sie stark ab. Klebverbindungen sind auch dynamisch beanspruchbar. Eine ausgesprochene Dauerfestigkeit wie bei Metallen gibt es bis zu 10^8 Schwingspielen nicht, **Bild 36**. Die Belastbarkeit hängt bei schwingender Beanspruchung außerdem von der Belastungsfrequenz ab.

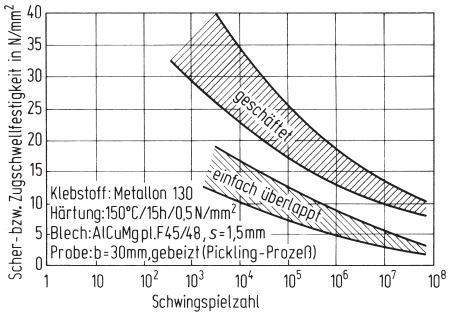


Bild 36. Scherzugschwellfestigkeit von Klebverbindungen

1.4 Reibschlußverbindungen

Connections with force transmission by friction

H. Mertens, Berlin

1.4.1 Formen, Anwendungen. Types, applications

Reibschlußverbindungen [1–39] mit zylindrischen oder kegeligen Wirkflächen werden in erster Linie als Welle-Nabe-Verbindungen zur Drehmomentübertragung zwischen Welle und Nabe mit und ohne Zwischenelemente (**Bild 37**) oder zum Einleiten von Axialkräften in Achsen oder Stangenköpfen (z. B. **Bild 38**) verwendet. Neben der Kraftübertragung – sicher bei Betrieb, durchrutschend bei Überlastung mit Grundlagen nach B 1.11 – spielen bei der Auswahl dieser Verbindungen die Selbstzentrierung, die Einstell- bzw. Nachstellbarkeit in Umfangsrichtung, der Fertigungs- und Montageaufwand, die notwendigen Fertigungstoleranzen, die Lösbzw. Wiederverwendbarkeit eine Rolle. Schwer lösbar sind zylindrische Preßverbände nach **Bild 37 d**, leichter lösbar Preßverbände mit kegeligen Wirkflächen nach **Bild 37 e** sowie leichter füg- und lösbar die Verbindungen mit Zwischenelementen. Nicht selbstzentrierend sind die Klemmverbindung nach **Bild 37 b**, die Verbindung mit Flach- oder Hohlkeil nach **Bild 37 c**, der Ringfederspannsatz nach **Bild 37 i**, die Verbindung mit Sternscheiben nach **Bild 37 j** und mit Wellenspannhülse nach **Bild 37 m**. Preßverbände (Längs-, Quer-, Kegel-Preßverbände) erfordern eine hohe Fertigungsgenauigkeit, etwas geringere die hydraulische Hohlmantelspannhülse [38]. Auswahl von Welle-Nabe-Verbindungen mit Konstruktionskatalogen s. [10], Hersteller [39].

Reibschlußverbindungen mit *ebenen Wirkflächen* werden heute häufig anstelle von Nietverbindungen zur Kraftübertragung zwischen Blechen im Stahl- und Kranbau als *gleitfeste Verbindung mit hochfesten Schrauben* (GV-Verbindungen) [4] verwendet. Reibschlüssig erfolgt auch die Übertragung von häufig auftretenden Betriebslasten in drehstarren, nichtschaltbaren *Wellenflanschkupplungen* [22].

1.4.2 Preßverbände. Interference fits

Entwurfsberechnung. Sie erfolgt nach DIN 7190 für zylindrische Preßverbände für das höchste sicher zu übertragende Drehmoment M_t oder die höchste sicher zu übertragende Axialkraft F_{ax} zunächst ohne Berücksichtigung von Fliehkräften für zwei konzentrische Ringe mit gleicher axialer Länge l_F; näherungsweise kann diese Berechnung auch für Klemmverbindungen nach **Bild 38** angewendet werden. Durch die Berechnung soll sichergestellt werden, daß der durch das kleinste wirksame *Übermaß* $|\dot{P}_w|$ zwischen Wellendurchmesser und Nabenbohrung erzeugte niedrigste *Fugen-*

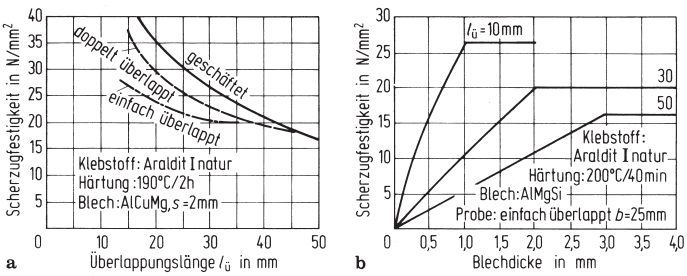


Bild 35 a, b. Scherzugfestigkeit von Klebverbindungen in Abhängigkeit **a** von der Überlappungslänge; **b** von der Blechdicke und Überlappungslänge

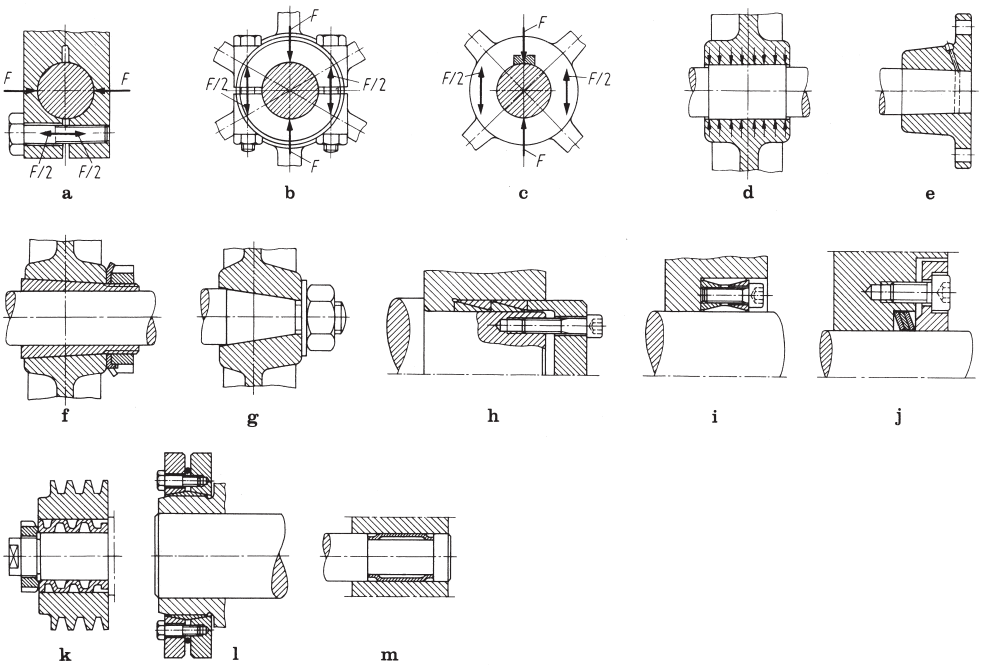


Bild 37a–m. Reibschlußverbindungen nach [53]. **a** Klemmverbindung mit geschlitzter Nabe; **b** mit geteilter Nabe; **c** mit Hohlkeil; **d** Zylindrischer Preßverband; **e** Ölpreßverband; **f** Preßverband mit kegeliger Spannbüchse; **g** Kegelpreßverband; **h** Spannverbindung mit Kegelspannringen (nach Ringfeder); **i** Spannsatz (nach Ringfeder); **j** Sternscheiben (nach Ringspann); **k** Wellenspannhülse (nach Spieth); **l** Schrumpfscheiben-Verbindung (nach Stüwe); **m** Wellenspannhülse (nach Deutsche Star)

druck $\check{p}$ die erforderliche *Haftkraft (Reibkraft)* aufbringt und der durch das größte Übermaß $|\hat{P}_w|$ bewirkte *Fugendruck* $\hat{p}$ nicht zu einer Überschreitung der zulässigen Bauteilbeanspruchungen bzw. -dehnungen führt; für Fugendruck gilt damit $\check{p} \leqq p \leqq \hat{p}$.

Zum Übertragen von M_t mindest erforderlicher Fugendruck $p_{min} = 2M_t S_r/(\pi D_F^2 l_F \mu_{ru})$, $p_{min} \leqq \check{p}$, bei Axialbeanspruchung $p_{min} = F_{ax} S_r/(\pi D_F l_F \mu_{rl})$, mit Soll-Sicherheit S_r gegen Rutschen, Haftbeiwert μ_{ru} bzw. μ_{rl} bei Rutschen in Umfangs- bzw. Längsrichtung **Tab. 15**, Fugendurchmesser D_F nach dem Fügen (Rechnung mit Nennmaß), Fugenlänge l_F.

Für rein *elastisch beanspruchte Preßverbände* ohne Berücksichtigung von Kantenpressungen beträgt allgemein das bezogene wirksame Übermaß $\xi_w = |P_w|/D_F$ und gleichzeitig $\xi_w = K p/E_A$ mit der Hilfsgröße (Index A bzw. I für Außen- bzw. Innenteil):

$$K = \frac{E_A}{E_I}\left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I\right) + \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A .$$

Elastizitätsmoduln E_A und E_I, Durchmesserverhältnisse $Q_A = D_F/D_{aA}$ und $Q_I = D_{iI}/D_F$, Querdehnzahlen ν_A und ν_I ($\nu \approx 0{,}3$ für St; $\nu \approx 0{,}25$ für GG 20 bis GG 25).

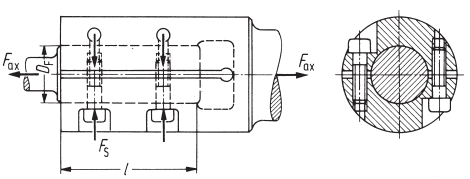


Bild 38. Axial-(längs-)belastete zylindrische Klemmverbindung (z=4)

Das wirksame *Übermaß* $|P_w|$ ist infolge Glättung von Rauheitsspitzen beim Fügen kleiner als die vor dem Fügen meßbare Istpassung $|P_i|$, die aufgrund der Zeichnungsabmaße von Wellendurchmesser und Nabenbohrung zwischen den Grenzen $|\check{P}|$ und $|\hat{P}|$ liegt; $|\check{P}| \leqq |P_i| \leqq |\hat{P}|$. Sofern keine experimentellen Werte vorliegen, gilt für Längs- und Querpreßverbände $|P_w| = |P_i| - 0{,}8(R_{zA} + R_{zI})$ mit den gemittelten Rauhtiefen der Fügeflächen R_{zA} bzw. R_{zI}. Sind die Mittenrauhwerte R_a vorgegeben, so können hierfür die nach Beiblatt 1 zu

Tabelle 15. Haftbeiwerte bei Querpreßverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen (nach DIN 7190) für Entwurfsberechnung

Werkstoffpaarung	Schmierung, Fügung	Haftbeiwerte μ_{rl}, μ_{ru}
Stahl-Stahl-Paarungen	Verfahren A	0,12
	Verfahren B	0,18
	Verfahren C	0,14
	Verfahren D	0,20
Stahl-Gußeisen-Paarungen	Verfahren A	0,10
	Verfahren B	0,16
Stahl-MgAl-Paarungen	trocken	0,10 bis 0,15
Stahl-CuZn-Paarungen	trocken	0,17 bis 0,25

Verfahren A: Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl
Verfahren B: Druckölverbände mit entfetteten Preßflächen (mit Glyzerin gefügt)
Verfahren C: Schrumpfverband normal nach Erwärmung des Außenteils bis zu 300° C im Elektroofen
Verfahren D: Schrumpfverband mit entfetteten Preßflächen nach Erwärmung im Elektroofen bis zu 300° C

DIN 4768 Teil 1 ermittelten Mittelwerte der gemittelten Rauhtiefe R_z eingesetzt werden. Wegen $\check{\xi}_w = |\check{P}_w|/D_F = K\check{p}/E_A$ und $|\check{P}_w| = |\check{P}| - 0{,}8(R_{zA} + R_{zI})$ ist bei gegebener Passung $|\check{P}|$ das wirksame Übermaß $|\check{P}_w|$ und der Fugendruck $\check{p}$ bestimmt oder bei gegebenem Fugendruck $\check{p}$ das wirksame Übermaß $|\check{P}_w|$ bzw. die Passung $|\check{P}|$ berechenbar, wenn die Hauptabmessungen von Außen- und Innenring festliegen. Analog gilt $\hat{\xi}_w = |\hat{P}_w|/D_F = K\hat{p}/E_A$, so daß mit gegebener Passung $|\hat{P}|$ der höchste Fugendruck $\hat{p}$ bekannt ist. Erreichbare Rauhtiefen zu Fertigungsverfahren s. DIN 4766 s. **F 1.6 Tab. 12**.

Die höchste Radialspannung $\sigma_r = -\hat{p}$ tritt an der Fuge des Außen- und Innenteils auf (**Bild 39**), die höchste Umfangsspannung im Außenring beträgt wieder an der Fuge $\sigma_{\varphi A} = (1 + Q_A^2)\hat{p}/(1 - Q_A^2)$, die höchste Tangentialspannung am Innenring beträgt $\sigma_{\varphi I} = -2\hat{p}/(1 - Q_I^2)$ für $Q_I > 0$ und liegt am Innenrand bzw. $\sigma_{\varphi I} = -\hat{p}$ überall für eine Vollwelle mit $Q_I = 0$. Nach der Schubspannungshypothese (SH) ergeben sich damit die höchsten Vergleichsspannungen im Außenring zu $\sigma_v = 2\hat{p}/(1 - Q_A^2)$, im Innenring mit $Q_I > 0$ zu $\sigma_v = 2\hat{p}/(1 - Q_I^2)$ bzw. der Vollwelle zu $\sigma_v = \hat{p}$. Diese Vergleichsspannungen werden nach DIN 7190 mit den Festigkeitskennwerten $(2R_{eLA}/\sqrt{3})$ bzw. $(2R_{eLI}/\sqrt{3})$ (modifizierte SH) verglichen, die mit den unteren Streckgrenzen R_{eL} von Außenteil und Innenteil festliegen; z. B. $2\hat{p}/(1 - Q_A^2) \leqq 2R_{eLA}/(\sqrt{3} \cdot S_{PA})$; $\hat{p} \leqq (1 - Q_A^2)R_{eLA}/(\sqrt{3} \cdot S_{PA})$ mit der Soll-Sicherheit S_P gegen plastische Dehnung. Analoge Bewertung für Innenring oder Vollwelle. Flußplan für elastische Auslegung [10].

Für duktile Werkstoffe mit einer Bruchdehnung $A \geqq 10\%$ und einer Brucheinschnürung $\geqq 30\%$ wird in DIN 7190 für Vollwellen und $E_A = E_I = E$ sowie $\nu_A = \nu_I = \nu$ ein einfaches Berechnungsverfahren für *elastisch-plastisch beanspruchte Preßverbände* beschrieben. Dabei bildet sich im Außenteil eine innenliegende plastische Zone aus, die von einer außenliegenden elastischen Restzone durch eine Zylinderfläche mit dem Plastizitätsdurchmesser D_{PA} getrennt wird (**Bild 39**). Der bezogene Plastizitätsdurchmesser $\zeta = D_{PA}/D_F$ wird durch Lösen der transzendenten Gleichung $2\ln\zeta - (Q_A\zeta)^2 + 1 - \sqrt{3} \cdot p/R_{eLA} = 0$ bestimmt, wobei $1 \leqq \zeta \leqq 1/Q_A$ gelten muß. Das für den Fugendruck p erforderliche bezogene wirksame Übermaß $\xi_w = |P_w|/D_F$ ergibt sich zu $\xi_w = 2\zeta^2 R_{eLA}/(\sqrt{3} \cdot E)$. Schließlich ist noch der Anteil der plastisch beanspruchten Ringfläche q_{PA} am gesamten Querschnitt q_A des Außenteils zu überprüfen, mit $q_{PA}/q_A = (\zeta^2 - 1)Q_A^2/(1 - Q_A^2) \leqq 0{,}3$ für hochbeanspruchte Preßverbände im Maschinenbau. Kontrolle, ob Vollwelle rein elastisch unter Druck p bleibt, erfolgt wie bei elastisch beanspruchten Preßverbänden. Kontrolle gegen vollplastische Beanspruchung des Außenteils mit $p \leqq 2R_{eLA}/(\sqrt{3} \cdot S_{PA})$ für $Q_A < 1/e = 0{,}368$ bzw. $p \leqq -2R_{eLA}(\ln Q_A)/(\sqrt{3} \cdot S_{PA})$ für $Q_A > 0{,}368$ mit Soll-Sicherheit S_{PA} gegen vollplastische Beanspruchung. Flußdiagramme s. DIN 7190.

Die *Abschätzung der Dauerfestigkeit* von Welle-Nabe-Verbindungen erfolgt zweckmäßig über die Berechnung der Nennspannungsamplituden und der zugehörigen Mittelspannungen aus Biegung und Torsion in der Welle unter Berücksichtigung von Versuchsergebnissen an ähnlichen Welle-Nabe-Verbindungen. Im DDR-Standard TGL 19 340 war hierfür ein Rechengang angegeben, der leicht modifiziert in [10] dargestellt ist. Zur Dokumentation der Versuchsergebnisse werden Kerbwirkungszahlen für Biegung β_{kb} und Torsion β_{kt} eingeführt (s. a. **C 10**). Einen ersten Überblick gibt **Tab. 16**. Weitere Hinweise s. DIN 743–2 mit Kerbwirkungszahlen zu Achsen und Wellen.

Ähnliche Kerbwirkungszahlen müssen auch für vergleichbare Kegelpreßverbände und kommerziell erhältliche reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen mit Zwischenelementen [23–39] (**Bild 37 h bis m**) angenommen werden. Zusammenstellung von Kerbwirkungszahlen [10, 12].

Grobgestaltung. In der Regel $l_F/D_F \leqq 1{,}5$, wenn Auslegung auf statische Drehmomentbeanspruchung, da größere Längen kaum höhere Rutschmomente ergeben. Bei wechselnden oder umlaufenden Biegemomenten $l_F/D_F \geqq 0{,}5$ sowie möglichst volle Innenteile, um axiales Auswandern der Welle aus der Nabe durch Mikrogleiten zu vermeiden. Um große Drehmomente übertragen zu können, soll möglichst eine volle Welle mit einer nicht zu dünnwandigen Nabe ($Q_A \leqq 0{,}5$) gepaart werden. Der größtmögliche Gewinn an Fugendruck p gegenüber der rein elastischen Auslegung ergibt sich im Bereich $0{,}3 \leqq Q_A \leqq 0{,}4$. Optimal gestaltete Preßverbände für wechselnde oder umlaufende Biegemomente erzielt man durch

Tabelle 16. Kerbwirkungszahlen für Preßverbände (nach TGL 19340) mit Fugendurchmesser $D_F = 40$ mm [10], modifiziert

Nabenform	Passung	Kerbwirkungszahl (D=40mm)	R_m in N/mm² 400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
	H8/u8	β_{kb}	1,8	2,0	2,1	2,3	2,5	2,7	2,8	2,8	2,9
		β_{kt}	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9
$r/D \geqq 0{,}06$	H8/u8 Nabe aus gehärtetem Stahl	β_{kb}	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,3
		β_{kt}	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,5
	H8/u8		Nicht zu empfehlen [11]								
$r/D = 0{,}5$	H8/u8	β_{kb}	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4
		β_{kt}	1,0	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2

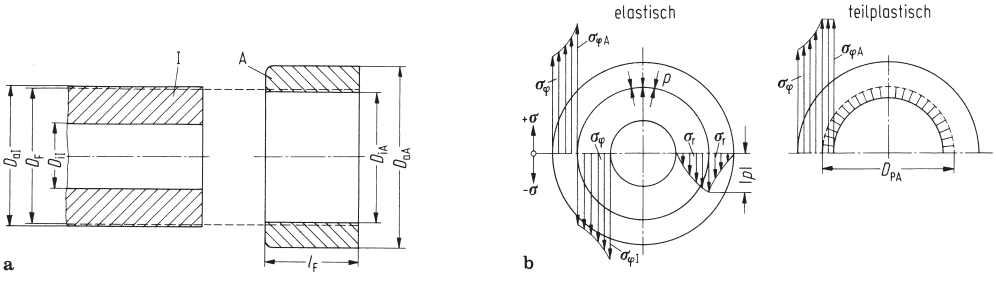


Bild 39 a, b. Spannungsverteilung in elastischen Preßverbänden mit Hohlwelle. **a** vor dem Fügen; **b** nach dem Fügen. σ_φ Umfangs-, σ_r Radialspannungen, p Fugendruck; Nabe nach Fügen elastisch oder teilplastisch

Verstärkung des Wellendurchmessers D_W auf Fugendurchmesser D_F nach $D_F/D_W \approx 1{,}1$ bis 1,15 mit Übergangsradien r nach $r/D_F \approx 0{,}22$ bis 0,18, wobei für hochfeste Wellenwerkstoffe der jeweils rechte Grenzwert zu wählen ist [11]. Sofern kein Wellenabsatz vorgesehen werden kann, können sinngemäß kreisförmige Welleneinstiche mit etwas überstehender Nabe eingesetzt werden. Keinesfalls sollen jedoch Nuten oder Einstiche innerhalb des Preßverbands, z. B. für Paßfedern, vorgesehen werden. Falls Welle und Nabe aus Werkstoffen mit ungleichen elastischen Konstanten gefertigt werden, so soll die Welle den größeren Elastizitätsmodul aufweisen ($E_I > E_A$).

Hinweis: Hydraulisch gefügte Verbände dürfen erst nach erfolgtem Ölfilmabbau (10 min bis 2 h) beansprucht werden. Fügetemperaturen für Naben aus Baustahl niedriger Festigkeit, Stahlguß oder Gußeisen mit Kugelgraphit maximal 350 °C, für Naben aus hochvergütetem Baustahl oder einsatzgehärtetem Stahl maximal 200 °C (DIN 7190).

Grobgestaltung von Kegelpreßverbänden. Bauart nach **Bild 37 g**. Die Kegelneigung (durchmesserbezogen nach DIN 254) ist auf jeden Fall [21] selbsthemmend zu wählen, bei Stahl/Stahl-Paarung also kleiner oder gleich 1 : 5. Da das Außenteil bei Erstbelastung durch Drehmoment eine schraubenförmige Aufschubbewegung ausführt, wird die wirksame Reibungszahl in axialer Richtung praktisch aufgehoben. Deshalb sind Kegelpreßverbände, die größere Drehmomente übertragen müssen, axial zu verspannen, da sich sonst bei Überschreiten des maximal zulässigen Drehmomentes auch ein *„selbsthemmender"* Preßverband augenblicklich löst. Paß- oder Scheibenfedern, die zur Lagesicherung in Umfangsrichtung in Kegelpreßsitzen eingesetzt werden, z. B. DIN 1448, DIN 1449, verhindern die schraubenförmige Aufschubbewegung, womit der Fugendruck nicht voll zur Drehmomentübertragung genutzt werden kann: In hochbelasteten Kegelpreßverbänden sollen damit keine Paß- oder Scheibenfedern vorgesehen werden. Zur Vermeidung der Aufschubbewegung und veränderlicher Umfangslage im Betrieb sind Montagevorgänge, die Drehmomentbelastung und Anziehen kombinieren, vorgeschlagen worden [21]. Überschlägige Berechnung als zylindrischer Preßverband mit mittlerem Fugendurchmesser D_{Fm} und axialer Fugenlänge l_F. Der zum Übertragen von M_t mindest erforderliche Fugendruck $p_{min} = 2M_t S_r/[\pi D_{Fm}^2 (l_F/\cos\beta)\cdot\mu_{ru}]$ mit der Soll-Sicherheit S_r gegen Rutschen und dem Kegelwinkel $\alpha = 2\beta$. Die dafür notwendige Einpreßkraft $F_e \geqq p_{min} D_{Fm} \pi l_F (\tan\beta + \mu_{rl})$; die Lösekraft vor Belastung durch Drehmoment M_t folgt mit negativem μ_{rl}. Der erforderliche Aufschubweg wird durch das kleinste erforderliche Übermaß $|\dot{P}_w|$ und das größte zulässige Übermaß $|\dot{P}_w|$ unter Berücksichtigung des Kegelwinkels $\alpha = 2\beta$ bestimmt. Berechnungen unter Berücksichtigung der Winkelabweichung zwischen Innen- und Außenteil s. [10, 21].

Feingestaltung. Preßverbände werden im Betrieb häufig durch wechselnde bzw. schwellende Torsion und/oder umlaufende Biegung beansprucht. Die schwingenden Momente können in der Fuge Gleitbewegungen (*Schlupf*) mit wechselnden Richtungen hervorrufen. Mit zunehmendem Schlupf wird die Dauerhaltbarkeit von reibschlüssig gepaarten Bauteilen zum Teil stark vermindert [14]. Entsprechend dem *Prinzip der abgestimmten Verformung* können z. B. bei Torsionsbelastung nach **F 1.4 Bild 18** die Relativverschiebungen zwischen Nabe und Welle durch eine geeignete Kraftführung und Nabengestaltung vermindert werden. Genaue Ermittlung der Fugenpressung und der Relativverschiebung ist mit Finite Elemente Rechnungen nach [11] möglich. Preßverbände mit geringer Kerbwirkung und großer Tragfähigkeit entstehen, wenn Gestaltung ($D_F/D_W \geqq 1{,}1$), Fertigung (Nabe elastisch-plastisch) und Wärmebehandlung (induktives Randschichthärten, Einsatzhärten oder Gasnitrieren) zweckmäßig gewählt bzw. aufeinander abgestimmt werden, wie in [10] anhand von statistisch gut abgesicherten Dauerfestigkeitsversuchen gezeigt wird.

Die relativ geringe Kerbwirkung bei elastisch-plastisch gefügten biegebelasteten Querpreßverbänden gegenüber elastisch gefügten bestätigt den in [14, 15] beschriebenen Wirkmechanismus bei Reibdauerbeanspruchung, mit der Konsequenz, daß der Fugendruck zur Vermeidung von Relativverschiebungen möglichst hoch gewählt werden soll, was bei zusätzlich wirkender Torsion Maßnahmen zur Anpassung der Torsionssteifigkeit nach **F 1.4 Bild 18** einschränkt. Die optimale Gestaltung hängt dann vom Verhältnis der zu übertragenden Biegemoment-Amplitude M_{ba} zur Torsionsmoment-Amplitude M_{ta} ab. Zur Beurteilung kann bei Vermeidung von Reibkorrosion (vgl. C 10, Gl. (5)) die Interaktionsformel

$$\left[\frac{M_{ba}}{(M_{ba})_{ertr}}\right]^2 + \left[\frac{M_{ta}}{(M_{ta})_{ertr}}\right]^2 \leqq \frac{1}{S_D}$$

genutzt werden [11], wenn die *ertragbaren* Biege- und Torsionsmoment-Amplituden $(M_{ba})_{ertr}$ und $(M_{ta})_{ertr}$ unter Beachtung der statischen Momentenanteile aus Versuchen bekannt sind; Sicherheit gegen Dauerbruch S_D. Wegen des quadratischen Zusammenhangs dominiert in der Praxis häufig ein Belastungsanteil, so daß die konstruktiven Maßnahmen sich dann an der Hauptbelastungskomponente orientieren können. Wird ein Preßverband zusätzlich durch Fliehkräfte beansprucht, so sind wegen der zusätzlichen Aufweitung besonders der Nabe, verfeinerte Berechnungen zur Ermittlung des Fugendrucks eventuell erforderlich. – Vereinfachte Abschätzung nach DIN 7190 oder [20].

1.4.3 Klemmverbindungen. Clamp joints

Leicht lösbare Klemmverbindungen entstehen im einfachsten Fall dadurch, daß eben begrenzte Teile durch Schraubenkräfte aufeinander gepreßt werden. Solche einflächigen, ebenen Klemmverbindungen werden auch zur Feststellung von Gleitführungen nach **T 1 Bild 51** in vielfältigen Formen herangezogen. Im Stahl- und Kranbau werden Klemmverbindungen als gleitfeste Verbindungen mit hochfesten Schrauben (GV-Verbindungen) eingesetzt.

In GV-Verbindungen nach DIN 18 800 sind die Schrauben planmäßig nach Norm vorzuspannen. Damit lassen sich in besonders vorbehandelten Berührungsflächen der zu verbindenden Bauteile Kräfte senkrecht zu den Schraubenachsen durch Reibung übertragen. Bei Verwendung mit hochfesten Paßschrauben wird gleichzeitig die Kraftübertragung durch Abscheren und Lochleibungsdruck herangezogen (GVP-Verbindungen), s. **G 1.5**. Gleitfeste Verbindungen dürfen mit einem Lochspiel $\Delta d \leqq 1$ oder 2 mm (GV-Verbindungen) und mit einem Lochspiel $\Delta d \leqq 0{,}3$ mm (GVP-Verbindungen) ausgeführt werden. Für den Festigkeitsnachweis wird die übertragbare Kraft zul. Q_{GV} je Reibfläche senkrecht zur Schraubenachse für Schraubengrößen bis M 36 in U 2 Tab. 20 bereitgestellt. Für die Berechnung wird eine Reibungszahl $\mu = 0{,}5$ bei einer Sicherheitszahl S_G gegen Gleiten von 1,25 (Hauptlasten) mit vorgeschriebener Reibflächenbehandlung (Stahlgußkiesstrahlen oder zweimal Flammstrahlen oder Sandstrahlen oder Aufbringen eines gleitfesten Beschichtungsstoffs) angewendet. Für die Bauteilquerschnitte mit Lochschwächung darf beim allgemeinen Spannungsnachweis angenommen werden, daß 40% von zul. Q_{GV} derjenigen hochfesten Schrauben, die im betrachteten Querschnitt mit Lochabzug liegen, vor Beginn der Lochschwächung durch Reibschluß angeschlossen sind (Kraftvorabzug). Außerdem ist der Vollquerschnitt mit der Gesamtkraft nachzuweisen.

Klemmverbindungen mit *zylindrischer* Wirkfläche nach **Bild 38** oder **Bild 40** (**Bild 37 a**) mit geschlitzter Nabe (Hebel) oder **Bild 37 b** mit geteilter Nabe übertragen Drehmomente M_t oder Axialkräfte F_{ax} ähnlich wie Preßverbände (**G 1.4.2**), wenn im noch ungeklemmten Zustand eine Übergangspassung und keine Spielpassung vorliegt. Bei einer Spielpassung liegt dagegen eine Linienberührung vor. Bei geteilter Nabe müssen die Schraubenkräfte und die sich einstellenden Kontaktkräfte im Gleichgewicht stehen, bei geschlitzter Nabe (Hebel) müssen dagegen die Schraubenkräfte wegen der statisch unbestimmten Kraftaufteilung auf Kontaktkräfte und Nabenverformung bei gleichen übertragbaren Kräften und Momenten größer gewählt werden, was innerhalb der Entwurfsberechnung über erhöhte Sicherheitszahlen S gegenüber der notwendigen Sicherheitszahl S_G $(S > S_G)$ berücksichtigt werden kann.

Entwurfsberechnung

Für *Klemmverbindung* nach **Bild 38** mit z Schrauben und Vorspannkraft F_s je Schraube und Linienberührung. Übertragbare Längskraft $F = 2\mu z F_s/S$. Wenn durch überlagerte Schwingbewegungen oder Stöße die Reibungszahl μ herabgesetzt werden kann, soll hierfür die Reibungszahl der Bewegung μ_r gewählt werden. Anhaltswerte **Tab. 15**. Darf man annehmen, daß statt der Linienberührung sich bei spielfreier Passung eine gleichmäßig verteilte Flächenpressung p über den Bohrungsumfang πd und die Klemmlänge l einstellt, dann beträgt die übertragbare Längskraft $F = \pi\mu z F_s/S$. Die Reibungszahl μ kann durch geeignete Oberflächenbehandlung, durch Carborundum-Pulver in der Fuge, oder einseitig geklebte oder genietete nichtmetallische Beilagen erhöht werden.

Für *geschlitzte Hebel* nach **Bild 40**. Übertragbares Drehmoment $M_t = F_n \mu D_F/S$ mit den örtlich konzentrierten Klemmkräften F_n an zwei diametralen Stellen der Preßfuge; Reibungszahl μ und Sicherheitszahl S s. Klemmverbindung. In erster Näherung gilt $F_n = (l_2/l_1) \cdot \Sigma F_S$, wenn Hebel ausreichend geschlitzt ist. Der Querschnitt A_{min} am Hebel ist auf Biegung durch ein Biegemoment $M_b \approx \Sigma F_s (l_2 - l_1)$ beansprucht. Diese Biegebeanspruchung und auch die am Schlitzende sowie die in den Klemmschrauben wird herabgesetzt, wenn der Abstand $(l_2 - l_1)$ möglichst kurz und in der Fuge im noch ungeklemmten Zustand eine Übergangspassung und keine Spielpassung vorliegt. Solche Klemmverbindungen werden nur zur Übertragung geringer und wenig schwankender Drehmomente verwendet. Sie haben den Vorteil, daß die

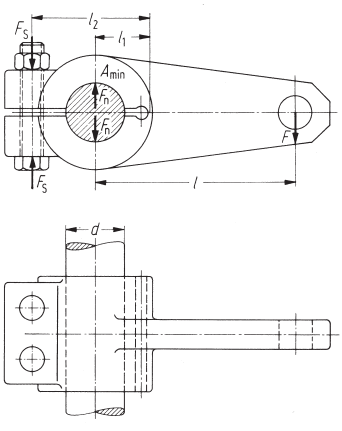


Bild 40. Momentenbelastete Klemmverbindung mit geschlitztem Hebel

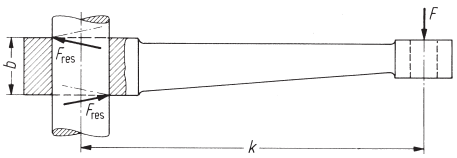


Bild 41. Längsbelastete Klemmverbindung mit exzentrischem Kraftangriff

Hebel- oder Nabenstellung leicht in Längs- und Umfangsrichtung verändert werden kann. (Genaue Berechnung: [96, 97].)
Für *Klemmverbindung mit exzentrischem Kraftangriff* nach **Bild 41**. Zur Berechnung der Selbsthemmgrenze wird angenommen, daß das Biegemoment (kF) und die Längskraft F durch örtlich konzentrierte Kräfte F_{res} in den Reibungskegel-Mantellinien an den Nabengrenzen im Abstand b aufgenommen werden. Bedingung für sicheres Klemmen unter ruhender Kraft F: $k \geqq b/(2\mu_{rl})$, also mit $\mu_{rl} = 0{,}07$ für St/St $k \geqq 7{,}0\,b$. Klemmen kann allerdings bei $\mu_{rl} = 0{,}16$ und Angriff des resultierenden Normalkräftepaars in der Bohrung im Abstand $(2/3)\ b$ bereits bei $k \approx 2\,b$ eintreten. Zur Berechnung der Flächenpressung wird eine lineare Flächenpressungsverteilung ähnlich **Bild 43** angenommen. Als Richtwert für zulässige Flächenpressungen gelten $p_{zul} = 50$ bis $90\ N/mm^2$ für Paarung St/St und $p_{zul} = 32$ bis $50\ N/mm^2$ für St/GG.

1.5 Formschlußverbindungen
Positive connections

H. Mertens, Berlin

1.5.1 Formen, Anwendungen. Types, applications

Die einfachsten Verbindungselemente im Maschinenbau sind Stifte, Bolzen, Paßfedern, Scheibenfedern, Keile [40–71]. Sie dienen zur Lagesicherung von Bauteilen gegeneinander, zur gelenkigen Verbindung und Lagerung, zur Kraftübertragung. Die Verbindungen entstehen durch das Ineinandergreifen von Teilekonturen der Verbindungselemente. Werden die Verbindungselemente in Bauteile integriert, so entstehen fertigungstechnisch aufwendigere, aber meist genauere und höher belastbare Formschlußverbindungen, wie z. B. Keil- und Zahnwellen-Verbindungen zwischen Welle und Nabe oder Stirnkerbverzahnungen zur Verbindung zwischen Wellen und Naben oder zur Verbindung von Wellen untereinander. Eine Demontage dieser Verbindungen ist meist mit nur kleinem Kraftaufwand möglich, wobei Vorzugsrichtungen bestehen. Nicht vorgespannte Formschlußverbindungen besitzen wegen des ungünstigen Kraftflusses und relativ starker Kerben meist eine sehr niedrige dynamische Tragfähigkeit. Die statische Tragfähigkeit ist dagegen bei geeigneter Werkstoffwahl wesentlich günstiger einzuschätzen, so daß in der Praxis Kombinationen von Reibschlußverbindungen für häufig auftretende Betriebslasten und Formschlußverbindungen für seltene hohe Lasten vorkommen, z. B. starre Wellen-Flanschverbindungen mit Schrauben und Stiften. Als Sonderfall der Formschlußverbindungen können Nietverbindungen behandelt werden, deren Demontage z. B. durch Ausbohren der Niete möglich ist.

1.5.2 Stiftverbindungen. Pinned and taper-pinned joints

Stifte zur formschlüssigen Verbindung von Naben, Hebeln, Stellringen auf Wellen oder Achsen und zur Lagesicherung von Verschraubteilen und als Steckstifte (einseitig eingespannte Biegeträger zur Krafteinleitung in Schraubenfedern, Zugseile u. a.) werden mit Längs-Preßsitz und Übermaß in Bohrungen eingeschlagen [55]. Bohrungen für Zylinderstifte

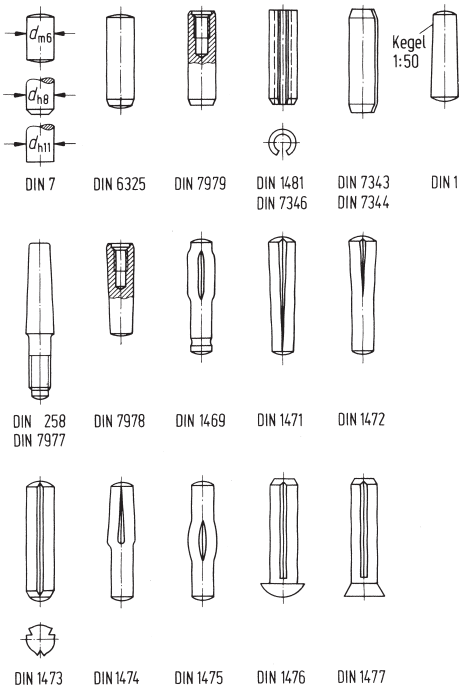


Bild 42. Genormte Stifte (Auswahl)

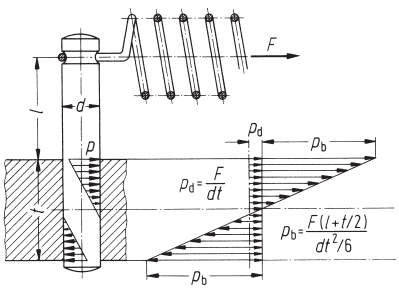


Bild 43. Querkraftbelastete Steckverbindung mit linear angenommener Flächenpressungsverteilung

werden auf Paßmaß aufgerieben; Bohrungen für Spannstifte (Spannhülsen) werden mit H 12 und für Kerbstifte i. allg. mit H 11 gefertigt. Kegelstifte in vor der Montage gemeinsam geriebenen Bohrungen geben beste Lagesicherung. Die Toleranzfelder der Zylinderstift-Durchmesser (DIN 7) werden durch die Formen der Stiftenden unterschieden, **Bild 42**. Vergleichbare ISO-Normen s. DIN 918 Bl. 2. Firmendruckschriften [66]. Normen: *DIN 1:* Kegelstifte. – *DIN 7:* Zylinderstifte. – *DIN 258:* Kegelstifte, mit Gewindezapfen und konstanten Kegellängen. – *DIN 1469:* Paßkerbstifte mit Hals. – *DIN 1470:* Zylinderkerbstifte mit Einführ-Ende. – *DIN 1471:* Kegelkerbstifte. – *DIN 1472:* Paßkerbstifte. – *DIN 1473:* Zylinderkerbstifte. – *DIN 1474:* Steckkerbstifte. – *DIN 1475:* Knebelkerbstifte. – *DIN 1476:* Halbrundkerbnägel. – *DIN 1477:* Senkkerbnägel. – *DIN 1481:* Spannstifte (Spannhülsen), schwere Ausführung. – *DIN 6325:* Zylinderstifte, gehärtet, Toleranzfeld m6. – *DIN 7343:* Spiral-Spannstifte, Regelausführung. – *DIN 7344:* Spiral-Spannstifte, schwere Ausführung. – *DIN 7346:* Spannstifte (Spannhülsen), leichte Ausführung. – *DIN 7977:* Kegelstifte, mit Gewindezapfen und konstanten Zapfenlängen. – *DIN 7978:* Kegelstifte mit Innengewinde. – *DIN 7979:* Zylinderstifte mit Innengewinde.

Steckstifte nach **Bild 43** werden im Einspannquerschnitt vorwiegend auf Biegung mit Biegemoment $M_b = Fl$ beansprucht. Bei Annahme einer linearen Flächenpressungsverteilung zwischen Stift und Bohrung (starrer Stift) wird zusätzlich zur Flächenpressung durch Übermaß ein maximaler Druck $p_{max} = p_d + p_b = F(4 + 6l/t)/(dt)$ errechnet. Genaueres Berechnungsmodell als gebetteter Balken mit Schubverformung [62]. Analoge Überlegungen erlauben die Abschätzung der Flächenpressung p_{max} zwischen Querstift und Welle in einer Welle-Nabe-Verbindung unter Torsionsmoment M_t nach **Bild 49a** zu $p_{max} = 6M_t/(dD^2)$. Richtwerte für zulässige Flächenpressungen von Stiftverbindungen **Tab. 17** und Spannungen **Tab. 18**.

Tabelle 17. Richtwerte für zulässige Flächenpressungen bei Bolzen- und Stiftverbindungen

p_{zul} in N/mm² für Werkstoffpaarung	Festsitze[a])			Gleitsitze[b])
	ruhende Last	schwellende Last	wechselnde Last	
St 50 K/ GG 9 S 20/GG	70	50	32	5
St 50 K/GS 9 S 20/GS	80	56	40	7
St 50 K/Rg, Bz. St geh./Rg, Bz.	32	22	16	8 10
St 50 K/St 37	90	63	45	
St 50 K/St 50	125	90	56	
St geh./St 60	160	100	63	
St geh./St 70	180	110	70	
St geh./St geh.				16

[a]) Traganteil bei Kerbstiften 70%. [b]) Für Gelenke.

Tabelle 18. Richtwerte für zulässige Biege- und Schubnennspannungen für Bolzen und Stiftverbindungen

Stift- oder Bolzenwerkstoff	σ_{bzul} in N/mm²			τ_{szul} in N/mm²		
	ruhende Last	schwellende Last	wechselnde Last	ruhende Last	schwellende Last	wechselnde Last
9 S20, 4.6	80	56	35	50	35	25
St 50 K, 6.8 9 SMnPb 28 K	110	80	50	70	50	35
St 60, 8.8 C 35, C 45	140	100	63	90	63	45
St 70	160	110	70	100	70	50

1.5.3 Bolzenverbindungen. Clevis joints and pivots

Genormte Bolzen nach **Bild 44** mit Durchmessern (3, 4, 5, 6), 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 24 … 100, dienen vielseitig als Achs- und Gelenkbolzen mit einem Freiheitsgrad, **Bild 45**. Vergleichbare ISO-Normen s. DIN 918 Bl. 2.
Normen: *DIN 1443:* Bolzen ohne Kopf, Maße nach ISO. – *DIN 1444:* Bolzen mit Kopf, Maße nach ISO. – *DIN 1445:* Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen. – Nicht mehr für Neukonstruktionen verwenden: *DIN 1433:* Bolzen ohne Kopf, Ausführung m, *DIN 1434:* Bolzen mit kleinem Kopf, Ausführung m, *DIN 1435:* Bolzen mit kleinem Kopf, Ausführung mg, *DIN 1436:* Bolzen mit großem Kopf, Ausführung mg.

Entwurfsberechnung. Für **Bild 45**: Bolzenbeanspruchung unter Biegemoment $M_b = (F/2)(b_1/2 + b/4)$; Flächenpressung innen $p = F/(bd)$, außen $p = F/(2b_1 d)$; Schubspannung im Bolzen $\tau_s = 2F/(\pi d^2)$ wird meist vernachlässigt. Stangen- und Gabelbeanspruchung aus Zugspannungen in Stangen- oder Gabel-Restquerschnitten in Querebene durch Bolzenachse (Stangenkopfweite t, Laschenweite t_1) sowie aus Schubspannungen in Stangenkopf- und Laschenenden in den durch Abscheren gefährdeten Längsflächen $b(h - d/2)$ bzw. $2b_1(h_1 - d/2)$ beiderseits des Bolzens. Richtwerte für Abmessungen: $b/d = 1{,}5 \ldots 1{,}7$; $b_1/d = 0{,}4 \ldots 0{,}5$; $h_1/d \approx h/d = 1{,}2 \ldots 1{,}5$; $t_1/d \approx t/d = 2 \ldots 2{,}5$. Richtwerte für zulässige Flächenpressungen **Tab. 17** und Spannungen **Tab. 18**. Feingestaltung der Bolzenverbindung [65] – wie Passungswahl zwischen Bolzen, Lasche und Gabel – hat erheblichen Einfluß auf die angenommene Lastverteilung.

1.5.4 Keilverbindungen. Cottered joints

Formschlüssige Verbindungen benötigen zumindest bei wechselnden Belastungen geeignet eingesetzte Vorspannkräfte, um spielfrei zu sein. Zum Verspannen wird i. allg. die Keilwirkung mit Keilwinkeln im Bereich der Selbsthemmung genützt (s. **B 1.11**). In **Bild 46** wird eine Formschlußverbindung mit *Kerbverzahnung* durch eine Befestigungsschraube vorgespannt. Mit solchen Verbindungen kann z. B. der Werkzeugwechsel bei Drehmaschinen erleichtert werden, weil sich neben dem Reibschluß in Richtung der Zähne in den dazu senkrechten Richtungen das Werkzeug spielfrei positionieren läßt. In ähnlicher Weise wirken Stirnzahn-Kupplungen mit *Hirth-Verzahnungen* (s. **G 3 Bild 2 c**). Zum Verbinden von Stangen miteinander werden Keilverbindungen nach **Bild 47**, zum Verbinden von Stangen mit Hülsen (z. B. Kreuzköpfen) oder Stangen mit Traversen Keilverbindungen ähnlich **Bild 48 a** mit Anschlagbund an der Stange oder **Bild 48 b** mit Kegelpassung verwendet. Sie blockieren alle Freiheitsgrade, die ein Gelenk haben würde.

Entwurfsberechnung. Für **Bild 48 a** werden zur überschlägigen Auslegung wegen der statisch unbestimmten Lastaufteilung die maximalen Flächenpressungen p zwischen Querkeil und Stange und die maximalen Zugspannungen σ_z im Restquerschnitt der Stange aus dem 1,5fachen der aufzunehmenden Längszugkraft F_B gemäß $p d_1 t = 1{,}5 F_B$ bzw. $\sigma_z(d_1^2\pi/4 - d_1 t) = 1{,}5 F_B$ berechnet. Werden Zug- und Druckkräfte $\pm F_B$ übertragen, dann folgt die Flächenpressung p in der ringförmigen Berührungsfläche zwischen Stange und Hülse aus $p(d^2 - d_1^2)\pi/4 = 1{,}5 F_B$. Außendurchmesser der

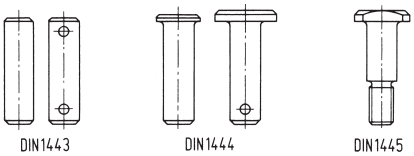


Bild 44. Genormte Bolzen (Auswahl)

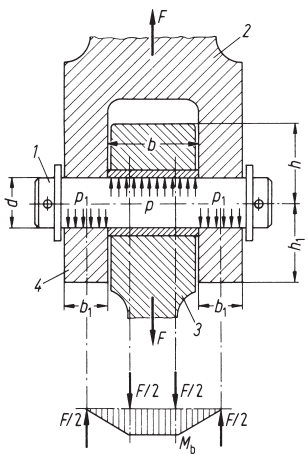


Bild 45. Bolzenverbindung als Gelenk (mit vereinfachter Momentenverteilung als Berechnungsgrundlage). *1* Bolzen, *2* Gabel, *3* Stange, *4* Lasche

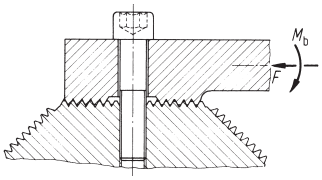


Bild 46. Formschlußverbindung mit Kerbverzahnung

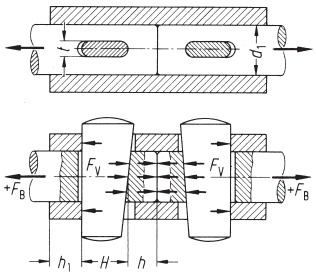


Bild 47. Querkeilverbindung zum Verbinden von Stangen unter Zugbelastung

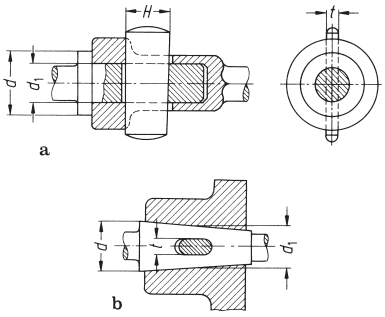


Bild 48 a, b. Flachkeilverbindung zum Verbinden von Stange und Hülse für Zug- oder Druckbelastung. **a** Stange mit Bund; **b** Stange mit Konus

Hülse ist so zu wählen, daß die maximalen Zugspannungen in den Restquerschnitten von Hülse und Stange den jeweiligen Werkstoff-Streckgrenzen angepaßt sind. Berechnung des Querkeils auf Biegebeanspruchung wie bei einem Bolzengelenk nach **Bild 45**; die Berücksichtigung der Scherbeanspruchung ist meist nicht erforderlich. Bei Hülsen mit Bund erübrigt sich auch meist die Nachrechnung der Flächenpressung zwischen Querkeil und Hülse. Zulässige Flächenpressungen unter Betriebskräften wie bei Stiftverbindungen, oft $p_{zul} = 80$ bis $100\,N/mm^2$ bei wechselnden Betriebskräften F_B mit Vorspannkraft $F_V > |F_B|$ und Werkstoffen mit $R_m = 500$ bis $700\,N/mm^2$.

Soll in den Verbindungen nach **Bild 48** eine Vorspannkraft F_V erzeugt werden, dann ist der Flachkeil mit dem einseitigen Anzugswinkel α mit der Kraft $F_Q = F_V \tan(\alpha + 2\varrho)$ einzutreiben. Für den Reibungswinkel ϱ und die Reibungszahl μ gilt: $\tan\varrho = \mu$ (s. **B 1.11**). Bei geschmierten Stahlflächen kann $\mu = 0{,}12$ angenommen werden. Der Keil sitzt selbsthemmend fest, sobald $2\varrho > \alpha$. Zum Austreiben (Lösen) des Keils wird die Kraft $F_{QL} = F_V \tan(2\varrho - \alpha)$ benötigt. Für Keile, die selten gelöst oder nachgezogen werden: $\tan\alpha = 1:15$ bis $1:25$; für dauernde Verbindungen: $\tan\alpha = 1:100$. Stellkeile zum Nachstellen eines Spiels mit $\tan\alpha = 1:7$ benötigen zu kontternde Schrauben in Keillängsrichtung zwecks Einstellen und Aufrechterhalten der Verspannung.

Entwurfsberechnung für **Bild 47** analog. Die Querschnitte mit der Höhe h am Stangenende sind auf Abscherung nachzurechnen: Richtwert: $h \approx h_1 \approx 0{,}5 \ldots 0{,}6H$.

Feingestaltung der Keilverbindung unter Berücksichtigung der Verformung der zu verbindenden Teile in Anlehnung an die bei der Auslegung von Schraubenverbindungen bekannten Verspannungsschaubilder (z. B. **Bild 66**) mit Dauerschwingfestigkeitsberechnung.

1.5.5 Paß- und Scheibenfeder-Verbindungen

Parallel keys and woodruff keys

Die Paßfederverbindung ist die bei einseitiger (schwellender) Belastung am häufigsten verwendete Welle-Nabe-Verbindung, **Bild 49 c**. Bei geeigneter Passungswahl sind axiale Relativverschiebungen zwischen Nabe und Welle möglich, **Bild 49 d**; die Paßfeder (Gleitfeder) wird in der Wellennut mit Zylinderschrauben festgelegt. Die billige Scheibenfeder (**Bild 49 b**) wird für kleine Drehmomente verwendet, besonders bei Werkzeugmaschinen und Kraftfahrzeugen.

Normen: *DIN 6885 Bl. 1:* Paßfedern-Nuten, hohe Form. – *DIN 6885 Bl. 2:* Paßfedern-Nuten, hohe Form für Werkzeugmaschinen, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6885 Bl. 3:* Paßfedern – niedrige Form, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6888:* Scheibenfedern, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6892:* Paßfedern – Berechnung und Gestaltung. – Vergleichbare ISO-Normen s. *DIN 918 Bl. 2.* – *DIN ISO 8821:* Vereinbarung über die Paßfeder-Art beim Auswuchten.

Entwurfsberechnung. Für Paßfeder nach **Bild 49 c**: Flächenpressung p zwischen Paßfeder und Nabe: $p = 2M_t/[D(h - t_1)l_{tr}]$ mit Torsionsmoment M_t, Wellendurchmesser D, Paßfederhöhe h, Wellennuttiefe t_1 und tragender Länge l_{tr}. Tragende Länge l_{tr} von Paßfederstirnform (geradestirnig, rundstirnig) abhängig. Wegen der Fertigungstoleranzen und zur Vermeidung von Doppelpassungen wird i. allg. nur eine Paßfeder eingesetzt. Für seltene hohe Drehmomente und bei zähem Werkstoffverhalten wird manchmal auch eine zweite Paßfeder zugelassen und so gerechnet, als ob eineinhalb Paßfedern tragen würden. *Richtwerte* für zulässige Flächenpressungen nach [53]: Für GG-Nabe $p_{zul} \leqq 50\,N/mm^2$ für $l_{tr}/D = 1{,}6 \ldots 2{,}1$; St-Nabe $p_{zul} \leqq 90\,N/mm^2$ für $l_{tr}/D = 1{,}1 \ldots 1{,}4$, wobei in Einzelfällen für seltene hohe Sonderlasten auch $p = 200\,N/mm^2$ zulässig sind.

Dauerfestigkeit der Welle mit Kerbwirkungszahlen β_k nach Zusammenstellung in [54]. *Anhaltswerte:* Wellendurchmesser $D = 34$ mm, Welle Ck 35/St 50; Biegung $\beta_{kb} = 2{,}4 \ldots 2{,}6$, Torsion $\beta_{kt} = 1{,}7 \ldots 1{,}8$, wobei die Nennspannungen mit dem Außendurchmesser der Welle berechnet werden. Mit wachsendem Durchmesser steigen die Kerbwirkungszahlen!

Grobgestaltung. Passungen für Paßfedern mit Toleranzfeld h 9 nach DIN 6885: *Gleitsitz* (Nutenbreite H 9 für Welle, D 10 für Nabe; Nenndurchmesser g 6 für Welle, H 7 für Nabe); *Übergangssitz,* leicht montierbar (Nutenbreite N 9 für Welle, JS 9 für Nabe; Nenndurchmesser h 7 für Welle, H 8 für Nabe); *fester Sitz, noch gut abziehbar*, für niedrige wechselnde Momente (Nutenbreite P 9 für Welle und Nabe; Nenndurchmesser j 6 für Welle, H 7 für Nabe); *fester Sitz, schwer abziehbar* (Nutenbreite P 9 für Welle und Nabe; Nenndurchmesser für Welle k 6 und Nabe H 7). Wie bei den reibschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen (s. **F 1.4 Bild 18**) kann durch einen günstigen Kraftfluß die Flächenpressung zwischen Paßfeder und Nabe vergleichmäßigt werden, wenn bei relativ dünnen Naben die Drehmomenteinleitung und -abnahme konstruktiv entkoppelt werden. Bei dickwandigen und normalen Naben (mit $D_i/D_a \leqq 0{,}6$) hängt die maximale Flächenpressung kaum vom Ort der nabenseitigen Lastabnahme ab. Bei Gleitfedern sind zur Vermeidung von Verschleiß die Oberflächen von Welle und Paßfeder eventuell härter auszuführen als die der Nabe.

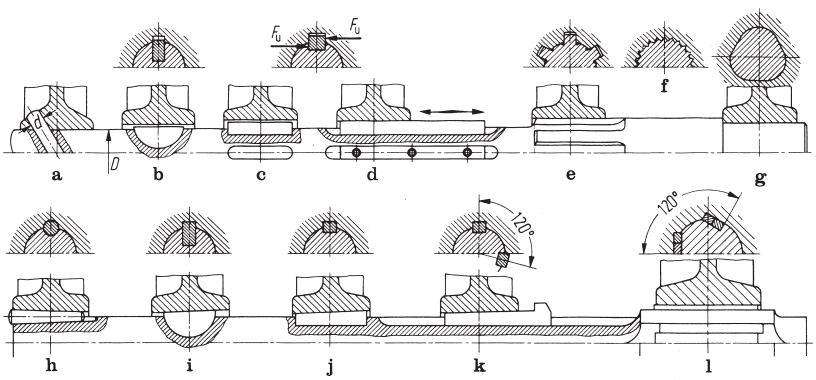


Bild 49 a–l. Formschlußverbindungen nach [53]. **a** Querstift; **b** Scheibenfeder; **c** Paßfeder; **d** Gleitfeder; **e** Keilwelle (Zahnwelle); **f** Kerbzahnprofil; **g** Polygonprofil; **h** Kegelstift (Stirnkeil); **i** Scheibenkeil; **j** Flachkeil; **k** Nasenkeil; **l** Tangentkeile. **h** bis **l** vorgespannter Formschluß

Feingestaltung. Verfeinerte Berechnungen der Lastverteilung nach [58] mit Bewertungsstrategie nach DIN 6892. Maßnahmen zur Dauerfestigkeitssteigerung durch Nuten mit größeren Kerbgrundradien sind nur sinnvoll, wenn nicht Schwingungsverschleiß aus Umlaufbiegung vorzeitig zum Bruch der Welle führt, s. DIN 6892, Anhang C.

Entwurfsberechnung für Scheibenfeder nach **Bild 49 b**: Analog Paßfederverbindung, allerdings mit höherer Wellenschwächung. Zuordnung von Scheibenfeder und Wellendurchmesser nach DIN 6888: Für Scheibenfedern, die vorrangig zur Feststellung der Lage der Nabe gegenüber Welle dienen, werden größere Wellendurchmesser vorgesehen als für lediglich drehmomentübertragende Scheibenfedern. Werden Scheibenfedern in Verbindung mit Kegelpreßverbindungen eingesetzt, so sind sie grundsätzlich für das gesamte Drehmoment zu bemessen (s. auch **G 1.4.2**).

1.5.6 Zahn- und Keilwellenverbindungen. Splined joints

Für hohe wechselnde oder stoßende Drehmomentbelastungen sind Paßfeder- und Stiftverbindungen ungeeignet, außerdem bewirken diese i. allg. mehr oder weniger starke Unwuchten. Höhere Drehmomente lassen sich mit Zahn- und Keilwellenverbindungen (**Bild 49 e**) oder Kerbverzahnungen (**Bild 49 f**) übertragen.
Normen: *DIN ISO 14:* Keilwellen-Verbindungen mit geraden Flanken und Innenzentrierung (frühere Ausgaben *DIN 5461, DIN 5462, DIN 5463*). – *DIN 5466 T 1:* Tragfähigkeitsberechnung von Zahn- und Keilwellen-Verbindungen, Grundlagen. – *DIN 5471 bis 5472:* Werkzeugmaschinen; Keilwellen- und Keilnabenprofile mit 4 bzw. 6 Keilen, Innenzentrierung, Maße. – *DIN 5480:* Zahnwellen-Verbindungen mit Evolventenflanken. – *DIN 5481:* Kerbzahnnaben- und Kerbzahnwellen-Profile (Kerbverzahnungen).

Entwurfsberechnung. Flächenpressung p zwischen Zähnen und Nabe: $p = 2M_t/(D_m h_{tr} l_{tr} z k)$ mit Torsionsmoment M_t, mittlerem Durchmesser D_m, tragender Höhe h_{tr}, tragende Länge l_{tr}, Zähnezahl z, Tragfaktor k. *Richtwerte* für zulässige Flächenpressung nach [53] für stoßhaften (stoßfreien) Betrieb: Für GG-Nabe $p_{zul} \leqq 40(60)\,N/mm^2$; für St-Nabe $p_{zul} \leqq 70(100)\,N/mm^2$, wobei in Einzelfällen für seltene hohe Sonderlasten auch $p = 200\,N/mm^2$ zulässig. Tragfaktor $k \approx 0{,}75$ bei Innenzentrierung, $k \approx 0{,}75$ bei flankenzentrierten Kerbverzahnungen und $k \approx 0{,}9$ bei flankenzentrierten Keilverzahnungen vermutlich zu günstig.

Dauerfestigkeit der Welle mit Nennspannung τ_{twk} für Torsionswechselfestigkeit der Keilwelle bezogen auf den Profilaußendurchmesser D nach Zusammenstellung in [54]. *Anhaltswerte:* $D \approx 34$ mm; 34CrNiMo6 vergütet auf $R_m \approx 1000$ bis $1060\,N/mm^2$ gibt $\tau_{twk} \approx 76$ bis $90\,N/mm^2$ und C35/St50 mit $R_m \approx 610\,N/mm^2$ gibt $\tau_{twk} \approx 79$ bis $84\,N/mm^2$ bei Länge von 60 mm und Keilwellenverbindungen. Bei Kerbverzahnung aus Werkstoff C35 wurde $\tau_{twk} \approx 160\,N/mm^2$ für $D = 34$ mm und eine Biegedauerwechselfestigkeit von $\approx 69\,N/mm^2$ bei einer Länge $l = 30$ mm gemessen.

Feingestaltung. Tragfähigkeitsberechnung für flankenzentrierte Zahn- und Keilwellenverbindungen mit Spiel- und Übergangspassung nach DIN 5466 T 1 (Entwurf) einschließlich Abschätzung des Verschleißverhaltens. Nachrechnung der Nabe auf Aufweitung – insbesondere bei Kerbverzahnung.

1.5.7 Polygonwellenverbindungen
Joints with polygonprofile

Während bei den Keil- und Zahnwellen-Verbindungen ausgeprägte Formschlußelemente (Keile, Zähne) die Kerbwirkung erhöhen, wird bei Wellen mit Polygonprofil (**Bild 49 g**) diese weitestgehend reduziert. Genauere Berechnungen nach Herstellerangaben [67]. In der Praxis werden vor allem die genormten P3G- und P4C-Profile nach DIN 32 711 und DIN 32 712 eingesetzt. Naben mit P4C-Profil lassen sich unter Drehmomentbelastung relativ zur Welle verschieben, was bei P3G-Profilen nicht möglich ist. Da die Naben durch die Keilwirkung der Polygonflächen sehr hoch beansprucht werden, werden häufig gehärtete Stahlnaben eingesetzt; hierfür kommt nur das innenschleifbare P3G-Profil in Betracht.
Normen: *DIN 32 711:* Antriebselemente; Polygonprofile P3G. – *DIN 32 712:* Antriebselemente; Polygonprofile P4C.

1.5.8 Vorgespannte Welle-Nabe-Verbindungen
Prestressed shaft-hub connections

Bauformen nach **Bild 49 h** bis **l**. Sie verbinden ähnlich wie Keilverbindungen nach **G 1.5.4** den Vorteil des Formschlusses mit der Vorspannung, neigen aber zur Exzentrizität zwischen Welle und Nabe; auch als Hohlkeil ohne Nut in Welle mit nur Reibschluß (**G 1.4**).
Normen: *DIN 268:* Tangentkeile und Tangentkeilnuten, für stoßartige Wechselbeanspruchungen. – *DIN 271:* Tangentkeile und Tangentkeilnuten, für gleichbleibende Beanspruchung. – *DIN 6681:* Hohlkeile, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6883:* Flachkeile, Abmessungen und Anwendungen. – *DIN 6884:* Nasenkeile, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6886:* Keile-Nuten, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6887:* Nasenkeile-Nuten, Abmessungen und Anwendung. – *DIN 6889:* Nasenhohlkeile, Abmessungen und Anwendung. – Vergleichbare ISO-Normen s. *DIN 918* Bl. 2.

Entwurfsberechnung. Das durch Reibschluß übertragbare Drehmoment ist von der Eintreibkraft des Keils abhängig und damit z. B. bei Hohlkeilen ungewiß. Formschlüssige vorgespannte Verbindungen werden deshalb *nur* auf Formschluß nachgerechnet und die Spielfreiheit für schwankende bzw. wechselnde Belastungen über eine erfahrungsabhängige zulässige Flächenpressung berücksichtigt.

Anhaltswerte: **G 1.5.4**. Mit Ausnahme der Tangentkeile eignen sich verspannte Welle-Nabe-Verbindungen nur zur Übertragung kleinerer Drehmomente sowie zur axialen Fixierung. Sie sind nur bei verhältnismäßig geringen Umfangsgeschwindigkeiten einsetzbar, da die einseitige Verspannung einerseits zu größeren Unwuchtbeiträgen führt, andererseits die Fliehkräfte der Nabe die Verspannung mindern. Bei Tangentkeilen ist zu beachten, daß im Rahmen der Entwurfsberechnung nur ein Keilpaar das Drehmoment aufnimmt und bei geteilten Naben die Trennfuge den 120°-Winkel halbiert.

1.5.9 Axiale Sicherungselemente. Axial locking devices

Sicherungselemente auf Wellen oder Achsen dienen zur Lagesicherung oder zur Führung mit zum Teil erheblichen Axialkräften. Die gleiche Funktion übernehmen Wellenbunde, Wellenmuttern und Deckel. In **Bild 50** sind Sicherungselemente mit Reib- und Formschluß zusammengestellt. Für große Kräfte werden vorzugsweise *formschlüssige Sicherungen* eingesetzt.
Normen: *DIN 94:* Splinte. – *DIN 471:* Sicherungsringe (Halteringe) für Wellen, Regelausführung und schwere Ausführung. – *DIN 472:* Sicherungsringe (Halteringe) für Bohrungen, Regelausführung und schwere Ausführung. – *DIN 983:* Sicherungsringe mit Lappen (Halteringe) für Wellen. – *DIN 984:* Sicherungsringe mit Lappen (Halteringe) für Bohrungen. – *DIN 5417:* Sprengringe für Wälzlager mit Ringnut. – *DIN 6799:* Sicherungsscheiben (Haltescheiben) für Wellen. – *DIN 7993:* Runddraht-Sprengringe und -Sprengringnuten für Wellen und Bohrungen. – *DIN 9045:* Sprengringe. – *DIN 15 058:* Achshalter (Hebezeuge und Fördermittel). –

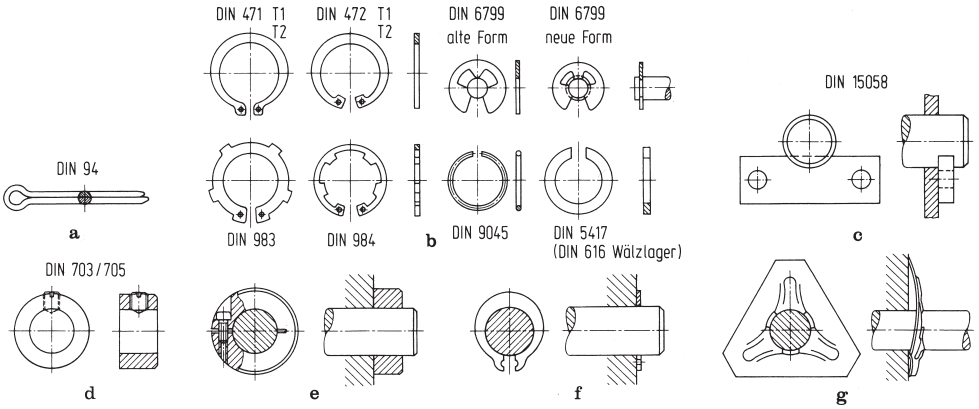


Bild 50a–g. Axiale Sicherungselemente. **a** Splinte; **b** Sicherungsringe; **c** Achshalter; **d** Stellringe; **e** Klemmringe; **f** selbstsperrender Sicherungsring; **g** selbstsperrender Dreieckring

DIN 82 242: Achshalter (Schiffbau). Für *reibschlüssige Sicherungen: DIN 703:* Blanke Stellringe, schwere Reihe. – *DIN 705:* Blanke Stellringe, leichte Reihe. – Vergleichbare ISO-Normen s. *DIN 918* Bl. 2.

Entwurfsberechnung. Belastbarkeit der Sicherungselemente entweder nach entsprechenden Normen oder Firmenunterlagen [68]. Sicherungsringe nach DIN 471 erfordern getrennte Berechnungen für die Tragfähigkeiten von Nut und Sicherungsring [69] sowie die Kontrolle der vom Wellendurchmesser abhängigen Ablösedrehzahl. Die in der Norm angegebenen Tragfähigkeiten enthalten keine Sicherheiten gegen Fließen bei statischer Beanspruchung und gegen Dauerbruch bei schwellender Beanspruchung; gegen Bruch bei statischer Beanspruchung ist eine mindestens zweifache Sicherheit vorhanden. Es werden für die axiale Tragfähigkeit des Sicherungsrings Zahlenwerte für scharfkantige Anlage und Anlage mit Schrägung oder Rundung angegeben. Für die Minderung der Dauerschwingfestigkeit der Wellen durch axialkraftbelastete Sicherungsringe liegen Untersuchungsergebnisse vor [70].

1.5.10 Nietverbindungen. Riveted joints

Nieten ist ein Fügen durch Umformen eines Verbindungselements, wobei eine i. allg. unlösbare und zumindest bei hohen Belastungen formschlüssig tragende Verbindung der zu fügenden Teile entsteht [53]. Je nach Art des Niets und seiner Zugänglichkeit kann das Umformen durch axiales Stauchen (Schlagen) des Schafts eines *Vollniets* und Anstauchen eines *Schließkopfes* (**Bild 51**), durch Anbördeln oder Aufweiten eines Bunds an einem *Hohlniet* sowie durch Stauchen eines *Schließrings* um den *Schließringbolzen* eines zweiteiligen Nietverbindungselements erfolgen, **Bild 52** und **53**. Technische Zeichnungen für Metallbau DIN ISO 5261.

Als dichte und kraftübertragende Verbindung ist die Nietverbindung bei Kesseln, Behältern und Rohren mit hohem Innendruck in den letzten 50 Jahren weitgehend durch die Schweißverbindung ersetzt worden. Auch im Stahlbau ist die Bedeu-

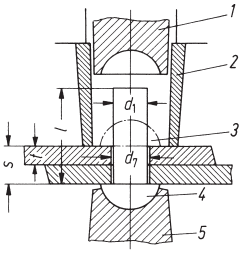


Bild 51. Schlagen einer einschnittigen Vollnietverbindung; *1* Döpper, *2* Niederhalter zum Blechschließen bei Maschinennietung, *3* Schließkopf (als Halbrundkopf nach DIN 124), *4* Setzkopf, *5* Gegenhalter

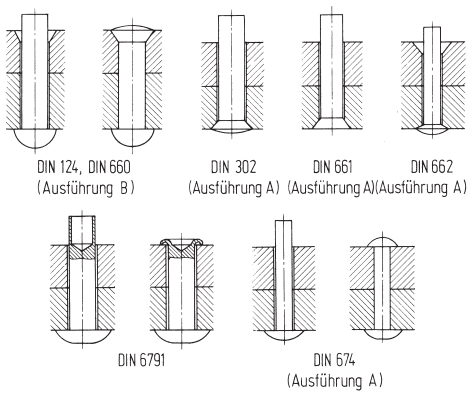


Bild 52. Genormte Nietformen (Auswahl)

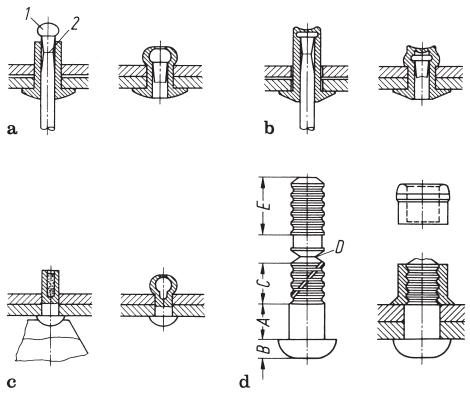


Bild 53a–d. Blindnietformen und Schließringbolzen-Verbindung. **a** DIN 7337 Blindniet; **b** POP-Becher-Blindniet; **c** Sprengniet; **d** Paßniet DIN 65 155. *1* Nietdorn, *2* Sollbruchstelle

tung gegenüber Schweißverbindungen und hochfesten HV-Schraubenverbindungen (formschlüssig und/oder reibschlüssig) zurückgegangen [42, 44, 45]. Die klassische Niettechnik verursacht relativ hohe Zeitkosten und ein hohes Maß an Erfahrung, besonders beim Erzielen dichter Überlappungsstöße. Im Leichtmetallbau werden hochbeanspruchte Teile aus Leichtmetall-Legierungen vereinzelt statt durch Nieten durch Schmelzschweißen oder gar Kleben verbunden, wenngleich diese Verbindungen Nachteile aufweisen. Durch die höheren Temperaturen beim Schweißen können Gefügeänderungen, Eigenspannungen und Verzug auftreten, beim Kleben muß der Temperatureinsatz und das Kriechverhalten beachtet werden. Bisweilen erhalten Klebeverbindungen zusätzliche Niete zur Erhöhung der Sicherheit gegen Schälen. Auch werden Nieten noch dort angewandt, wo z. B. die Verbindung von Stahl mit Aluminium ein Schweißen unmöglich macht (für dichte Verbindungen in Blechschornsteinen oder Rohren ohne inneren Überdruck) [52].

Wenn möglich werden *Vollniete* meist durch *Hohlniete, Blindniete* und *Schließring-Bolzen-Verbindungen* aus Stahl oder Aluminium ersetzt. Blindniete nach **Bild 53** können von einer Seite aus gesteckt und angeschlossen werden. Die früher üblichen Sprengniete werden heute durch neue Systeme wie Hohlniete mit Durchzieh-Nietdorn, Becher-Blindniete (luft- und wasserdicht aufgrund der becherförmigen Nietschaftausführung) oder Modifikationen abgelöst [71]. Diese Nietsysteme benötigen geeignete Nietwerkzeuge, die ebenfalls von den Nietherstellern angeboten werden. Schließringbolzen-Verbindungen nach **Bild 53** setzen voraus, daß die zu verbindenden Teile von beiden Seiten zugänglich sind, während das Verarbeitungswerkzeug i. allg. nur von einer Seite angreift. Es packt den in die vorbereitete Bohrung eingeführten Bolzen außerhalb des Schließrings im geriffelten Zugteil *E* an, übt eine Zugkraft auf den Bolzen aus, während es gleichzeitig eine Druckkraft auf den konischen Ansatz des Schließrings ausübt. Dadurch werden bei Betätigung des Werkzeugs zunächst die zu verbindenden Teile mit der im Bolzen zulässigen Zugkraft zusammengedrückt und anschließend der Schließring in die Schließrillen im Teil *C* eingestaucht. Ist die Verformung des Schließrings beendet, reißt der Zugteil des Bolzens in der Sollbruchstelle *D* ab.

Entwurfsberechnung. Zur Auslegung sind die jeweils gültigen Berechnungsvorschriften zu beachten. Für den Kesselbau [50, 60], für Stahlbauten [45], für Krane [44], für stählerne Straßenbrücken [42], für Aluminiumkonstruktionen [43], für Luftfahrt [46, 47]. Nietverbindungen nach **Bild 54** versagen bei statischer Belastung, wenn die Scherfestigkeit des Nietwerkstoffs oder die Lochleibungsfestigkeit des Bauteilwerkstoffs überschritten werden, auch wenn die Lochleibungsverformung zu groß wird. Zur vereinfachten Auslegung werden in den Vorschriften Rand- und Lochabstände e_1, e_2, e_3, e abhängig vom Lochdurchmesser d_L und/oder der kleinsten zu verbindenden Materialdicke t angegeben. Es gilt z. B. in DIN 18 800 T 1 für die größte Beanspruchbarkeit auf Lochleibung $e_1 = 3{,}0\ d_L$, $e_2 = 1{,}5\ d_L$, $e_3 = 3{,}0\ d_L$, $e = 3{,}5\ d_L$; weiter werden folgende Kombinationen von Rohnietdurchmesser d_1 und t – angegeben mit t [mm]/d_1 [mm] – empfohlen: 4…5/10; 4…6/12; 6…8/16; 8…11/20; 10…14/22; 13…17/24; 16…21/27; 20…24/33. Dieselben Vorschriften gelten auch für HV-Verbindungen! Bei Stabanschlüssen dürfen in Kraftrichtung höchstens sechs Schrauben oder Nieten hintereinander angeordnet werden. Die zulässigen Werte der Scherspannung zul τ_a und der Lochleibungsspannung zul σ_l hängen davon ab, ob die Niete (nach DIN 124 und DIN 302) oder Paßschrauben (DIN 7968) einschnittig oder zweischnittig belastet werden und für die Belastung der Lastfall H (Hauptlast) oder HZ (Haupt- und Zusatzlasten) angenommen wird. Für ersten Überschlag kann für Bauteile aus St37 (Niete aus USt36) zul $\tau_a = 84\ \mathrm{N/mm^2}$ und zul $\sigma_l = 210\ \mathrm{N/mm^2}$ für einschnittige Verbindungen und zul $\tau_a = 113\ \mathrm{N/mm^2}$ und zul $\sigma_l = 280\ \mathrm{N/mm^2}$ für mehrschnittige Verbindungen gerechnet werden; für Bauteile aus St52 (Niete aus RSt44-2) gilt für einschnittige Verbindungen zul $\tau_a = 126\ \mathrm{N/mm^2}$ und zul $\sigma_l = 315\ \mathrm{N/mm^2}$ sowie für mehrschnittige Verbindungen mit zul $\tau_a = 168\ \mathrm{N/mm^2}$ und zul $\sigma_l = 420\ \mathrm{N/mm^2}$ entsprechend den Angaben in DIN 15 018 T 1, Tabelle 12.

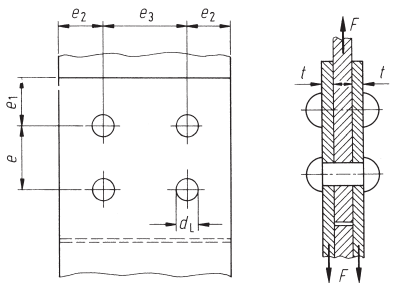


Bild 54. Beispiel einer Doppellaschennietung (zweischnittig)

Gestaltungshinweise

Normenübersicht zu Nieten nach *DIN 4000 T 9:* Sachmerkmal-Leisten, Leiste Nr. 3; Auswahl: *DIN 124:* Halbrundniete. – *DIN 302:* Senkniete. – *DIN 660:* Halbrundniete. – *DIN 661:* Senkniete. – *DIN 662:* Linsenniete. – *DIN 674:* Flachrundniete. – *DIN 675:* Flachsenkniete. – *DIN 6791:* Halbhohlniete mit Flachrundkopf. – *DIN 6792:* Halbhohlniete mit Senkkopf. – *DIN 7337:* Blindniete mit Sollbruchdorn. – *DIN 7338:* Niete für Brems- und Kupplungsbeläge. – *DIN 7339:* Hohlniete, einteilig. – *DIN 7340:* Rohrniete. – *DIN 65 155:* Paßniete. – *DIN 65 156:* Paßniete. – Vergleichbare ISO-Normen s. *DIN 918* Bl. 2.

Wo Stahlniete mit $d_1 > 10$ mm verwendet werden, müssen sie i. allg. vor dem Nieten auf Hellrotglut erwärmt werden. Kleinere Stahlniete etwa bis 10 mm Durchmesser, Leichtmetall-, Messing- und Kupferniete werden kaltgeschlagen. Soll eine Nietverbindung ohne zusätzliche Mittel dicht sein, müssen Vollniete warmgeschlagen werden, damit beim Schrumpfen während des Erkaltens Längszugspannungen σ_z im Schaft zurückbleiben. Längszugspannungen ermöglichen einen gewissen Reibschluß mit $\mu \approx 0{,}3$ bis 0,5 zwischen den Blechen. Stöße und Anschlüsse sind gedrungen auszubilden. In Stößen ist deshalb unmittelbar Stoßdeckung und doppeltsymmetrische Verlaschung anzustreben, weil zusätzliche Schälbeanspruchungen infolge der Biegebeanspruchungen im Blech oder Stab herabgesetzt werden.

Im Stahlbau dürfen Niet- und Schraubenlöcher nur gebohrt, gestanzt oder maschinell mit Güte II nach DIN 2310 T 3 oder Güte I nach DIN 2310 T 4 gebrannt werden. In zugbeanspruchten Bauteilen über 16 mm Dicke ist das gestanzte Loch vor dem Zusammenbau im Durchmesser um mindestens 2 mm aufzureiben. Dieses ist in den Ausführungsunterlagen festzulegen. Zusammengehörige Löcher müssen aufeinanderpassen, bei Versatz der Löcher ist der Durchgang für Niete und Schrauben aufzubohren oder aufzureiben, jedoch nicht aufzudornen. Bei nicht vorwiegend ruhend beanspruchten Bauteilen müssen die Löcher entgratet sein, außenliegende Lochränder sind zu brechen; das Stanzen von Löchern ist nur zulässig, wenn die Löcher vor dem Zusammenbau im Durchmesser um mindestens 2 mm ausgerieben werden. Niete sind so einzuschlagen, daß die Nietlöcher ausgefüllt werden. Der Schließkopf ist voll auszuschlagen; dabei dürfen keine schädlichen Eindrücke im Werkstoff entstehen. Die geschlagenen Niete sind auf festen Sitz zu überprüfen.

Tabelle 19. Zuordnung Niet- und Fügeteilwerkstoffe [52]

Nietwerkstoff	Werkstoff der Fügeteile
Al 99,5	Al 99,5 und höhere Reinheitsgrade
Al 99	Al 99, AlMn
AlMg 3	AlMg 3, AlMg 5, AlMgMn, AlMg 4,5 Mn, AlMgSi 0,5, AlMgSi 0,8
AlMg 5	AlMg 5, AlMg 4,5 Mn, AlMgSi 1, AlZnMg 1
AlMgSi 1	AlMgSi 1, AlMg 5, AlZnMg 1
AlCuMg 0,5	AlCuMg 1 und AlCuMg 2
AlCuMg 1	AlCuMg 1, AlCuMg 2, AlZnMgCu 0,5, AlZnMgCu 1,5

Nietwerkstoff und Fügeteilwerkstoff müssen mit Rücksicht auf Korrosionsbeständigkeit aufeinander abgestimmt werden. **Tab. 19** gibt eine Zuordnung Nietwerkstoff-Fügeteilwerkstoff nach [52] wieder. Oft muß der Korrosionsschutz durch einen (abdichtenden) Anstrich verbessert werden. Besondere Vorschriften für Luftfahrt (LN 9198) [46, 47] und den Hochbau (DIN 18 801) sind zu beachten.

1.6 Schraubenverbindungen. Bolted connections

H. Mertens, Berlin

1.6.1 Aufgaben. Applications

Eine Schraubenverbindung [72–95] ist eine lösbare Verbindung von zwei oder mehreren Teilen durch eine oder mehrere Schrauben. Die wichtigsten Verbindungsarten zeigt **Bild 55** [85]. Die *Befestigungsschrauben* dieser Schraubenverbindungen müssen die auf die Teile wirkenden ruhenden oder schwingenden Betriebskräfte ohne nennenswerte Relativbewegungen der Teile gegeneinander sicherstellen, sofern nicht Formschlußelemente nach **G 1.5** oder Zentrierbunde teilweise diese Aufgabe übernehmen. Sollen dagegen definierte Relativbewegungen zwischen den Teilen erzielt werden, so eignen sich dafür *Bewegungsschrauben*, durch die Drehbewegungen in Längsbewegungen umgesetzt werden; wie z. B. bei Werkzeugmaschinenspindeln oder Schraubstöcken.

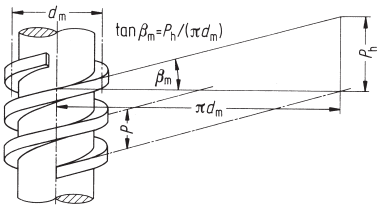


Bild 56. Schraubenspindel mit zweigängigem Flachgewinde. P_h Steigung, P Teilung ($P_h = 2P$), β_m mittlerer Steigungswinkel

1.6.2 Kenngrößen der Schraubenbewegung
Characteristics of screw motion

Beim Anziehen oder Lösen von Befestigungsschrauben bzw. Betätigen von Bewegungsschrauben wird eine Schraubenbewegung (Schraubung) um und längs einer festen Achse, der Schraubenachse, ausgeführt. Bei einer vollen Schraubenumdrehung entsteht längs der Schraubenachse eine (relative) Axialverschiebung, die der *Steigung* P_h (flank lead) in **Bild 56** entspricht. Die Abwicklung einer auf einem Zylinder mit dem Radius $r_m = d_m/2$ liegenden Schraubenlinie ergibt eine ansteigende Gerade mit dem *Steigungswinkel* β_m mit $\tan\beta_m = P_h/(\pi d_m)$. Allgemein ergibt sich für den Radius r der Steigungswinkel β zu $\tan\beta = (r_m/r)\tan\beta_m$, er ist für kleinere Radien größer als für größere. Der achsparallele Abstand aufeinanderfolgender gleichgerichteter Flanken heißt *Teilung* P (flank pitch). Bei eingängigem Gewinde ist die Steigung P_h gleich der Teilung P. Für n-gängiges Gewinde gilt $P_h = nP$.

1.6.3 Gewindearten. Types of thread

Übersicht zu allgemein oder für größere Sondergebiete angewendete Gewinde in DIN 202. Für zylindrische Gewinde sind Begriffe und Definitionen in DIN 2244 festgelegt (Deutsch, Englisch, Französisch). Das *Gewindeprofil* ist der Umriß eines Gewindes im Achsschnitt, die *Gewindeflanken* sind in der Regel die geraden Teile des Gewindeprofils, die nicht zur Schraubenachse parallel sind.

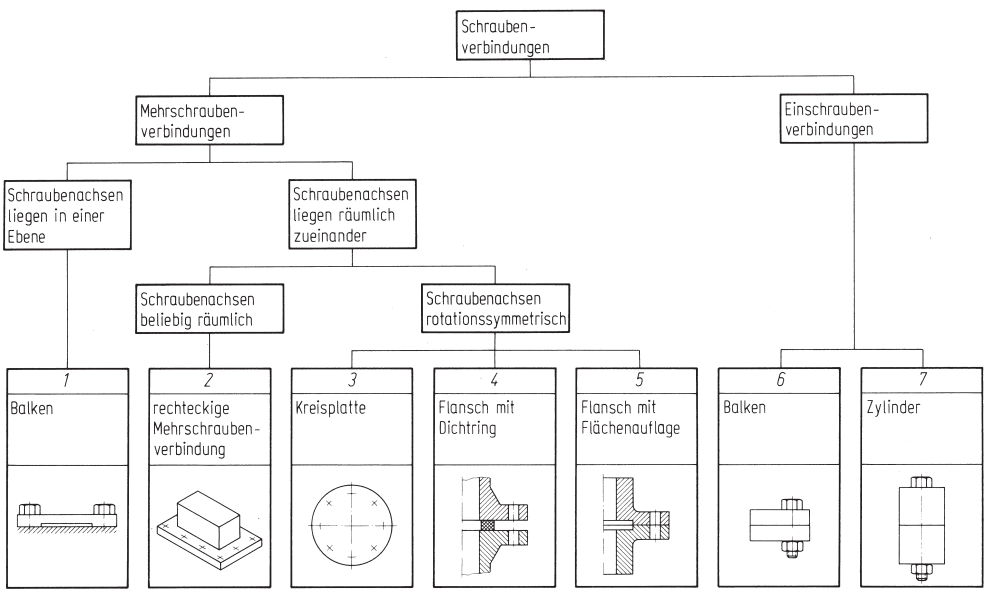


Bild 55. Einteilung der Verbindungsarten [85]

Spitzgewinde für Befestigungsschrauben

Das *Metrische ISO-Gewinde* nach DIN 13 Bl. 19 ist ein verbessertes und weltweit vereinheitlichtes Gewinde, das praktisch meist mit dem früheren Metrischen Gewinde austauschbar ist. Das Fertigungsprofil für Bolzen und Mutter (Nullprofil bei Gewindepassung ohne Flankenspiel) s. **Bild 57**. Der Außendurchmesser d des Bolzengewindes ist gleich dem Außendurchmesser D des Muttergewindes; er wird auch als *Nenndurchmesser* bezeichnet. Mit dem *Kerndurchmesser* d_3 wird der Kernquerschnitt $A_3 = \pi d_3^2/4$ berechnet. Auf dem *Flankendurchmesser* d_2 des Bolzens bzw. D_2 der Mutter haben die Gewinderille und der Gewindezahn in Achsrichtung gleiche Breite. Für den (mittleren) Steigungswinkel gilt: $\tan\beta = P/(\pi d_2)$. H ist die Höhe des theoretischen, scharf geschnittenen Dreieckprofils mit dem *Flankenwinkel* $\alpha = 60°$. Die Flankenüberdeckung H_1 wird auch *Gewindetragtiefe* genannt. Der gegenüber dem früheren Metrischen Gewinde größere Ausrundungsradius R im Gewindegrund des Bolzens führt zusammen mit der Vergrößerung des Kernquerschnitts A_3 zu einer Steigerung der Dauerfestigkeit, jedoch zu einer Verringerung der Tragtiefe. Der Ausrundungsradius am Außendurchmesser der Mutter ist nicht vorgeschrieben, da er sich aus der Fertigung zwangsläufig ergibt und weil die Beanspruchungen dort nicht so groß sind. Als Bezugsquerschnitt für Festigkeitsberechnungen wird der Spannungsquerschnitt $A_S = \pi(d_2 + d_3)^2/16$ benötigt. In DIN 14 sind metrische ISO-Gewinde für Durchmesser unter 1 mm genormt.

In **Anh. G 1 Tab. 4** sind Nenndurchmesser d, Steigung P, Kernquerschnitt A_3 und Spannungsquerschnitt A_S für Auswahlreihen von (metrischen ISO-)Regel- und Feingewinden nach DIN 13 T 12 und T 28 zusammengestellt. Regelgewinde, d. h. Gewinde mit größerer Steigung, sind hinsichtlich der Belastbarkeit gegenüber Feingewinden zu bevorzugen.

Das *Whitworth-Rohrgewinde* nach DIN 259 T 1 bis 5, DIN ISO 228, mit zylindrischem Innen- und Außengewinde wird noch für Rohre und Rohrverbindungen verwendet, es ist nicht selbstdichtend. Das Gewinde-Kurzzeichen (z. B. R 1 1/2) nach DIN 259 soll für Neukonstruktionen nicht mehr angewendet werden, um Verwechslungen mit gleichbezeichneten, kegeligen Außengewinden zu vermeiden. Statt dessen sind die Kurzzeichen (z. B. G 1 1/2) nach DIN ISO 228 zu verwenden. Für selbstdichtende Verbindungen können bei Gewindedurchmessern bis 26 mm kegelige Außengewinde nach DIN 158, z. B. für Verschlußschrauben und Schmiernippel eingesetzt werden [79]. Whitworth-Rohrgewinde für Gewinderohre und Fittings auch nach DIN 2999 T 1 bis 6 bzw. ISO 7/1 mit zylindrischem Innengewinde und kegeligem Außengewinde oder für Rohrverschraubungen nach DIN 3858.

Flachgewinde für Bewegungsschrauben

Das Trapez- und Sägengewinde führen zu geringerer Reibung zwischen Bolzen und Mutter als das Spitzgewinde. Die Nennprofile von Bolzen und Mutter eines *Metrischen Trapezgewindes* nach DIN 103 T 1 mit Spiel im Außen- und Kerndurchmesser und ohne Flankenspiel mit genormten Bezeichnungen s. **Bild 58**. Das Trapezgewinde ist flankenzentriert und sollte deshalb nur durch Längskräfte (und Drehmomente) belastet werden; es sperrt bei Verkantung. Mehrgängige Trapezgewinde haben das gleiche Profil wie eingängige Gewinde mit der Steigung P_h = Teilung P. **Anh. G 1 Tab. 5** enthält Nennmaße für Trapezgewinde. Das *Metrische Sägengewinde* nach DIN 513 T 1 mit asymmetrischem Gewindeprofil hat tragende Gewindeflanken mit Teilflankenwinkeln (Winkel zwischen Flanke und der Senkrechten zur Gewindeachse im Achsabschnitt) von 3° und Spiel im Kerndurchmesser und zwischen den nichttragenden Gewindeflanken.

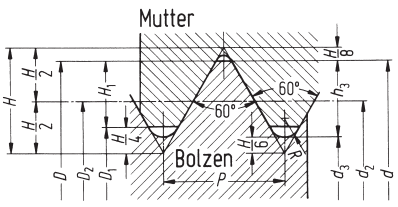


Bild 57. Metrisches ISO-Gewinde (DIN 13 T 19). $D_1 = d - 2H_1$, $d_2 = D_2 = d - 0{,}64952P$, $d_3 = d - 1{,}22687P$, $H = 0{,}86603P$, $H_1 = 0{,}54127P$, $h_3 = 0{,}61343P$, $R = H/6 = 0{,}14434P$

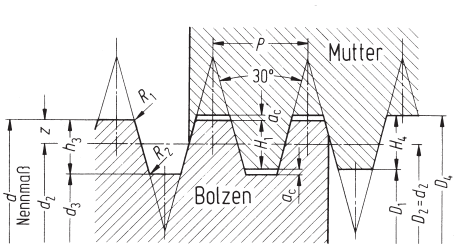


Bild 58. Metrisches ISO-Trapezgewinde (DIN 103 T 1 und 2).
$D_1 = d - 2H_1 = d - P$, $H_1 = 0{,}5P$, $H_4 = H_1 + a_c = 0{,}5P + a_c$,
$h_3 = H_1 + a_c = 0{,}5P + a_c$, $z = 0{,}25P = H_1/2$, $D_4 = d + 2a_c$,
$d_3 = d - 2h_3$, $d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0{,}5P$, $R_1 = \max 0{,}5a_c$,
$R_2 = \max a_c$, a_c = Spiel (Index c von crest ≙ Spitze)

Rundgewinde, Wälzschraubtriebe

Rundgewinde (allgemein DIN 405 oder mit großer Tragtiefe nach DIN 20 400) werden für Befestigungs- und Bewegungsschrauben bei Gefahr von Verschmutzung verwendet. Noch geringere Reibmomente als Sägengewinde weisen *Wälzschraubtriebe* mit Wälzkörpern zwischen den Schraubenflächen von Mutter und Spindel auf; die Erzeugenden der Schraubenflächen sind meist gekrümmte Linien (z. B. Kreisbogen oder gotisches Profil) [92].

1.6.4 Schrauben- und Mutterarten. Types of bolt and nut

Die Benennung von Schrauben, Muttern und Zubehör ist in DIN ISO 1891 international festgelegt. DIN 918 Bl. 1 und 2 bringen Übersichten sowie vergleichbare ISO- und DIN-Normen. **Bild 59** zeigt Grund- und Sonderformen der Schraubenverbindungen.

Kopfschrauben (Bild 59 a). Sie unterscheiden sich durch Kopfform, Schaftform und Schraubenenden. Die *Kopfform* wird durch die Antriebsart mitbestimmt; Beispiele: Sechs-

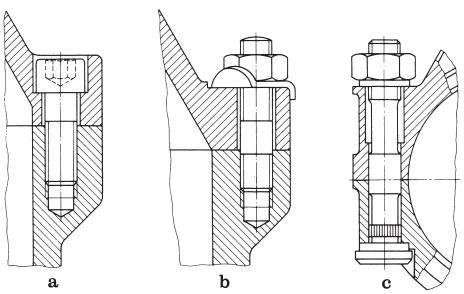


Bild 59 a–c. Grundformen und Sonderformen der Schraubenverbindungen. **a** Zylinderschraube mit Innensechskant DIN 912 als Kopfschraube; **b** Stiftschraube DIN 939 in Gußgehäuse, mit Sicherungsblech mit Lappen; **c** Durchsteckschraube in Sonderbauform für Pleuellagerdeckel-Verschraubung

kantschrauben (DIN EN 24014, 24017, 28765, 28676), Innensechskantschrauben (DIN 912, DIN 6912, DIN 7991, DIN 7984), Schlitz- und Kreuzschlitzschrauben (DIN 84, DIN 63, DIN 87, DIN 7987); auch mit Drei-, Vier-, Acht- und Zwölfkant, mit Flügel- oder Hammerkopf. In DIN 74 werden Senkungen genormt, für Senkschrauben T1, für Schrauben mit Zylinderkopf T2, für Sechskantschrauben T3. Senkdurchmesser für zylindrische Senkungen nach DIN 974.
Das *Schraubenende* wird u. a. durch die Schraubenfertigung oder Montage bestimmt. Schrauben zum automatisierten Montieren in Fertigungsstraßen benötigen Suchspitzen mit 90° Spitze; zum Aufnehmen von in das Muttergewinde eingedrungenen gewissen Lackmengen dienen Schabenuten. – Gewindeenden nach DIN 78, Gewindeausläufe und -freistiche auch für Gewindegrundlöcher (Sackbohrungen) nach DIN 76 (DIN ISO 4753, 3508, 4755).
Die *Schaftform* wird durch die Fertigung oder zusätzliche Anforderungen festgelegt. Bei *Dehnschaftschrauben* (Dehn- oder Taillenschrauben) mit hoher Nachgiebigkeit ist der Schaftdurchmesser kleiner als der Kerndurchmesser. Bei *Paßschrauben* (z. B. Sechskant-Paßschrauben nach DIN 609) wird der Schaftdurchmesser mit Paßsitz (z. B. k6) zur Lagesicherung ausgeführt. Bei *Vollschaftschrauben* ist der Schaftdurchmesser gleich dem Gewindedurchmesser, bei *Dünnschaftschrauben* ungefähr gleich dem Flankendurchmesser (Durchmesser des Ausgangsmaterials für gerolltes Gewinde).

Stiftschrauben (Bild 59 b). Sie haben ein 2*d*-langes Einschraubende nach DIN 835 zum Einschrauben vorwiegend in Aluminiumlegierungen, ein 1,25*d*-langes Einschraubende nach DIN 939 zum Einschrauben in Gußeisen oder ein 1*d*-langes Einschraubende nach DIN 938 zum Einschrauben vorwiegend in Stahl.

Schraubenbolzen. DIN 2509. Sie dienen z. B. zum Verbinden von Teilen mit Hilfe beiderseits aufgeschraubter Muttern. Ein Zweikantzapfen an einem Gewindeende soll die Möglichkeit geben, ein Drehen des Schraubenbolzens bei der Montage zu verhindern. *Schraubenbolzen* und *Durchsteckschrauben* erfordern *Durchgangslöcher*, die nach den jeweiligen konstruktiven Gegebenheiten festgelegt werden; Durchgangslöcher nach DIN ISO 273 (fein, mittel, grob; z. B. $d_h =$ 10,5 mm, = 11 mm, = 12 mm für M10).

Gewindestifte. Diese besitzen durchgehendes Gewinde, einen Schlitz oder Innen-Sechskant auf der einen Seite und Kegelkuppe (DIN 427, DIN 551 bzw. DIN 913), Zapfen (DIN 417 bzw. DIN 915), Ringscheibe (DIN 438 bzw. DIN 916) oder Spitze (DIN 553 bzw. DIN 914) auf der anderen Seite. Sie werden auch mit Druckzapfen nach DIN 6332 hergestellt und eignen sich als Bauelemente für Spannschrauben mit Kreuzgriff nach DIN 6335, Sterngriff nach DIN 6336 und Kegelgriff nach DIN 99 (bis M20) oder mit Druckstück nach DIN 6311.

Schraubensonderformen (Bild 59 c). Sie haben z. B. Paßsitz und geriffelte Drehsicherung; s. auch DIN 4000 T2 (Sachmerkmal-Leisten für Schrauben und Muttern), DIN 6914 (Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten für HV-Verbindungen in Stahlkonstruktionen), DIN 7999 (Sechskant-Paßschrauben, hochfest, mit großen Schlüsselweiten für Stahlkonstruktionen).

Muttern. Im Maschinenbau werden am häufigsten *Sechskantmuttern* verwendet; die früher übliche Höhe von 0,8 *d* galt für Muttern aus Stahl nach DIN 934. Für Neukonstruktionen wird empfohlen, im Bereich von 5 bis 64 mm Gewindedurchmesser Sechskantmuttern nach DIN EN 24032, 24034 mit Regelgewinde und DIN EN 28673, 28674 mit Feingewinde zu verwenden, die Schlüsselweite *s* wird stellenweise etwas reduziert, ihr Eckenmaß *e* beträgt etwa 2*d*. Wird für Sonderfälle eine niedrigere Mutterhöhe notwendig, dann kann eventuell DIN EN 24035, 24036, 28675 eingesetzt werden. *Hutmuttern* (**Bild 60 a**) nach DIN 917 (niedrige Form) und DIN 1587 (hohe Form) bieten mitunter Verletzungsschutz, sie werden auch in Verbindung mit Dichtscheiben verwendet, um Aus- oder Eindringen von Flüssigkeiten zu vermeiden. Zur axialen Lagesicherung von Naben und Ringen auf Wellen oder zur axialen Kraftübertragung werden für den Werkzeugmaschinenbau entwickelte Muttersonderformen, wie *Nutmuttern* (**Bild 60 b**) nach DIN 1804 verwendet, die mit einem Hakenschlüssel nach DIN 1810 anzuziehen sind, mitunter auch *Kreuzlochmuttern* (**Bild 60 f**) nach DIN 548 und DIN 1816. Für geringe Vorspannkräfte kommen *Rändelmuttern* nach DIN 6303, *Schlitzmuttern* nach DIN 546 oder *Flügelmuttern* (**Bild 60 c**) nach DIN 315 in Frage. Bei Stahlkonstruktionen und im Karosseriebau verwendet man mitunter Vierkant-Schweißmuttern nach DIN 928 oder *Sechskant-Schweißmuttern* (**Bild 60 e**) nach DIN 929, die auf dem Grundmaterial durch Punktschweißen befestigt werden. Für Schraubenverbindungen mit Dehnschaft wurden *Sechskant-Muttern mit Zentrieransatz* (**Bild 60 g**) nach DIN 2510 T5 und *Kapselmuttern* (**Bild 60 h**) nach DIN 2510 T6 entwickelt. Einen gleichmäßigen Übergang des Kraftflusses vom Zug im Bolzen auf Druck in der Mutternauflagefläche verschaffen *Zugmuttern*. Für hochfest vorzuspannende (HV-)Verbindungen im Stahlbau wurden Sechskantmuttern mit großen Schlüsselweiten nach DIN 6915 für M12 bis M36 entwickelt.

Unterlegscheiben. Sie müssen unter Schrauben und Muttern verwendet werden, wenn der Werkstoff der Unterlage zum Setzen neigt oder überbeansprucht würde; Form z. B. nach DIN 125. Bei U- und I-Trägern müssen viereckige Unterlegscheiben zum Ausgleich der 8- bzw. 14%igen Neigung verwendet werden, DIN 434 bzw. DIN 435. Paßschrauben nach DIN 7968 erfordern i. allg. Unterlegscheiben nach DIN 7989. Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten (nach DIN 6914, DIN 7999) dürfen nur mit Scheiben nach DIN 6916 eingesetzt werden.

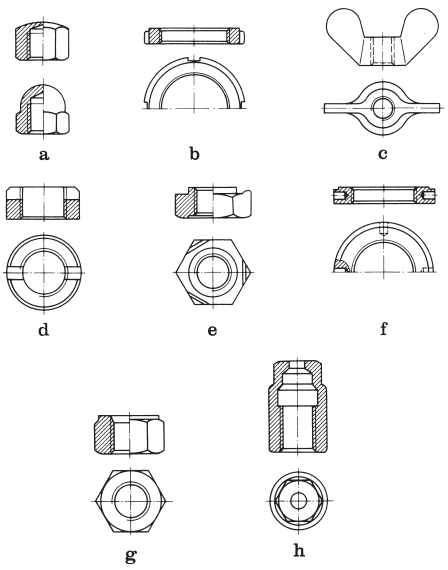


Bild 60 a–h. Genormte Mutter-Sonderformen. **a** Hutmutter DIN 917 und DIN 1587; **b** Nutmutter DIN 1804 und DIN 981 Feingewinde (M6 bis M200); **c** Flügelmutter DIN 315 (M5 bis M24); **d** Schlitzmutter DIN 546 (bis M20); **e** Sechskant-Schweißmutter DIN 929 (bis M16); **f** Kreuzlochmutter DIN 1816 (Feingewinde M6 bis M200); **g** Sechskantmutter mit Zentrieransatz DIN 2510 T5; **h** Kapselmutter für Schraubenverbindungen mit Dehnschaft DIN 2510 T6

1.6.5 Schrauben- und Mutternwerkstoffe
Material specification for bolts and nuts

Nach DIN ISO 898 T 1 werden Schraubenwerkstoffe nach *Festigkeitsklassen* bezeichnet. Das Kennzeichen der Festigkeitsklasse besteht aus zwei Zahlen, die durch einen Punkt getrennt sind. *Beispiel:* 5.6, 6.8, 8.8, 9.8, 10.9, 12.9 … Die *erste* Zahl entspricht 1/100 der Nennzugfestigkeit R_m in N/mm^2; die *zweite* Zahl gibt das 10fache des Verhältnisses der Nennstreckgrenze R_{eL} bzw. $R_{p0,2}$ zur Nennzugfestigkeit R_m (Streckgrenzenverhältnis) an. Die Multiplikation beider Zahlen ergibt ein Zehntel der Nennstreckgrenze in N/mm^2.
Muttern mit festgelegten Prüfkräften werden nach DIN ISO 898 T 2 mit einer Festigkeitsklasse zwischen 4 und 12 gekennzeichnet. Die Kennzahl entspricht 1/100 der Mindestzugfestigkeit einer Schraube in N/mm^2, die bei Paarung mit der Mutter bis zu der Mindeststreckgrenze belastet werden kann. *Beispiel:* Schraube 8.8 – Mutter 8, bis zur Mindeststreckgrenze der Schraube belastbar. Die bisherigen Festigkeitsklassen nach DIN 267 T 3 geben nicht unbedingt die Sicherheit, daß beim Anziehen der Verbindung kein Gewindeabstreifen auftritt – insbesondere beim streckgrenzengesteuerten Anziehverfahren. Im allgemeinen können Muttern höherer Festigkeitsklassen anstelle von Muttern der niedrigen Festigkeitsklassen verwendet werden. Dies ist ratsam für eine Schraube-Mutter-Verbindung mit Belastungen oberhalb der Streckgrenze oder oberhalb der Prüfspannung.
DIN ISO 898 gilt nicht für spezielle Anforderungen wie Schweißbarkeit, Korrosionsbeständigkeit (s. ISO 3506 bzw. DIN 267 T 11), Warmfestigkeit über +300 °C und Kaltzähigkeit unter −50 °C (s. DIN 267 T 13), Sicherungseigenschaften (s. ISO 2320 bzw. DIN 267 T 15).
Die erforderliche Tiefe von Gewindebohrungen hängt vom Werkstoff des Muttergewindeteils ab. Empfohlene Einschraubtiefe für Sacklochgewinde gibt **Anh. G 1 Tab. 6**. In Grauguß oder Leichtmetall sind Stiftschrauben mit Muttern anstelle von Kopfschrauben zu empfehlen [78].

1.6.6 Kräfte und Verformungen beim Anziehen von Schraubenverbindungen
Forces and deformations in joints due to preload

Anziehdrehmoment. Wird eine symmetrische Durchsteck-Schraubenverbindung nach **Bild 61** durch Drehen der Mutter angezogen, dann entsteht eine Zugkraft, genannt *Vorspannkraft* F_V, im Schraubenbolzen und eine gleich hohe Druckkraft zwischen den Platten. Dadurch längt sich der Schraubenbolzen um f_S und die Platten werden um f_P zusammengedrückt. Die Platten werden etwa im Bereich der *Rötscher-Kegel* zusammengepreßt, die sich von Kreisen unter Kopf bzw. Mutter mit jeweils Schlüsselweiten-Durchmesser s, allgemeiner Kopfauflage- bzw. Mutterauflagedurchmesser (d_w bzw. D_w) unter 45° erstrecken.
Beim Drehen der Mutter müssen das mit F_V steigende *Reibungsmoment im Gewinde* M_G und das *Reibungsmoment in der Mutterauflage* M_K überwunden werden; Anziehdrehmoment $M_A = M_G + M_K$. Nach **B 1.11** wird $M_G = F_V(d_2/2)\tan(\beta_m + \varrho')$ mit Flankendurchmesser d_2, mittlerem Steigungswinkel β_m und Gewindereibungszahl $\mu' = \tan\varrho' = \mu_G/\cos(\alpha/2)$ mit Flankenwinkel α und Reibungszahl μ_G im Gewinde. Für Spitzgewinde mit $\alpha = 60°$ ist $\mu' = 1{,}155\mu_G$. Das Moment M_K beträgt $M_K = F_V\mu_K D_{km}/2$ mit der Reibungszahl μ_K in der Mutterauflage und wirksamen Durchmesser D_{km} für das zugehörige Reibungsmoment. Reibungszahlen s. [75], z. B. Schraube aus Stahl, phosphatiert sowie Mutter aus Stahl, blank, trocken: $\mu_G = \mu_K = 0{,}12$ bis 0,18; geölt: $\mu_G = \mu_K = 0{,}10$ bis 0,16; MoS_2: 0,08 bis 0,12. Für Spitzgewinde mit $\alpha = 60°$ und Steigung P, also $\tan\beta_m = P/(\pi d_2)$, folgt vereinfacht wegen $\tan(\beta_m + \varrho') \approx \tan\beta_m + \tan\varrho'$

$$M_A \approx F_V[0{,}159P + \mu_G 0{,}577 d_2 + D_{km}\mu_K/2]. \quad (1)$$

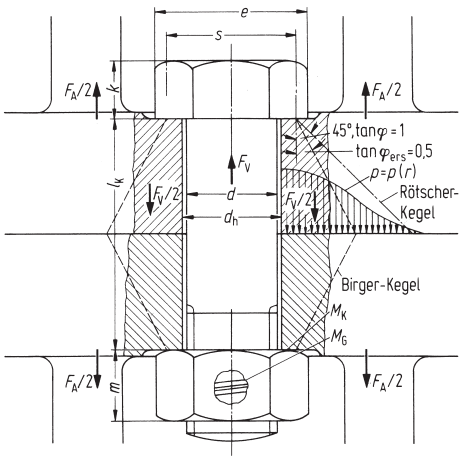


Bild 61. Durchsteckschraube zum Verspannen zweier Platten (Flansche) unter Anziehen der Mutter. (F_V Vorspannkraft in der Schraubenverbindung bei fehlender äußerer Betriebskraft F_A)

Beispiel: Für eine Sechskantschraube M 10 mit metrischem ISO-Spitzgewinde ($d_2 = 9{,}03$ mm, $P = 1{,}5$ mm) nach DIN 931, Mutter nach DIN 970 in Produktklasse A nach DIN ISO 4759 T 1 ($d_w = 15{,}6$ mm), Durchgangsloch nach DIN ISO 273 (mittel: $d_h = 11$ mm) ohne Ansenkung gilt annähernd: $D_{km} = (d_w + d_h)/2 = 13{,}3$ mm. Mit z. B. $\mu_G = \mu_K = 0{,}16$ wird $M_A = F_V(0{,}236 + 0{,}834 + 1{,}064)$ mm. Die Summe der Reibungsmomente beträgt dann etwa 90% des Gesamtanziehdrehmoments. Bei geschmierten Schrauben, meist auch bei galvanisch aufgebrachten Überzügen, ist der Reibungsanteil geringer, so daß solche Schrauben bei gleichem Anzugsmoment eine höhere Vorspannung F_V erhalten.

Das zum Lösen notwendige Reibmoment im Gewinde M_{GL} beträgt $M_{GL} = F_V(d_2/2)\tan(\varrho' - \beta_m)$. Man spricht von *Selbsthemmung*, solange zum Lösen ein Moment $M_{GL} > 0$ erforderlich ist. Selbsthemmung hört auf, sobald $M_{GL} = 0$ wird, d. h. $\beta_m = \varrho'$, falls Reibmoment M_K in der Mutter- bzw. Kopfauflage vernachlässigt wird. Das Gesamtmoment M_L zum Lösen ist, sofern keine Erschütterungen die wirksame Reibungszahl μ' verringern, bei metrischem ISO-Spitzgewinde etwa gleich dem 0,7- bis 0,9fachen des Anziehdrehmoments M_A.
Vorspannkraft F_V und Anziehmoment M_A bewirken *Zug- und Torsionsspannungen* in der Schraube. Die Nenn-Zugspannung σ_z wird entweder mit dem Gewinde-Spannungsquerschnitt A_S oder falls kleiner, mit dem Taillenquerschnitt A_T berechnet, die Nenn-Torsionsspannung τ analog mit den entsprechenden Widerstandsmomenten. Die Mises-Vergleichsspannung σ_V ergibt dann die Materialanstrengung. Wird eine 90%ige Ausnutzung der Schraubenwerkstoff-Mindeststreckgrenze als zulässig angesehen, dann lassen sich für vorgegebene Reibungszahlen *zulässige Montagevorspannkräfte* F_{sp} und die zugehörigen *Anziehdrehmomente* M_{sp} Tabellen wie in VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, entnehmen oder mit den von Herstellerfirmen zu beziehenden Schraubenrechnern bestimmen. Einen Auszug aus solchen Tabellen gibt **Anh. G 1 Tab. 7**.

Anziehverfahren. Erforderliche Anziehdrehmomente sind vom Anziehverfahren abhängig. Das Verhältnis der sich beim Anziehen praktisch ergebenden maximalen zur minimalen Vorspannkraft F_{Mmax}/F_{Mmin} wird als *Anziehfaktor* α_A be-

zeichnet, die Spannweite beträgt $\Delta F_M = F_{M\max} - F_{M\min} = F_{M\min}(\alpha_A - 1)$. Der allein auf die Streuung der Reibungszahlen entfallende Anteil liegt erfahrungsgemäß in den Grenzen 1,25 : 1 bis 2 : 1. Für die Dimensionierung von Schraubenverbindungen können in Anlehnung an VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, Richtwerte für α_A (Werte in Klammern) angegeben werden [79]:

Impulsgesteuertes Anziehen mit *Schlagschrauber* (2,5 bis 4) und *drehmomentgesteuertes Anziehen* mit *Drehschrauber* (1,7 bis 2,5), wobei das Einstellen des Schraubers entsprechend einem experimentell ermittelten Nachziehmoment erfolgt. Für drehmomentgesteuertes Anziehen mit *Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel* oder *Präzisionsdrehschrauber* mit dynamischer Drehmomentmessung: (1,6 bis 1,8), wenn Sollanziehmoment durch Schätzen der aktuellen Reibungszahl oder (1,4 bis 1,6), wenn Sollanziehmoment durch Messung von F_M an der Verschraubung bestimmt wird. *Hydraulisches Anziehen* durch Einstellen über Längen- bzw. Druckmessung (1,2 bis 1,6), wobei die Vorspannkraft über zusätzliche Mutter auf dem verlängerten Gewinde und Beidrehen der Schraubenmutter erfolgt. *Verlängerungsmessung* der kalibrierten Schraube (1,2). *Drehwinkelgesteuertes Anziehen* , motorisch oder manuell (1,1 bis 1,3) mit versuchsmäßig bestimmten Voranziehmoment und Drehwinkel; Streuung wird wesentlich durch Streuung der Streckgrenze im verbauten Schraubenlos bestimmt, so daß bei Dimensionierung entsprechend $F_{M\min}$ formal der Wert $\alpha_A = 1$ gesetzt werden kann. *Streckgrenzengesteuertes Anziehen*, motorisch oder manuell (1,1 bis 1,3, formal bei Dimensionierung für $F_{M\min}$ wieder $\alpha_A = 1$). *Thermisch kontrolliertes Anziehen* wird im Turbinenbau angewendet und ist bezüglich der Vor- und Nachteile mit dem hydraulischen Anziehen vergleichbar; die Schrauben zur Befestigung des Gehäusedeckels sind dabei mit einer Mittelbohrung zum Heizen und Überwachen ihrer Temperatur ausgerüstet.

Neufassung der VDI-Richtlinie 2230 vom Okt. 2001 enthält detailliertere Angaben zu Anziehfaktor, Streuung und Einstellverfahren.

Montagekraft. Kräfte und Verformungen nach dem Anziehen richten sich nach der wirksamen *Montagekraft* F_M. Unter der Annahme linearen Steifigkeitsverhaltens lassen sich die grafischen Einzeldarstellungen der Kraft-Verformungs-Kennlinien für Schrauben und Platten in einem Geradlinien-Schaubild, dem sog. *Verspannungsdreieck* zusammenfassen, **Bild 62**. Mit den angegebenen Bezeichnungen gilt für die Steifigkeit c_S der Schrauben $c_S = F_S/f_S$, für die elastische Nachgiebigkeit δ_S der Schrauben $\delta_S = 1/c_S$. Die Steifigkeit der Platten zwischen Schraubenkopf- und Mutternauflage ist $c_P = F_P/f_P$, die elastische Nachgiebigkeit $\delta_P = 1/c_P$ bei zentrischer Verspannung. Nach dem Anziehen der Mutter gilt für die Montagekräfte in Schraubenbolzen und Platten $F_{SM} = F_{PM} = F_M$; für die Verformung gilt $f_{SM} + f_{PM} = s_M$, mit s_M als Axialverschiebung der Mutter auf dem Gewinde, vorausgesetzt, daß Kopf und Mutter vor dem Anziehen allseitig satt auf den ebenen Platten oder passenden Ansenkungen aufliegen.

Nachgiebigkeit der Schraube. Die Schraube setzt sich aus einer Anzahl von Einzelelementen zusammen, die durch zylindrische Körper verschiedener Längen l_i und Querschnitte A_i gut ersetzbar sind, **Bild 63**. Die Nachgiebigkeit eines zylindrischen Einzelelements folgt zu $\delta_i = l_i/(E_S A_i)$ mit dem Elastizitätsmodul E_S des Schraubenwerkstoffs. Die Nachgiebigkeit der Schraube δ_S insgesamt wird $\delta_S = \Sigma\delta_i$. Die elastische Nachgiebigkeit des Kopfes wird in VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, für genormte Sechskant- und Innensechskantschrauben mit $\delta_K = 0{,}4d/(E_S A_N)$ bei $A_N = \pi d^2/4$ angegeben, für die Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindekerns gilt $\delta_G = 0{,}5d/(E_S A_3)$ mit Kernquerschnitt $A_3 = \pi d_3^2/4$ und für

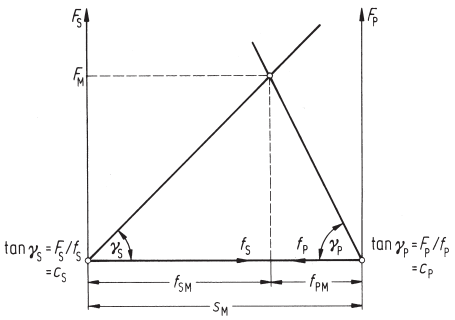


Bild 62. Verspannungsdreieck als grafische Darstellung der Kräfte und Verformungen beim Anziehen. F_S Zugkraft in Schraube $F_S = F_S(f_S)$, f_S Längung der Schraube, F_P Druckkraft in den Platten, $F_P = F_P(f_P)$, f_P Zusammendrückung der Platten, F_M Vorspannkraft bei Montage, s_M Weg der Mutter auf dem Gewinde

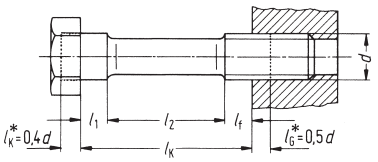


Bild 63. Aufteilung einer Schraube in einzelne zylindrische Körper zur Berechnung ihrer elastischen Nachgiebigkeit (VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986)

die Nachgiebigkeit der Schrauben- und Mutterprofile $\delta_M = 0{,}4d/(E_S A_N)$ für Muttern nach DIN 934, für das freiliegende Gewindeteil mit Länge l_f und Kernquerschnitt A_3 gilt $\delta_f = l_f/(E_S A_3)$. Für **Bild 63** gilt also $\delta_S = \delta_K + \delta_1 + \delta_2 + \delta_f + \delta_G + \delta_M$. Detailliertere Berechnungsvorschläge siehe Neufassung der VDI-Richtlinie 2230 vom Okt. 2001.

Nachgiebigkeit zentrisch verspannter Platten. Die Nachgiebigkeit der Platten δ_P bei zentrischer Verspannung läßt sich nach Birger [83] näherungsweise bestimmen, indem man die Nachgiebigkeit des unter einem Winkel φ_{ers} (mit $\tan\varphi_{ers} = 0{,}5$) unter Schraubenkopf und Mutter sich ausbreitenden Doppelkegels mit Bohrung d_h und gleichmäßig verteilter Druckspannung in den einzelnen Querschnitten ermittelt, **Bild 61**. Für solche Platten gibt auch die VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, Näherungsformeln; die Steifigkeit c_P oder die Nachgiebigkeit δ_P der Platten werden aus Steifigkeit oder Nachgiebigkeit eines Ersatzzylinders mit einem Querschnitt A_{ers} berechnet: A_{ers} nach **Bild 64**; $\delta_P = l_K/(A_{ers}E_P)$ mit dem Elastizitätsmodul E_P der verspannten Platten.

Streuungen beim Anziehen. Die beim Anziehen auftretenden Streuungen der Montagekraft F_M zwischen $F_{M\min}$ und $F_{M\max}$ können nach **Bild 65** übersichtlich im Verspannungsschaubild berücksichtigt werden. Die maximale Vorspannkraft $F_{M\max}$ muß kleiner bleiben als die zulässige Schraubenkraft, die nach VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, für die nicht streckgrenzen- oder drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren einer 90%igen Streckgrenzenausnutzung für Schrauben bis M 39 entspricht – Grenze $F_{M\max} = F_{Sp}$.

Setzen. Während des Anziehens bis zur Montagevorspannkraft F_M im Bereich $F_{M\min}$ bis $F_{M\max}$ werden die Auflageflächen unter Kopf und Mutter sowie die Trennfugen zwischen den Platten eingeebnet. Aber auch danach wird durch zeitlich veränderliche Betriebskräfte ein Setzen in den Trennfugen mit weiterem Einebnen von Oberflächenrauhigkeiten auftre-

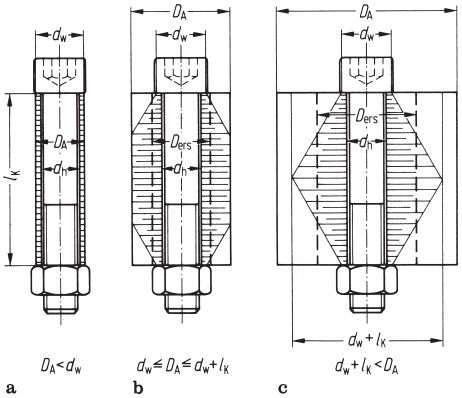


Bild 64a–c. Ersatzdruckzylinder zur Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit von verspannten Hülsen und Platten nach VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986

a $A_{ers} = \frac{\pi}{4}(D_A^2 - d_h^2)$

b $A_{ers} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w)\left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_K d_w}{D_A^2}} + 1\right)^2 - 1\right]$

c $A_{ers} = \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} d_w l_K \left[\left(\sqrt[3]{\frac{l_K d_w}{(l_K + d_w)^2}} + 1\right)^2 - 1\right].$

ten. Die Höhe des Setzbetrags f_Z ist sowohl von der Anzahl der Trennfugen als auch von der Größe der Rauhigkeit der Fugenflächen abhängig. Er wächst im Mittel mit dem Klemmlängenverhältnis (l_K/d). Für massive Verbindungen mit Schrauben nach DIN 931 (praktisch auch DIN 933) gilt

$$f_Z \approx 3{,}29(l_K/d)^{0{,}34} \cdot 10^{-3}\,\text{mm}. \qquad (2)$$

Detaillierte Angaben zu f_Z siehe VDI-Richtlinie 2230, Neufassung 2001.

Durch das Setzen der Verbindung um den Betrag f_Z verringert sich die Montagevorspannkraft F_M nochmals um den Betrag F_Z. Von $F_{M\min}$ bleibt damit nur die Vorspannkraft $F_V = F_{M}\min - F_Z$ übrig (**Bild 65**). F_V muß mindestens gleich der erforderlichen Vorspannkraft F_{Verf} sein. Der Setzbetrag bewirkt eine Verringerung der Schraubenlängung um $F_Z\delta_S$ und der Plattenzusammendrückung um $F_Z\delta_P$; es gilt also $f_Z = F_Z\delta_S + F_Z\delta_P$ und somit $F_Z = f_Z/(\delta_S + \delta_P)$. Um das Setzen nicht unnötig zu vergrößern, dürfen bei hochfesten, stark vorgespannten Schrauben keine Sicherungsbleche, Unterlegscheiben oder Federringe unter Schraubenkopf oder Mutter

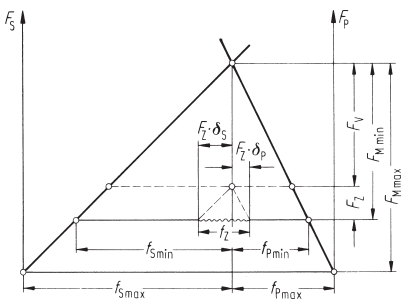


Bild 65. Verspannungschaubilder zur Ermittlung des Einflusses von Setzen und Vorspannkraftstreuung

verwendet werden. Auch sollen die Auflageflächen unter Schraubenkopf und Mutter stets gut bearbeitet sein und rechtwinklig zur Schraubenachse stehen [75, 78].

1.6.7 Überlagerung von Vorspannkraft und Betriebslast
Superposition of preload and working loads

Zentrische Verspannung und Belastung. Greift an einer symmetrisch gestalteten und (zentrisch) vorgespannten Schraubenverbindung nach **Bild 61** eine axiale Zugkraft F_A zentrisch unter Kopf und Mutter der Durchsteckschraube an, dann wird die Schraube um einen Betrag f_{SA} zusätzlich verlängert und die Zusammendrückung der Platten um den gleichen Betrag f_{PA} vermindert; d.h. Schraube und Platte sind weggleich (parallel) bezüglich der Zugkraft F_A geschaltet, solange kein Klaffen der Schraubenverbindung in der Trennfuge auftritt. Es gilt für die *Schraubenzusatzkraft* $F_{SA} = c_S f_{SA}$ und für $F_A = (c_S + c_P) f_{SA}$; die *Klemmkraft* in den Platten wird um $F_{PA} = F_A - F_{SA} = c_P f_{SA}$ vermindert. Die Kräfte können zweckdienlich in das Verspannungsschaubild eingezeichnet werden, **Bild 66**. Weiter gilt $F_{SA} = (c_S/(c_S + c_P))F_A \equiv \Phi_K F_A$ mit dem *Kraftverhältnis* Φ_K für Angriff der äußeren Kraft F_A direkt unter Kopf und Mutter. Mit $\delta_S = 1/c_S$ und $\delta_P = 1/c_P$ wird dann

$$\Phi_K = c_S/(c_S + c_P) = \delta_P/(\delta_S + \delta_P). \qquad (3)$$

Die *Restklemmkraft* in der Trennfuge F_{KR} nach Belastung und Setzen ist $F_{KR} = F_V - F_{PA} = F_V - (1 - \Phi_K)F_A$; sie muß mindestens gleich der erforderlichen Klemmkraft sein: $F_{KR} \geqq F_{Kerf}$. Damit ergibt sich für die erforderliche Vorspannkraft $F_{Verf} = F_{Kerf} + F_{PA} \leqq F_V$ und für die minimale Montage-Vorspannkraft $F_{M\min} = F_{V\,erf} + F_Z$ mit dem Vorspannkraftverlust F_Z infolge Setzens. Mit dem Anziehfaktor α_A wird die maximale Montage-Vorspannkraft

$$F_{M\max} = \alpha_A F_{M\min} = \alpha_A[F_{Kerf} + (1 - \Phi_K)F_A + F_Z]. \qquad (4)$$

Wird nach dem Anziehvorgang eine 90%ige Streckgrenzenausnutzung zugelassen, dann darf $F_{M\max}$ höchstens F_{Sp} nach **Anh. G 1 Tab. 7** bzw. VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, erreichen. Damit nach Aufbringen der Betriebslast F_A die Streckgrenze dann nicht überschritten wird, darf F_{SA} nicht größer als etwa 13% der maximalen Montage-Vorspannkraft $F_{M\max}$ sein, was möglichst niedrige Werte des Kraftverhältnisses Φ_K erfordert.

Krafteinteilung über die verspannten Teile. Im allgemeinen greift die äußere Axialkraft auch bei zentrischem Angriff nicht unmittelbar unter Kopf und Mutter an, sondern innerhalb der verspannten Teile. Nimmt man an, daß die Kraftangriffspunkte nicht die Entfernung l_K zwischen Kopf- und Mutterauflage haben, sondern nur die Entfernung nl_K (z.B.

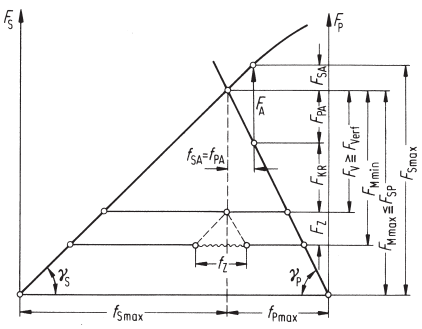


Bild 66. Verspannungsschaubild zur Ermittlung der Schraubenzusatzkraft F_{SA}, der max. Schraubenkraft $F_{S\max}$ und der Restklemmkraft F_{KR} mit $\tan\gamma_S = c_S$ und $\tan\gamma_P = c_P$

$n = 0{,}5$), dann werden nicht mehr alle Plattenbereiche durch die Axialkraft F_A entlastet – die Steifigkeitsverhältnisse der be- und entlasteten Bereiche der Schraubenverbindung ändern sich. Die Zusammenhänge sind in **Bild 67** dargestellt, wobei Setzen und Vorspannkraft-Streuungen nicht berücksichtigt wurden. Die Schraubenzusatzkraft F_{SA} berechnet man nun mit $F_{SA} = \Phi_n F_A$ mit dem Kraftverhältnis Φ_n für zentrische Einleitung der Axialkraft F_A in Ebenen im Abstand (nl_K):

$$\Phi_n = n\Phi_K = nc_S/(c_S + c_P) = n\delta_P/(\delta_S + \delta_P). \quad (5)$$

Schwingende äußere Lasten. Bei schwingender äußerer Last werden sowohl die maximale Betriebskraft F_{Ao} und die minimale Betriebskraft F_{Au} unter Beachtung des Vorzeichens in das Verspannungsschaubild eingetragen (**Bild 68a**) und hieraus die Schwingbelastung für die Schraube abgeleitet. Bei wechselnder Betriebslast ist $F_{Ao} = -F_{Au}$, so daß der Wechselkraftanteil F_{SAa} der Schraubenzusatzlast gleich F_{SAo} ist. Bei schwellender Betriebslast ist $F_{Ao} = F_A$ und $F_{Au} = 0$, womit der Wechselkraftanteil durch $F_{SAa} = \Phi_K F_A/2$ bzw. $F_{SAa} = \Phi_n F_A/2$ gegeben ist, **Bild 68b**. In **Bild 68c** ist eine zentrisch angreifende statische Druckkraft F_A eingezeichnet.

Belastung bis in den plastischen Bereich. Wird eine Schraube durch eine zentrisch angreifende äußere Zugkraft F_A in den plastischen Bereich hinein beansprucht, dann folgt Änderung des (gestrichelt dargestellten) Vorspanndreiecks nach **Bild 69**. Nach dem Entlasten, dem Entfernen der äußeren Kraft F_A, bleibt nur die um F_Z verminderte Vorspannkraft zurück; F_Z erhält man mit $F_Z = f_{Spl}/(\delta_S + \delta_P)$ mit f_{Spl} als plastischem Verformungsanteil unter der gesamten Schraubenkraft $F_{S\max}$ nach Aufbringen von F_A. Analoge Betrachtungen sind bei Druckkräften und einem Setzen der verspannten Platten erforderlich.

Exzentrische Verspannung und Belastung. Der bisher behandelte Fall einer zentrisch verspannten und zentrisch belasteten Schraubenverbindung ist konstruktiv nur selten exakt zu verwirklichen. Wenn die Schraubenachse und die Resultierende der äußeren Kraft F_A nicht mit der Schwerlinie der verspannten Teile zusammenfallen, sondern nach **Bild 70** parallel zu dieser liegen, wird die Schraubenzusatzlast dadurch u. U. wesentlich beeinflußt; zusätzlich wird meist ein Biegemoment in der Trennfuge der Schraubenverbindung erzeugt, so daß die exzentrisch belastete Schraubenverbindung zum Abheben (Klaffen) in der Trennfuge neigt. Es ist anzustreben, das Klaffen der Schraubenverbindung durch geeignete Gestaltung zu verhindern; Gestaltungshinweise für Einschraubenverbindungen nach **Bild 71** (Zylinderverbindungen) und **Bild 72** (Balkenverbindungen).

Zur Berechnung der Kräfte und Momente in exzentrisch belasteten Schraubenverbindungen sind in **Tab. 20** die Ergebnisse verschiedener Modellrechnungen zusammengefaßt; vorausgesetzt wird, daß kein Klaffen in der Trennfuge auftritt und daß die Krafteinleitung über die verspannten Teile im Abstand $(nl_K)/2$ von der Trennfuge der Schraubenverbindung erfolgt. Neben der Schrauben-(Zug-Druck-)Nachgiebigkeit $\delta_S = 1/c_S$ und der Platten-(Zug-Druck-)Nachgiebigkeit $\delta_P = 1/c_p$ nach **Bild 62** werden die Schrauben-Biegenachgiebigkeit β_S und eine Platten-Biegenachgiebigkeit β_p benötigt. Für prismatische Biegestäbe gilt $\beta = l_K/(EI_B)$ mit dem Elastizitätsmodul E, der Klemmlänge l_K und dem Trägheitsmoment des Biegekörpers I_B. Der Abstand e der Kraft F_A von der Schwerlinie der verspannten Teile nach **Bild 70a** wurde mit $e = \Phi_K s$ sowie Φ_K nach Gl. (3) so festgelegt, daß die Schraubenzusatz-

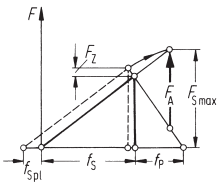


Bild 69. Verspannungsschaubild bei Beanspruchung der Schraube bis in den plastischen Bereich (unter Einfluß der Betriebskraft F_A)

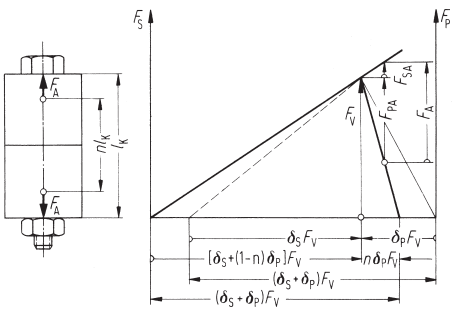


Bild 67. Verspannungsschaubild für innerhalb der verspannten Teile eingeleitete Betriebskraft F_A (ohne Berücksichtigung von Setzen und Vorspannkraftstreuung)

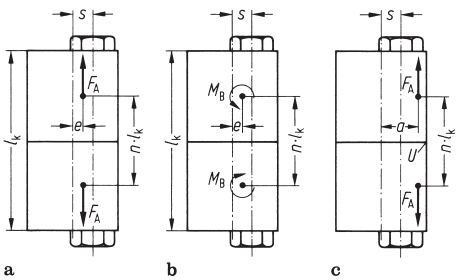


Bild 70a–c. Vorgespannte und belastete prismatische Schraubenverbindung. **a** mit Zugkraft F_A bei $e = \Phi_K s$; **b** mit reiner Biegemomentbelastung M_B; **c** mit Zugkraft F_A im Abstand a von der Schwerlinie des prismatischen Balkens mit Bohrung

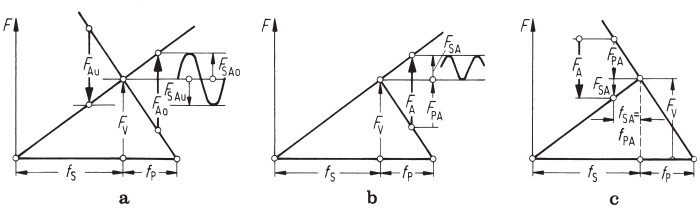


Bild 68a–c. Verspannungsschaubilder für äußere Betriebskräfte F_A. **a** als schwingende Zug-Druckkraft (F_{Au} negativ!); **b** als schwellende Zugkraft; **c** als statische Druckkraft

Zylinderverbindungen

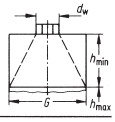
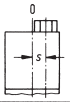
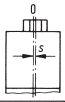
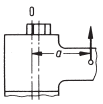
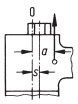
	Gestaltungsrichtlinien	ungünstig	günstig
1	Vorspannkräfte: Möglichst hoch vorspannen -höhere Festigkeitsklasse -genaues Anziehverfahren -kleine Reibungszahlen	niedrige Vorspannkräfte	hohe Vorspannkräfte (Anziehverfahren mit kleinem Anziehfaktor α_A wählen)
2	Steifigkeitsverhältnis: Die Nachgiebigkeit der Schraube soll möglichst viel größer sein als die der Platte (evtl. Taillenschraube) $\delta_S \gg \delta_P$	dünner schmaler Zylinder (bei gegeb. Nenn-Φ)	Zylinderdurchmesser $G = d_w + h_{min}$ 
3	Exzentrizität der Schraube: Eine möglichst geringe Exzentrizität der Schraubenlage (vor allem bei zentrischer Last) vorsehen	große Exzentrizität s 	minimale Exzentrizität s 
4	Exzentrizität des Kraftangriffs: Minimale Exzentrizität bewirkt meist kleinere Schraubenzusatzbelastungen, wenn $a > s$	große Exzentrizität a 	minimale Exzentrizität a 
5	Höhe der Krafteinleitung: Den Kraftangriff möglichst weit nach unten zur Trennfuge legen Grobe Richtwerte für n	Kraftangriff im oberen Bereich	Kraftangriff in der Nähe der Trennfuge

Bild 71. Richtlinien für die Gestaltung von Zylinderverbindungen nach [75, 85], ergänzt

Balkenverbindungen

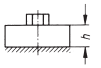
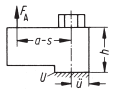
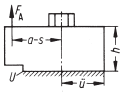
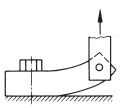
	Gestaltungsrichtlinien	ungünstig	günstig
1	Vorspannkräfte: Möglichst hoch vorspannen -höhere Festigkeitsklasse -genaues Anziehverfahren -kleine Reibungszahlen	niedrige Vorspannkräfte	hohe Vorspannkräfte (Anziehverfahren mit kleinem Anziehfaktor α_A wählen)
2	Balkenbreite (Last mittig): Möglichst die empfohlene Balkenbreite von $b = d_w + h$ vorsehen	sehr schmale Verbindungen	Balkenbreite $= d_w + h$
3	Balkenhöhe: Größere Balkenhöhen bewirken geringere Schraubenzusatzkräfte	kleine Balkenhöhen 	große Balkenhöhen
4	Überstand (Last exzentrisch): Überstand unbedingt vorsehen, damit sich die Stützwirkung voll ausbilden kann. Begrenzung der Auflagefläche im möglichen Abhebepunkt U	minimaler Überstand 	Überstand $\ddot{u} \approx h$ 
5	Anschließende Teile: Die Schraubenzusatzkraft wird kleiner, wenn die anzuschließenden Teile dem Balken eine parallele Verschiebung aufzwingen, z.B. durch Symmetrie	lose Kopplung 	feste Kopplung e möglichst klein

Bild 72. Richtlinien für die Gestaltung von Balkenverbindungen nach [75, 85], ergänzt

last F_{SA} gleich der Schraubenzusatzlast einer zentrisch verspannten und belasteten Schraubenverbindung und das Zusatzbiegemoment in der Schraube M_{Sb} gleich Null wird; eine vorhandene Plattendruckkraft wird um die Plattenentlastung F_{PA} vermindert und in der Trennfuge ein vorhandenes Biegemoment um M_{Pb} verändert. Eine reine Biegemomentbelastung M_B nach **Bild 70 b** erzeugt eine Schraubenzusatzlast $F_{SA} = n\Phi_{mK} M_B / s$ mit dem Kraftverhältnis

$$\Phi_{mK} = \frac{\beta_S \beta_P s^2/(\beta_S + \beta_P)}{\delta_P + \delta_S + (\beta_S \beta_P s^2)/(\beta_S + \beta_P)} \approx \frac{\beta_P s^2}{\delta_P + \delta_S + (\beta_P s^2)} \tag{6}$$

da meist $\beta_P \ll \beta_S$. Für eine exzentrische Schraubenlast F_A nach **Bild 70 c** ergibt sich dann durch Überlagerung der Belastungen nach **Bild 70 a, b** mit $M_B = F_A(a - e)$ die Schraubenzusatzlast $F_{SA} = n\Phi_{eK} F_A$ mit

$$\Phi_{eK} \approx \frac{\delta_P + (\beta_P a s)}{\delta_P + \delta_S + (\beta_P s^2)}. \tag{7}$$

Die Schraubenvorspannkraft F_V (Zug) erzeugt in der Trennfuge der Schraubenverbindung eine gleich große Druckkraft F_P, auch ein Schraubenbiegemoment $M_{Sb} = -F_V s \beta_P / (\beta_S + \beta_P) \equiv -\Psi_K F_V s$ und in der Trennfuge ein Biegemoment $M_{Pb} = -F_V s \beta_S / (\beta_S + \beta_P) \approx -F_V s$.

Tabelle 20. Schrauben- und Platten(zusatz)kräfte bzw. -(zusatz)momente infolge äußerer Belastung sowie Vorspannung

Kräfte und Momente in Schraube und Trennfuge	Belastung nach			Schraubenvorspannkraft F_V
	Bild 70 a Schraubenlast bei $e = \Phi_K s$	**Bild 70 b** reine Momentenbelastung	**Bild 70 c** exzentrische Last ($\beta_P \ll \beta_S$)	
F_{SA}	$n\Phi_K F_A$	$n \frac{\Phi_{mK}}{s} M_B$	$\approx n\Phi_{eK} F_A$	$F_V (= F_S)$
F_{PA}	$(1 - n\Phi_K) F_A$	$-n \frac{\Phi_{mK}}{s} M_B$	$\approx (1 - n\Phi_{eK}) F_A$	$F_V (= F_P)$
M_{Sb}	0	$n \frac{\delta_P + \delta_S}{\beta_S s^2} (\Phi_{mK} M_B)$	$\frac{n\beta_P(a-e)}{\beta_S + \beta_P + \frac{\beta_S \beta_P s^2}{\delta_S + \delta_P}} F_A$	$-\psi_K F_V s$
M_{Pb}	$(1-n) F_A e$	$M_B - M_{Sb} - (F_S s)$	$\approx F_A a - F_S s$	$\approx -F_V s$
	mit Lasteinleitung in verspannte Teile im Abstand $nl_K/2$ von der Trennfuge; $\Phi_K = \delta_P/(\delta_P + \delta_S)$			mit $\psi_K = \beta_P/(\beta_P + \beta_S)$

Für prismatische Balken mit einer Ersatzfläche A_{ers} und einem Ersatzträgheitsmoment I_{Bers} gilt $\beta_P/\delta_P = A_{ers}/I_{Bers}$. In der VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, werden als Beispiele die Berechnung einer Pleuellagerdeckelverschraubung und die Berechnung einer Zylinderdeckelverschraubung behandelt [75]. Die neuen Berechnungsvorschläge in der Neufassung der VDI-Richtlinie 2230 vom Okt. 2001 sind in der Praxis zu erproben; wegen der sehr niedrigen Werte für n sollten in kritischen Fällen eigene FEM-Berechnungen erfolgen!

Abhebegrenze. Zur Bestimmung der Grenzbelastung F_{Aab} bzw. M_{Bab} bei der in der Trennfuge der Schraubenverbindung gerade noch kein Klaffen auftritt, wird die Druckspannung aus der minimalen Vorspannkraft F_V und den Betriebsbelastungen F_A und M_B in der Trennfuge berechnet. Für Nicht-Klaffen ist erforderlich, daß diese Druckspannung an keiner Trennfugenstelle, z. B. an der Stelle U in **Bild 70 c** bei positivem F_A, in den Zugbereich gelangt.

Stülpen von Flanschen. Bei Flanschverbindungen mit dünnen Flanschblättern können sich diese unter den äußeren Zugkräften wie Tellerfedern stülpen oder unter äußeren Momenten wie Huträndern krempeln. Konstruktive Gestaltungshinweise für Mehrschraubenverbindungen mit Flanschen s. **Bild 73**. Bei elastischen Dichtungen zwischen den Flanschen ist deren Nachgiebigkeit zur Nachgiebigkeit der Flansche zu addieren.

1.6.8 Auslegung und Dauerfestigkeitsberechnung von Schraubenverbindungen

Static and fatigue strength of bolted connections

Betriebsbelastungen. Zur Auslegung der Schraubenverbindung müssen die im Betrieb auftretenden äußeren Belastungen möglichst genau bekannt sein. Für den Entwurf ist es zweckmäßig zwischen selten auftretenden hohen Sonderlasten und häufig auftretenden Betriebslasten zu unterscheiden. Die seltenen, hohen Sonderlasten wird man im Sinne der Festigkeitsberechnung statisch bewerten, für die häufig auftretenden Betriebslasten wird man meist eine Dauerfestigkeitsbewertung zumindest in der Entwurfsphase anstreben. Ideal – aber nicht oft realisierbar – ist eine Schraubenverbindung, die die anschließenden Bauteilquerschnitte für die auftretenden Betriebs- und Sonderlasten vollwertig ersetzt.

Einschraubenverbindung. Aus den äußeren Belastungen einer Mehrschraubenverbindung sind im ersten Schritt die Belastungen der höchstbeanspruchten Einschraubenverbindung abzuleiten. Für diesen Schritt stehen vielfältige Rechnerprogramme zur Verfügung, z. B. [86]. In einfachen Fällen lassen sich die auf die Einschraubenverbindungen wirkenden Betriebs- und Sonderlasten auch ohne Rechnereinsatz ermitteln, was aber bei der Abschätzung der Lasteinleitungshöhe nl_K erhebliche Erfahrung erfordert. Zur Auslegung der Einschraubenverbindung müssen danach die äußere Axialkraft F_A, die gegebenenfalls über die Trennfuge zu übertragenden Querkräfte F_x und F_y, sowie die Biegemomente M_x und M_y sowohl für die Sonderlasten als auch für Betriebslasten bekannt sein, **Bild 74**. Weiterhin sind zur Festlegung einer Mindest-Restklemmkraft die erforderliche Dichtpreßkraft und/oder zur Aufnahme von Fugenreibungskräften $F_Q = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mu F_N$ die erforderliche Normalkraft F_N anzugeben und das voraussichtlich angewandte Anziehverfahren mit dem Anziehfaktor α_A festzulegen.

Vordimensionierung. Die maximale Schraubenkraft F_{Smax} kann für eine erste überschlägige Rechnung zu $F_{Smax} \approx \alpha_A (F_{Kerf} + F_A)$ angenommen werden. Sie muß, wenn eine 90%ige Streckgrenzenauslastung beim Anziehen als zulässig angesehen wird, kleiner als $F_{Sp}/0{,}9$ nach **Anh. G 1 Tab. 7** oder einer Tabelle der VDI-Richtlinie 2230,

Mehrschraubenverbindungen

	Gestaltungsrichtlinien	ungünstig	günstig
1	Vorspannkräfte: Möglichst hoch vorspannen -höhere Festigkeitsklasse -günstiges Anziehverfahren -kleine Reibungszahlen	niedrige Vorspannkräfte	hohe Vorspannkräfte (Anziehverfahren mit kleinem Anziehfaktor α_A wählen)
2	Schraubenanzahl z: Eine möglichst große Schraubenanzahl vorsehen, die durch die Schlüsselaußenmaße begrenzt wird	geringe Schraubenanzahl bzw. wenige große Schrauben	große Schraubenanzahl bei rotat. sym. Verb.: $z = \frac{d_t \cdot \pi}{d_w + h}$ (aufgerundet)
3	Flanschblatthöhe: Flanschblatt möglichst dick gestalten, Richtwert: Blatthöhe > Exzentrizität f		$h > f$
4	Exzentrizität f: minimieren, eventuell Innensechskantschraube wählen, jedoch Übergangsradius nach Festigkeit (z. B. Dauerfestigkeit) bemessen		$f \rightarrow$ minimal
5	Blattüberstand: Blattüberstand $\ddot{u}$ mindestens gleich der Blatthöhe h oder größer setzen	$\ddot{u} < h$	$\ddot{u} \approx h$
6	Auflagefläche: Eine definierte Fläche in der Trennfuge durch einen Einstich schaffen. Tiefe des Einstichs h_e maximal 10% der Blatthöhe h		$l_1 \approx (d_w + h)/2$
7	Anschlußsteifigkeit: Möglichst große Anschlußsteifigkeiten erzeugen, ideal ist der volle Anschlußquerschnitt		

Bild 73. Richtlinien für die Gestaltung von Mehrschraubenverbindungen nach [75, 85], ergänzt

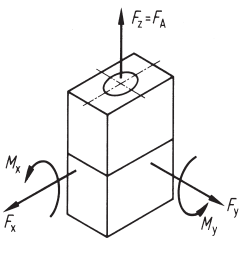


Bild 74. Mögliche Belastungen einer Einschraubenverbindung. F_A Axialkraft; $F_Q = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ Querkraft; M_x, M_y Biegemomente

Ausgabe 1986, sein. Für eine gewünschte Festigkeitsklasse kann damit der erforderliche Schraubendurchmesser d gefunden werden oder für einen im ersten Entwurf zunächst festgelegten Schraubendurchmesser die notwendige Festigkeitsklasse der Schraube. Anhand des gegebenenfalls bereits hier zu korrigierenden Konstruktionsentwurfs ist die Klemmlänge l_K festzulegen, deren Kenntnis für die Berechnung der Schraubennachgiebigkeit δ_S und der Plattennachgiebigkeit δ_P erforderlich ist. Falls die überschlägig mit $F_{S\max} = F_{Sp}/0{,}9$ bei elastischem Anziehen oder $F_{S\max} = 1{,}2F_{Sp}/0{,}9$ für streckgrenz- bzw. streckgrenzüberschreitendes Anziehen zu berechnende Flächenpressung p unter Kopf und Mutter eine Klemmlängenänderung wegen zusätzlich erforderlicher hochfester Unterlegscheiben notwendig macht, ist auch dies zu berücksichtigen. Die Flächenpressung wird hierbei mit der Größe der Auflagefläche A_P nach der Formel $p = F_{S\max}/A_P$ berechnet und darf nicht größer als die Grenzflächenpressung p_G nach **Anh. G 1 Tab. 8** sein. Für exzentrisch verspannte und exzentrisch belastete Schraubenverbindungen ist nun zu prüfen, ob unter den ungünstigsten Belastungen Klaffen in der Trennfuge oder zumindest im Bereich des Birger-Kegels nach **Bild 61** verhindert werden kann und ob die erforderliche Mindestklemmkraft $F_{K\,erf}$ unter Berücksichtigung von Setzen und Exzentrizität gewährleistet ist. Es ist auf jeden Fall anzustreben, daß die häufig auftretenden Betriebslasten quer zur Schraubenachse reibschlüssig übertragen werden – zur Übertragung von selten auftretenden hohen Sonderlasten können eventuell zusätzliche Formschlußelemente (Stifte) eingesetzt werden [90].

Kraftverhältnisse. Die Zug-Druck-Nachgiebigkeiten δ_S und δ_P sind nach **Bild 63** und **Bild 64** zu bestimmen; die Biegenachgiebigkeiten β_S und β_P werden durch Aufsummieren der maßgebenden Teilnachgiebigkeiten $\beta_i = l_i/(EI_{Bi})$ mit den Teillängen l_i, dem Elastizitätsmodul E und den Flächenträgheitsmomenten I_{Bi} abgeschätzt. Für eine Schraube nach **Bild 63** gilt analog zur Ermittlung von δ_S sinngemäß: $\beta_S \approx \beta_k + \beta_1 + \beta_2 + \beta_f + \beta_G + 8\delta_M/d^2$ mit den Flächenträgheitsmomenten $I_{Bi} = \pi d_i^4/64$ und der Nachgiebigkeit für die Mutterverschiebung δ_M. Die Biegenachgiebigkeit des Ersatzbiegebalkens ist wesentlich ungenauer zu berechnen. In erster Näherung gilt $\beta_P = \delta_P A_{ers}/I_{ers}$ mit A_{ers} nach **Bild 64** und $I_{ers} = bh_B^3/12$ mit geschätzten Werten für die Breite b und die Höhe h_b eines Rechteck-Biegebalkens; für b und h_B dürfen höchstens Werte gewählt werden, die den Durchmesser des Birger-Kegels (**Bild 61**) in der Trennfugenebene nicht überschreiten.

Schraubenbelastungen. Für die Einschraubenverbindungen nach **Bild 70** werden die Schraubenkräfte F_S und Schrauben-Biegemomente M_{Sb} mit **Tab. 20** bestimmt. Richtwerte für den Faktor n s. **Bild 71**. Im Zweifelsfall ist jeweils der ungünstigere Wert von n zu wählen. Die Formeln setzen planparallele Auflageflächen für Schraubenkopf und Mutter voraus. Die maximale Montage-Vorspannkraft wird mit Gl. (4) mit $\Phi_K \to n\Phi_{eK}$ festgelegt, das Gewindereibungsmoment beim Anziehen nach **G 1.6.6**.

Maximale Schraubenspannung. Unter der maximalen Montage-Vorspannkraft wird eine Vollschaftschraube im Bolzengewinde durch die Nenn-Zugspannung $\sigma_{zM} = F_{M\max}/A_S$ und eine Nenn-Torsionsspannung $\tau_{tM} = M_G/W_p$ (mit dem polaren Widerstandsmoment W_p des Spannungsquerschnitts A_S) belastet; das durch $F_{M\max}$ in einer exzentrisch verspannten Schraubenverbindung erzeugte Biegemoment M_{Sb} darf meist unberücksichtigt bleiben. Zusätzlich wirkt die aus den axialen Betriebskräften und -momenten resultierende Zusatzkraft F_{SAo} und deshalb z. B. bei exzentrischer Betriebskraft F_{Ao} die zusätzliche Zugspannung $\sigma_{SAo} = n\Phi_{eK}F_{Ao}/A_S$. Die Überlagerung dieser Spannungen nach der Mises-Hypothese ergibt die Vergleichsspannung σ_{zred}, die nach VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986, bei elastischem Anziehen bis dicht an $R_{p0,2}$ heranreichen, bei streckgrenz- bzw. streckgrenzüberschreitendem Anziehen $R_{p0,2}$ sogar rechnerisch beschränkt überschreiten darf. Diese überschlägige Betrachtungsweise setzt voraus, daß das Material auch im gekerbten Zustand ausreichend fließfähig bleibt, daß das Gewinde nicht abgestreift wird und daß die bei Betriebslast auftretenden Setzerscheinungen bei der Bestimmung der Restklemmkraft jeweils beachtet werden. Bei großen Schrauben reicht diese einfache Berechnungsmethode zur Beurteilung des Bauteilversagens nicht mehr aus [80, 88]. Für Dehnschaft- und Taillenschrauben ist statt des Spannungsquerschnitts A_S der engste Querschnitt A_T zu berücksichtigen, analoges gilt für die Widerstandsmomente W_p.

Flächenpressung unter Kopf und Mutter. Die Einhaltung der zulässigen Flächenpressung p in der Kopf- und Mutterauflage ist für eine maximale rechnerische Schraubenkraft $F_{S\max} = f_a(F_{M\max} + \Phi F_{Ao})$ nachzuprüfen, mit $f_a = 1$ für elastisches Anziehen und $f_a = 1{,}2$ für streckgrenz- bzw. streckgrenzüberschreitendes Anziehen sowie dem ungünstigsten Kraftverhältnis Φ. Zulässige Flächenpressungen nach **Anh. G 1 Tab. 8**.

Flächenpressung im Gewinde. Für Schrauben-Mutter-Kombinationen mit festgelegten Prüfkräften nach DIN ISO 898 ist die Flächenpressung im Gewinde bei zügiger Belastung nicht nachzurechnen. Bei Bewegungsschrauben bestimmt die Flächenpressung p im Gewinde die erforderliche Mutterhöhe. Die tragende Fläche eines Gewindegangs ergibt sich aus den Abmessungen nach **Bild 57** und **Bild 58**. Mutterhöhen mit $h > 1{,}5d$ werden nicht ausgenutzt und sind nicht mehr zu berücksichtigen; als zulässige Flächenpressung kann dann unter der Annahme einer gleichmäßigen Pressungsverteilung für Bewegungsschrauben mit Bronzemuttern angenommen werden: $p_{zul} = 7{,}5\ \mathrm{N/mm^2}$ bei unlegierten Maschinenbaustählen, $p_{zul} = 15\ \mathrm{N/mm^2}$ bei hochfestem Stahl.

Abstreiffestigkeit von Schrauben- und Muttergewinde. Die Tragfähigkeit der Gewindeverbindung bei zügiger Belastung wird durch die Schubfestigkeit $\tau_B \approx 0{,}6R_m$ von Schraube oder Mutter und durch die zugeordneten effektiven Scherflächen A_{SG}, die wiederum von der Mutteraufweitung, der plastischen Gewindeverbiegung und den Fertigungstoleranzen abhängen, bestimmt. Für Muttern mit einem Verhältnis von Schlüsselweite/Nenndurchmesser = 1,5 ist beispielsweise für Mutteraufweitung und plastische Gewindeverformung zusätzlich eine Reduktion der geometrischen Scherfläche um 25% anzunehmen; der Einfluß der Reibung beim Anziehen der Schraubenverbindung kann durch einen Abschlag von 10 bis 15% berücksichtigt werden [75], Ausgabe 1986.

Dauerschwingbeanspruchung. Der maßgebende Spannungsausschlag σ_{Sa} bei Dauerschwingbeanspruchung mit 10^6 oder mehr Lastspielen wird aus der Nennspannungsamplitude $\sigma_{za} = n\Phi_{eK}(F_{Ao} - F_{Au})/(2A_3)$ und der zugehörigen Biegenennspannungsamplitude $\sigma_{ba} = [(M_{Sb})_o - (M_{Sb})_u]/(2W_3)$ ermittelt – **Bild 68** und **Tab. 20**, Kernquerschnitt A_3 und zugehöriges Biegewiderstandsmoment $W_3 = \pi d_3^3/32$. *Spannungsausschlag* σ_{Sa} muß kleiner als der zulässige Wert $\sigma_{A\,zul}$ bleiben, der mit der *erforderlichen* Sicherheitszahl S_D nach $\sigma_{A\,zul} = \sigma_A/S_D$ und **Tab. 21** für Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 nach VDI-Richtlinie 2230 abgeschätzt werden kann. Der Faktor 0,75 in der Formel für σ_{ASV} berücksichtigt, daß die Streuung der Dauerhaltbarkeit um den Versuchsmittelwert 25% betragen kann [75, Ausgabe 1986; leicht modifizierte Vorschläge siehe Neufassung].

Die Dauerhaltbarkeit σ_A ist wegen der scharfen Kerben des Spitzgewindes und der Krafteinleitung über eine Druckmutter, z. B. nach **Bild 61**, sehr niedrig im Vergleich zur Dauer-

Tabelle 21. Dauerhaltbarkeit des Gewindes von Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 (Anhaltswerte) mit Gewinde-Nenndurchmesser d bis 40 mm und Druckmuttern, Schraubenkraft an der 0,2%-Dehngrenze $F_{0,2}$, Vorspannkraft F_V (nach VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986)

Dauerhaltbarkeit	Gewinde schlußvergütet (SV)	Gewinde schlußgewalzt (SG)
$\pm\sigma_A$ in N/mm²	$\sigma_{ASV} \approx 0{,}75\left(\frac{180}{d}+52\right)$ d in mm	$\sigma_{ASG} \approx \left(2-\frac{F_V}{F_{0,2}}\right)\sigma_{ASV}$
Vorspannkraftabhängig	nein	ja
Gültigkeitsbereich	$0{,}2\ F_{0,2} < F_V < 0{,}8\ F_{0,2}$	$0{,}2\ F_{0,2} < F_V < 0{,}8\ F_{0,2}$

haltbarkeit eines glatten Stabes aus gleichem Werkstoff. Die Lasteinleitung über eine Druckmutter ist deshalb sehr ungünstig, weil durch die Formänderung des belasteten Gewindes die Zugkraft im Bolzen nicht gleichmäßig über alle Gewindegänge verteilt wird und durch die Kraftfluß-Umlenkung aus der Zugkraft im Bolzen eine Druckkraft in der Mutter wird. Man kann annehmen, daß bei einer üblichen Druckmutter im ersten Gang bereits bis zu 40% der Zugkraft F_S übertragen werden, wenn keine Lastumverteilung durch Fließvorgänge (Setzen) beim Anziehen der Schraube erfolgt.
Schraubenverbindungen mit schlußvergüteten Schrauben bis $d = 40$ mm erweisen sich wegen solcher plastischer Lastumverteilungsvorgänge als relativ mittelspannungsunempfindlich, **Bild 75**. Die erhöhte Dauerhaltbarkeit schlußgewalzter Schrauben geht dagegen mit wachsender Vorspannung zurück.

Gewindeauslauf und Kopf-Schaft-Übergang. Wird durch Vergüten und Rollen die Dauerfestigkeit des Bolzengewindes erheblich gesteigert, so müssen auch Kerbstellen an anderen Stellen der Schrauben, wie z. B. der Gewindeauslauf nach DIN 76 T 1, auf Dauerhaltbarkeit nachgerechnet und wenn nötig konstruktiv verbessert werden. In **Bild 76** ist der im Mittel ertragbare Spannungsausschlag in verschiedenen Übergängen zwischen Gewinde und Schaft aufgeführt [77, 94]. Der Übergangsradius für den Kopf-Schaft-Übergang ist in den Normen für Schrauben festgelegt. Die Ausführung als tolerierter Übergangsradius reicht für Normschrauben mit relativ niedrigen Köpfen auch meist noch aus, wenn durch Kaltverfestigung das Gewinde auf höchste Dauerhaltbarkeitswerte gebracht wird. Durch Erhöhung der Übergangsradien auf $0{,}08d$ können besonders dauerhafte Schrauben, allerdings mit geringer Vergrößerung des Kopfaußendurchmessers, konstruiert werden.

Große Schrauben [80, 88, 89]. Der Erhöhung der Dauerfestigkeit durch Rollen sind abmessungsseitig Grenzen gesetzt. Für große Schrauben werden deshalb bei hohen dynamischen Belastungsanteilen weitere Maßnahmen zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit angewendet. In **Bild 77** werden die ersten Gewindegänge an der Mutter durch eine Verlagerung der Kraftflußumlenkung und am Sacklochgewinde durch den kegeligen Übergangsradius zum Schaft mit übergreifendem Gewinde entlastet. Die Dehnschraube ist biegeweich und wird mit einer Ansatzkuppe im Sacklochgrund verspannt. Die relativ biegeweiche Dehnschraube wird hydraulisch vorgespannt und durch eine Scherbüchse von hohen seltenen Querkräften entlastet, während die häufig auftretenden Betriebs-Querkräfte durch Reibschluß übertragen werden. Die Vorspannkräfte beim Anziehen sind unter Beachtung bruchmechanischer Berechnungen festzulegen [80].

Schraubenverbindungen mit Sonderanforderungen. Sie werden bezüglich höherer oder tieferer Temperaturen und/oder Korrosion z. B. in [77–79] behandelt.

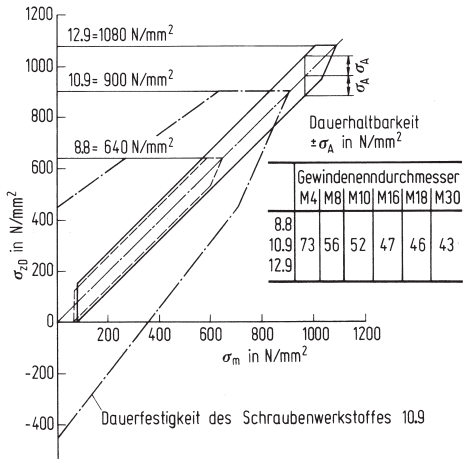


Bild 75. Dauerhaltbarkeitsgrenzen für schlußvergütete Schrauben mit geschnittenem Gewinde und Druckmutter (Schraubengewinde werden heute vorzugsweise gerollt; Dauerhaltbarkeitswerte deshalb auf sicherer Seite)

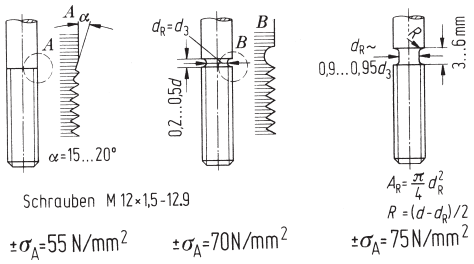


Bild 76. Einfluß der Gestaltung von Gewindeausläufen auf den ertragenen Wechselspannungsausschlag σ_A am Übergang vom Gewinde zum Schaft [94]

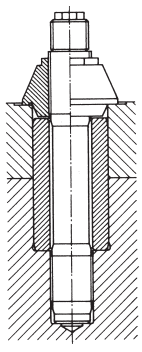


Bild 77. Konstruktive Maßnahmen zur Steigerung der Dauerfestigkeit großer Schrauben

1.6.9 Sicherung von Schraubenverbindungen
Thread locking devices

Eine konstruktiv richtig ausgelegte Schraubenverbindung, die zuverlässig vorgespannt ist, braucht i. allg. keine zusätzliche Schraubensicherung, insbesondere bei hochfesten Schraubenwerkstoffen, genügender Schraubennachgiebigkeit δ_S, genügender Klemmlänge ($l_K \geqq 5d$) und einem Minimum von Trennfugen. Maßnahmen zur Vergrößerung der Klemmlänge oder zur Erhöhung der Nachgiebigkeit δ_S (**Bild 78**) haben nicht nur den Vorteil, daß sie die Schraubenzusatzlast F_{SA} herabsetzen, sondern auch den Vorteil erhöhter Sicherheit gegen Losdrehen.
Durch *Lockern* infolge *Setzens* bzw. *Kriechens* der Verbindungselemente oder durch selbsttätiges *Losdrehen* als Folge von Relativbewegungen zwischen den Kontaktflächen kann in manchen Fällen die erforderliche Vorspannkraft jedoch unterschritten werden, so daß bereits bei der konstruktiven Auslegung geeignete Sicherungselemente vorzusehen sind. Kriechen kann z. B. beim Verspannen von niederfesten Kupfer- oder lackierten Stahl-Blechen selbst bei Raumtemperatur beobachtet werden, während Relativbewegungen zwischen den Kontaktflächen vor allem bei dünnen verspannten Teilen und Belastungen senkrecht zur Achsrichtung der Schraube bei unzureichender Vorspannkraft auftreten. Man unterscheidet zwischen *„Setzsicherungen“* zur Kompensierung der Kriech- und Setzbeträge und *„Losdrehsicherungen“*, die in der Lage sind, das bei Relativbewegung entstehende „innere“ Losdrehmoment zu blockieren oder zu verhindern; *„Verliersicherungen“* können ein teilweises Losdrehen nicht verhindern, wohl aber ein vollständiges Auseinanderfallen der Schraubenverbindung.

Tab. 22 gibt einen Überblick über die Funktion und Wirksamkeit verschiedener Sicherungselemente [75, 77–79], s. auch DIN 25 201.

Mitverspannte federnde Elemente vermögen in der Regel Losdrehvorgänge infolge wechselnder Querverschiebung nicht zu verhindern. Für axialbeanspruchte sehr kurze Schrauben der unteren Festigkeitsklassen ($\leqq$ 6.8) kann die Verwendung als Setzsicherung empfohlen werden. Die Federwirkung muß jedoch auch unter voller Vorspannkraft und höchster Betriebskraft vorhanden sein. Zu beachten ist die Gefahr von Spaltkorrosion in entsprechender Atmosphäre [75, 78, 82].

Formschlüssige Elemente können ein begrenztes Losdrehmoment aufnehmen und sollten daher auch nur bei Schrauben im unteren Festigkeitsbereich ($\leqq$ 6.8) eingesetzt werden. Da sie in der Regel nur eine geringe Restvorspannkraft aufrechterhalten, sichern sie die Verbindung insbesondere nach Setzen gegen Verlieren, **Bild 79**. Für Nutmuttern nach DIN 1804 werden i. allg. und insbesondere im Werkzeugmaschinenbau Sicherungsbleche mit Innennase nach DIN 462 verwendet, **Bild 79 d**.

Klemmende Elemente in „selbstsichernden“ Muttern nach DIN 980/982/985/986/6924/6925 z. B. **Bild 80 a** bieten einen

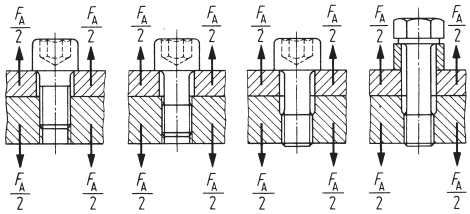


Bild 78. Konstruktive Maßnahmen mit steigender Dauerhaltbarkeit und steigender Losdrehsicherheit der Schraubenverbindung

Tabelle 22. Einteilung der Sicherungselemente nach Funktion und Wirksamkeit nach [75, 77, 79]

Gruppeneinteilung nach Funktion	Beispiel	Wirksamkeit
mitverspannte federnde Elemente	Tellerfedern Spannscheiben DIN 6796, 6908	Setzsicherung für axialbeanspruchte kurze Schrauben der unteren Festigkeitsklassen ($\leqq$ 6.8)
formschlüssige Elemente	Kronenmutter DIN 935 Schraube mit Splintloch DIN 962 Drahtsicherung Scheibe mit Außennase DIN 432	Verliersicherung für querbeanspruchte Schraubenverbindungen der unteren Festigkeitsklassen ($\leqq$ 6.8)
klemmende Elemente	Ganzmetallmuttern mit Klemmteil Gewindefurchende Schrauben Muttern mit Kunststoffeinsatz[a]) Schrauben mit Kunststoffbeschichtung in Gewinde[a])	Verliersicherung
sperrende Elemente	Sperrzahnschraube Sperrzahnmutter	Losdrehsicherung; Ausnahme gehärtete Oberfläche (HRC > 40)
klebende Elemente	mikroverkapselte Schrauben[a]) Flüssigklebstoff[a])	Losdrehsicherung

[a]) Temperaturabhängigkeit beachten.

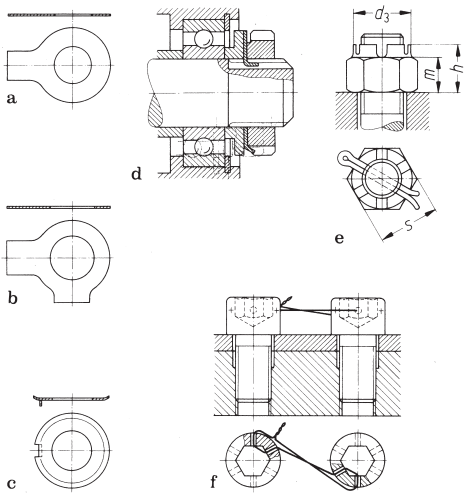


Bild 79 a–f. Formschlüssige Schraubensicherungen. **a** Sicherungsblech mit Lappen DIN 93; **b** Sicherungsblech mit zwei Lappen DIN 463; **c** Sicherungsblech mit Außennase DIN 432; **d** Sicherungsblech mit Innennase DIN 462 für Nutmutter DIN 1804; **e** Kronenmutter DIN 935 mit Splint DIN 94; **f** Drahtsicherung

hohen Reibschluß und können zumindest als Verliersicherungen angesehen werden. Kontermutter (mit einer niedrigeren Mutter als untere Mutter) nach **Bild 80 b** und Sicherungsmut-

tern nach DIN 7967 nach **Bild 80c** schützen nicht zuverlässig gegen Losdrehen.

Sperrende Elemente (Rippen oder Zähne) in der Auflagefläche von Schraube oder Mutter nach **Bild 80d** und **Bild 80e** vermögen in den meisten Anwendungsfällen das innere Losdrehmoment zu blockieren und somit die Vorspannkraft in voller Höhe zu erhalten, da sie sich in nicht gehärtete Oberflächen eingraben [96]; allerdings ist die Kerbwirkung der Oberflächenverformung zu beachten [84].

Klebende Elemente bewirken einen Stoffschluß im Gewinde und verhindern damit Relativbewegungen zwischen Bolzen- und Muttergewindeflanschen, so daß die inneren Losdrehmomente nicht wirksam werden [78]. Klebende Sicherungselemente sind insbesondere bei gehärteten Oberflächen geeignet, wo sperrende Elemente nicht mehr anwendbar sind. Zu beachten ist die zum Teil stark störende Gewindereibung beim Anziehen sowie die Anwendungsgrenze von etwa 90 °C. Im Großmaschinenbau werden Schrauben und Muttern oft durch Kehl-Schweißnähte an einer oder zwei Sechskantflächen gegen Losdrehen gesichert.

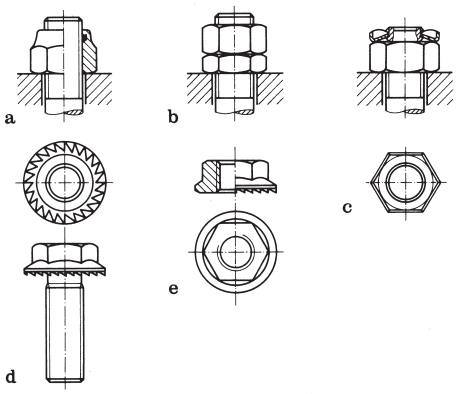


Bild 80a–e. Reibschlüssige und sperrende Schraubensicherungen. **a** Selbstsichernde Mutter DIN 982; **b** Kontermutter; **c** Sicherungsmutter DIN 7987; **d** Sperrzahnschraube; **e** Sperrzahnmutter

2 Federnde Verbindungen (Federn)
Elastic connections (springs)

H. Mertens, Berlin; **H.D. Motz**, Solingen (Abschn. 2.6)

2.1 Aufgaben, Eigenschaften, Kenngrößen
Applications, characteristics, properties

2.1.1 Aufgaben. Applications

Eine Feder ist ein Konstruktionselement mit der Fähigkeit *Arbeit auf einem verhältnismäßig großen Weg aufzunehmen* und diese ganz oder teilweise als *Formänderungsenergie* zu speichern. Wird die Feder entlastet, so wird die gespeicherte Energie ganz oder teilweise wieder abgegeben. Eine Feder kann damit durch ihre energiespeichernden und -verzehrenden Eigenschaften (durch *Speicher- und Dämpfungsvermögen*) beschrieben werden. Hieraus können folgende Aufgaben abgeleitet werden:

- Aufrechterhalten einer nahezu konstanten Kraft bei kleinen Wegänderungen durch Bewegung, Setzen und Verschleiß, z. B. Kontaktfedern, Ringspannscheiben zur Schraubensicherung, Andrückfedern in Rutschkupplungen;
- Vermeiden hoher Kräfte bei kleinen Relativverschiebungen zwischen Bauteilen durch Wärmedehnungen, Setzen oder andere eingeprägte Verformungen, z. B. Kompensatoren in Rohr- und Stromleitungen, Dehnfugenausgleich in Plattenkonstruktionen, Laschen oder Membranen in Kupplungen;
- Belastungsausgleich oder räumlich gleichmäßiges Verteilen von Kräften, z. B. für Federung von Fahrzeugen, für Federkernmatratzen;
- Spielfreies Führen von Maschinenteilen, z. B. mit parallelen Blattfedern, mit Gummigelenken;
- Speichern von Energie, z. B. Uhrenfedern oder Federmotoren für Spielzeuge;
- Rückführen eines Bauteils in seine Ausgangslage nach einer Auslenkung, z. B. Ventilfedern, Rückstellfedern in hydraulischen Ventilen und Meßgeräten – auch für Rückschlagventile;
- Messen von Kräften und Momenten in Meß- und Regeleinrichtungen bei reproduzierbarem, genügend linearem Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung, z. B. Federwaagen;
- Beeinflussen des Schwingungsverhaltens von Antriebssträngen, insbesondere Tilgung oder Dämpfung angeregter Schwingungen bei stationärem oder instationärem Betrieb, aber auch umgekehrt zur Erzeugung von Resonanzschwingungen z. B. in Schwingförderern oder Schwingprüfmaschinen, s. **B 4** und **U 3.4**;
- Schwingungsisolierung, Schwingungsdämpfung, Verstimmung; aktive und passive Isolierung von Maschinen und Geräten, s. **O 2.3**;
- Mildern von Stößen durch Auffangen der Stoßenergie auf längeren Wegen, z. B. Fahrzeug-Gasfeder-Dämpfer, Pufferfedern, Stoßisolierung von Hammerfundamenten, s. **Q 1.5.3**.

Eine vom Verwendungszweck unabhängige Einteilung der Federn kann über den Federwerkstoff: *Metallfedern, Gummifedern,* faserverstärkte *Kunststoffedern, Gasfedern* erfolgen. Bei Metallfedern ist die Werkstoffdämpfungsfähigkeit verhältnismäßig gering, bei Federn aus Gummi oder Kunststoff technisch nutzbar. Die federnden Eigenschaften von Metallen lassen sich nur durch bestimmte Formgebung ausnutzen (*Formfederung*); auch Gummi ist noch relativ steif und praktisch inkompressibel. Nur bei Gasfedern kann die *Volumenfederung* ausgenutzt werden.

2.1.2 Federkennlinie, Federsteifigkeit, Federnachgiebigkeit
Load-deformation diagrams, spring rate (stiffness), deformation rate (flexibility)

Federkennlinie. Sie gibt die Abhängigkeit der auf die Feder wirkenden Federkraft F (oder des Federdrehmoments M_t) vom Federweg s (bzw. dem Verdrehwinkel φ), der Auslenkungsdifferenz zwischen den Kraftangriffsstellen, wieder, **Bild 1**. Die Steigung der Kennlinie dF/ds wird *Federsteifigkeit c* oder nach DIN 2089 *Federrate R* genannt. Solange der Federwerkstoff dem Hookeschen Gesetz genügt und die Federn reibungsfrei sind, können für kleine Federwege geradlinige Federkennlinien auftreten. Es gilt dann

$$c = dF/ds = F/s = F_{max}/s_{max}$$

bzw.

$$c_t = dM_t/d\varphi = M_t/\varphi = M_{t\,max}/\varphi_{max}. \quad (1)$$

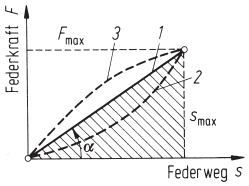


Bild 1. Federkennlinien bei zügiger Belastung. *1* geradlinige Federkennlinie, *2* progressive Federkennlinie, *3* degressive Federkennlinie, Arbeitsaufnahmefähigeit W für Kennlinie *1* schraffiert

Der Kehrwert der Federsteifigkeit (oft auch kurz Federsteife) heißt *Federnachgiebigkeit* δ

$$\delta = 1/c = \mathrm{d}s/\mathrm{d}F \quad \text{bzw.} \quad \delta_t = 1/c_t = \mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}M_t. \tag{2}$$

2.1.3 Arbeitsaufnahmefähigkeit, Nutzungsgrad, Dämpfungsvermögen, Dämpfungsfaktor

Energy storage, energy storage efficiency factor, damping capacity, damping factor

Die Fläche unter der Kennlinie (**Bild 1**) ist ein Maß für die Arbeitsaufnahmefähigkeit oder das Arbeitsvermögen einer Feder (s. **B 3.2**),

$$W = \int_0^{s_{max}} F\,\mathrm{d}s \quad \text{bzw.} \quad W_t = \int_0^{\varphi_{max}} M_t\,\mathrm{d}\varphi. \tag{3}$$

Für Federn mit geradliniger Kennlinie gilt zwischen $s=0$ und $s=s_{max}$

$$W = F_{max}s_{max}/2 = cs_{max}^2/2 = F_{max}^2/(2c)$$

bzw.

$$W_t = M_{tmax}\varphi_{max}/2 = c_t\varphi_{max}^2/2 = M_{tmax}^2/(2c_t). \tag{4}$$

Mit dem Hookeschen Gesetz $\sigma = E\varepsilon = E(s/l)$ gilt für die Arbeitsaufnahmefähigkeit eines Werkstoffs bei über Federquerschnitt A und Federlänge l gleichmäßig verteilter Zug- oder Druckbeanspruchung sowie dem Volumen $V = Al$:

$$W = \int_0^{s_{max}} F\,\mathrm{d}s = \int_0^{s_{max}} (F/A)(Al)d(s/l) = V\sigma_{max}^2/(2E)$$

bzw.

$$W_t = V\tau_{max}^2/(2G) \tag{5}$$

bei Schubbeanspruchung. Bei nicht gleichmäßig verteilter Beanspruchung gilt

$$W = \eta_A V\sigma_{max}^2/(2E)$$

bzw.

$$W_t = \eta_A V\tau_{max}^2/(2G) \tag{6}$$

mit dem *Volumennutzungsgrad* η_A, der von der jeweiligen Federgestalt und der Belastungsart abhängt und einen nützlichen Vergleich verschiedener Federarten hinsichtlich Werkstoffausnutzung gibt.

Bei zyklischer Verformung, z. B. schwellendem Federweg nach **Bild 2a** oder wechselndem Federweg nach **Bild 2b**, ist die von der Kennlinie umschlossene Fläche ein Maß für die während eines Lastspiels dissipierte Energie W_D. Für linear viskoelastische Federwerkstoffe wird zur Kennzeichnung des hieraus resultierenden Dämpfungsvermögens der *Dämpfungsfaktor* ψ genutzt: Er gibt bei reiner Wechselverformung entsprechend **Bild 2b** das Verhältnis der kennlinienumschlossenen, W_D-proportionalen Fläche zur Dreiecksfläche mit der

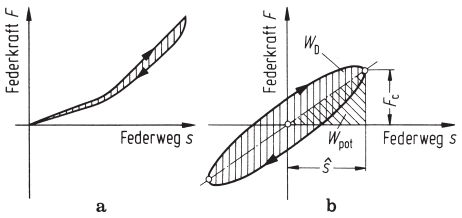


Bild 2 a, b. Federkennlinien bei schwingender Belastung. **a** Kennlinie bei schwellend beanspruchten, zweistufig geschichteten Blattfedern; **b** Hystereseschleife in Ellipsenform für einen wechselbeanspruchten viskoelastischen Federwerkstoff mit geschwindigkeitsproportionaler Dämpfungskraft

Verformungsamplitude $\hat{s}$ als Grundlinie und der zugehörigen Federkraftamplitude F_c als Höhe wieder; die Dreiecksfläche ist ein Maß für die in der Umkehrlage gespeicherte elastische Verformungsenergie W_{pot}:

$$\psi = W_D/W_{pot}. \tag{7}$$

Erweiterung auf nichtlineares Verhalten bei zyklischer Verformung [15]. Zur Kennzeichnung des nichtlinearen Federverhaltens, insbesondere bei nichtstationärer Beanspruchung, sind erweiterte Feder-Dämpfer-Simulations-Modelle [88] erforderlich, s. auch **Q 1.8**.

2.2 Metallfedern. Metal springs

Metallfedern [1–79] werden meist aus hochfesten Federwerkstoffen (s. **E 3.1.4**) hergestellt. Alle Normen über Federstähle enthalten Anforderungen zur Oberflächenbeschaffenheit, da die Zeit- und Dauerfestigkeit von Federn wesentlich von einer kerbfreien Oberfläche abhängt. Diese Forderungen müssen auch auf gefertigte und montierte Federn übertragen werden, was bedeutet, daß Riß- und Scheuerstellen bei Montage und Betrieb zu vermeiden sind, Qualitätssicherung ist unerläßlich. Auch durch Korrosionseinfluß kann die Lebensdauer stark herabgesetzt werden. Als Korrosionsschutz können organische oder anorganische Schutzüberzüge aufgebracht werden [73]. Bei galvanischen Schutzüberzügen ist die Gefahr von Wasserstoffversprödung zu beachten [70]. Weiterhin können je nach Korrosionsbelastung verschiedene Chrom-Nickel-Stähle oder NE-Metalle eingesetzt werden. Bei Berechnung und Gestaltung von Federn sind die in **Tab. 1** aufgeführten DIN-Normen zu beachten. In technischen Zeichnungen werden Federn nach DIN ISO 2162 dargestellt.

2.2.1 Zug/Druck-beanspruchte Zug- oder Druckfedern

Axially loaded straight bars and ring springs

Zugstäbe, Druckstäbe. *Anwendung.* Wegen hoher Federsteife nur in hochfrequenten Prüfmaschinen und Schwingungserregern sowie als Einzelelemente in Schraubenverbindungen (s. **G 1.6**).

Grundlagen. Für Stab mit Länge l, Querschnitt A und Elastizitätsmodul E gilt für Federsteife $c = EA/l$. Der Nutzungsgrad des federnden Volumens ist $\eta_A = 1$, falls Einspannkerbwirkung durch entsprechende Übergänge vermieden wird: Schulterstäbe.

Ringfedern. *Anwendung.* Wegen hoher dissipierter Energie als Pufferfeder sowie als Überlastsicherung und Dämpfungselement im Pressenbau [7, 18].

Bauform (**Bild 3a**). Zug- und druckbeanspruchte Ringe mit konischen Wirkflächen; (Innenringquerschnitt A_i zu Außenringquerschnitt A_a) $\approx 0{,}8$. (Außenring-Außendurchmesser d_a zu Ringbreite b) ≈ 5 bis 6.

Tabelle 1. Gestaltung und Berechnung von Stahlfedern nach Normen (Übersicht)

Beanspruchung	Federgestalt (DIN ISO 2162) Belastungsart	Gestaltung Lasteinleitung (Toleranzen)	Halbzeugnormen Werkstoffnormen	Berechnung (ruhende oder schwingende Belastung)
Zug-, Druck	Ringfeder, druckkraftbelastet	Ringe mit konischer Wirkfläche, abwechselnd zug- u. druckbeansprucht	(Werknormen, Ringfeder GmbH, Krefeld)	Entwurfsberechnung s. G 2.2.1
Biegebeanspruchung	Einzelblattfeder, querkraftbelastet (Rechteck-, Dreieck- und Trapezform)	bei dynamisch hochbeanspruchten Federn nach **Bild 4**	DIN 1544 (Kaltbänder) DIN 17221 (warmgewalzt) DIN 17222 (kaltgewalzt)	Entwurfsberechnung s. **Tab. 2**
	geschichtete Blattfedern, querkraftbelastet	DIN 1573 (Beilagen, Keile) DIN 2094 (Straßenfahrzeuge) DIN 4621 (Klammern) DIN 5542 (Enden) DIN 5543 (Aufhängung) DIN 5544 (Schienenfahrzeuge) DIN 11747 (Landmaschinen)	DIN 1570 (warmgewalzt, gerippt) DIN 4620 (warmgewalzt)	DIN 5544 (Federdiagramme)
	zylindrische Schraubendrehfeder (Schenkelfeder) runder und rechteckiger Querschnitt	DIN 2088 (Konstruktions-Hinweise, Einspannbedingungen)	DIN 17223 Bl. 1, 2 DIN 17224 (nichtrostend) DIN 2076, DIN 2077	DIN 2088 (Gleichungen, Beispiele, Leitertafeln, zulässige Spannungen)
	Spiralfeder, drehmomentbelastet	DIN 8255 T 1 (Rollen) DIN 8287 (f. Uhren)	DIN 17222 (kaltgewalzt) DIN 1544 (Kaltbänder) (DIN 43801 T 1)	DIN 43801 T 1 (s.a. G 2.2.3)
	Tellerfedern, druckkraftbelastet (Einzelfedern, Federpakete, Federsäulen)	DIN 2093 (Ausführung, Spiel) (DIN 6796 Spannscheiben)		DIN 2092 (Gleichungen, Kennlinien, Kombinationen, Beispiele, Schrifttum)
Verdrehbeanspruchung	Drehstabfeder, mit rundem Querschnitt, drehmomentbelastet	DIN 2091 (Drehstabköpfe) DIN 5481 (Kerbverzahnung) SAE J 498	DIN 17221 DIN 2077	DIN 2091 (Gleichungen, Ersatzlänge, Vorsetzen, Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild, Relaxation, s. a. G 2.2.5)
	zylindrische Schraubenzugfeder mit rundem Querschnitt	DIN 2097 (Ösen) DIN 2099 Bl. 2 (Bestellvordruck)	DIN 17223 Bl. 1, 2 DIN 17224 (nichtrostend) DIN 17225 (warmfest) DIN 17221 (warmgeformt) DIN 2076, DIN 2077	DIN 2089 Bl. 2 (Gleichungen, Beiwert, Beispiele, Leitertafeln)
	zylindrische Schraubendruckfeder mit rundem Querschnitt	DIN 2099 Bl. 1 (Bestellvordruck) DIN 2098 Bl. 1, 2	DIN 2095, DIN 2096 DIN 2098 Bl. 1	DIN 2089 T 1 (Gleichungen, Kennwerte, Knickung, Querfederung, Relaxation, Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild)
	zylindrische Schraubendruckfeder mit rechteckigem Querschnitt	DIN 2090 (f. Prüfmaschinen auch aus dem Vollen geschnitten)		DIN 2090 (Gleichungen, Beiwerte: hoch und flachkantgewickelt)
	kegelige Schraubendruckfedern	(Rund- oder Rechteck Querschnitt)		Angenäherte Gleichungen s. [20, 42]

Grundlagen. Zur Vermeidung von Selbsthemmung wird bei feinbearbeiteten Ringen mit Reibungswinkel $\varrho \approx 7°$ der Neigungswinkel $\alpha \approx 12°$ gewählt; bei unbearbeiteten größeren, im Gesenk geschlagenen Ringen mit $\varrho \approx 9°$ der Neigungswinkel $\alpha \approx 14°$. Für Belastung $F\uparrow$ und Entlastung $F\downarrow$ gilt analog zu Bewegungsschrauben (s. **B 1.11**):

$$F\uparrow = F_c \tan(\alpha + \varrho)/\tan\alpha \approx (1{,}5 \ldots 1{,}6) F_c, \tag{8}$$

$$F\downarrow = F_c \tan(\alpha - \varrho)/\tan\alpha, \tag{9}$$

mit der Federkraft F_c ohne Reibungsberücksichtigung nach **Bild 3b**. Für Arbeitsaufnahme $W\uparrow$ bei Belastung gilt $W\uparrow = (F\uparrow)s/2$, für Arbeitsabgabe $W\downarrow$ bei Entlastung $W\downarrow = (F\downarrow)s/2$, dissipierte Energie $W_D = W\uparrow - W\downarrow \approx 3/4 W\uparrow$.

Für die Zugspannung σ_z im Außenring und die Druckspannung σ_d im Innenring gilt aus Gleichgewichtsgründen $\sigma_z A_a = \sigma_d A_i$. Die Flächenpressung p in der Reibfläche wird damit $p = \sigma_z A_a/(l d_m)$, mit der Überlappungslänge l einer Kegelpaarung. Die Tangentialkraft F_t im Außenring $F_t = \sigma_z A_a$ begrenzt die maximale Tragkraft F_{max}, da gilt

$$F\uparrow = F_t \pi \tan(\alpha + \varrho) = \sigma_z A_a \pi \tan(\alpha + \varrho). \tag{10}$$

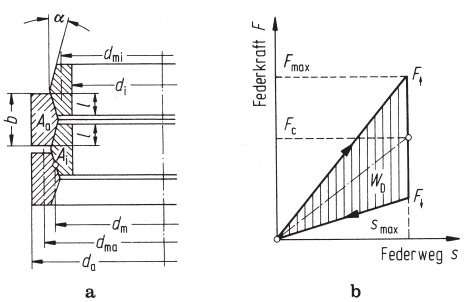


Bild 3a, b. Ringfeder. **a** Querschnitt; **b** Kennlinie vor dem Blockieren

Die Zusammendrückung s einer Ringfedersäule mit insgesamt n Ringen, darunter je zwei halben Endringen wird

$$s = 0{,}5n(\sigma_z d_{ma} + \sigma_d d_{mi})/(E \tan \alpha). \quad (11)$$

Entwurfsberechnung. Für bearbeitete Ringe aus gehärtetem und angelassenem Edelstahl und seltene Höchstbeanspruchung kann als zulässige Beanspruchung $\sigma_{z\,zul} = 1000\,N/mm^2$ angenommen werden; zulässige Druckbeanspruchung $\sigma_{d\,zul}$ etwa 20% höher ($E = 2{,}1 \cdot 10^5\,N/mm^2$).

Feingestaltung. Abhängig von Schmierung (auch Lebensdauerschmierung). Serienprodukte nach Herstellerangaben, **Tab. 1**.

2.2.2 Einfache und geschichtete Blattfedern (gerade oder schwachgekrümmte, biegebeanspruchte Federn)

Leaf springs and laminated leaf springs

Einfache Blattfedern. *Anwendung.* Als Andrückfedern von Schiebern, Ankern, Klinken in Gesperren, als Kontaktfeder in Schaltern, als Führungsfedern.

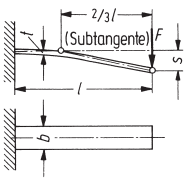
Grundformen (**Tab. 2**). Als Rechteckfeder (**Tab. 2a**) mit einem über die Länge gleichbleibenden Rechteckquerschnitt der Dicke t und der Breite b oder als Dreieck- (**Tab. 2b**) oder Trapezfeder (**Tab. 2d**) mit gleichbleibender Dicke t und linear veränderlicher Breite $b(x)$ oder als Parabelfeder (**Tab. 2c**) mit gleichbleibender Breite b und parabolischem Verlauf der Höhe $h(x)$ oder als Rechteck-Parallelfeder (**Tab. 2e**).

Entwurfberechnung. Formeln für die zulässige Querkraft F_{zul}, die Verformung s bzw. zulässige Verformung s_{zul} abhängig von der Querkraft F bzw. der zulässigen Biegenennspannung $\sigma_{b\,zul}$, die Federsteife c, die Federarbeit W und den Volumennutzungsgrad η_A: **Tab. 2**. Ist die Breite b sehr groß gegenüber der Dicke t, dann ist der E-Modul in den Formeln durch $E/(1-\nu^2)$ zu ersetzen, mit der Poissonschen Querkontraktionzahl $\nu \approx 0{,}3$ (s. **C3**). Die Dreieckfeder und die Parabelfeder sind Träger gleicher Rand-Biegebeanspruchung (s. **C2.4.5**). Wird die Rechteck-Parallelfeder für die vertikale Abstützung eines Schwingtisches mit dem Gewicht $G = mg$ verwendet, dann ist bei der Berechnung der Eigenkreisfrequenz ω_e die astatische Pendelwirkung zu berücksichtigen: $\omega_e = \sqrt{c/m - g/l_{red}}$, mit l_{red} als Krümmungsradius der Bahnkurve der durch die stützenden Blattfedern parallel geführten Masse, $l_{red} \approx 0{,}82l$; bei Aufhängung an senkrechten Blattfedern ist das Minuszeichen unter der Wurzel in ein Pluszeichen umzukehren.

Feingestaltung. Um die Einspannkerbwirkung niedrig zu halten, müssen die Einspannkanten gerundet und Beilagen aus Papier, Kunststoff, Messing, Kupfer u.a. oder Verkupferung (oder Verzinkung) im Einspannbereich vorgesehen werden. Befestigungsbohrungen müssen von der Einspannkante der Federblätter um mindestens 3 t entfernt sein. Deckscheiben sollten mindestens 3t dick sein. Die Einspannkerbwirkung kann durch Dickenanpassung oder Breitenanpassung vermieden werden, **Bild 4**.

Tabelle 2. Grundformen und Berechnungsformeln zur Grobgestaltung von Blattfedern

a Rechteckfeder



$$F_{zul} = \frac{bt^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{b\,zul}}{l}$$

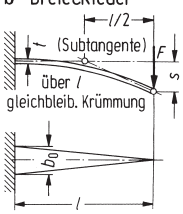
$$s = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{4Fl^3}{bt^3E}$$

$$s_{zul} = \frac{2l^2\sigma_{b\,zul}}{3tE}$$

$$c = \frac{F}{s} = \frac{bt^3E}{4l^3}$$

$$W = \frac{btl}{18E}\,\sigma_b^2;\ \eta_A = \frac{1}{9}$$

b Dreieckfeder



$$F_{zul} = \frac{b_0t^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{b\,zul}}{l}$$

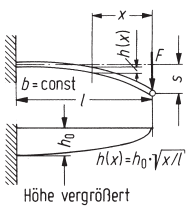
$$s = \frac{Fl^3}{2EI_0} = \frac{6Fl^3}{b_0t^3E}$$

$$s_{zul} = \frac{l^2\sigma_{b\,zul}}{tE}$$

$$c = \frac{F}{s} = \frac{b_0t^3E}{6l^3}$$

$$W = \frac{b_0tl}{12E}\,\sigma_b^2;\ \eta_A = \frac{1}{3}$$

c Parabelfeder



$$F_{zul} = \frac{bh_0^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{b\,zul}}{l}$$

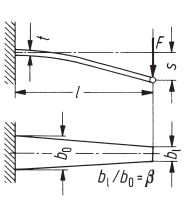
$$s = \frac{2Fl^3}{3EI_0} = \frac{8Fl^3}{bh_0^3E}$$

$$s_{zul} = \frac{4l^2\,\sigma_{b\,zul}}{3h_0E}$$

$$c = \frac{F}{s} = \frac{bh_0^3E}{8l^3}$$

$$W = \frac{bh_0l}{9E}\,\sigma_b^2;\ \eta_A = \frac{1}{3}$$

d Trapezfeder



β	ψ
0	1,500
0,1	1,390
0,2	1,315
0,3	1,250
0,4	1,202
0,5	1,160
0,6	1,121
0,7	1,085
0,8	1,054
0,9	1,025
1,0	1,00

$$F_{zul} = \frac{b_0t^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{b\,zul}}{l}$$

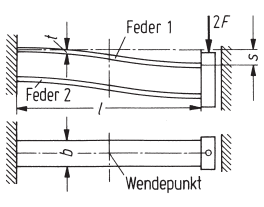
$$s = \psi\frac{Fl^3}{3EI_0} = \psi\frac{4Fl^3}{b_0t^3E}$$

$$s_{zul} = \psi\frac{2l^2\sigma_{b\,zul}}{3tE}$$

$$c = \frac{1}{\psi}\,\frac{b_0t^3E}{4l^3}$$

$$W = \psi\frac{b_0tl}{18E}\sigma_b^2;\ \eta_A = \frac{2}{9}\,\frac{\psi}{1+\beta}$$

e Rechteck-Parallelfeder



$$2F_{zul} = 2 \cdot \frac{bt^2}{3} \cdot \frac{\sigma_{b\,zul}}{l}$$

$$s = \frac{Fl^3}{12EI} = \frac{Fl^3}{bt^3E}$$

$$s_{zul} = \frac{l^2\,\sigma_{b\,zul}}{3tE}$$

$$c = \frac{bt^3E}{l^3}\ \text{je Feder}$$

$$W_{ges} = 2\,\frac{btl}{18E}\,\sigma_b^2;\ \eta_A = \frac{1}{9}$$

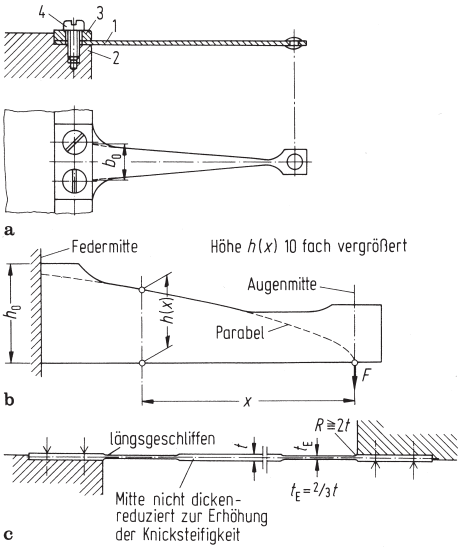


Bild 4a–c. Feingestaltung schwingend beanspruchter Blattfedern. **a** *1* Dreiecksfeder (mit auf $2b_0$ verbreiterter Einspannbreite), *2* Spannfläche mit Anschlag, *3* Deckscheibe, *4* Schrauben (lackgesichert); **b** Dickenverlauf bei einer Brüninghaus-Parabelfeder; **c** beiderseitig eingespannte Blattfeder (Führungsfeder), Einspannkerbwirkung durch beiderseitige Dickenreduzierung auf 2/3 *t* berücksichtigt

Geschichtete Blattfedern. *Anwendung.* Zur Federung und Radführung in Land-, Schienen- und Straßenfahrzeugen.

Bauformen. Als elliptisch vorverformte Blattfedern mit Rechteckquerschnitt und Längsrippen nach DIN 11 747 für ein- und zweiachsige landwirtschaftliche Transportanhänger; als vorverformte Trapez- und Parabelfedern nach DIN 2094 für Straßenfahrzeuge nach DIN 70 010; als vorverformte Parabelfedern nach DIN 5544 T 1, 2 nach **Bild 5** für Schienenfahrzeuge.

Entwurfsberechnung. In Anlehnung an **Tab. 2** unter Beachtung der eventuell von der Belastung abhängigen Federschaltung (**B 4.1**). In erster Näherung können weggleich geschaltete Federteile gleicher Blechdicke als nebeneinanderliegend (mit derselben neutralen Faser) betrachtet werden. Die rechnerisch nicht erfaßbare, stark von der Schmierung und der Oberflächenbeschaffenheit der Blätter abhängige Reibung hat den (begrenzten) Vorteil der Dämpfung, aber gegenüber anderen Dämpfern den Nachteil, daß Körperschall ungedämmt weitergeleitet wird. Anhaltswerte für zulässige Beanspruchung nach DDR-Standard TGL 39 249.

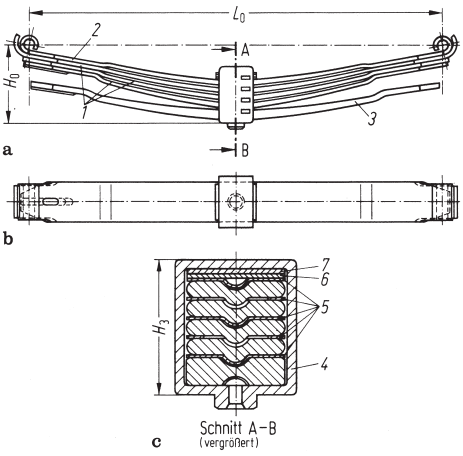


Bild 5a–c. Zweistufige Parabelfeder für Güterwagen. **a** Ansicht; **b** Draufsicht; **c** Querschnitt in Mitte. *1* Federblatt, *2* Hauptfederblatt (Zugseite kugelgestrahlt), *3* Zusatzfeder, *4* Federbund, *5* Zwischenlage (verzinkt), *6* Nasenkeil, *7* Treibkeil

Feingestaltung. Gestaltungshinweise für Federenden und Lasteinleitungsstellen s. Normen, **Tab. 1** sowie [10, 46]. **Bild 5** zeigt eine beanspruchungsgerecht gestaltete Mehrblatt-Parabelfeder für Güterwagen [13]. Bei niedriger Belastung trägt alleine die Hauptfeder, nach einem bestimmten Federweg wird zusätzlich die Zusatzfeder wirksam, was zu einer (geknickt) progressiven Kennlinie führt. Die Kennlinie nimmt den in **Bild 2a** gezeigten Verlauf an. Zur Steigerung der Dauerfestigkeit werden die aus ölhärtenden Edelstahl 50 CrV4 bestehenden Federblätter so gestaltet, daß die geschichteten Federblätter sich nicht in hochbeanspruchten parabelförmigen Bereichen berühren; die Federblätter werden auf $R_m = 1450$ bis 1600 N/mm^2 vergütet, vorgesetzt, auf der Zugseite kugelgestrahlt und allseitig mit Zinkstaubfarbe gegen Korrosion geschützt. Erzielte Dauerfestigkeitswerte im Versuch, s. [13].

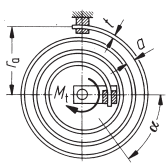
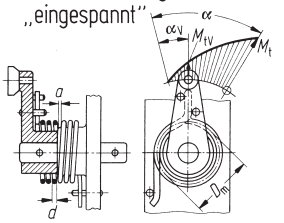
2.2.3 Spiralfedern (ebene gewundene, biegebeanspruchte Federn) und Schenkelfedern (biegebeanspruchte Schraubenfedern)

Spiral springs and helical torsion springs

Spiralfedern. *Anwendung.* Als Triebfedern für Uhren, als Rückstellfedern in elektrischen Meßgeräten nach DIN 43 801.

Bauformen. Als archimedische Spirale nach **Tab. 3a** mit rechteckigem Querschnitt und beidseitig fest eingespannten Federenden, als spiralförmig um einen Federkern (Welle) gewickeltes Federband nach DIN 8287.

Tabelle 3. Grundformen und Berechnungsformeln zur Grobgestaltung von Spiralfedern und Schenkelfedern mit gleichmäßiger Biegebeanspruchung

a Spiralfeder mit rechteckigem Querschnitt beidseitig eingespannt	b Schenkelfeder mit rundem Querschnitt auf Dorn geführt, beidseitig „eingespannt"
	
$M_{t\,zul} = \frac{bt^2}{6}\sigma_{b\,zul}$	$M_{t\,zul} = \frac{\pi d^3}{32}\sigma_{b\,zul}$
$\alpha = \frac{M_t l}{EI} = \frac{12 M_t l}{bt^3 E}$	$\alpha = \frac{M_t l}{EI} = \frac{64 M_t l}{\pi d^4 E}$
$l \approx 2\pi i_f [r_a - \frac{i_f}{2}(t+a)]$	$l = \pi D_m i_f$
$\alpha_{zul} = \frac{2l}{tE}\sigma_{b\,zul}$	$\alpha_{zul} = \frac{2l}{dE}\sigma_{b\,zul}$
$c_1 = \frac{bt^3 E}{12 l}$; $\eta_A \approx \frac{1}{3}$	$c_1 = \frac{\pi d^4 E}{64 l}$; $\eta_A = \frac{1}{4}$
(i_f Anzahl der federnden Windungen, b Federbreite)	(α_V Vorspannwinkel, M_{tV} Vorspannmoment)

Entwurfsberechnung (**Tab. 3a**). In den Gleichungen ist die durch die Krümmung hervorgerufene Spannungserhöhung innen im Federquerschnitt nicht berücksichtigt, da i. allg. das Wickelverhältnis $w =$ Krümmungsradius/(halbe Banddicke) genügend groß ist und bei Beanspruchung im Wickelsinne dort eine Druckspannung mit höherer zulässiger Beanspruchung wirkt. Anhaltswerte für zulässige Beanspruchung wie für schraubenförmig gewundene Biegefedern.

Feingestaltung der Federn und der Befestigungsenden für Triebfedern s. DIN 8287.

Schraubenförmig gewundene Biegefedern. *Anwendung.* Zum Rückführen oder Andrücken von Hebeln, Deckeln und dergleichen („Mausefallenfeder").

Bauformen. Nach DIN 2088 mit festeingespannten Federschenkeln oder Führung des ruhenden Schenkels auf einem Dorn nach **Tab. 3b**. Wickelverhältnis $w = D_m/d = 4$ bis 20.

Entwurfsberechnung (**Tab. 3b**). Wegen der Einspannbedingungen nahezu gleichmäßige Biegebeanspruchung im Wikkelbereich. Bei ausnahmsweise nicht im Wickelsinne wirkender schwellender Belastung ist der die Spannungsvergrößerung am Innenrand berücksichtigende Faktor q für Rundfedern $q = (w + 0{,}07)/(w - 0{,}75)$ in die Rechnung einzubeziehen. Zulässige Beanspruchungen nach DIN 2088 oder vereinfacht mit um den Faktor 1,42 erhöhten Werten für torsionsbeanspruchte Schraubendruckfedern. Auch die Spannungen in den Drahtabbiegestellen an den Schenkeln sind nachzurechnen.

Feingestaltung. Wird auf Dorn nach **Tab. 3b** geführt, dann Spiel zwischen Feder und Führung notwendig (Dorndurchmesser $\approx 0{,}8$ bis $0{,}9 D_i$), genauere Angaben, auch für die Federsteife, s. DIN 2088.

2.2.4 Tellerfedern (scheibenförmige, biegebeanspruchte Federn)

Conical disk (Belleville) springs

Anwendung. Wegen geringen Platzbedarfs (meist zu Säulen geschichtet) und/oder wegen großer Kräfte bei kleinen Wegen als Spannelement in Vorrichtungen und Werkzeugen, zur Betätigung von Ventilen, für Puffer- und Stoßdämpferfedern, zur Abstützung von Maschinen und Fundamenten, für Längs- und Toleranzausgleich und dergleichen.

Bauarten. Gebräuchliche Tellerfedern nach DIN 2093 sind kegelschalenförmig gestaltete, in Achsrichtung belastbare Ringscheiben. Sie werden mit und ohne Auflageflächen gefertigt, **Bild 6**.

Grobgestaltung. $D_e/D_i \approx 2$; für Reihe A gilt $D_e/t \approx 18$, $h_0/t \approx 0{,}4$; für Reihe B gilt $D_e/t \approx 28$, $h_0/t \approx 0{,}75$; D_e und D_i sind mit h12 bzw. H12 toleriert; Belastbarkeit im Bereich $D_e = 8$ bis 250 mm z. B. für Reihe B normgemäß mit $F_{max} \approx 120$ N bis 120 kN bei Federweg $s \approx 0{,}75 h_0$.

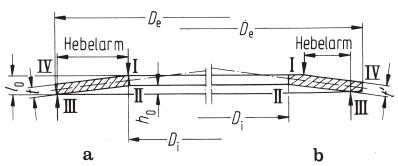


Bild 6a, b. Einzeltellerfeder und Querschnittsstellen der nach Almen-Lászlo zu berechnenden Spannungen (nach DIN 2092). **a** ohne Auflageflächen. Gruppe 1 ($t < 1{,}25$ mm) und Gruppe 2 ($1{,}25$ mm $\leqq t \leqq 6$ mm); **b** mit Auflageflächen. Gruppe 3 (6 mm $< t \leqq 14$ mm). Bezeichnung einer Tellerfeder der Reihe A mit Außendurchmesser $D_e =$ 40 mm, Gruppe 2: Tellerfeder DIN 2093 – A40

Entwurfsberechnung. Bei Krafteinleitung über die Kreislinien I und III nach **Bild 6** gelten für $h_0/t \leqq 0{,}4$ (Reihe A) die Näherungsformeln

$$F \approx \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{(t^3 s)}{K_1 D_e^2} \quad \text{oder} \quad c \approx \frac{4E}{(1-\nu^2)} \frac{t^3}{K_1 D_e^2} \tag{12}$$

$$\sigma_{I,II} \approx \mp F K_3 / t^2 \quad \text{sowie} \quad \sigma_{III,IV} \approx -(D_i/D_e)\sigma_{I,II} \tag{13}$$

für die Federkraft F, die Federsteife c, die Randspannung σ, mit dem nach DIN 2092 für Edelstähle gültigen $4E/(1-\nu^2) = 905{,}5\,\text{kN/mm}^2$. Für $D_e/D_i = 2$ sind die vom Durchmesserverhältnis abhängigen dimensionslosen Beiwerte: $K_1 = 0{,}69$; $K_3 = 1{,}38$.

Für $h_0/t > 0{,}4$ können die Nichtlinearitäten der Federn nicht mehr vernachlässigt werden; hierfür sind die von Almen und László abgeleiteten Formeln [1] nach DIN 2092 bei Tellerfedern ohne Auflageflächen ausreichend genau. Die Auswertung dieser Gleichungen führt zu den Federkennlinien nach **Bild 7**. Die in **Bild 8** dargestellte typische Spannungsverteilung [43] zeigt, daß abhängig von der Lage des lastabhängigen Spannungspols die größten rechnerischen Zugspannungen an der Tellerfederunterseite an den Stellen II oder III auftreten, die größte Druckspannung ist an der Stelle I zu erwarten.

Bei Tellerfedern nach DIN 2093, die nur *statisch* ohne Laständerung oder mit gelegentlichen Laständerungen in größeren Zeitabständen und weniger als 10^4 Lastspielen belastet werden, darf die rechnerische Druckspannung σ_I bei $s = 0{,}75 h_0$ bis zu $\sigma_I = 2000$ bis $2400\,\text{N/mm}^2$ betragen, ohne daß wesentliche Setzerscheinungen zu befürchten sind.

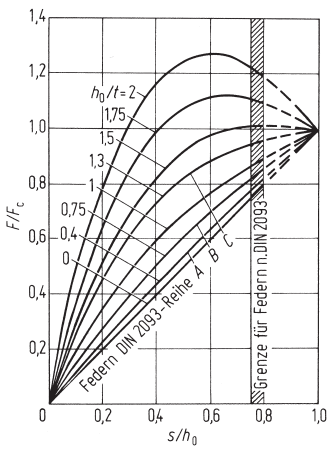


Bild 7. Verlauf der nach Almen-László errechneten Federkennlinien bei verschiedenen Verhältnissen h_0/t (DIN 2092). Errechnete Federkraft für $s = h_0$: $F_c = 4Et^3 h_0/[(1-\nu^2)K_1 D_e^2]$

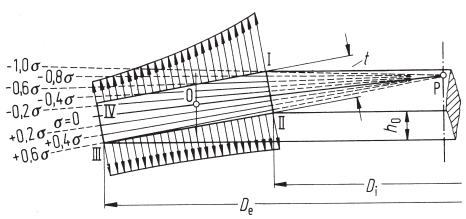


Bild 8. Spannungsverteilung längs der Querschnittsränder und Linien gleicher Normalspannung in einem Tellerfeder-Querschnitt nach Lutz [43]. P belastungsabhängiger Spannungspol auf der Tellerfederachse

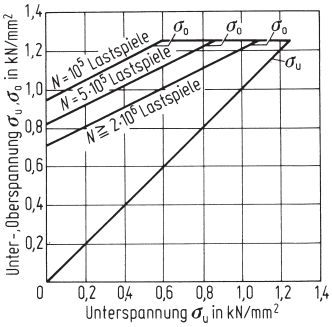


Bild 9. Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubild für Tellerfedern DIN 2093 mit 1 mm t 6 mm in Federsäulen mit maximal sechs wechselseitig aneinandergereihten Einzeltellerfedern (99% Überlebenswahrscheinlichkeit, Raumtemperatur)

Bei *schwingender* Beanspruchung zwischen den Federweggrenzen s_o und s_u sind die zugehörigen Ober- und Unterspannungen $\sigma_{IIo}(\sigma_{IIIo})$ und $\sigma_{IIu}(\sigma_{IIIu})$ auf das Einhalten der z. B. in **Bild 9** wiedergegebenen Spannungshubgrenzen der Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubilder nachzurechnen. Berechnungsbeispiele für ruhende bzw. selten veränderliche Beanspruchung und für schwingende Beanspruchung s. DIN 2092.

Feingestaltung. Gemessene Kennlinien weichen von den errechneten Kennlinien wegen der Kontaktbedingungen in den Auflagepunkten bzw. -flächen (Abwälzen, Gleiten) mehr oder weniger stark ab. Durch gleichsinnig geschichtete Einzeltellerfedern (Federpakete), wechselseitig aneinandergereihte Einzeltellerfedern oder Federpakete (Federsäulen) lassen sich die Kennlinien variieren und auch progressiv gestalten, wenn durch Zwischenringe oder Stufen am Führungsbolzen z. B. die Verformungen über $s \approx 0{,}75\, h_0$ blockiert werden. Insbesondere bei Federpaketen ist die von der Oberflächenbeschaffenheit und Schmierung abhängige Reibung nicht mehr vernachlässigbar. Einzelheiten über verschiedene Möglichkeiten des Kennlinienverlaufs s. Literatur in DIN 2092 und Kataloge der Tellerfederhersteller. Die Führungselemente und Auflagen für Tellerfedern sollen nach Möglichkeit einsatzgehärtet sein (Ersatztiefe ≈0,8 mm) und eine Mindesthärte von 55 HRC aufweisen. Die Oberflächen der Führungselemente sollen glatt und möglichst geschliffen sein, Führungsspiel genormt etwa 1 bis 2% des Durchmessers des Führungselements. Bei schwingender Belastung sind die Federn mit mindestens $s_u = (0{,}15 \text{ bis } 0{,}20)\, h_0$ vorzuspannen, um Anrissen infolge Zugeigenspannungen aus dem Setzvorgang an der Stelle I vorzubeugen.

2.2.5 Drehstabfedern (gerade, drehbeanspruchte Federn)

Torsion bar springs

Anwendung. Zur elastischen Kopplung von Antriebselementen, zur Drehkraftmessung, in Drehmomentschlüsseln, in Fahrzeugen als Drehstabilisator.

Bauarten. Grundformen nach **Tab. 4**; mit rundem Querschnitt nach DIN 2091 oder mit rechteckigem Querschnitt, jeweils auch gebündelt.

Entwurfsberechnung nach **Tab. 4** oder ausführlicher für runde Querschnitte nach DIN 2091. Hiernach gilt für Stähle nach DIN 17 221 mit einer Vergütungsfestigkeit $R_m = 1600$ bis 1800 N/mm² und Schubmodul $G = 78\,500$ N/mm² bei statischer Belastung für nicht vorgesetzte Stäbe $\tau_{t\,zul} = 700$ N/mm² und für vorgesetzte Stäbe $\tau_{t\,zul} = 1020$ N/mm²; die Dauerschwellfestigkeit ($N = 2 \cdot 10^6$) für vorgesetzte Stäbe mit geschliffener und kugelgestrahlter Oberfläche kann für

Tabelle 4. Grundformen und Berechnungsformeln zur Grobgestaltung von Drehstabfedern

a Runde Drehstabfedern mit untersch. Einspannenden

angeflächter Kopf
Sechskantkopf
Vierkantkopf
Kerbverzahnung

$$M_{t\,zul} = \frac{\pi d^3}{16}\,\tau_{t\,zul}$$

$$\varphi = \frac{M_t\, l}{I_p\, G} = \frac{32\, M_t\, l}{\pi d^4 G}$$

$$\varphi_{zul} = \frac{2\, l\, \tau_{t\,zul}}{d\, G}$$

$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{\pi d^4 G}{32\, l}$$

$$W = \frac{\pi d^2 l}{16\, G}\,\tau_t^2\,;\quad \eta_A = \frac{1}{2}$$

b Einfache Drehstabfeder mit rechteckigem Querschnitt

c Gebündelte Rechteckfedern

äußere Blätter geteilt, $h' = \frac{h}{2}$

$(n = \frac{h}{b} = 5)$

$$M_{t\,zul} = c_2\, b^2 h\, \tau_{t\,zul}$$

$$\varphi = \frac{1}{c_1}\,\frac{M_t\, l}{b^3 h G}$$

$$\varphi_{zul} = \frac{c_2}{c_1}\,\frac{l}{b G}\,\tau_{t\,zul}$$

$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} = c_1\,\frac{b^3 h}{l}\,G$$

$$W = \frac{c_2^2\, b h l}{2 c_1 G}\,\tau_t^2\,;\quad \eta_A = \frac{c_2^2}{c_1}$$

$$M_{t\,zul} \approx (n-2)\, c_2\, b^2 h\, \tau_{t\,zul} + 4\, c_2'\, b^2 h'\, \tau_{t\,zul}$$

$$\varphi = \frac{M_t\, l}{G\, I_t}$$

$$I_t = (n-2)\, c_1 h b^3 + 4 \cdot c_1' h' b^3$$

Werte für $c_1 (c_1')$ und $c_2 (c_2')$ s. **C2 Tab. 7**

∅ 20 mm 740 N/mm², für ∅ 60 noch 550 N/mm² betragen. Zeitfestigkeits- und Dauerfestigkeitswerte abhängig von der Mittelspannung sowie Richtwerte für Relaxation bzw. Kriechen s. DIN 2091.

Feingestaltung. Gestaltung der Drehstabköpfe mit Vierkant-, Sechskantprofil oder Kerbverzahnung in DIN 2091 genormt (Kerbverzahnung nach DIN 5481 oder SAE J 498 b); vorwiegend für Stäbe, die nur in einer Drehrichtung beansprucht werden. Kleinster Kopfdurchmesser d_F mindestens 1,25- bis 1,30facher Stabdurchmesser d. Wegen hoher Kerbempfindlichkeit des hochfesten Federwerkstoffs Kerb- und Riefenfreiheit sowie Druckeigenspannung durch z. B. Kugelstrahlen anstreben. Bei schwellend beanspruchten Federn kann durch Vorsetzen, d. h. Verformen über die Fließgrenze in Richtung der späteren Betriebsbeanspruchung, ein günstiger, nicht nur oberflächennaher Eigenspannungszustand eingestellt werden [11]. Berechnung der federwirksamen Länge l_f unter Einfluß der kreisförmigen Übergänge zum Kopf nach DIN 2091. Dauerhafter Korrosionsschutz ist bei Drehfedern (**Tab. 4a**) leicht aufzubringen, da diese bei geeigneter Einspannung verschleiß- und reibungsfrei arbeiten. Gestaltung von Stabilisatoren auch mit Augenköpfen an den gekröpften Enden, falls bei ihnen die Enden nicht lediglich schenkelförmig abgebogen werden [12].

Eine genaue Berechnung von Drehstabfedern mit rechteckigem Querschnitt erfordert die Berücksichtigung der durch Wölbkrafttorsion zusätzlich auftretenden Zug- und Druckspannungen, (s. **C2.5.5**). Bei gebündelten Federn, z. B. vier parallelgeschalteten Rundstäben oder auch Rechteckfedern

(**Tab. 4c**) liegt keine reine Torsion vor, so daß Relativbewegungen insbesondere bei Rechteckfederbündeln auftreten; sie sind deshalb nicht dauerfest gegen Verschleiß und Korrosion zu schützen.

2.2.6 Zylindrische Schraubendruckfedern und Schraubenzugfedern

Helical compression springs, helical tension springs

Anwendung. Als Andrück-, Ausrück-, Rückführfedern in Kupplungen, Bremsen, Ventilen, Schaltern, Bürstenhaltern und dergleichen, als Tragfedern in Fahrzeugen und von Maschinenfundamenten.

Bauarten. Druck- bzw. Zugfedern entprechend **Tab. 5** nach DIN 2089 T 1 bzw. 2. Ösen bzw. Hakenöffnungen für Zugfedern nach DIN 2097.

Entwurfsberechnung. Formeln für runden Drahtquerschnitt nach **Tab. 5** entsprechend **C 2.5**, wobei Schubspannungen aus Querkraft und Normalspannungen bei der Berechnung der Federverformung vernachlässigt werden. Die Nennschubspannung τ wird mit dem mittleren Windungsdurchmesser D und dem Drahtdurchmesser d bestimmt: $\tau = (FD/2)/(\pi d^3/16)$; die infolge der Krümmung des Drahts am federinneren Querschnittsrand vergrößerte Randspannung $\tau_k = k\tau$ wird mit dem Spannungsbeiwert k, der vom Wickelverhältnis $w = D/d$ abhängt, bestimmt. Die Betriebsbeanspruchung wird bei statischer und quasistatischer Belastung ohne Berücksichtigung des Beiwerts k, bei dynamischer Belastung mit Beiwert k ermittelt. Bei üblichen Wickelverhältnissen $w = 4 \ldots 20$ gilt: $k \approx 1{,}4 \ldots 1{,}07$. Um einen schnellen Überblick über die gegenseitigen Abhängigkeiten der verschiedenen Federarten zu erhalten, hat sich, neben den Leitertafeln in DIN 2089 T 2, vor allem für Variantenrechnungen das Geradliniendiagramm **Bild 10** bewährt. Bei angenommenen Werten von D, d wird abhängig von der Nennschubspannung τ die Schraubenkraft F und der Federweg je Windung (s/n) in Normzahldarstellung abgelesen. Bei überschlägigen Berechnungen empfiehlt sich zunächst für Stahlfedern mit $\tau = 500\,\mathrm{N/mm^2}$ zu rechnen. In das Geradliniendiagramm, sind als Beispiel die Werte einer Feder mit dem Wickelverhältnis $w = 20$ eingezeichnet.

Hinweis. Um bei der Fertigung oder Beschaffung von Schraubenfedern Mißverständnisse zu vermeiden, bedient man sich für die Angaben für Druckfedern zweckmäßig des Vordrucks in DIN 2099 T 1 und für die Angaben für Zugfedern des Vordrucks in DIN 2099 T 2.

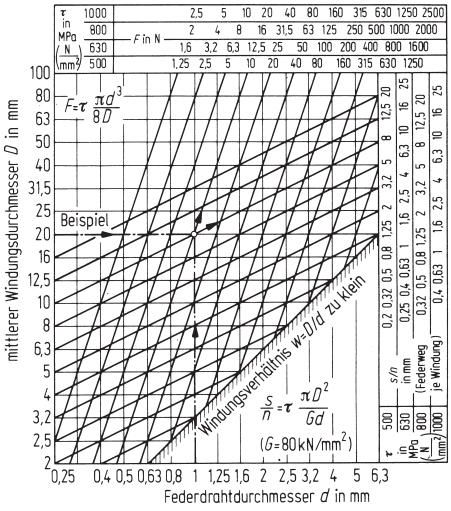
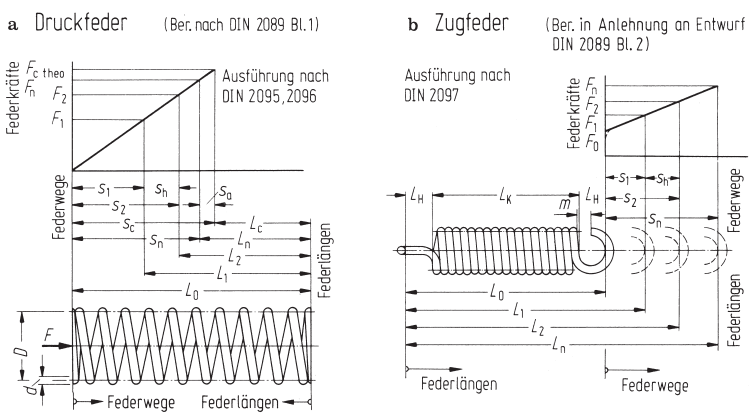


Bild 10. Geradliniendiagramm der gegenseitigen Abhängigkeiten der verschiedenen Schraubenfederdaten nach H. R. Thomsen. Beispiel $d = 1\,\mathrm{mm}$, $D = 20\,\mathrm{mm}$, $\tau = 500\,\mathrm{N/mm^2}$: $F = 10\,\mathrm{N}$, $s/n = 8\,\mathrm{mm}$

Tabelle 5. Grundformen und Berechnungsformeln für zylindrische Schraubendruck- und Schraubenzugfedern aus runden Drähten



Nenn-Schubspannung: $\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D}{d^3} \cdot F = \frac{G}{\pi} \cdot \frac{d}{nD^2} s$

Schubspannung mit Drahtkrümmungseinfluß: $\tau_k = k\tau$; $k = \frac{w+0{,}5}{w-0{,}75}$; $w = \frac{D}{d}$

Federweg: $s = \frac{8D^3 n}{Gd^4} \cdot F$; n: Anzahl der wirksamen Windungen

Federrate	$c = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{Gd^4}{8D^3 n}$	$c = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{Gd^4}{8D^3 n}$ $\left(= \frac{F - F_0}{s}\right.$ bei innerer Vorspannung$\left.\right)$
Arbeitsaufnahme	$W = \frac{1}{2} Fs$ bei Druckfedern	$W = \frac{1}{2}(F_0 + F)s$ bei Zugfedern

Zylindrische Schraubendruckfedern. *Feingestaltung.* Schraubendruckfedern werden in der Regel rechts gewickelt, in Federsätzen abwechselnd rechts und links, wobei die Außenfeder meist rechts gewickelt ist. Um beim Drücken der Feder auf Block ein gleichmäßiges Anliegen aller Windungen zu erreichen, soll die Gesamtzahl der Windungen möglichst auf 1/2 enden, vor allem bei kleinen Windungszahlen (DIN 2096 T 1). Die Federenden werden angelegt und zur Krafteinleitung entweder plangeschliffen oder unbearbeitet belassen, was bei größeren Drahtdurchmessern angepaßte Federteller erfordert. Die Anzahl der erforderlichen, nicht federnd wirksamen Endwindungen hängt vorwiegend vom Herstellungsverfahren ab. Die Gesamtanzahl der Windungen n_t beträgt bei n federnd wirksamen Windungen bei kaltgeformten Federn nach DIN 2095: $n_t = n + 2$ und bei warmgeformten Federn nach DIN 2096: $n_t = n + 1{,}5$. Der Mindestabstand zwischen den wirksamen Windungen S_a/n bei der höchsten Betriebsbelastung hängt von der Belastungsart und ebenfalls vom Fertigungsverfahren ab; *Anhaltswerte:* $S_a/n \approx 0{,}02(D+d)$ bei statischer Belastung bzw. $\approx 0{,}04(D+d)$ bei dynamischer Beanspruchung; genauer DIN 2089 T 1. Aus fertigungstechnischen Gründen müssen alle Federn auf Blocklänge zusammengedrückt werden können, Blocklänge L_c.

Ergänzungen zur Berechnung nach **Tab. 5** für kalt- und warmgeformte Stahl-Druckfedern mit Gütevorschriften nach DIN 2095, DIN 2096 T 1 und 2 sind ebenfalls in DIN 2089 T 1 zusammengestellt. Für kaltgeformte Federn aus patentiertgezogenem Federdraht der Klasse C und D nach DIN 17 223 T 1 sind für Fertigungs- und Betriebsbelastungen folgende Grenzen zu beachten: Die zulässige Nennschubspannung bei Blocklänge beträgt $\tau_{c\,zul} = 0{,}56R_m$, mit der vom Drahtdurchmesser abhängigen Mindestzugfestigkeit R_m. Die zulässige Nennschubspannung bei statischer oder quasistatischer Betriebsbeanspruchung wird durch die je nach Anwendungsfall vertretbare *Relaxation*, d. h. den Kraftverlust bei konstanter Einspannlänge begrenzt. Ergebnisse von Relaxationsversuchen s. DIN 2089 T 1; es wurden insbesondere bei größeren Drahtdurchmessern (6 mm) und erhöhten Temperaturen (80°) nach 48 h erhebliche prozentuale Kraftverluste (15%) bei kaltgeformten Druckfedern und selbst dauerfest ertragbaren Oberspannungen von $\tau = 800\,N/mm^2$ gemessen. Zur Bewertung der dynamischen Beanspruchungen im Zeitfestigkeitsbereich (Lastspielzahlen $N = 10^4$ bis 10^7) und im Dauerfestigkeitsbereich (Lastspielzahlen $N \geqq 10^7$) dienen Goodman-Diagramme, in denen die zulässige Randoberspannung τ_{kO} über der Randunterspannung τ_{kU} aufgetragen wird und aus denen der ertragbare Spannungshub τ_{kH} abgelesen werden kann. Ein Dauerfestigkeitsschaubild für nicht kugelgestrahlte Federn zeigt **Bild 11**. Durch Kugelstrahlen kann der zulässige Spannungshub dieser Federn um etwa 20% erhöht werden. Druckfedern mit Drahtdurchmessern über 17 mm werden nicht mehr kaltgeformt, sondern ausschließlich durch Warmformung aus z. B. warmgewalzten vergütbaren Stählen nach DIN 17 221 hergestellt. Als Vormaterialien werden je nach Anforderung Stähle mit gewalzter oder spanend bearbeiteter, d. h. gedrehter, geschälter oder geschliffener Oberfläche verwendet. Zur Steigerung der ertragbaren Hubspannung bei dynamischer Beanspruchung wird kugelgestrahlt. DIN 2089 enthält auch Berechnungsformeln zur *Querfederung*, zur *Knikkung*, zur *Eigenfrequenz* und zur *Stoßbelastung* [20, 54, 5].

Progressive Schraubendruckfedern, wie sie für Kraftfahrzeugkonstruktionen bisweilen gefordert werden, können aus beiderseitig konisch verjüngten Stäben mit veränderlichem Wickelabstand oder konstantem Drahtdurchmesser mit veränderlichem Windungsdurchmesser – nicht zylindrisch – hergestellt werden. Während des Einfederns wird ein Teil der Windungen kontinuierlich zunehmend auf Block gesetzt und dadurch vorzeitig als Federungselement ausgeschaltet [11, 19, 46, 65].

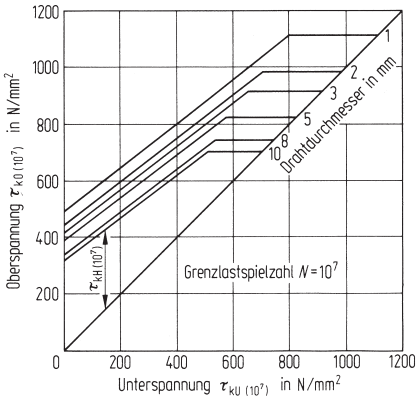


Bild 11. Dauerfestigkeitsschaubild (Goodman-Diagramm) nach DIN 2089 T 1 für kaltgeformte Schraubendruckfedern aus patentiert-gezogenem Federstahl der Klasse C und D nach DIN 17 223 T 1, nicht kugelgestrahlt

Schraubendruckfedern werden bisweilen in Form von *Federnestern* mit zwei (oder drei) konzentrischen, abwechselnd rechts und links gewickelten Federn eingesetzt, um einen gegebenen Raum optimal auszunutzen. Sorgfältige Zentrierung der Einzelfederenden und genügend Radialspiel zwischen den Federn ist vorzusehen [63]. Die parallelgeschalteten Federn sollten so ausgelegt sein, daß sie bei höchstem Federweg gleich hoch beansprucht sind und annähernd gleiche Blocklänge haben. Das Wickelverhältnis $w = D/d$ muß dann für die einzelnen Federn gleich sein. Die von den Einzelfedern ertragenen Kräfte und Arbeiten verhalten sich wie die Quadrate ihrer Durchmesser d. Der geringe Nutzen der dritten konzentrischen Feder lohnt fast nie den Aufwand, abgesehen davon, daß die innere Feder dann oft nicht mehr knicksicher ausgelegt werden kann.

Zylindrische Schraubenzugfedern. *Feingestaltung.* Ösen- und Hakenformen für kaltgeformte Zugfedern nach DIN 2097. Bei Federn mit Ösen wird die Gesamtanzahl der Windungen durch die Stellung der Ösen festgelegt; bei eingeschraubten oder eingerollten Endstücken ist die Gesamtzahl der Windungen um die Anzahl der durch Einrollen oder Einschrauben von Endstücken blockierten Windungen höher als die Anzahl der federnden Windungen. Bei Zugfedern mit Vorspannung liegen die Windungen aneinander, nicht unbedingt bei Zugfedern ohne Vorspannung.

Ergänzungen zur Berechnung nach **Tab. 5** für kalt- und warmgeformte Stahl-Zugfedern s. DIN 2089 T 2. Für die Berechnung und Konstruktion sind neben dem gegebenen Einbauraum in erster Linie die zu verrichtende Federarbeit und die höchste Federkraft F_n maßgebend. Für kaltgeformte Zugfedern aus patentiert gezogenem Federstahldraht der Klassen A bis D nach DIN 17 223 T 1 beträgt bei statischer oder quasistatischer Belastung die zulässige Nennschubspannung $\tau_{zul} = 0{,}45R_m$, mit der vom Durchmesser abhängigen Mindestzugfestigkeit R_m. Aus Platzersparnisgründen werden kaltgeformte Zugfedern meist mit einer inneren Vorspannkraft F_0 gewickelt, so daß ihre theoretische Zugkraft-Verformungs-Kennlinie entsprechend **Tab. 5 b** verläuft (theoretische Wikkel-Nennschubspannung $\tau_0 \leqq 0{,}1R_m$).

Bei schwingender Belastung sind Zugfedern nach Möglichkeit zu vermeiden, da die Spannungsspitzen in den Ösen rechnerisch nur unsicher erfaßbar sind, weil ihre Oberfläche wegen der im unbelasteten Zustand meist eng aneinander liegenden Windungen nicht durch Kugelstrahlen verfestigt werden kann und weil ein Dauerbruch, im Gegensatz zur Schrauben-

druckfeder, unmittelbar zu Folgeschäden führen kann. Müssen Zugfedern bei schwingender Belastung angewandt werden, dann nur als kaltgeformte Zugfedern, zweckmäßig mit eingeschraubten Lochlaschen nach DIN 2097 [4, 55].

2.3 Gummifedern

Rubber springs and anti-vibration mountings

Gummifedern [80–98] sind Konstruktionselemente, deren hohe Nachgiebigkeit durch die Elastizität der verwendeten Elastomere (Gummi), aber auch durch deren Formgebung und Verbindung mit Metallteilen bestimmt wird.

2.3.1 Der Werkstoff „Gummi" und seine Eigenschaften

Rubber and its properties

Grundlegendes über Elastomere s. **E 4.8**. In **Tab. 6** sind für Natur- und Kunstkautschuksorten, die sich für Federelemente verwenden lassen, Angaben über bemerkenswerte Eigenschaften zusammengestellt.

Die Verformung einer Gummifeder setzt sich aus elastischer Formänderung und von der Belastungshöhe und der Zeit abhängigem *Kriechen* zusammen. Zum Kriechen unter ruhender Last kommt ein *Setzen* unter schwingender Last während der ersten $5 \cdot 10^5$ Lastspiele hinzu. Nach der Entlastung und einem Rückfließen aufgrund von Eigenspannungen bleibt eventuell ein merklicher, werkstoffabhängiger *Verformungsrest* (DIN 53 517, DIN 53 518). Kriech- (Fließ-) und Setzerscheinungen sind bei Kunstkautschukmischungen wesentlich stärker ausgeprägt als bei hochelastischen Naturkautschukmischungen; sie sind ebenso wie die auf den gleichen physikalischen Zusammenhang zurückzuführende Dämpfung temperaturabhängig. Bei 80 °C beginnen auch hochelastische Gummimischungen bereits erheblich zu kriechen. Der Werkstoff „Gummi" kann im Anwendungsbereich gut mit rheologischen Modellen [88] beschrieben werden. Im allgemeinen werden für den *Schubmodul G* und den *Kompressionsmodul K* unterschiedliche rheologische Modelle benötigt.

Der *Kompressionsmodul K* gibt die relative Volumenänderung unter allseitigem Druck an. Für linear elastische Materialien ist $K = E/(3-6\nu)$ und $E = 2G(1+\nu)$ mit der Querkontraktionszahl ν. Für Elastomere gilt bei kleinen Verformungen und Belastungsgeschwindigkeiten $\nu \approx 0{,}5$ und $E \approx 3\,G$; der Kompressionsmodul K kann z. B. etwa $1280\,\mathrm{N/mm^2}$ bei einem Schubmodul G von $18\,\mathrm{N/mm^2}$ betragen ($\nu = 0{,}493$), womit Gummi praktisch inkompressibel reagiert, was bei Gestaltung und Einbau zu beachten ist.

Infolge der verhältnismäßig hohen ertragbaren Schiebungen werden die Federkennlinien bis in den nichtlinearen Bereich hinein genutzt, das Hookesche Gesetz gilt deshalb, auch bei niedrigen Belastungsgeschwindigkeiten, nur angenähert im gesamten Anwendungsbereich. Zur Kennzeichnung von Gummiqualitäten wird in der Praxis die *Shore-A-Härte* nach DIN 53 505 – kurz shA – benutzt, die bestenfalls mit einer Unsicherheit von ±2 shA reproduzierbar gemessen werden kann. Der Shore-A-Härte kann ein Schätzwert für den Schub-

Tabelle 6. Übersicht über die für Gummifedern verwendeten Elastomere und ihre wichtigsten Eigenschaften

Elastomere mit Kurzzeichen nach DIN ISO 1629 und Handelsnamen-Beispiel / Eigenschaften	Styrol-Butadien-Kautschuk	Naturkautschuk (Polyisopren)	Butyl-Kautschuk (Brom-, Chlor-)	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk	Chloropren-Kautschuk	Chlorsulphonyl-Polyethylen-Kautschuk	Nitril-Butadien-Kautschuk	Polyester-Urethane-Kautschuk	Methyl-Vinyl-Silikon-Kautschuk	Polyacrylat-Kautschuk (PA)	Fluor-Kautschuk
	SBR	NR	BIIR CIIR	EPDM	CR	CSM	NBR	AU.EU	MVQ	ACM	FPM
	Buna	Gummi	Butyl	Buna AP	Neoprene	Hypalon	Perbunan	Vulkollan	Silopren	Cyanacryl	Viton
Shore-A-Härte, shA (DIN 53505)	30…100	20…100	40…85	40…85	20…90	50…85	40…100	65…95	40…80	55…90	65…90
Reißdehnung (DIN 53504)	100…800	100…800	400…800	150…500	100…800	200…250	100…700	300…700	100…400	100…350	100…300
Temperatureinsatzbereich in °C	−50… 100	−55… 90	−40… 120	−50… 130	−40… 100	−20… 120	−40… 100	−25… 80	−60… 200	−20… 150	−20… 200
Beständigkeit gegen Kohlenwasserstoffe	gering	gering	gering	mittelmäßig	mittelmäßig	gut bis mittelmäßig	gut		gut	sehr gut	hervorragend
Kriechfestigkeit	sehr gut	hervorragend	mittel	gut	gut	mittel	sehr gut	gut	gut	gut	gut
Dämpfung	gut	mittelmäßig	sehr gut	gut	gut	sehr gut	sehr gut	gut	gut	sehr gut	stark temperaturabhängig
Haftfestigkeit an Metall	gut	hervorragend	mittelmäßig	mittelmäßig	gut	mittelmäßig	sehr gut	sehr gut	mittel	mittel	gut
spezielle Eigenschaften	–	brennbar	gut säurebeständig	hervorragend ozonbeständig	–	gut säurebeständig	–	wasserempfindlich bei 40 °C	flammwidrig	brennbar (hell herstellbar)	silikonölbeständig
Preisindex	100	85	125	120	250	270	170	400	800	350	1000

modul G nach **Bild 12** zugeordnet werden. Eine Kennlinie eines Gummielements unter schwingender Belastung zeigt **Bild 13**. Neue Gummifedern sind i. allg. härter als bereits dynamisch beanspruchte.

Die im Gummi wirkenden Dämpfungskräfte können nur in jeweils eng begrenzten Frequenzbereichen als geschwindigkeitsproportional betrachtet werden. Selbst bei hochelastischen Qualitäten mit niedriger Shorehärte ergeben sich im normalen Schwingfrequenzbereich von 25 bis 50 Hz bereits bis 20%ige Überhöhungen des bei zügiger Belastung gemessenen E-Moduls bzw. G-Moduls; bei höheren Shorehärten im Bereich 54 bis 72 shA kann die Überhöhung 40 bis 60% betragen. Man muß deswegen bei Gummielementen zwischen der statischen Federsteifigkeit c und der dynamischen Federsteifigkeit c_{dyn} unterscheiden. Vereinfachend besteht zwischen beiden Kennwerten der Zusammenhang $c_{dyn} = k_d c$. Als Richtwert gilt, daß der nur wenig mit der Frequenz zunehmende Faktor k_d in einem üblichen Härtebereich 35 bis 60 shA zwischen 1,1 bis 1,6 liegt, bei Shore-Härten über 60 aber auch erheblich höher liegen kann, **Bild 12**. Zur Bestimmung genauerer Kennwerte für die von der Frequenz, der Verformungsamplitude, der Mittelverformung und der Temperatur abhängigen visko-elastischen Eigenschaften s. DIN 53 513 oder [88].

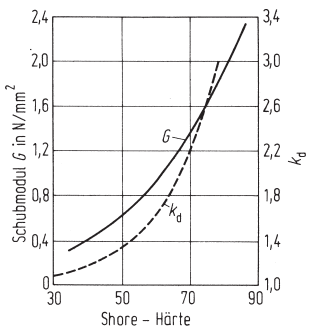


Bild 12. Schubmodul G und Dynamikfaktor k_d von Gummi (Naturkautschuk) in Abhängigkeit der Shore-A-Härte [84]

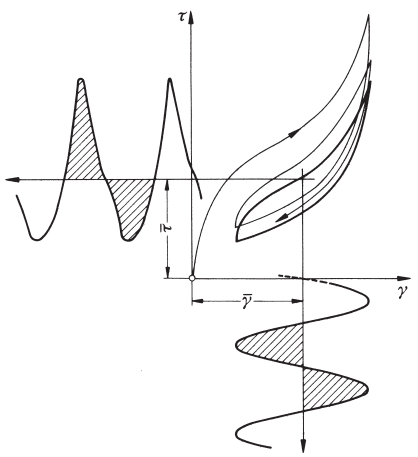


Bild 13. Hystereseschleifen eines sinusförmig zwangsverformten Gummielements [ISO 2856–1975 (E)] für erste Belastungszyklen und endgültigen Belastungszyklus mit Spannungs- und Dehnungs-Mittelwertlinien

2.3.2 Gummifederelemente. Basic types of rubber spring

Anwendung. Im steigendem Maße für die *Schwingungsisolierung* im Motorenbau und als elastische Verbindungselemente und -gelenke im Maschinenbau, weil sie sich in idealer Weise konstruktiven Anforderungen anpassen lassen [84, 91].

Bauarten. Gummielemente können als frei geformte, kompakte Elemente, wie z. B. einfachen zylindrischen Gummiblöcken mit $d = h$ für Schwingungsisolierung, oder als gefügte oder gebundene Elemente eingesetzt werden. Bei gefügten Federn muß durch ausreichende Pressung in den Wirkflächen sichergestellt sein, daß die Spannungen auf den Gummi möglichst gleichmäßig und ohne Verformungsbehinderung übertragen werden. Meist werden Gummifederelemente als sog. Gummi-Metall-Elemente, z. B. nach **Tab. 7**, ausgeführt, wobei die bei der Vulkanisation innig mit dem Gummi verbundenen Metallflächen eine einwandfreie Kraftübertragung gewährleisten. Solche Elemente werden in großen Serien hergestellt und sind mit ihren verhältnismäßig sicher angebbaren Steifigkeits- und Festigkeitswerten in Herstellerkatalogen aufgeführt [94–98]. Für neue Aufgaben sollten sie nicht ohne eingehende Rücksprache mit dem Hersteller ausgewählt werden. Schubbelastete Gummimetallfedern werden bevorzugt bei mittleren Belastungen eingesetzt, sobald größere Federwege bzw. niedrige Eigenschwingungszahlen gefordert werden. Druckbelastete Gummielemente werden bei großen Lasten angewendet, sobald hohe Steifigkeit in Belastungsrichtung erlaubt oder erwünscht ist. Zugbeanspruchte Gummielemente werden verwendet, wenn sehr kleine Massen schwingungsisoliert aufgehängt werden sollen, sie haben den Vorteil besonders günstiger Geräuschisolierung. Weitere Bauformen s. VDI-Richtlinie 2062.

Entwurfsberechnung nach **Tab. 7**. Anhaltswerte für zulässige Beanspruchungen **Tab. 8**. Im allgemeinen darf man mit der statischen Schubverformung nicht über $\tan\gamma = 0{,}2$ bis 0,4 hinausgehen; die Druckverformung soll kleiner als $\varepsilon = 0{,}1$ sein.

Feingestaltung. Bei schubbelasteten Gummimetallfedern (**Tab. 7 a, b**) soll das Dicke/Länge-Verhältnis $t/l \ll 0{,}25$ (DIN 53 513) bleiben, damit zusätzliche Normalspannungen an den schubübertragenden Metallflächen klein gehalten werden können; auch die Kennlinie ist dann weitgehend geradlinig und die Dauerhaltbarkeit wird erhöht. Der Vermeidung von Zugspannungen an den Flächengrenzen dient auch eine Druckvorspannung der Elemente, **Bild 14** [87]. Bei drehschubbeanspruchten Elementen (**Tab. 7 c, d**) tritt eine Spannungserhöhung an den Grenzen der lastübertragenden Flächen nicht auf, weshalb sie stärker schubverformt werden als in Schubrichtung begrenzte Gummi-Metall-Federn. Nach Möglichkeit sollten sie als Körper gleicher Schubbeanspruchung gestaltet werden, **Bild 15** [92].

Die Steifigkeit druckbeanspruchter Gummielemente kann erhöht werden, wenn dünne Metallplatten parallel zur Druckfläche einvulkanisiert oder eingepreßt werden, **Bild 16** [87], und damit die Querdehnung des Gummis noch stärker behindern, als dies durch die äußeren Druckflächen geschieht. Die Querbehinderung durch die nicht gleitfähigen Druckflächen wird durch den *Formfaktor k*, das Verhältnis von belasteter Gummifläche zu freier Gummioberfläche (**Tab. 7 e**), erfaßt. Dünne Metallplatten können auch zur Wärmeableitung und damit zur Temperaturerniedrigung in schwingend beanspruchten Elastomere-Elementen genutzt werden. Wegen der Dämpfungsfähigkeit der Elastomere entstehen im Inneren hohe Temperaturen (Wärmenester), die mit modernen Berechnungsmethoden, Finite Elemente Rechnungen, vorhergesagt werden können [88].

Hinweis. Weitere Gestaltungsgesichtspunkte sind jeweils nach vorherigen Diskussionen mit den Herstellern unter Ein-

Tabelle 7. Bauformen von Gummi-Metall-Federn mit Berechnungsgrundlagen

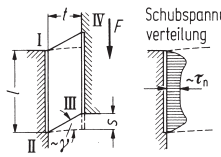
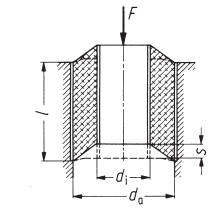
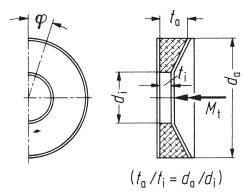
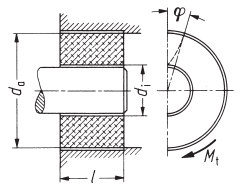
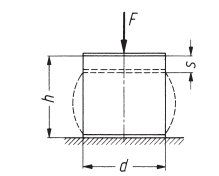
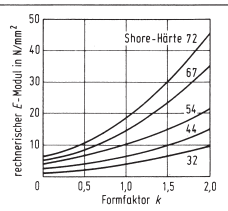
Federart	Federform, Belastung	Berechnungsgleichungen	Geltungsbereich, Bemerkungen
Scheibenfeder unter Parallelschub **a**		$s \approx \frac{F t}{l b G}$ $\tau_n \approx F/(l b) \approx G\, s/t$ $s_{zul} \approx t\,\gamma_{zul}$ $\eta_a \approx 1$ falls $l \gg t$ $F_{zul} \approx b l G\,\gamma_{zul}$	Im Bereich $s/t \approx \gamma \leqq 20°$ ($s \leqq 0{,}35\,t$) ist Kennlinie praktisch gerade. An den Rändern bei I…IV ist $\tau = 0$. Von da an steigt τ zunächst über τ_n hinaus an. Bei I und III ist Zugspannung überlagert, bei II und IV Druckspannung.
Hülsenfeder unter Axialschub **b**		$s \approx \frac{F \ln (d_a/d_i)}{2\pi l G}$ $\tau_{ni} = \frac{F}{\pi d_i l}$; $\tau_{na} = \frac{F}{\pi d_a l}$ $s_{zul} = \frac{d_i}{2} \ln \frac{d_a}{d_i}\,\gamma_{zul}$ $F_{zul} = \pi d_i l G\,\gamma_{zul}$	Linearität bis $\gamma_{ni} = \frac{\tau_{ni}}{G} \leqq 20°$ Falls Gummihöhe l mit dem Kehrwert des Durchmessers abnimmt, also $l_i d_i = l_a d_a$, gilt $\tau_{ni} = \tau_{na}$ und $s \approx \frac{F(d_a - d_i)}{2\pi d_i l_i G}$; $\eta_A = 1$ (Körper gleicher Beanspruchung)
Scheibenfeder unter Drehschub **c**		$\varphi \approx \frac{24\, M_t\, t_a}{\pi G (d_a^4 - d_i^3 d_a)}$ $\tau = \varphi \frac{d_a}{2 t_a} G = \varphi \frac{d_i}{2 t_i} G$ $\varphi_{zul} = \frac{2 t_a}{d_a}\gamma_{zul}$, $\eta_a = 1$ $M_{t\,zul} = \frac{\pi G (d_a^3 - d_i^3)}{12}\gamma_{zul}$	Gültig für $\varphi \leqq 20° \cdot \frac{2 t_a}{d_a}$ Falls $t_i = t_a = t$ ist $\varphi = \frac{32\, M_t\, t}{\pi (d_a^4 - d_i^4) G}$ Bei gleichem t_a und damit gleichem φ_{zul} fällt $M_{t\,zul}$ für $d_a/d_i = 2$ auf das 0,8fache gegenüber gezeichneter Feder
Hülsenfeder unter Drehschub **d**		$\varphi \approx \frac{M_t}{\pi l G}\left(\frac{1}{d_i^2} - \frac{1}{d_a^2}\right)$ $\tau_i = \frac{2 M_t}{\pi d_i^2 l}$; $\tau_a = \frac{2 M_t}{\pi d_a^2 l}$ $\varphi_{zul} = \frac{(d_a^2 - d_i^2)}{2 d_a^2}\gamma_{zul}$ $M_{t\,zul} = \frac{\pi G d_i^2 l}{2}\gamma_{zul}$	Falls Gummibreite l mit dem Kehrwertquadrat des Durchmessers abnimmt, also $l_i d_i^2 = l_a d_a^2$, gilt $\tau_i = \tau_a$, $\eta_A = 1$ und $\varphi = \frac{2 M_t}{\pi l_i G d_i^2} \ln \frac{d_a}{d_i}$ $\varphi_{zul} = \ln \frac{d_a}{d_i}\gamma_{zul}$ (Linearität bis $\gamma \approx 40°$)
Gummipuffer unter Drucklast **e**		$s \approx \frac{4 F h}{E_{rech}\pi d^2}$ $F_{zul} = \frac{\pi d^2}{4}\sigma_{zul}$ Bei Dauerbelastung $s_{zul} = 0{,}1\,h$, sonst Kriechen Formfaktor $k = \frac{\pi d^2/4}{\pi d h} = \frac{d}{4h}$	

Tabelle 8. Anhaltswerte für die überschlägige Berechnung von zulässigen Belastungen und Verformungen von Gummielementen (k: Formfaktor nach **Tab. 7 e**: zulässige Wechselbeanpruchungen etwa 1/3 bis 1/2 der zulässigen statischen Beanspruchungen) nach [16]

Shore-Härte sh(A)	Dichte in t/m³	E-Modul E_{st} bei Druck in N/mm²		G-Modul G_{st} in N/mm²	Dynamik-Faktor k_d	Zulässige statische Verformung in % bei ständiger statischer Belastung		Zulässige Spannung in N/mm² bei ständiger statischer Belastung		
		$k = 1/4$	$k = 1$			Druck	Schub, Zug	Druck $k = 1/4$	Druck $k = 1$	Schub, Zug
30	0,99	1,1	4,5	0,3	1,1	10 … 15	50 … 75	0,18	0,7	0,2
40	1,04	1,6	6,5	0,4	1,2		45 … 70	0,25	1,0	0,28
50	1,1	2,2	9,0	0,55	1,3		40 … 60	0,36	1,4	0,33
60	1,18	3,3	13,0	0,8	1,6		30 … 45	0,5	2,0	0,36
70	1,27	5,2	20,0	1,3	2,3		20 … 30	0,8	3,2	0,38

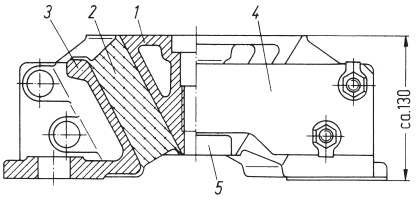


Bild 14. Motorlager für Lokomotiv- und Schiffdieselmotoren im Querschnitt und in Draufsicht nach [87]. *1* Innenteil (Gußteil) mit Gewinde und Querkrafteinleitung über Paßring, *2* Schub- und druckbeanspruchter Gummikörper, *3* Befestigungswinkel (Gußteile), *4* Zugstege, *5* Rückanschlag am Innenteil *1*

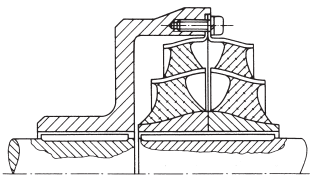


Bild 15. Drehelastische Wellenkupplung nach [92]

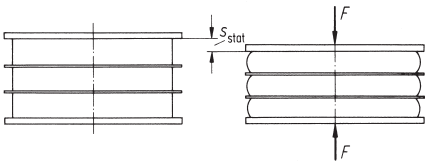


Bild 16. Druckbeanspruchter Gummi-Metall-Körper mit einvulkanisierten, die Querdrehung weitgehend behindernden Zwischenblechen nach [87]. (Resultierender E-Modul: $E_R = KG$, mit $K = 19{,}5$ für Formfaktor $k = d/4h = 1{,}5$)

beziehung ihrer vielfältigen Erfahrung zu berücksichtigen. Von den Herstellern ist auch in jedem Einzelfalle die zulässige Belastbarkeit der Gummifeder zu erfragen, falls sie in Herstellerkatalogen nicht aufgeführt ist.

2.4 Faserverstärkte Kunststoffedern
Fibre composite springs

Mit faserverstärkten Kunststoffedern [99–105] sollen die Vorteile von Metallfedern (hohe Belastbarkeit, kleiner Bauraum, niedrige Relaxation) und von Gummifedern (niedrigeres Gewicht, Dämpfungsfähigkeit) vereinigt werden. Die Tragfähigkeit und Steifigkeit wird von den Fasern (meist Glasfasern, aber auch Aramidfasern und Kohlenstoffasern) und der Matrix (meist Polyester- oder Epoxidharze) bestimmt. Die Werkstoffeigenschaften des Verbundwerkstoffs sind abhängig vom Faservolumenanteil (30 bis 60%) variierbar und damit gleichsam einstellbar. Die chemische und mechanische Verträglichkeit der Komponenten muß unter den Umgebungsbedingungen bei Fertigung, Lagerung und Betrieb sichergestellt werden, z. B. sind Feuchtigkeit und Temperatur zu beachten.

Anwendung. Für Blattfedern im Fahrzeugbau, für Hochleistungssportgeräte, für stromisolierende Abstützungen im Elektromaschinenbau, für Elemente des Flugzeugbaus.

Bauarten. Zug- und biegebeanspruchte Federn mit Grundformen nach G 2.2.1 und G 2.2.2 und metallverstärkten Krafteinleitungsstellen.

Entwurfsberechnung. Wegen Anisotropie der Festigkeitseigenschaften ist i. allg. die Kunststoffmatrix festigkeitsbestimmend. Die für Metallfedern gültigen einfachen Entwurfsberechnungen, die i. allg. keine Bewertung der Schubspannungen berücksichtigen, können höchstens als erste Vergleichsbasis bei Vorliegen von Bauteilversuchen an Kunststoffedern verwendet werden. Es muß darüber hinaus stets geklärt werden, ob die Matrix eine ausreichende Knicksicherheit gewährleistet. Weiterführende Literatur [99–105].

Feingestaltung. Die Krafteinleitung erfolgt bei Zugstäben zweckmäßigerweise über zwei metallene Garnrollen, um die die Faser praktisch endlos gewickelt wird; der Abstand zwischen den Garnrollen wird durch ein drucksteifes Konstruktionselement sichergestellt. Eine ähnliche Konstruktion wird für massenreduzierte Pleuel (Kohlenstoffaser/Aluminium) erprobt [101]. Auch bei Blattfedern werden Federaugen und Klammern aus geformten Stahlbändern verwendet [104]. Allgemein ist darauf zu achten, daß die in Längsrichtung eingebetteten Glasfasern nicht durchschnitten werden. Auch Verschraubungen sind zu vermeiden, da wegen der im Kunststoff einsetzenden Relaxation die notwendige Schraubenvorspannung nicht ohne besondere Maßnahmen aufrechterhalten werden kann.

2.5 Gasfedern. Gas springs

Das Prinzip von Gasfedern (Luftfedern) [106–110] beruht auf der Kompressibilität eines in einen Behälter eingeschlossenen Gas-(Luft-)volumens.

Anwendung. Im Kraftfahrzeugbau zur Darstellung nichtlinearer Kennlinien sowie zur Niveauregelung, in Luftkupplungen [107].

Bauarten. Kolben-Luftfeder ähnlich Luftpumpe mit konstantem Querschnitt A und variabler Luftsäulenhöhe. Die Zusammendrückung der Luftsäule h_0 um Weg s bewirkt Druckerhöhung von Druck p_0 ($=$ Innendruck bei $s=0$) auf Enddruck p. Die erforderliche Dichtung für Kolben führt zu einer Reibungskraft und damit zu Energieverlusten. Reibung entfällt bei Rollfelderbälgen **Q 1 Bild 42**. Auch Kombination mit Flüssigkeitsdämpfer **Q 1 Bild 43**.

Grundlagen. Zustandsgleichung für Gase $pv^n = \text{const}$, mit absolutem Druck p, spezifischem Volumen v und Polytropenexponent n nach D 7. Für Kolben-Luftfedern ohne Berücksichtigung der Reibung erhält man eine nichtlineare Federkennlinie für Kraftzunahme

$$\Delta F = p_0 A(-1 + 1/(1 - s/h_0)^n).$$

Weitere Angaben: VDI-Richtlinie 2062 Bl. 2 und [106–110].

2.6 Industrie-Stoßdämpfer. Shock absorber

H. D. Motz, Solingen

2.6.1 Anwendungsgebiete. Applications

Industrie-Stoßdämpfer sind wartungsfreie hydraulische Bauelemente mit *besonderen Dämpfungseigenschaften*, mit denen sie sich von anderen federnden Bauelementen unterscheiden. Überall, wo produziert und transportiert wird, sind Massen in Bewegung, die in einem bestimmten Arbeitsrhythmus einen Richtungswechsel erfahren oder die abgebremst und positioniert werden müssen. Die Massen beinhalten eine mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wachsende kinetische Energie. Bei Aufnahme dieser Energie durch Stoßdämpfer, also beim Abbremsen der Masse, treten Kräfte auf, die sich mit der umzuwandelnden mechanischen Energie und also mit der Pro-

duktionsgeschwindigkeit der Anlage erhöhen. Eine Steigerung der Produktionsgeschwindigkeit bedingt eine steigende Maschinenbelastung; sie verlangt eine Verringerung der Abbremskräfte.

Forderung ist es, die bewegten Massen positionsgenau und in kürzester Zeit mit möglichst kleinen Bremskräften abzubremsen. Während Federpuffer, Gummipuffer, Luftpuffer und hydraulische Bremszylinder eine Abbremskinematik aufweisen, die eine unakzeptable Höchstkraft bedingt, bremsen Industriestoßdämpfer sanft und in kurzer Verzögerungszeit mit nahezu konstanter Bremskraft über den gesamten Bremsweg.

2.6.2 Funktionsweise des Industrie-Stoßdämpfers
Principle of operation

Diese *ideale Brems-Kinematik* (konstante Verzögerung, zeitlich linearer Geschwindigkeitsverlauf) verdankt der Industrie-Stoßdämpfer seinem konstruktiven Aufbau: Beim Abbremsvorgang wird die Kolbenstange in den Stoßdämpfer eingeschoben; das Hydraulik-Öl, das sich vor dem Kolben befindet, wird durch Drosselöffnungen verdrängt und vom sog. Absorber aufgenommen; proportional zum verfahrenen Hub nimmt die Zahl der wirksamen Drosselbohrungen ab, so daß damit die Kolbenkraft (und damit die auf die abzubremsende Masse wirkende Bremskraft) annähernd konstant bleibt. Daraus resultiert die Abbrems-Kinematik (**Bild 17**).

Die Industrie bietet eine Vielfalt von konstruktiven Varianten (leichte bis schwere Baureihen, Sicherheitsdämpfer, Rotationsdämpfer, einstellbare, selbsteinstellende und fest eingestellte Dämpfer) für alle anfallenden Aufgaben. Hübe von wenigen mm bis zu mehreren dm, Kräfte von wenigen N bis in den kN-Bereich, Energien von wenigen J bis zu mehreren 100 kJ.

Der Einsatz von Industrie-Stoßdämpfern ermöglicht Produktionssteigerung von Maschinen und Anlagen, erhöht die Lebensdauer der Elemente, senkt Konstruktions-, Produkt- und Betriebskosten, senkt den Verschleiß, mindert den Betriebslärm.

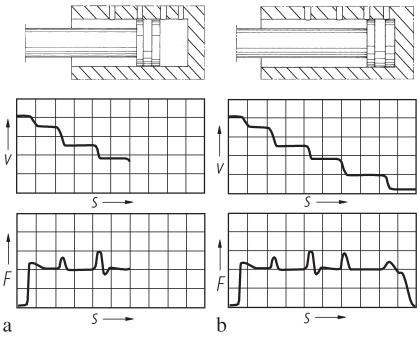


Bild 17a, b. Verlauf von Geschwindigkeit v und Kraft F über dem Kolbenweg s beim Einfahren des Kolbens. **a** Halber Hub; **b** voller Hub

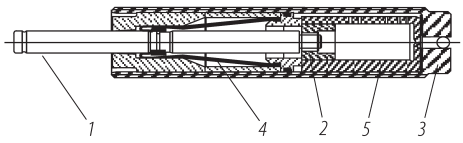


Bild 18. Aufbau eines Industrie-Stoßdämpfers. *1* Kolbenstange, gehärtet, hochfester Stahl, rostfrei; *2* Kolben Sinternetall, selbstschmierend; *3* Korpus, massiv, geschlossener Boden; *4* Absorber, dynamische Dichtung als Rollmembrane; *5* Hochdruckhülse, hochfester legierter Stahl, gasnitriert, für Innendrücke bis 1000 bar

2.6.3 Aufbau eines Industrie-Stoßdämpfers (Bild 18)
Construction of shock absorbers

Die Rollmembrane (Absorber) dient als Rückstellelement; Volumenausgleich und hermetische Abdichtung bei einer Lebensdauer bis zu 25 Millionen Lastwechseln.

2.6.4 Berechnung und Auswahl (Bild 19)
Calculation and selection

Parameter zur Auswahl des Industrie-Stoßdämpfers sind die je Hub oder je Zeiteinheit (z. B. je Stunde) anfallende mechanische Gesamtenergie und die sich daraus ergebende sog. *effektive Masse* m_e sowie die Taktzahl.

$$W_1 = 0{,}5 \cdot m \cdot v^2; \qquad m_e = \frac{2 \cdot W_3}{v^2}$$
$$W_2 = F \cdot s$$
$$W_3 = W_1 + W_2; \qquad Q = \frac{1{,}2 \cdot W_3}{s}$$
$$W_4 = W_3 \cdot x$$

mit W_1 = kinetische Energie pro Hub (in Nm); W_2 = Energie/Arbeit der Antriebskraft pro Hub (in Nm); W_3 = Gesamtenergie pro Hub (in Nm); W_4 = Gesamtenergie pro Stunde (in Nm/h); m_e = effektive Masse (in kg); Q = Gegenkraft/Stützkraft (in N); m = abzubremsende Masse (in kg); F = Kraft, zusätzliche Antriebskraft (in N); s = Stoßdämpferhub (in m); x = Anzahl der Hübe pro Stunde (in 1/h); v = Auftreffgeschwindigkeit der Masse (in m/s).

Beispiel: $m = 36$ kg; $v = 1{,}5$ m/s; $F = 400$ N; $x = 1\,000$ l/h; $s = 0{,}025$ m (gewählt)

$$W_1 = 0{,}5 \cdot 36 \cdot 1{,}5^2 = 41 \text{ Nm}$$
$$W_2 = 400 \cdot 0{,}025 = 10 \text{ Nm}$$
$$W_3 = 41 + 10 = 51 \text{ Nm}$$
$$W_4 = 51 \cdot 1\,000 = 51\,000 \text{ Nm}$$
$$m_e = 2 \cdot 51 : 1{,}5^2 = 45 \text{ kg}$$
$$Q = 1{,}2 \cdot 51 : 0{,}025 = 2\,448 \text{ N}$$

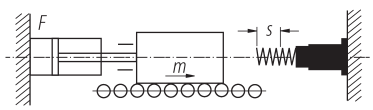


Bild 19. Bewegte Masse mit Antriebskraft: Berechnungsbeispiel

3 Kupplungen und Bremsen
Couplings, clutches and brakes

P. Dietz, Clausthal-Zellerfeld

3.1 Überblick, Aufgaben. Introduction, function

Kupplungen dienen zur *Übertragung* von Drehmomenten bei Wellen mit und ohne Verlagerung. Elastische Kupplungen beeinflussen *das dynamische Verhalten* von Antriebssträngen, schaltbare Kupplungen haben als Funktion die *Schaltung und Begrenzung* von Drehmomenten. **Bild 1** gibt einen Überblick über die Funktionen [1, 2]; die *Kombination* von Kupplungen unterschiedlicher Bauart erlaubt auch eine Kombination ihrer Eigenschaften.

Kupplungen erfüllen im Gegensatz zu Getrieben keine Aufgaben der Energiewandlung und weisen im stationären Zustand

gleich große Drehmomente M_t am Eingang und Ausgang auf. Systembedingte Energieaufnahmen und -abgaben können nur elastisch (Elastische Kupplungen) oder durch Wärme (Reibungskupplungen) erfolgen, daher stehen dynamische Beanspruchungen, Wärmespeicherungs- und Kühlungsprobleme und Verschleißvorgänge im Vordergrund der rechnerischen Auslegung von Kupplungen.

Gesichtspunkte zur Auswahl [3]. *Allgemein:* Übertragbares Nenn- und Spitzendrehmoment, Dauerfestigkeit, maximale Drehzahl, Reversierverhalten, Spiel, Art und Trägheitsmoment der zu kuppelnden Maschinen, Stöße, zeitlicher Momentenverlauf, Befestigung, Abmessungen, Bohrungstoleranzen, Gewicht, Schwerpunktlage, Auswuchtbarkeit. *Bei elastischen und Ausgleichskupplungen:* Wellenlage, zulässige Radial-, Axial- und Winkelverlagerungen, zulässige radiale und axiale Kräfte, Biegemomente, Elastizität, Dämpfung, Beeinflussung der kritischen Drehzahl. *Bei Schaltkupplungen:* Schalthäufigkeit, zulässige Temperaturen, Erwärmung, Kühlung, Schaltzeit, Schaltkräfte und -wege, Restmoment nach dem Ausschalten, Betätigungsgeschwindigkeit, Ratterneigung. *Betriebseigenschaften:* Ausrichtbarkeit, radiale oder axiale Montage, Unfallsicherheit, Lebensdauer, Verschleißnachstellung, Austausch von Verschleißteilen, Ersatzteillieferzeit, Schallerzeugung und -leitung, Empfindlichkeit gegenüber Temperatur, Feuchtigkeit, Staub, Chemikalien oder Öl, Wartbarkeit, Inspektion.

Kenngrößen zur Auswahl. Eine Übersicht über typische Kenngrößen nichtschaltbarer Kupplungen in Abhängigkeit vom Nenndrehmoment gibt **Anh. G 3 Bild 1**. Dabei wird deutlich, daß eine zunehmende Elastizität mit zunehmender Kupplungsgröße und abnehmender zulässiger Drehzahl verbunden ist. Die Auswahl einer Schaltkupplungsbauart in Abhängigkeit vom Schaltmoment zeigt **Anh. G 3 Bild 2**. Beispiele und Anwendungen in [4].

3.2 Drehstarre, nicht schaltbare Kupplungen
Permanent torsionally stiff couplings

3.2.1 Starre Kupplungen. Rigid couplings

Dies sind i. allg. kostengünstige und klein bauende Kupplungen, die bei sehr einfachen Antrieben, aber auch bei hohen Drehmomenten und Drehzahlen eingesetzt werden. Sie leiten alle Lastgrößen (z. B. Biegemomente und Drehmomentstöße) in voller Höhe und schwingen ungedämpft weiter. Bei der Verwendung von starren Kupplungen ist generell auf eine korrekte Ausrichtung sowie auf mögliche Probleme, die aus Biegeschwingungen herrühren, zu achten.

Bauarten. Die *Scheibenkupplung* (**Bild 2 a**) überträgt Drehmomente mit Reibschluß durch vorgespannte Schrauben ($M_{max} = 10^6$ Nm, $n_{max} = 8000\,min^{-1}$), die Zentrieraufgabe

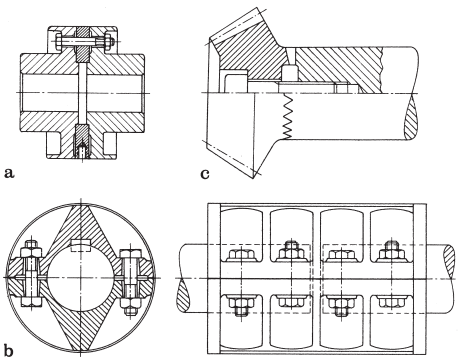


Bild 2 a–c. Drehstarre, nicht schaltbare Kupplungen. **a** Scheibenkupplung; **b** Schalenkupplung, der Blechmantel dient zur Unfallverhütung; **c** Stirnzahnkupplung

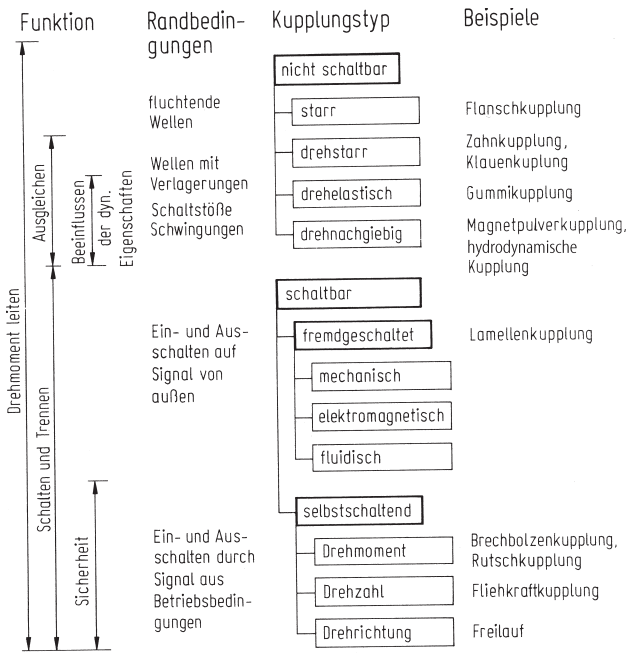


Bild 1. Einteilung der Wellenkupplungen nach Funktionen

wird durch Zentrierbunde erfüllt. Bei zweiteiliger Zwischenscheibe ist eine radiale Demontage möglich. Sonderbauarten werden auch mit Kegelsitz und Druckölverband ausgeführt.
Die *Schalenkupplung* (**Bild 2b**) ermöglicht bei radial kleinen Abmessungen einen einfachen Ausbau ohne die Wellen zu verschieben ($M_{max} = 0,3 \cdot 10^6$ Nm, $n_{max} = 1700\,min^{-1}$). Die zwei Halbschalen werden mit den Wellen reibschlüssig verbunden. Zusätzlich können Paßfedern verwendet werden. Sie ist nicht für wechselnde, stoßartige Lasten geeignet.
Die *Stirnzahnkupplung* (**Bild 2c**) ist eine sehr klein bauende, selbstzentrierende Kupplung mit radialen Zähnen, die eine starke axiale Vorspannung erfordert. Sie ist spielfrei und für wechselnde Drehmomente geeignet.

3.2.2 Drehstarre Ausgleichskupplungen
Torsionally stiff self-aligning couplings

Drehstarre Ausgleichskupplungen können je nach Bauart axiale, radiale und/oder winklige Wellenverlagerungen ausgleichen. Ursachen für Wellenverlagerungen sind im wesentlichen: Ausricht- und Montageungenauigkeiten, Wärmedehnungen, elastische Verformungen und Fundamentverformung. Drehstarre Ausgleichskupplungen werden eingesetzt, wenn bei vorwiegend winkeltreuer Übertragung das Drehschwingungsverhalten nicht verändert werden soll. Sie werden meist kleiner ausgeführt als drehelastische Ausgleichskupplungen. Kupplungen mit Formschluß (z. B. Klauenkupplung, Zahnkupplung) müssen ausreichend geschmiert werden, bei Kupplungen mit elastischen Elementen (z. B. Federlaschen-, Metallbalg- und Membrankupplungen [5]) ist die Betriebsfestigkeit der Elemente und ihrer Befestigungen zu beachten.

Bauarten. Die *Klauenkupplung* (**Bild 3a**) mit axialen Mitnehmern gleicht nur Axialversatz aus. Sie kann auch als Schaltkupplung ausgeführt werden.
Die *Parallelkurbelkupplung* (**Bild 3b**) [4] erlaubt den Ausgleich von großen Radialverlagerungen paralleler Wellen. Die beiden Kupplungsscheiben sind über jeweils parallele Lenker mit einer Mittelscheibe verbunden und ermöglichen eine winkeltreue Übertragung.
Die kurzbauende *Kreuzschlitz-(Oldham-)Kupplung* (**Bild 3c**) [7] überträgt wegen Verschleißproblemen nur kleine Drehmomente. Die beiden Kupplungshälften sind über ein Zwischenstück mit zwei senkrecht zueinander stehenden Mitnehmern verbunden, die in Nuten der beiden Kupplungshälften eingreifen. Es lassen sich geringe axiale, radiale und winklige Verlagerungen ausgleichen ($\Delta K_r = 1$ bis 5 mm, $\Delta K_w = 1$ bis 3°).
Bei der vom Funktionsprinzip her ähnlichen *Ringspann-Ausgleichskupplung* (**Bild 3d**) greifen von beiden Kupplungsscheiben her in umgekehrter geometrischer Anordnung Mitnehmer in eine Zwischenscheibe ein, die mit zwei entsprechend senkrecht aufeinander stehenden Langlöchern versehen ist ($M_{max} = 8000$ Nm).
Das *Kreuzgelenk* (**Bild 3e**) [8, 9] gestattet Beugewinkel bis zu 40°, formt aber eine gleichförmige Winkelgeschwindigkeit ω_1 in eine mit $2\omega_1$ pulsierende Winkelgeschwindigkeit ω_2 um. Dabei gilt $\omega_2 = \omega_1 \cos\beta/(1 - \sin^2\beta \sin^2\alpha_1)$, wobei β der Beugewinkel (ΔK_w) nach DIN 740 und α_1 der Drehwinkel der Welle 1 ist. Die Maximal- und Minimalwerte sind $\omega_{2\,max} = \omega_1/\cos\beta$; $\omega_{2\,min} = \omega_1 \cos\beta$ und der Ungleichförmigkeitsgrad $U = (\omega_{2\,max} - \omega_{2\,min})/\omega_1 = \tan\beta \sin\beta$.
Bei der *Kreuzgelenkwelle* (**Bild 3f**) [9–12] wird über ein zweites Kreuzgelenk die Pulsation zwischen An- und Abtrieb aufgehoben, die Zwischenwelle erfährt diese aber und wird dynamisch angeregt. Hierfür müssen die Gabeln der Verbindungswelle und die An- und Abtriebswelle in einer Ebene liegen und gleiche Beugungswinkel $\beta_1 = \beta_2$ besitzen. Ein großer Beugungswinkel β mindert aufgrund der dynamischen Kräfte die übertragbare Leistung.
Gleichlaufgelenke [10, 13] übertragen im Gegensatz zu den Kreuzgelenken bei Ablenkwinkeln bis zu 50° das Drehmoment homokinetisch (gleichförmig). Gleichlaufgelenke können in drei verschiedene Bauarten unterteilt werden: Doppelkreuz-, Kugel- und Polypodengelenk. Das *Doppelkreuzgelenk* entsteht durch zwei Einzelkreuzgelenke, die mit einem dazwischen liegenden starren und kurzen Mittelteil verbunden sind. *Gleichlauf-Kugelgelenke* übertragen das Drehmoment mittels Kugeln, die in Führungsrillen laufen. Sie können als *Fest- und Verschiebegelenke* ausgeführt werden (**Bild 3g**) (max. Beugewinkel $\beta_{max} \approx 50°$ bzw. $\beta_{max} \approx 25°$). Das Prinzip des *Polypodengelenks* zeichnet sich dadurch aus, daß eine durchbohrte Kugel von einem Zylinderzapfen (Pode) in einem geschlitzten Hohlzylinder geführt wird [10]. Für den praktischen Einsatz haben sich *Tripodegelenke* bewährt. Wie bei den Kugelgelenken kann hier ebenfalls in Fest- und Verschiebegelenke (max. Beugewinkel $\beta_{max} \approx 45°$ bzw. $\beta_{max} \approx 25°$) unterschieden werden.
Zahnkupplungen (**Bild 3h**) [14–22] übertragen das Drehmoment ($M_{max} = 5 \cdot 10^6$ Nm, $n_{max} = 10^5\,min^{-1}$) über ineinander gefügte Außen- und Innenverzahnungen. Während die Innenverzahnung gerade ist, wird die Außenverzahnung nahezu ausschließlich ballig (bombiert) ausgeführt. Dies ermöglicht den Ausgleich von winkligem Wellenversatz ($\Delta K_w = 1{,}0$ bis 1,5°). Spezielle Bombierungsformen lassen für Sonderanwendungen auch größere Auslenkwinkel (ΔK_w bis 4,0°) zu. Der zulässige radiale Wellenversatz für Doppelzahnkupplungen ist proportional der Entfernung L zwischen den beiden Verzahnungspaarungen ($\Delta K_r = L \cdot \tan \Delta K_w$). Vorteilhaft sind die geringe Baugröße (hohe Leistungsdichte), die Unempfindlichkeit gegen Überlastungen und die Eignung für hohe Drehzahlen [23]. Der Wartungsaufwand für die Schmierung zur Erhaltung der Betriebssicherheit ist ein wesentlicher Nachteil. Daneben können die Unbestimmtheit axialer und radialer Rückwirkungen auf die Lager, Unwuchten und Spiel den stabilen Lauf negativ beeinflussen. Diese Einflußfaktoren zeigen eine große Abhängigkeit von unbestimmten Größen wie dem Reibbeiwert und der Lastverteilung. Die Schmierung kann mittels Fett, Öl- bzw. Öldurchlaufschmierung erfolgen. Bei höheren Drehzahlen wird i. d. R. Öl verwendet, was aber das Problem des Abichtens mit sich bringt. Die Schmierung mit Fett hat hingegen verschiedene Nachteile wie die Fettkragenbildung, das Entstehen von Unwuchten, das Auszentrifugieren von Fett, die Bindung von Verschleißpartikeln sowie das schlechte Erreichen und die damit verbundene ungenügende Schmierung der Zahnflanken. Die zulässigen Flächenpressungen in den aktiven Zahnflanken sind abhängig von der Werkstoffpaarung und Oberflächen- bzw. Wärmebehandlung. Sie sind starken Schwankungen unterworfen (Richtwerte bei ungehärteten, vergüteten Stählen 10 bis 15 N/mm^2 [9]). Zu beachten ist die zulässige spezifische Reibleistung. Für Anwendungen mit nicht so hohen Anforderungen kann die Hülse aus Kunststoff gefertigt werden (**Bild 3i**), die Schmierungsprobleme vermindern sich dadurch erheblich.
Die *Federlaschenkupplung* [24] gleicht durch wechselseitig an die Kupplungsflansche angeschraubte, zugbeanspruchte Laschenpakete Winkel-, Axial- und beim Einsatz von zwei Kupplungselementen auch Radialverlagerungen aus. Sie ist wie die Membrankupplung schmierungs- und wartungsfrei und damit auch für höhere Temperaturen geeignet.
Bei der *Federscheiben-* bzw. *Federlamellenkupplung* (**Bild 3k**), die sich durch die Ausführung der Ausgleichselemente von der Federlaschenkupplung unterscheidet, werden die Kupplungsflansche über biegeweiche, aber in Umfangsrichtung starre Scheiben bzw. Lamellen verbunden ($M_{max} = 0{,}125 \cdot 10^6$ Nm). Die Kupplungsflansche sind wechselseitig auf gleichem Durchmesser mit den flexiblen Elementen verbunden. So können winklige und axiale Verlage-

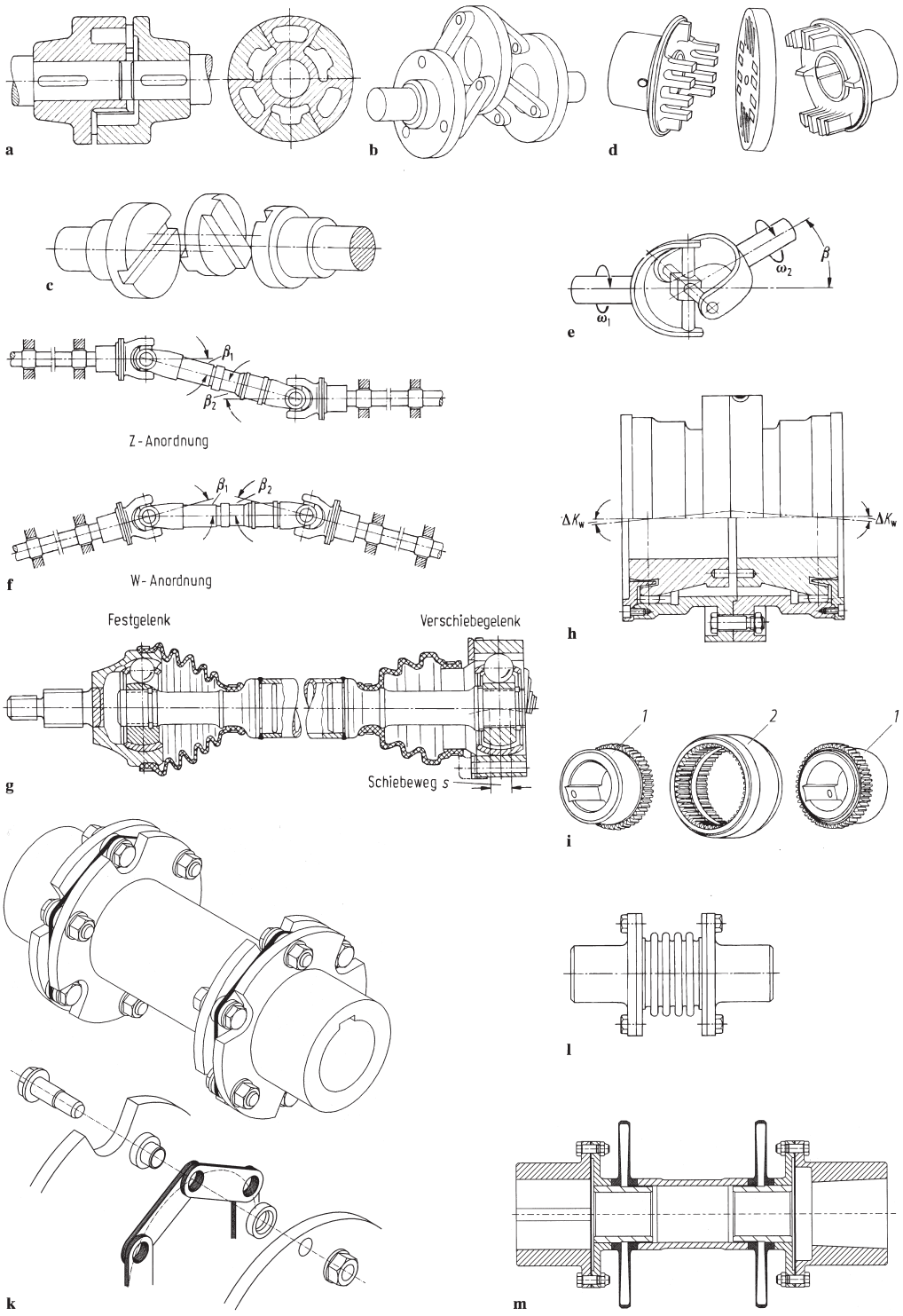


Bild 3a–m. Drehstarre Ausgleichskupplungen. **a** Klauenkupplung; **b** Parallelkurbelkupplung (Schmidt); **c** Kreuzschlitz-Kupplung; **d** Ausgleichskupplung (Ringspann); **e** Kreuzgelenk; **f** Kreuzgelenkwelle; **g** Kugelgelenkwelle mit Fest- und Verschiebegelenk (Löbro); **h** Zahnkupplung, Hochleistungsausführung in Stahl (Tacke); **i** Zahnkupplung für verminderte Anforderungen mit *1* Stahlnaben, *2* Kunststoffhülse (KTR, Rheine); **k** Federlamellenkupplung (Flender); **l** Metallbalgkupplung; **m** Membrankupplung (BHS)

rungen ausgeglichen werden. Bei Bauformen mit Zwischenstück ist es zudem möglich, radiale Verlagerungen auszugleichen (ΔK_W bis 1°, $\Delta K_a =$ 0,7 bis 3,5 mm, $\Delta K_r =$ 1 bis 5,8 mm). Zwischenstücke können so gestaltet sein, daß ein radialer Ausbau mit oder ohne Verschieben der angeflanschten Aggregate möglich ist.

Metallbalgkupplungen (**Bild 31**) können radialen, axialen und winkligen Wellenversatz ausgleichen. Die Flansche sind mit einem Kupplungskörper in Form eines Balges verbunden ($M_{max} = 4000$ Nm). Sie müssen nicht geschmiert werden und sind für höhere Temperaturen geeignet.

Federstegkupplungen sind ähnlich den Metallbalgkupplungen aufgebaut. Als Verbindungselement dient hier ein zylindrisches Bauteil, das durch radiale Einschnitte biegeweich gestaltet ist. Durch ihren homogenen Aufbau sind sie auch für hohe Drehzahlen geeignet ($n_{max} > 10^5$ min^{-1}).

Die *Membrankupplung* (**Bild 3 m**) gleicht axiale, radiale und winklige Wellenverlagerungen durch elastische Verformung von Blechringen aus, die jeweils am äußeren und inneren Durchmesser befestigt sind ($\Delta K_w =$ 0,5 bis 1°, $\Delta K_a =$ 1 bis 5 mm). Die Kraftrückwirkungen sind berechenbar! Die Überlastempfindlichkeit ist durch die Betriebsfestigkeit der Membranen gegeben und kann für bestimmte Einsatzfälle gegenüber Zahnkupplungen nachteilig sein [25].

3.3 Elastische, nicht schaltbare Kupplungen
Permanent elastic couplings

Elastische Kupplungen enthalten Übertragungselemente aus metallischen oder nichtmetallischen Werkstoffen, die sich unter Kraft- oder Momentenbelastung elastisch verformen. Aufgrund ihrer biege- und drehelastischen Eigenschaften konzentriert sich ihr Einsatzfeld auf den Ausgleich von axialen, radialen und winkligen Fluchtungsfehlern (z. B. Wärmedehnung oder betriebsbedingte Verlagerungen der Wellen), die schlupffreie Übertragung von Drehbewegungen und die Verringerung von Drehmomentschwankungen und Schwingungen (z. B. bei Kolbenmaschinen, Fördermaschinen usw.) sowie von Drehmomentstößen (z. B. Anfahrstöße im Antriebsstrang, Havarie).

3.3.1 Feder- und Dämpfungsverhalten
Elastic and damping characteristics

Das Feder- und Dämpfungsverhalten einer elastischen Kupplung verändert die *dynamischen Eigenschaften* eines Antriebssystems. *Stoßanregungen* werden durch die elastische Speicherwirkung der Übertragungselemente verringert. Ein großer Verdrehwinkel φ verringert bei gegebener eingeleiteter Arbeit $\Delta W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_K \, d\varphi$ das Spitzendrehmoment M_S bzw. den Drehmomentstoß. Die Schwingungsdämpfung erfolgt durch die „verhältnismäßige Dämpfung ψ", eine kombinierte Wirkung aus „innerer" Dämpfung (Werkstoffdämpfung) und „äußerer" Dämpfung (Reibungsdämpfung im Bereich der Kontaktflächen). Dabei ist die „innere" Dämpfung bei Elastomerkupplungen aufgrund ihrer viskoelastischen Eigenschaften im Vergleich zu metallischen Kupplungen erheblich größer, bei metallischen Kupplungen ist sie i. allg. vernachlässigbar. *Resonanzfrequenzen im Antriebsstrang* können durch den Einsatz elastischer Kupplungen zu unkritischen Betriebsbereichen hin verlagert werden.

Elastizität. Sie wird durch Federn aus Metall oder Elastomer (Gummi, Kunststoff) bewirkt. Kennwerte für die Elastizität sind die Drehfedersteife $C_T = dM_t/d\varphi$ (Tangente an Federkennlinie, **Bild 4**) [26], die Axial- und Radialfedersteifen C_a bzw. C_r sowie die Winkelfedersteife C_W [DIN 740]. Während metallische Federn ein überwiegend linearelastisches Verhalten aufweisen, werden viele Elastomere im Kurzzeitbereich durch ein nichtlineares, im Langzeitbereich durch ein viskoelastisches Materialverhalten beschrieben. Das dynamische Verformungsverhalten von Elastomerkupplungen ist eine Funktion von Geometrie, Frequenz, Amplitude, statischer Vorspannung, Temperatur, Belastungsdauer und Alter. Diese Parameter sind bei der dynamischen Auslegung entsprechend den Herstellerangaben zu berücksichtigen. Danach ergibt sich zumeist eine mit steigendem Drehmoment progressive Federkennlinie (**Bild 5**), die für metallelastische Ausführungen besondere konstruktive Maßnahmen erfordert. Die dynamische Drehfedersteife von Elastomerkupplungen ist proportional zur Frequenz und zur statischen Vorlast und größer als die statische Drehfedersteife $C_{T\,dyn} \approx 1,3 \ldots 1,4\, C_T$ (bei $f = 10$ Hz und $T = 20$ °C). Sie verringert sich mit steigender Temperatur und Amplitude sowie mit zunehmendem Alter. Mit fallender Temperatur kommt es bei Elastomeren im Bereich der „Glasumwandlungstemperatur" zur Kaltsprödigkeit, in deren Folge ein Anstieg des Elastizitäts- und Schubmoduls sowie eine Abnahme der Bruchdehnung verzeichnet wird. Bei höheren Temperaturen stellt sich eine Beschleunigung der Alterungsprozesse durch Oxidation des Gummis mit Luftsauerstoff ein. Elastomere sind vor allem Natur- und Synthesegummi (Buna, Perbunan, Neoprene, Silikonkautschuk), Polyurethan (Vulkollan), Polyamid und Fluor-Elastomer (Viton). Synthetische Elastomere sind zur Verstärkung meist mit Gewebeeinlagen versehen, haben eine höhere Alterungsbeständigkeit und sind in aggressiver Umgebung beständiger [27, 28]. Sie sollten auf Schub oder Druck, nicht auf Zug beansprucht werden. Die maximale Umgebungstemperatur ist bei Elastomerkupplungen mit $<$ 80 bis 100 °C deutlich niedriger als bei metallelastischen Kupplungen mit $<$ 120 bis 150 °C; die maximalen Einsatztemperaturen sind für Kurzzeit- und Dauerbelastung

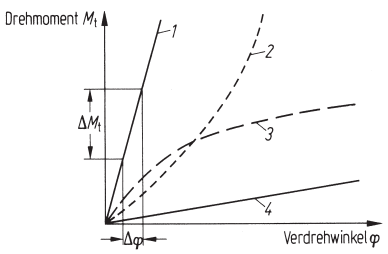


Bild 4. Typische Federkennlinien elastischer Kupplungen [2]. *1* linear steif, *2* progressiv, *3* degressiv, *4* linear nachgiebig

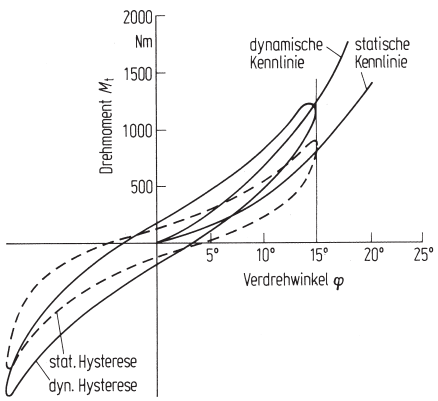


Bild 5. Statische und dynamische Hystereseschleife einer Scheibenkupplung mit Armierung bei $f > 1$ Hz [2]

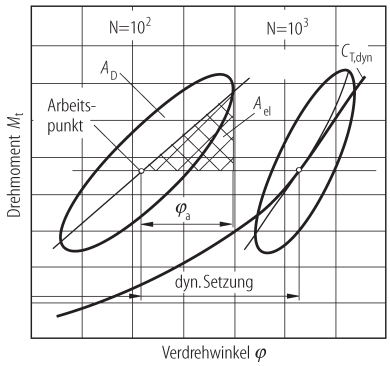


Bild 6. Verhältnismäßige Dämpfung in Abhängigkeit von der Lastspielzahl N. A_D Dämpfungsarbeit während eines Schwingungszyklus; A_{el} elastische Formänderungsarbeit

der Kupplung unterschiedlich. Die mechanische Beanspruchung führt im Werkstoff zu einer Zerstörung der Kettenmoleküle, die im Gegensatz zum chemischen Angriff nicht an der Oberfläche, sondern an den höchstbeanspruchten Stellen beginnt. Trotz dieser Störeinflüsse werden Elastomerkupplungen überwiegend dort eingesetzt, wo Wartungsfreiheit erwünscht ist.

Dämpfung. Die Dämpfung der Kupplungen beruht größtenteils auf der Materialdämpfung der verwendeten Elastomere und der Fügestellenreibung in den Kontaktflächen [29]. Als Dämpfungskennwert für lineare Drehfederkennlinien und geschwindigkeitsproportionale Dämpfung wird in DIN 740 Teil 2 die *„verhältnismäßige Dämpfung"* $\psi = A_D/A_{el}$ festgelegt. Sie beschreibt das Verhältnis von Dämpfungsarbeit A_D, repräsentiert durch den in einer Schwingungsperiode generierten Flächeninhalt einer idealen Hystereseschleife (**Bild 6**) zur elastischen Formänderungsenergie A_{el}, wobei gilt:

$$A_D = \int_0^T (\varphi \cdot \dot{M}_t - \dot{\varphi} \cdot M_t)\, dt = \int_0^{2\pi} M_t \cdot d\varphi, \qquad A_{el} = \frac{1}{2} C_{T\,dyn}\, \varphi_A^2,$$

mit φ_A als Amplitude des Verdrehwinkels im M_t, φ-Diagramm.

Die Auswertung der Hysterese erfolgt dabei unter Zugrundelegung einer harmonischen Anregung des Schwingungsmodells (Rheologie abgebildet nach Voigt-Kelvin, bei Kupplungen mit kombinierter viskoelastischer und trockener Reibungsdämpfung nach Japs) oder durch die experimentelle Bestimmung der Dämpfungsparameter im Ausschwingversuch [30]. Im Belastungsverfahren nach Gerlach können die Kriech- und Setzeigenschaften durch stufenweise Belastung ermittelt werden. Die Dämpfung ist von Werkstoff, Temperatur, Belastungshöhe, -ausschlag, -frequenz sowie Einsatzdauer abhängig und liegt bei Gummikupplungen im Bereich von $\psi = 0,8 \ldots 2$. Bei metallelastischen Kupplungen können über Reibungs- und Viskosekräfte ebenfalls beachtliche Dämpfungswerte erzielt werden. Außer durch die konstruktive Gestaltung lassen sich Dämpfung und Elastizität, insbesondere im Bereich der Elastomerkupplungen, durch unterschiedliche Materialmischungen in weiten Bereichen variieren. Aufgrund technologischer und werkstofflicher Schwankungen kann jedoch die Streuung der Materialeigenschaften bis zu 10% betragen.

3.3.2 Auslegungsgesichtspunkte, Schwingungsverhalten

Layout design principles, vibration characteristics

Eine elastische Kupplung ist so auszulegen, daß die auftretenden Belastungen und Temperaturen in allen Betriebszuständen die zulässigen Werte nicht überschreiten [29–33]. Dabei ist nach statischer (z. B. Asynchronmotor an Lüfter gekuppelt), harmonischer (lineare Drehschwingung), periodischer (Dieselgenerator), transienter (Durchfahren von Resonanzen) und nichtperiodischer Beanspruchung (Stoß durch Lastzuschaltung) zu unterscheiden, die verschiedene Auslegungskriterien erfordern. Nach DIN 740 Teil 2 kann die Kupplungsauslegung nach drei Verfahren erfolgen:

a) Überschlägige Berechnung mit herstellerspezifischen Erfahrungswerten,
b) Überschlägige Berechnung auf der Basis eines linearen Zweimassenschwingers,
c) Höhere Berechnungsverfahren [34–37].

Berechnungsverfahren a) liegt keine einheitliche Modellvorstellung zugrunde, es hat den höchsten Unsicherheitsfaktor. Die dabei verwendeten Betriebsfaktoren sind das Ergebnis empirischer Erfahrungen, die ein Hersteller mit ähnlichen Maschinen gesammelt hat [38].

Berechnungsverfahren b) kann angewendet werden, wenn die Kupplung praktisch das einzige elastische Glied ist, ihre Steifigkeit wesentlich geringer ist als die des übrigen Antriebsstranges und die Anlage bezüglich der Drehschwingungen auf ein Zweimassensystem reduzierbar ist. In diesem Fall gilt folgender Rechnungsgang nach DIN 740 Teil 2:

1. Bei statischer Beanspruchung muß das zulässige *Nenndrehmoment* M_{KN} der Kupplung mindestens so groß sein wie das stationäre Nennmoment M_{AN} an der Antriebs- bzw. M_{LN} an der Lastseite

   $$M_{AN}\, S_\vartheta \le M_{KN} \ge M_{LN}\, S_\vartheta .$$

   Die Betriebstemperatur wird durch den Temperaturfaktor $S_\vartheta = 1 \ldots 1,8$ (bei $-20 \ldots +$ 80 °C, je nach Werkstoff) berücksichtigt.
2. Beim Auftreten von Drehmomentstößen muß das zulässige *Maximaldrehmoment* M_{Kmax} der Kupplung mindestens so groß sein wie die im Betrieb auftretenden Spitzendrehmomente M_S bzw. größer sein als die Spitzendrehmomente M_{AS} an der Antriebs- und M_{LS} an der Lastseite unter Berücksichtigung der Massenträgheiten J_A bzw. J_L. Die Stoßfaktoren S_A bzw. $S_L = 0 \ldots 2{,}0$ (in der Praxis $\approx 1{,}8$), der Anlauffaktor $S_Z = 1{,}3$ für Anfahrhäufigkeiten $120\ h^{-1} < Z \le 240\ h^{-1}$ (sonst nach Herstellerangaben), und der Temperaturfaktor S_ϑ sind zu berücksichtigen

   $$M_{Kmax} \ge \left(M_{AS}\, \frac{J_L}{J_A + J_L}\, S_A + M_L \right) S_Z\, S_\vartheta + M_{AN}\, S_\vartheta ,$$

   $$M_{Kmax} \ge \left(M_{LS}\, \frac{J_A}{J_A + J_L}\, S_L + M_L \right) S_Z\, S_\vartheta + M_{LN}\, S_\vartheta .$$

   M_L ist nur dann zu addieren, wenn ein Lastdrehmoment während der Beschleunigung auftritt.
3. Beim schnellen Durchfahren einer *Resonanz* mit den erregenden Spitzendrehmomenten M_{Ai} bzw. M_{Li} der Grundfrequenz $f_i = 0$ oder einer evtl. auftretenden höheren Harmonischen f_i an der Antriebs- und Lastseite darf M_{Kmax} nicht überschritten werden

   $$M_{Kmax} \ge \left(M_{Ai}\, \frac{J_L}{J_A + J_L}\, V_R \right) S_Z\, S_\vartheta + M_{AN}\, S_\vartheta ,$$

   $$M_{Kmax} \ge \left(M_{Li}\, \frac{J_A}{J_A + J_L}\, V_R \right) S_Z\, S_\vartheta + M_{LN}\, S_\vartheta .$$

   Da mit voller Resonanzüberhöhung V_R gerechnet wird, d. h. Eigenfrequenz des Zweimassenschwingers f_e gleich Beanspruchungsfrequenz f_i, kann das Beschleunigungsdrehmoment vernachlässigt werden. Resonanzfaktor $V_R \approx \frac{2\pi}{\psi}$, Index i: harmonische Anregung i-ter Ordnung.

4. Bei Belastung durch ein *Dauerwechselmoment* (harmonische oder periodische Beanspruchung) mit den Amplituden M_{Ai} bzw. M_{Li} darf das zulässige *Wechseldrehmoment* M_{KW} nicht überschritten werden

$$M_{Ai}\,\frac{J_L}{J_A+J_L}\,V_{fi}\,S_\vartheta\,S_f \le M_{KW} \ge M_{Li}\,\frac{J_A}{J_A+J_L}\,V_{fi}\,S_\vartheta\,S_f\,.$$

Frequenzfaktor S_f: für Frequenz $f \le 10$ Hz: $S_f = 1$, für

$$f > 10\,\text{Hz}: S_f = \sqrt{f/10}.$$

Der Vergrößerungsfaktor V_{fi} für einen zwangserregten Zweimassenschwinger gibt die Vergrößerung des mit der anregenden Frequenz f_i wirkenden Drehmoments an

$$V_{fi} = \sqrt{\frac{1+\left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}{\left(1-\frac{f_i^2}{f_e^2}\right)^2+\left(\frac{\psi}{2\pi}\right)^2}}\,.$$

Die Eigenfrequenz f_e berechnet sich aus den Trägheitsmomenten J_A und J_L der Antriebs- bzw. Lastseite sowie der Drehfedersteife $C_{T\,dyn}$ zu

$$f_e = \frac{1}{2\pi}\sqrt{C_{T\,dyn}\left(\frac{1}{J_A}+\frac{1}{J_L}\right)}\,.$$

Sie soll nicht mit torsionserregenden Frequenzen f_e wie z. B. der Betriebsfrequenz oder Vielfachen davon zusammenfallen (Abstand mindestens ±20% für alle Harmonischen der Erregerfrequenz). Zu beachten ist, daß Asynchronmotore beim Anfahren unabhängig von ihrer Nenndrehzahl mit der Netzfrequenz (50 Hz) erregen [5, 39, 40]. Manche Kupplungen (Kardan, Doppelzahn) können mit zweifacher Betriebsfrequenz erregen. Ist $f_i < \sqrt{2} f_e$, so läuft die elastisch angekuppelte Maschine ruhiger als die erregende. Beim Durchfahren der Resonanz wird das sich dabei einstellende Moment um so kleiner, je größer die Dämpfung ψ ist. Für 3. und 4. kann es notwendig sein, eine Frequenzanalyse der Anregungsmomente vorzunehmen, um Lage und Amplitude zu ermitteln.

5. Die zulässigen axialen, radialen und winkligen Verlagerungsmöglichkeiten der Kupplung (ΔK_a, ΔK_r, ΔK_W vgl. **Bild 3 m**) müssen größer sein als die tatsächlich auftretenden Wellenverlagerungen ($\Delta W_a \cdot S_\vartheta$, $\Delta W_r \cdot S_\vartheta \cdot S_n$, $\Delta W_W \cdot S_\vartheta \cdot S_n$) unter Beachtung des Drehzahlfaktors S_n, der die Walkarbeit bei großem Radial- oder Winkelversatz berücksichtigt. Durch Verlagerungen entstehen mit den Kupplungssteifigkeiten C_a, C_r und C_W Rückstellkräfte und -momente auf die benachbarten Bauteile, die auf ihre Zulässigkeit zu überprüfen sind [41, 42]. Eine gute Ausrichtung, besonders bei Dauerbetrieb und hoher Drehzahl, ist die wichtigste Maßnahme zur Verlängerung der Kupplungslebensdauer.
6. Durch die hohen Dämpfungswerte von Elastomeren wird verhältnismäßig viel mechanische Leistung in Wärme umgewandelt, die bei periodischen Belastungen zu einer inneren Aufheizung des Gummikerns und schließlich zur chemischen Zersetzung führen kann. Es ist sicherzustellen, daß die auftretende Dämpfungsleistung P_{Wi} kleiner als die zulässige Wärmeleistung P_{KW} der Kupplung ist

$$P_{KW} \ge \frac{\pi M_{Wi}^2 f_i}{V_R\, C_{T\,dyn}}\,.$$

Die Möglichkeit c) zur Kupplungsauslegung ist die Anwendung höherer Berechnungsverfahren in Form von Drehschwingungsrechnungen unter Berücksichtigung von nichtlinearen Zusammenhängen und komplexeren Einflüssen des Gesamtantriebsstrangs. Diese Berechnungsverfahren sind nach DIN 740 Teil 2 bei Mehrmassensystemen, nichtlinearen (Feder-)Kennlinien, Spiel und Stoßanregungungen, die keine Rechtecksfunktionen darstellen, anzuwenden. Wenn bei Resonanzdurchläufen die Drehmomentüberhöhungen zu ermitteln sind, die Dämpfungswärme nicht mit einer harmonischen Anregung berechnet werden kann und Kennwerte für transiente Betriebszustände gefordert sind, müssen ebenfalls Drehschwingungssimulationen im Zeitbereich durchgeführt werden, um das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs zu ermitteln und die Kupplungen auszulegen.

3.3.3 Bauarten. Types

Metallelastische Kupplungen. Die Bauarten unterscheiden sich im wesentlichen durch die Verwendung unterschiedlicher Federarten (Verdrehwinkel $\varphi = 2 \ldots 25°$) bei unterschiedlicher Dämpfung (**Bild 7 a–d**). Ferner kann durch konstruktive Mittel die an sich lineare Federkennlinie in eine meist progressive geändert werden, z. B. bei der *Schlangenfederkupplung* durch sich axial verjüngende „Zähne". Dadurch wird die freie Federlänge bei steigendem Drehmoment verkürzt, ΔK_r einige mm, $\Delta K_W = 1 \ldots 2°$, ΔK_a bis 20 mm.

Elastomerkupplungen mittlerer Elastizität. Sie haben Verdrehwinkel $\varphi < 5°$ und sind entweder *Bolzenkupplungen* (**Bild 8 a**), die zylindrische, ballige oder gerillte Elastomerhülsen aufweisen, oder *Klauenkupplungen* (**Bild 8 b**) mit auf Biegung oder Druck beanspruchten Elementen. ΔK_r bewegt sich im Bereich von einigen mm, ΔK_W zwischen $1 \ldots 3°$, und ΔK_a bis 20 mm.

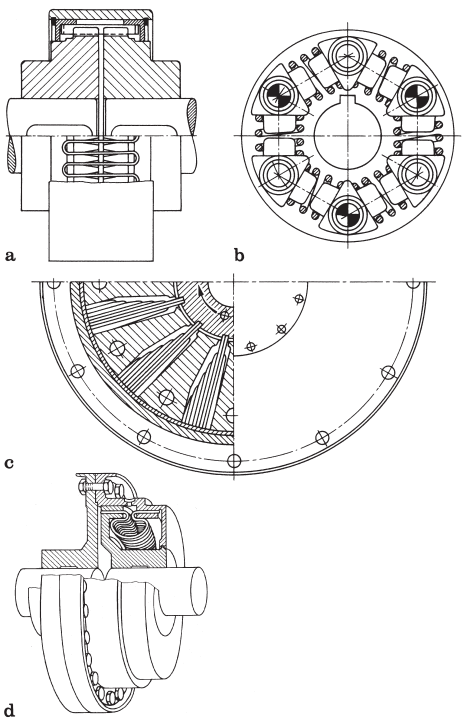


Bild 7 a–d. Metallelastische Kupplungen. **a** Schlangenfederkupplung (Malmedie-Bibby) mit konstruktiv erzwungener progressiver Kennlinie ($\varphi = 1{,}2°$); **b** Schraubenfederkupplung (Cardeflex) mit tangentialen, vorgespannten Schraubendruckfedern (φ bis 5°); **c** Geislinger-Kupplung mit radial angeordneten Blattfederpaketen; Reibungs- und einstellbare Öldämpfung durch Ölverdrängung aus Federkammern (φ bis 9°); **d** Voith-Maurer-Kupplung mit linearer Kennlinie

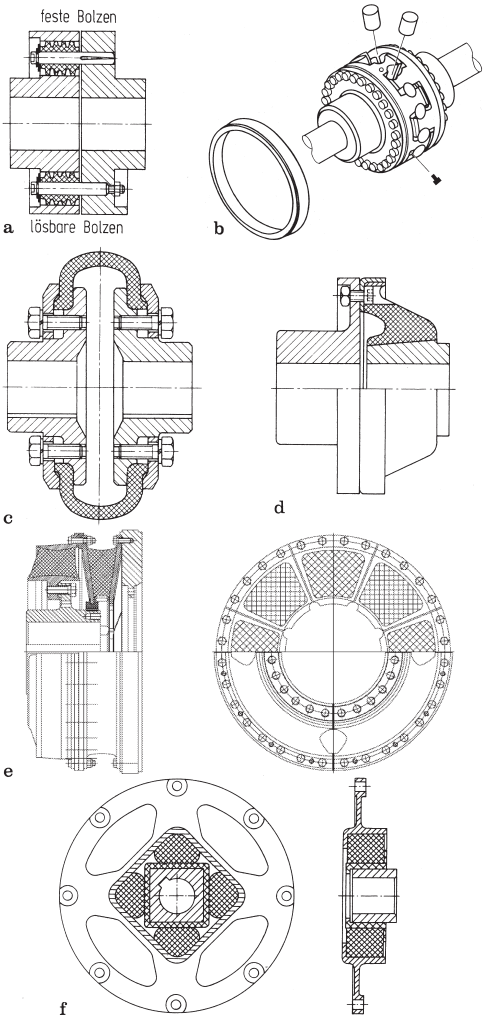


Bild 8a–f. Elastomerkupplungen. **a** Bolzenkupplung (ELCO-Kupplung, Renk), durch profilierte, vorgespannte Gummihülsen progressive Kennlinie $\varphi = 2 \ldots 3°$ [41]; **b** Klauenkupplung mit druckelastischen, ohne Axialverschiebung wechselbaren Elementen (TSCHAN), durchschlagsicher, Federkennlinie progressiv (φ bis 2,5°); **c** hochelastische Wulstkupplung (Periflex, Stromag) mit ringförmigem, senkrecht zur Umfangsrichtung aufgeschnittenem Gummireifen, Federkennlinie progressiv; **d** hochelastische Scheibenkupplung (Kegelflex-Kupplung, Kauermann) mit anvulkanisierter Gummischeibe, lineare Federkennlinie veränderbar durch unterschiedliche Gummisorten (φ bis 10°); **e** hochelastische Gummikupplung (TRI-Konzept, Stromag) mit einer Kombination aus Gummielementen für hohe radiale und axiale Nachgiebigkeiten ($\varphi = 5 \ldots 12°$); **f** hochelastische Rollen-Kupplung (Centaflex-R) nach dem ROSTA-Prinzip mit leicht progressiver Kennlinie (φ bis 15°)

Elastomerkupplungen hoher Elastizität. Dies sind Kupplungen mit Verdrehwinkeln von $\varphi = 5 \ldots 30°$, typisch $> 10°$ bei Nenndrehmoment ($\Delta K_r = 6 \ldots 10$ mm, $\Delta K_w = 8°$, $\Delta K_a = 10 \ldots 15$ mm). Diese Kupplungen fallen meist schon durch ihr großes Gummivolumen auf, z. B. die *Wulstkupplungen* (**Bild 8c**) mit einem quergeschlitzten, reifenartigen Wulst, der bei Flanschkupplungen (Schwungradanbau) zur Scheibe entarten kann. Die Federkennlinien sind meist linear, wie auch bei den *Scheibenkupplungen* (**Bild 8d**) mit anvulkanisierter Gummischeibe. Eine weitere Bauart ist die *Rollenkupplung* (**Bild 8f**), bei der zylindrische Rollen, eingepreßt zwischen einer Nabe und einer dazu winklig versetzten Ausnehmung, das eingeleitete Drehmoment übertragen. Eine Möglichkeit zur Realisierung unterschiedlicher Kennlinienverläufe bieten Kombinationen aus Rollen- und Klauenkupplung (**Bild 8b und 8f**) oder die Kombination von Gummielementen in Parallel- oder Reihenschaltung (**Bild 8e**). Sie weisen hinsichtlich des Torsionsverhaltens zum einen oft eine weiche Kennlinie für das Einwirken von geringen Lasten und zum anderen eine harte Federkennlinie für hohe Torsionsbelastungen auf.

3.3.4 Auswahlgesichtspunkte. Type selection

Einfache gleichförmige Antriebe (Elektromotoren, Kreiselpumpen, Ventilatoren u. a.) werden zum Ausgleich von Anfahrstößen und Wellenlagefehlern mit *Elastomerkupplungen* mittlerer Elastizität ($\varphi < 5°$) gekuppelt, die zudem preisgünstig und wartungsfrei sind. *Stark ungleichförmige Antriebe* (Kolbenmaschinen, Brecher, Pressen, Walzwerke) oder die *Verlegung der Resonanzdrehzahl* erfordern hochelastische Kupplungen ($\varphi = 5 \ldots 30°$), die auch für große Wellenverlagerungen besonders gut geeignet sind. *Große Axialverschiebungen* sind vor allem mit Bolzen- und Klauenkupplungen gut beherrschbar. Da Elastomerkupplungen i. allg. das schwächste Glied im Antriebsstrang darstellen, übernehmen sie im Falle einer Havarie eine zusätzliche Sicherheitsfunktion. Dennoch muß bei vielen Anwendungsfällen die Durchschlagsicherheit, d. h. die Fähigkeit, Drehmoment auch bei Zerstörung der elastischen Elemente zu übertragen, gewährleistet sein (z. B. bei Aufzugsantrieben oder Schiffsantrieben). Diese Eigenschaft ist ohne konstruktiven Mehraufwand bei Bolzen- und Klauenkupplungen schon vorhanden. Die *zulässigen Drehzahlen* sind bei drehelastischen Kupplungen allgemein niedriger als bei drehstarren (z. B. Zahn- und Membrankupplungen).

3.4 Drehnachgiebige, nicht schaltbare Kupplungen

Permanent rotary-flexible couplings

Drehnachgiebige, nicht schaltbare Kupplungen vereinen die Funktionen von Anlauf- und Sicherheitskupplung und dienen weiterhin zur Torsionsschwingungsdämpfung (vgl. **G 3.3**); durch zusätzliche Einrichtungen können sie auch schaltbar ausgeführt werden.

Die bekannteste Bauart der drehnachgiebigen Kupplungen ist die *hydrodynamische Kupplung* [43–46, 84]. Ihre Hauptelemente sind Pumpenrad, Turbinenrad und viskoses Medium (**Bild 9a** und **9b**). Beide Schaufelräder bilden zusammen mit der Gehäuseschale einen Arbeitsraum, in dem das viskose Medium – angetrieben durch das Pumpenrad – umläuft (Fliehkraftwirkung). Das Turbinenrad wird durch den Flüssigkeitsstrom beaufschlagt und mitgenommen [43]. Das übertragbare Drehmoment M_T ist proportional dem Quadrat der Antriebswinkelgeschwindigkeit ω_P und beträgt nach der hydrodynamischen Modellgleichung $M_T = \lambda \cdot \varrho \cdot \omega_P^2 \cdot D_P^5$ (Durchmesser des Pumpenschaufelrades D_P, Dichte des viskosen Mediums ϱ). Weitere Hinweise zur Auslegung dieser Kupplungsart gibt die VDI-Richtlinie 2153 [83].

Das Betriebsverhalten einer hydrodynamischen Kupplung wird von der Leistungszahl $\lambda = f(\nu)$ und dem Drehzahlverhältnis $\nu = n_T/n_P$ (Abtriebsdrehzahl n_T, Antriebsdrehzahl n_P) bestimmt. Beeinflußt durch Bauart und -form sowie durch unterschiedliche Füllungsgrade der Pumpe ergeben sich

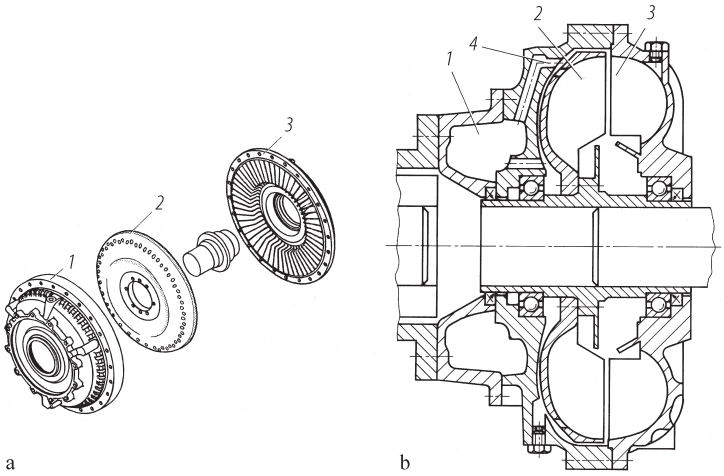


Bild 9a, b. Hydrodynamische Schlupfkupplung. **a** Schematische Darstellung: *1* Gehäuse, *2* Turbinenrad, *3* Pumpenrad; **b** Schnittdarstellung: *1* Gehäuse mit Verzögerungskammer, *2* Turbinenrad, *3* Pumpenrad, *4* Einspritzdüse (TSCHAN)

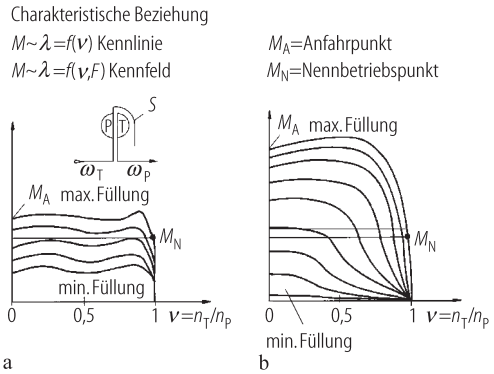


Bild 10a, b. Kennfelder hydrodynamischer Kupplungen. **a** Konstantfüllungskupplung; **b** Stell- und Schaltkupplung

vielfältige Drehmoment-Drehzahl-Kennfelder $M \sim \lambda(v, F)$ (**Bild 10a, b**). Damit ist es möglich, hydrodynamische Kupplungen für unterschiedliche Charakteristiken auszulegen bzw. einzustellen.

Im Gegensatz zu den bisher betrachteten Bauarten arbeiten drehnachgiebige Kupplungen immer mit einer Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtriebsseite, dem sogenannten Schlupf s mit $s = 1 - v$, der durch die Betriebsbedingungen einstellbar ist.

Bei der *Induktionskupplung* dienen magnetische Felder als Übertragungsmedium. Die Magnetkräfte werden durch die induktive Wirkung unterschiedlich schnell rotierender, aneinander vorbeilaufender Polpaare erzeugt. Diese Kupplungen arbeiten verschleißfrei, die Magnetisierung umgebender Bauteile und die Zuführung des Stroms über Schleifringe sind jedoch problematisch. Außerdem bauen sie groß im Vergleich zu allen anderen Kupplungsarten.

3.5 Fremdgeschaltete Kupplungen. Clutches

Schaltbare Kupplungen werden eingesetzt, um Teile eines Antriebsstrangs wahlweise miteinander zu verbinden oder zu trennen. Dabei erfolgt das Öffnen und Schließen des Drehmomentflusses bei den fremdgeschalteten Kupplungen auf ein externes Signal durch mechanische, hydraulische, pneumatische oder elektromagnetische Betätigung. Entsprechend dem zur Drehmomentübertragung verwendeten physikalischen Prinzip unterscheidet man mechanisch, hydrodynamisch und magnetisch wirkende Kupplungen. Mechanische Kupplungen, welche die größte praktische Bedeutung besitzen, werden weiterhin nach der Verbindungsart in *formschlüssige und kraftschlüssige Schaltkupplungen* untergliedert. In der Regel erlauben Schaltkupplungen keine Wellenverlagerungen, sie werden deshalb oft mit Ausgleichskupplungen (drehstarre, drehelastische oder drehnachgiebige nichtschaltbare Kupplungen) kombiniert.

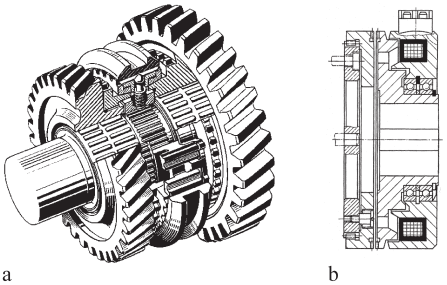
Fremdgeschaltete Kupplungen können nach folgenden Kriterien eingeteilt werden [1, 4, 47–51]:

Schaltprinzip. *Schließende* Kupplungen übertragen im eingeschalteten Zustand das Drehmoment, während *öffnende* Kupplungen beim Einschalten den Drehmomentfluß unterbrechen. Bei elektromagnetisch betätigten Kupplungen werden *arbeitsstrombetätigte* Kupplungen schließend und *ruhestrombetätigte* Kupplungen öffnend genannt.

Betätigungsart. Im Maschinenbau werden überwiegend elektromagnetisch oder durch Druckmittel (hydraulisch, pneumatisch) betätigte Kupplungen eingesetzt, weil die Schaltvorgänge im Vergleich zu mechanisch betätigten Kupplungen leichter automatisierbar sind (vgl. **G 3.5.2**). Mechanische Betätigungen ermöglichen jedoch Direktschaltungen ohne zusätzliche Energiebereitstellung (Kfz-Kupplung, Bootswendegetriebe).

3.5.1 Formschlüssige Schaltkupplungen
Positive (interlocking) clutches (dog clutches)

Bei den formschlüssigen Schaltkupplungen dienen Klauen, Zähne oder andere Formschlußelemente zur Kraftübertragung. Sie sind deshalb nur im Stillstand oder im Synchronlauf der Wellen einschaltbar, einige Bauformen erlauben jedoch das Ausrücken unter Last und bei voller Drehzahl, sofern die Trennkräfte nicht zu hoch sind. Die formschlüssigen Schaltkupplungen übertragen, bezogen auf ihre Abmessungen, sehr hohe Drehmomente und sind vergleichsweise preisgünstig. In den meisten Fällen gestatten sie axiale Wellenverschiebungen bei oft hohen Verschiebekräften (Reibkräften).



a b

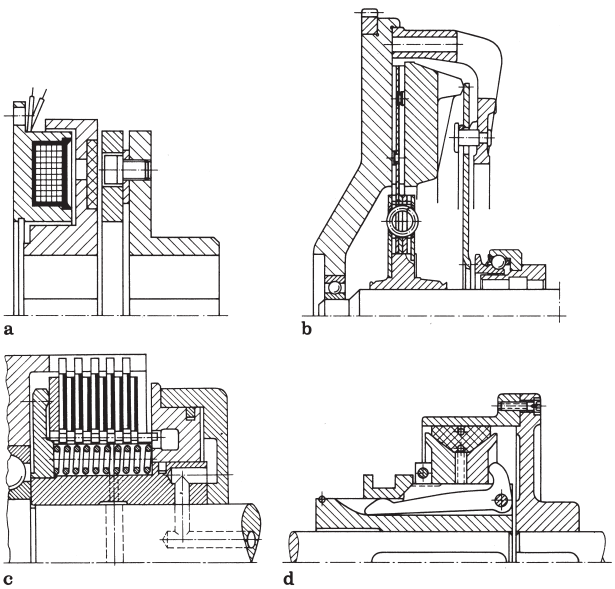
Bild 11a, b. Formschlüssige Schaltkupplungen. **a** Mechanisch betätigte Zahnkupplung mit axial angeordneten Zähnen (Zahnradfabrik Friedrichshafen); **b** Schleifringlose Elektromagnet-Zahnkupplung mit radial angordneten Zähnen (Ortlinghaus)

Bauarten. Die ausrückbare *Klauenkupplung* (vgl. **Bild 3a**) ist die einfachste und am häufigsten im allgemeinen Maschinenbau verwendete formschlüssige Schaltkupplung. *Schaltbare Zahnkupplungen* werden vor allem im Getriebebau eingesetzt (**Bild 11a**), wobei das Schalten während des Betriebs durch Synchronisierungseinrichtungen erleichtert wird. Die *elektromagnetisch betätigte Zahnkupplung* [52] in **Bild 11b** verfügt über zwei Planräder, die bei genau fluchtenden Achsen, zum Teil auch bei geringen Relativgeschwindigkeiten, durch Magnetkraft eingeschaltet und durch Federkraft ausgekuppelt werden.

3.5.2 Kraft-(Reib-)schlüssige Schaltkupplungen
Friction clutches

Bei den reibschlüssigen Kupplungen erfolgt die Drehmomentübertragung durch das Aneinanderpressen von mindestens zwei Reibflächen [53–61]. Dabei muß die Anpreßkraft ein dem zu übertragenden Drehmoment entsprechendes Reibmoment erzeugen. Reibungskupplungen bieten den Vorteil, daß sie unter Last und auch bei großen Drehzahlunterschieden ein- und ausschaltbar sind. Da das übertragbare Drehmoment durch den Reibschluß begrenzt ist, arbeiten sie gleichzeitig als Sicherheitskupplung. Nachteilig ist die beim Einschalten entstehende Reibungswärme (Rutschen) und der Verschleiß der Reibflächen.

Bauarten. Nach der Form (eben, zylindrisch, kegelig) und Anzahl der Reibflächen unterscheidet man *Einflächenkupplungen* (**Bild 12a**), *Zweiflächen-(Einscheiben-)kupplungen* (**Bild 12b**), *Mehrflächen-(Lamellen-)kupplungen* (**Bild 12c**), *Zylinder- und Kegelkupplungen* (**Bild 12d**). Die Reibpaarungen dieser Kupplungen können entweder trocken- oder naßlaufend (ölgeschmiert) ausgeführt werden [53]. Für den *Naßlauf* kommen Reibpaarungen wie Stahl/Stahl, Stahl/Papier und Stahl/Sinterbronze zur Anwendung, für den *Trockenlauf* meist Stahl/Sinterbronze oder Stahl/organischer Belag [54]. *Lamellenkupplungen* (vgl. **Bild 12c**) übertragen durch Parallelschaltung mehrerer Reibflächen trotz ihrer kleinen Außenabmessungen hohe Drehmomente und sind preisgünstig. Nachteilig sind die im nicht geschalteten Zustand auftretenden Leerlauf- und Schleppmomente, die zu Leistungsverlusten und zu einer übermäßigen Kupplungserwärmung führen können [55]. Da die Lamellenkupplungen wegen ihres geringen Bauvolumens nur geringe Wärmemengen speichern und abgeben können, sind sie i. d. R. naßlaufend. Dabei kommt der Bestimmung des erforderlichen Kühlölstroms und der thermischen Nachrechnung besondere Bedeutung zu [56–59]. Im Vergleich zu Lamellenkupplungen kann bei Ein-, Zweiflächen-, Kegel- und Zylinderkupplungen (vgl. **Bild 12a, b, d**) die Reibungswärme gut abgeführt werden, außerdem verfügen sie über klar definierte Trennspalte, s. d. die Leerlaufdrehmomente vergleichsweise gering sind. Diese Kupplungen bauen jedoch bei vergleichbaren Übertragungsmomenten größer. *Kupplungs-Brems-Kombinationen* (**Bild 13**) stellen die Kombination einer Schaltkupplung mit einer Bremse in einer Baueinheit dar. Sie sind besonders geeignet für hohe Schaltfrequenzen und schnelle, positionsgenaue Schaltungen. Um kürzeste Schaltintervalle zu erreichen, können bei der (getrennten) Schaltung von Kupplung und Bremse Überschneidungen gewählt werden.



a b c d

Bild 12a–d. Bauarten reibschlüssiger Schaltkupplungen. **a** Schleifringlose elektromagnetisch betätigte Einflächenkupplung (Ortlinghaus); **b** mechanisch betätigte Einscheibenkupplung (Membranfederkupplung) für Nutzfahrzeuge (Sachs); **c** hydraulisch betätigte, naßlaufende Lamellenkupplung (Ortlinghaus); **d** mechanisch betätigte Kegelkupplung (Conax, Desch)

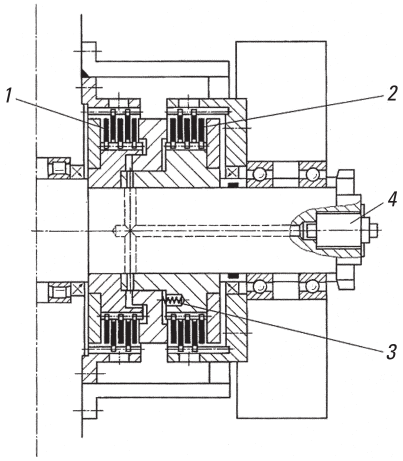


Bild 13. Hydraulisch betätigte Kupplungs-Brems-Kombination (Ortlinghaus). *1* Bremse hydraulisch gelüftet, *2* Kupplung hydraulisch gegen Federvorspannung geschlossen, *3* Federvorspannung, *4* Öleinführung

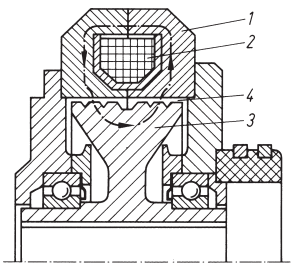


Bild 14. Magnetpulverkupplung (AEG-EMG) mit eingetragenem Magnetfluß [49]. *1* Eisenkörper mit *2* Magnetringspule, *3* Läufer, *4* Luftspalt mit Magnetpulver

Die *Magnetpulverkupplung* (**Bild 14**) ist eine elektromagnetisch betätigte Reibungskupplung. Das in einem Hohlraum zwischen An- und Abtrieb befindliche Magnetpulver wird durch Anlegen eines elektromagnetischen Feldes verdichtet, s. d. eine reibschlüssige Verbindung der beiden Kupplungsseiten entsteht [60]. Dabei ist der Schlupf abhängig von der Stärke des Magnetfeldes, die zulässige Schlupfleistung wird von der realisierbaren Wärmeabfuhr begrenzt. Die Kupplung ermöglicht ein weiches Anfahren und kann durch entsprechende Steuerung als Überlastkupplung verwendet werden.

Betätigungsarten. Hydraulisch betätigte Kupplungen besitzen geringe äußere Abmessungen und ermöglichen die Übertragung hoher Drehmomente. Sie benötigen ein Ölversorgungssystem. Bei hydraulisch betätigten Kupplungen ist zu beachten, daß die Viskosität des Druckmittels Schaltverzögerungen verursachen kann. Die Masse des Druckmittels führt zu Fliehwirkungen, die bei der Druckberechnung berücksichtigt werden müssen und besondere Maßnahmen zum Trennen der Kupplungen erfordern. Für Anwendungsfälle, bei denen ein schnelles und genaues Schalten erforderlich ist, eignen sich besonders Kupplungen mit pneumatischer Betätigung. Generell zeichnen sich druckmittelbetätigte Kupplungen durch Fernbedienbarkeit und Steuerbarkeit des Drehmomentes aus, sie erfordern im allgemeinen für die Druckmittelzufuhr ein freies Wellenende. Elektromagnetisch betätigte Kupplungen eignen sich aufgrund der einfachen Energiezufuhr besonders für die Automatisierung. Nachteilig sind u. a. die Wärmeentwicklung der Magnetspulen, Streuströme in der Zuführung und die Magnetisierung der Umgebung. Mechanische Betätigungseinrichtungen werden im allgemeinen Maschinenbau selten eingesetzt, vorrangig dort, wo kleine Schaltkräfte erforderlich sind, die Schaltgenauigkeit ausreichend und eine feinfühlige Bedienung vorgesehen ist (z. B. Kfz-Kupplung).

Betriebsarten. Trockenlaufende Kupplungen werden mit maximal drei Reibscheiben ausgelegt, für die ein Lüftungsspiel von 0,5 mm bis 1 mm pro Reibfläche üblich ist [61]. Im normalen Betriebszustand ist deshalb das Leerlaufmoment vernachlässigbar klein. In Ausnahmefällen können Taumelbewegungen der Reib- und Innenscheibe (durch Axialschwingungen im Antriebsstrang) oder auch die Sogwirkung zwischen schnell rotierenden Kupplungsscheiben (durch Unterdruck) zu einer beträchtlichen Erhöhung des Leerlaufmomentes führen. Trockenlaufende Kupplungen haben kurze Ansprechzeiten. Nasse Kupplungen werden überwiegend dort eingesetzt, wo die Umgebung nicht ölfrei gemacht werden kann (z. B. Getriebe) oder wenn hohe Schaltfrequenzen eine entsprechend hohe Wärmeabfuhr erfordern. Das Öl wird hierbei gezielt als Kühlmittel eingesetzt (Innenölkühlung). Die Nachteile naßlaufender Reibsysteme sind niedrige Gleitreibungszahlen und ein relativ hohes Leerlaufmoment. Letzteres kann u. a. durch die Reibflächenausbildung (Nuten, Rillen) und eine gegebenenfalls eingesetzte Lamellenwellung beeinflußt werden.
Reibwerkstoffe (**Anh. G 3 Tab. 1**) sollten möglichst geringe Unterschiede in den Reibungszahlen μ_0 und μ aufweisen, da dann eher der Stick-Slip-Effekt (Rattern) vermieden werden kann. Dies ist besonders für den Trockenlauf wichtig.

3.5.3 Der Schaltvorgang bei reibschlüssigen Schaltkupplungen

Transient slip in friction clutches during engagement

Die Grundlagen der Kupplungsberechnung werden am vereinfachten Modell einer von ω_{20} auf ω_{11} zu beschleunigenden Last (z. B. Prallmühle, Pressenantrieb, Seiltrommel) erläutert (**Bild 15**) [47, 49, 53, 62, 63]. Der Motor mit dem Antriebsmoment M_A besitzt das Massenträgheitsmoment J_A und läuft mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{10} um. Die Last (Lastmoment M_L, Massenträgheitsmoment J_L, Winkelgeschwindigkeit ω_{20}) kann über die Schaltkupplung (Kennmoment M_K, Außenradius R und Innenradius r der Reibflächen, Anpreßkraft F) mit dem Antrieb verbunden werden. In **Bild 16** ist der prinzipielle Schaltvorgang vereinfacht dargestellt.
Vor Betätigung der Kupplung liegt im Antriebssystem das *Leerlaufmoment* M_r vor (z. B. unvollständige Trennung von Lamellen). Nach Betätigung und dem *Ansprechverzug* t_{11} wird während der *Anstiegszeit* t_{12} die Drehmomentübertragung aufgebaut. Das nach der Anstiegszeit im Kupplungsstrang wirkende *Schaltmoment* M_S setzt sich aus dem *Lastmoment* M_L und einem zur Überwindung der Massenträgheiten notwendigen *Beschleunigungsmoment* M_a zusammen. Das

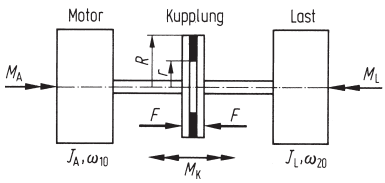


Bild 15. Ersatzmodell eines Antriebssystems

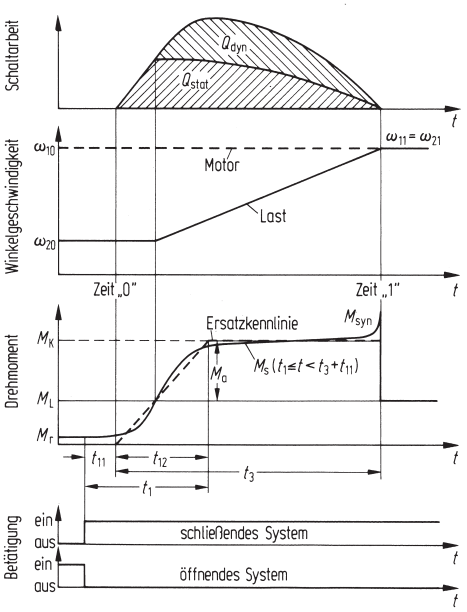


Bild 16. Schaltvorgang fremdbetätigter Reibkupplungen (nach [47, 53])

Moment M_S muß somit um M_a größer sein als M_L, um die Drehzahl der Last erhöhen zu können (vgl. **Bild 16**). M_S ist i. allg. nicht konstant und hängt u. a. von der *Gleitgeschwindigkeit*, der *Reibflächentemperatur* sowie von *konstruktiven Randbedingungen* ab. Bei der Differenzgeschwindigkeit Null bildet sich kurzzeitig das *Synchronmoment* M_{syn} aus, bevor beim Gleichlauf von An- und Abtrieb schließlich das in diesem Beispiel konstante Lastmoment M_L vorliegt.

Für die Berechnung des Kennmoments der Kupplung wird der reale Drehmomentverlauf durch einen linearen Anstieg (in der Zeit t_{12}) mit nachfolgend konstantem Moment angenähert. Das dadurch definierte Kennmoment M_K kann somit nach Gl. (1) vereinfacht bestimmt werden [53].

$$M_K = C \pm \sqrt{C^2 - B} \tag{1}$$

$$\text{mit} \quad C = \frac{M_L \cdot t_3 + J_L \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})}{2 \cdot t_3 - t_{12}} \quad \text{und} \quad B = \frac{t_{12} \cdot M_L^2}{2 \cdot t_3 - t_{12}} .$$

Gleichung (1) gilt für $M_L = \text{const}$ und $\omega_{10} = \omega_{11} = \text{const}$, d. h. die Motordrehzahl sinkt beim Kuppeln nicht ab. Die Anstiegszeit t_{12} ist eine kupplungs- bzw. betätigungsspezifische Größe, während die Rutschzeit t_3 u. a. von der Last abhängt

$$t_3 = \frac{J_L \cdot (\omega_{10} - \omega_{20})}{M_K - M_L} + \frac{t_{12}}{2} \cdot \left(1 + \frac{M_L}{M_K}\right). \tag{2}$$

Nach Gl. (2) steigt die Rutschzeit t_3 mit größerer Last (M_L, J_L) und größerer Anstiegszeit t_{12}, während ein großes Kennmoment der Kupplung M_K die Rutschzeit verringert.

Die beim Einkuppeln in Wärme umgewandelte Schaltarbeit Q ergibt sich bei vorhandenem Kennmoment M_K und der jeweiligen Differenz der Winkelgeschwindigkeiten zu $\Delta Q = \Delta\omega \cdot M_K \cdot \Delta t$. Gemittelt über die gesamte Rutschzeit t_3 gilt $\Delta\omega \approx (\omega_{10} - \omega_{20})/2$. Mit den Vereinfachungen von Gl. (1) kann die Schaltarbeit nach Gl. (3) berechnet werden

$$Q = \frac{(\omega_{10} - \omega_{20})^2}{2} \cdot \frac{J_L}{1 - \dfrac{M_L}{M_K}} + \frac{(\omega_{10} - \omega_{20})}{2} \cdot t_{12} \cdot M_L . \tag{3}$$

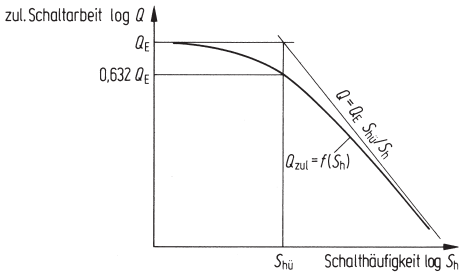


Bild 17. Zulässige Schaltarbeit nach Gl. (4) als Funktion der Schalthäufigkeit [47]

Diese Schaltarbeit setzt sich aus der vom Lastmoment herrührenden *statischen Schaltarbeit* Q_{stat} und der *dynamischen Schaltarbeit* Q_{dyn} zur Überwindung der Massenträgheit J_L zusammen (vgl. **Bild 16** oben). Bei einer Beschleunigung von $\omega_2 = \omega_{20}$ auf $\omega_2 = \omega_{21} = \omega_{11}$ wird also die Hälfte der während des Schaltens zugeführten Energie in Wärme umgewandelt. Da die Motordrehzahl normalerweise absinkt und damit der Gleichlauf der Kupplungsscheiben früher erreicht wird, ergibt sich eine gegenüber dieser vereinfachten Betrachtung verringerte Reibarbeit. Wenn M_S nach dem Einschalten erst langsam ansteigt, vergrößert sich die Reibarbeit, weil bis zum Erreichen von $M_S = M_L$ kein Drehzahlanstieg auftritt. Ebenso steigt t_3 an.

Wenn die Reibarbeit minimiert werden soll, muß der Ausdruck $1 - (M_L/M_K)$ möglichst große Werte annehmen, d. h. es muß $M_K \gg M_L$ gewählt werden. Bei gegebenem M_L besteht demnach die Forderung nach einer *„harten"* Kupplung mit einer entsprechend kurzen Rutschzeit t_3, um die Wärmebelastung klein zu halten. Eine derartige Kupplung kann aber u. U. starke *Drehmomentstöße* erzeugen; der gesamte Antriebsstrang muß auf das Kupplungsmoment ausgelegt sein. Das andere Extrem einer zu *„weichen"* Kupplung mit $M_K \to M_L$ ergibt ein sanftes Einkuppeln, aber auch eine hohe Erwärmung der Reibflächen. Die Wärmebelastung kann bei großer Rutschzeit t_3 und häufigem Schalten zur thermischen Zerstörung der Kupplung führen. Die beim einmaligen Kuppeln anfallende Wärme ist hauptsächlich von der *Winkelgeschwindigkeitsdifferenz* und der *Reibflächenpressung* abhängig. Bei *mehrmaligem* Schalten steigt die Reibflächentemperatur mit der Schalthäufigkeit an.

Vom Kupplungshersteller werden Werte für die maximal zulässige Wärmebelastung Q_E bei *einmaliger* Schaltung sowie Q_{zul} bei *mehrmaligem* Schalten ermittelt. Dabei ist Q_E vom *Reibflächenwerkstoff* und der *Wärmekapazität* der Kupplung abhängig, Q_{zul} wird hauptsächlich von der *Kühlung* und *Wärmeabfuhr* bestimmt.

Empirisch oder über aufwendige mathematische Ansätze gewonnene Werte für Q_E und Q_{zul} können als *Kennlinien* für bestimmte Kupplungen dargestellt werden (**Bild 17**). Hier wird die zulässige Schaltarbeit Q_{zul} (pro Schaltvorgang) als Funktion der *Schalthäufigkeit* S_h aufgetragen. Die *Übergangsschalthäufigkeit* $S_{hü}$ bildet einen *charakteristischen Wert* der Kennlinie und wird vom Kupplungshersteller bestimmt. Mit den Kenngrößen Q_E und $S_{hü}$ kann somit die zulässige Wärmebelastung Q_{zul} nach Gl. (4) in Abhängigkeit von der Schalthäufigkeit S_h bestimmt werden [47, 53]

$$Q_{zul} = Q_E \cdot (1 - e^{-S_{hü}/S_h}). \tag{4}$$

3.5.4 Auslegung einer reibschlüssigen Schaltkupplung

Layout design of friction clutches

Reibschlüssige Kupplungen werden in Abhängigkeit der Belastungsart nach verschiedenen Kennwerten ausgelegt [49,

53, 64, 65]. Schaltkupplungen, die im wesentlichen das Anlagenmoment übertragen müssen und lediglich zur Beschleunigung geringer Massen dienen, werden nach dem Schaltmoment M_S ausgelegt. Schaltkupplungen, die bei einem definierten Drehmoment durchrutschen sollen (Sicherheitskupplungen), werden nach dem zu übertragenden maximalen Moment $M_{ü}$ dimensioniert. Kupplungen, die zur Beschleunigung großer Massen eingesetzt werden und die deshalb eine große Schaltarbeit aufnehmen müssen, werden nach der ertragbaren Wärmebelastung ausgelegt [61, 66–68].

Neue theoretische Ansätze zielen darauf ab, durch die Veränderung des Kupplungsmomentes während der Rutschzeit die Reibtemperatur zu senken und somit die zulässige Schalthäufigkeit zu erhöhen [69].

Das zu *übertragende Moment* $M_{ü}$ richtet sich nach dem Nennmoment der Kraft- und Arbeitsmaschine, wobei Ungleichförmigkeiten (z. B. bei Kolbenmaschinen) oder das Kippmoment ($2\ldots3\cdot M_N$) bei Kurzschlußläufermotoren zu berücksichtigen sind. Im allgemeinen ist das *übertragbare Moment* $M_{ü}$, das sich im Synchronlauf der Reibflächen einstellt, größer als das Schaltmoment M_S der Kupplung, weil die Gleitreibungszahl μ kleiner als die Haftreibungszahl μ_0 ist (vgl. **Anh. G 3 Tab. 1**). Dies gilt insbesondere für naßlaufende Kupplungen. Für die praktische Auslegung einer Reibkupplung wird das geforderte Moment M_K in Gl. (5) eingesetzt, so daß die notwendige Anpreßkraft F, die Reibflächenzahl z und der notwendige mittlere Halbmesser der Reibflächen $r_m = (R+r)/2$ iterativ festgelegt werden können (vgl. **Bild 15**).

$$M_K = F\cdot\mu\cdot z\cdot r_m \tag{5}$$

Ist beispielsweise ein kleiner Durchmesser der Kupplung gefordert, kann die Zahl der Reibbeläge oder die Anpreßkraft (maximal zulässige Flächenpressung, vgl. **Anh. G 3 Tab. 1**) erhöht werden.

Für die Berechnung der Schaltzeit t_{ges} ist nach **Bild 16** der Ansprechverzug t_{11} zu beachten: $t_{ges} = t_{11} + t_3$. Im Sinne einer vereinfachten Auslegung kann die Anstiegszeit t_{12} vernachlässigt werden. Die Rutschzeit t_3 (vgl. Gl. (2)) ergibt sich damit zu

$$t_3 = \frac{J_L\cdot(\omega_{10}-\omega_{20})}{M_K - M_L} \tag{6}$$

und die *Schaltarbeit* Q (vgl. Gl. (3)) kann wie folgt bestimmt werden

$$Q = \frac{(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\cdot\frac{J_L}{\left(1-\dfrac{M_L}{M_K}\right)}. \tag{7}$$

Für eine beanspruchungsgerechte Reibflächendimensionierung bietet sich der Vergleich mit reibpaarungsspezifischen Kennwerten, wie die zulässige, flächenbezogene Schaltarbeit bei einmaliger Schaltung q_{AE} und die zulässige, flächenbezogene Reibleistung $\dot{q}_{A0}$, an (vgl. **Anh. G 3 Tab. 1**).

Die vorhandene flächenbezogene Schaltarbeit q_A kann nach Gl. (8) berechnet werden, wobei $A_{Rg} = A_R\cdot z = \pi\cdot(R^2-r^2)\cdot z$ die gesamte Reibungsfläche der Kupplung angibt (z, R, r Anzahl bzw. Amessungen der Reibflächen).

$$q_A = \frac{Q}{A_{Rg}} < q_{AE} \tag{8}$$

Bezogen auf die Rutschzeit t_3 ergibt sich die vorhandene flächenbezogene Reibleistung $\dot{q}_A$ zu

$$\dot{q}_A = \frac{q_A}{t_3} = p_R\cdot v_R\cdot\mu < \dot{q}_{A0}, \tag{9}$$

wobei p_R die Reibflächenpressung, v_R die Gleitgeschwindigkeit und μ die Gleitreibungszahl bezeichnet.

3.5.5 Auswahl einer Kupplungsgröße
Size selection of friction clutches

Bevor für einen Anwendungsfall eine passende Kupplung nach Herstellerangaben ausgewählt werden kann, müssen zunächst die Anforderungen definiert werden. Eine Checkliste hierfür wird in [48] vorgeschlagen.

Ausgehend vom Lastmoment M_L, der (reduzierten) Massenträgheit J_L, der Winkelgeschwindigkeitsdifferenz ω, der ungefähr geforderten Rutschzeit t_3 und der Anstiegszeit t_{12} kann das erforderliche Kennmoment M_K der Kupplung abgeschätzt werden (vgl. G 3.5.3, Gl. (1)). Damit erfolgt die Auswahl einer passenden Kupplungsgröße entsprechend den Angaben eines Herstellers. Anschließend kann mit den zugeordneten Katalogwerten für die Anstiegszeit t_{12} der gewählten Kupplung die Rutschzeit t_3 und die Schaltarbeit Q bestimmt werden (vgl. Gln. (2) und (3)). Sind keine Angaben über die Anstiegszeit verfügbar, kann eine vereinfachte Berechnung nach Gl. (6) bzw. (7) durchgeführt werden. Soll das Abfallen der Antriebsdrehzahl beim Einkuppeln sowie die Massenträgheit des Antriebs (mit Getriebe) berücksichtigt werden, so ist weiterführende Literatur [49, 53] heranzuziehen. Die berechnete Schaltarbeit Q kann mit den zulässigen Katalogwerten Q_E für die gewählte Kupplung verglichen werden. Bei häufigem Schalten ($S_h > S_{hü}$) ist die zulässige Schaltarbeit mit Hilfe von Gl. (4) zu bestimmen und mit der tatsächlich verrichteten Schaltarbeit zu vergleichen.

3.5.6 Allgemeine Auswahlkriterien
General Selection criteria [6, 70]

Eine Übersicht marktgängiger Kupplungsausführungen ist in **Bild 18** dargestellt. Bei der Gegenüberstellung wurde ein Kennmoment $M_K = 500$ Nm und eine Drehzahl von $n = 1500\ \mathrm{min}^{-1}$ zugrundegelegt. Damit ermöglicht die Darstellung einen Vergleich von Durchmesser und Länge der verschiedenen Kupplungen sowie einen Vergleich der zulässigen Schaltarbeit Q_E bei einmaliger Schaltung und der Grenzwerte $Q_E\cdot S_{hü}$ bei sehr hoher Schalthäufigkeit. Mit Ausnahme der Nutzfahrzeugkupplung (öffnende Kupplung) handelt es sich hier um schließende Kupplungen. In **Anh. G 3 Bild 2** ist ferner der Schaltmomentbereich verschiedener fremdbetätigter, reibschlüssiger Schaltkupplungen zusammengefaßt.

Betriebsarten und Betätigungssysteme, Eigenschaften

Einflächenkupplungen. Um bei gegebenem Drehmoment möglichst kleine Durchmesser zu erlangen, werden trockenlaufende Reibpaarungen bevorzugt. Ein geschlossener Axialkraftfluß innerhalb der Kupplung ist nur unter Verwendung einer elektromagnetischen Betätigung möglich; schnelles Ansprechen bei kurzen Lüftwegen; geringes Leerlaufmoment.

Einscheibenkupplungen. Ebenfalls Trockenlauf für größere Drehmomente; sämtliche Betätigungsarten kommen vor, die hydraulische Betätigung wird aber wegen der Gefahr der Leckverluste meist vermieden (Reibbeläge werden ölverschmiert); gute Kühlung (Kühlrippen), schnelles Ansprechen; geringes Leerlaufmoment; relativ ratterfrei (Werkstoffe mit degressiver μ/v_R-Charakteristik).

Lamellenkupplungen [55–59]. Kleine Baugröße auch bei großen Drehmomenten, bei hoher Schaltarbeit (z. B. Schaltungen unter Last in Getrieben) ist eine wirksame Kühlung nur mit Hilfe eines Ölumlaufs zu erreichen, d. h. naßlaufend. Es sind alle Betätigungsarten möglich. Bei durchfluteten Lamellen (elektromagnetische Betätigung) können nur ferromagnetische Reibpaarungen gewählt werden. Schnelles Ansprechen bei Naßlauf kann durch dünnes Öl, Ölnebel oder Nuten in den Lamellen erreicht werden; vergleichsweise hohes Leerlaufmoment (kann u. a. durch gewellte Lamellen, Nuten und Ril-

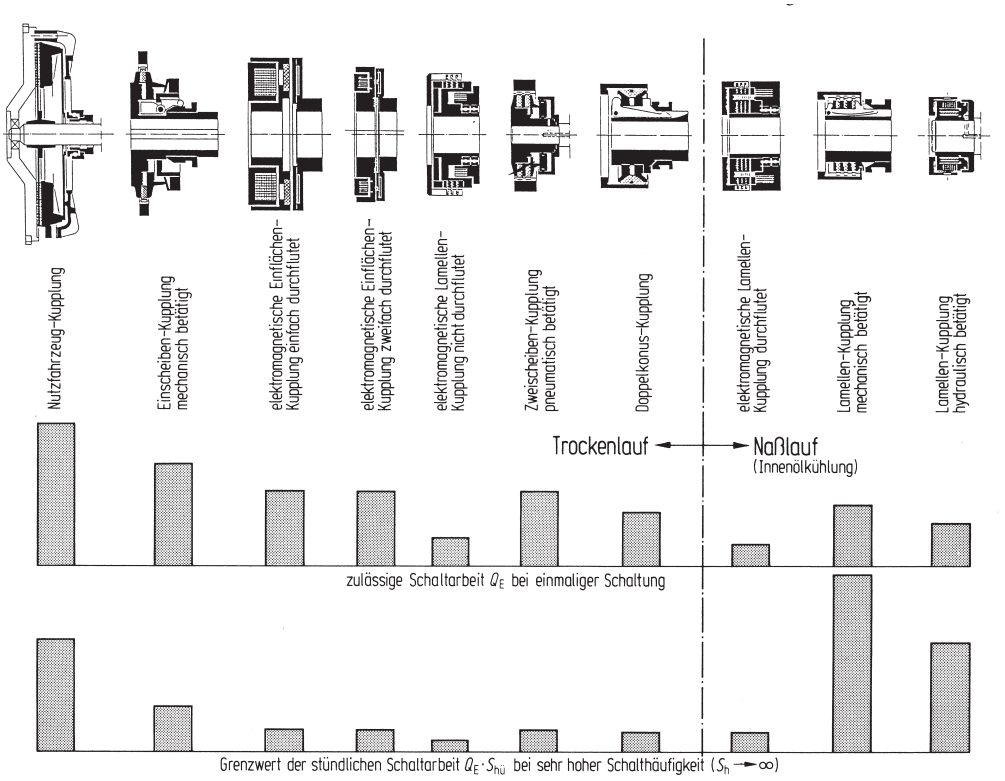


Bild 18. Übersicht reibschlüssiger Schaltkupplungen im Vergleich für ein Kennmoment $M_K = 500$ Nm und eine Drehzahl $n = 1500\ \text{min}^{-1}$ [48]

len in der Reibfläche begrenzt werden); geringer Verschleiß bei Naßlauf, d. h. größere Lebensdauer.

Konuskupplung (Kegelkupplung). Geeignet für hohe Drehmomente und hohe Schaltarbeiten im Trockenlauf; Betätigung meist mechanisch oder pneumatisch.

3.5.7 Bremsen. Brakes

Bei Bremsen handelt es sich vom Funktionsprinzip her um Schaltkupplungen mit unbeweglichem Abtrieb und 100% Schlupf mit der Aufgabe, die Geschwindigkeit einer bewegten Masse zu verringern, eine Bewegung zu verhindern oder ein Lastmoment zu erzeugen. Im Vordergrund der Gestaltung steht deshalb eine möglichst rasche Wärmeabfuhr. Den physikalischen Wirkprinzipien der Schaltkupplungen entsprechend gibt es mechanische, hydraulische, pneumatische und elektromagnetische Bremsen. Nach dem Verwendungszweck unterscheidet man *Sperren* (*Richtungskupplung*), *Haltebremsen* (verhindert unbeabsichtigtes Anlaufen einer Welle aus dem Stillstand), Regelbremsen (Einhalten einer bestimmten Wellendrehzahl) und *Leistungsbremsen* (Leistungsumwandler). Weiterhin ist es möglich, Kupplung und Bremse zu einer konstruktiven Einheit – einer *Kupplungs-Brems-Kombination* – zusammenzufassen (vgl. **Bild 13**) [71]. Genauere Beschreibungen und Berechnungen können den Hauptanwendungsgebieten entsprechend Abschnitt Q, R bzw. U entnommen werden. Die Berechnung mechanischer, schaltbarer Bremsen erfolgt analog der Kupplungsberechnung, wobei das Kupplungsmoment M_K durch das Bremsmoment und das Beschleunigungsmoment M_A durch das Verzögerungsmoment ersetzt wird. Zu beachten ist der Einfluß und zeitliche Verlauf des Lastmoments, z. B. bei Leistungsbremsen, beim Abbremsen gegen laufenden Antrieb und beim Abbremsen ablaufender Lasten in der Fördertechnik. Gestaltungsgrundsätze für Bremsen sind den Normen DIN 15 431 bis DIN 15 437 zu entnehmen. DIN 15 434-1 enthält Berechnungsgrundsätze für Trommel- und Scheibenbremsen. Weitere Hinweise enthält die VDI-Richtlinie 2241 [47, 48].

Bauarten. Bild 19 zeigt verschiedene Bremsenbauarten. Prinzipiell können alle Schaltkupplungsarten auch als Bremsen ausgeführt werden (vgl. **Bilder 12, 14** und **18**), hinzu kommen spezielle Bauarten. Zu den mechanischen Bremsen zählen Backen-, Scheiben- und Bandbremsen. *Backenbremsen* lassen sich in Außen- und Innenbackenbremsen (**Bilder 19 b** und **19 c**) unterteilen (Fahrzeuge, Hebezeuge). *Bandbremsen* (**Bild 19 a**) erfordern wegen der selbstverstärkenden Wirkung der Umschlingungsreibung nur geringe Betätigungskräfte bzw. können selbstverstärkend ausgeführt werden. *Scheibenbremsen* (**Bild 19 d**) weisen – insbesondere bei innenbelüfteter Bauweise – günstige Kühlungsverhältnisse auf. Neue Systeme aus C/C-SiC-Faserkeramiken weisen eine hohe Temperaturstabilität, eine geringe Wärmedehnung sowie ein geringes Gewicht auf (Rennsport, Flugzeugbau) [72]. Scheibenbremsen – im Automobilbau schon lange bewährt – setzen sich auch in der Industrie aufgrund ihrer kompakten Bauweise und der Möglichkeit einer parallelen Anordnung immer stärker durch. Pneumatisch betätigte, mechanische Bremsen eignen sich besonders zur Verzögerung großer Massen, z. B. bei Antrieben von Scheren und Pressen. Bei Bremsen mit elektromagnetischer Betätigung unterscheidet man die Betätigung gegen Federn oder Permanentmagneten (Industrieroboter). Durch die Verwendung temperaturstabiler Seltene-Erden-Magnete werden hohe, konstante Bremsmomente erreicht [73].

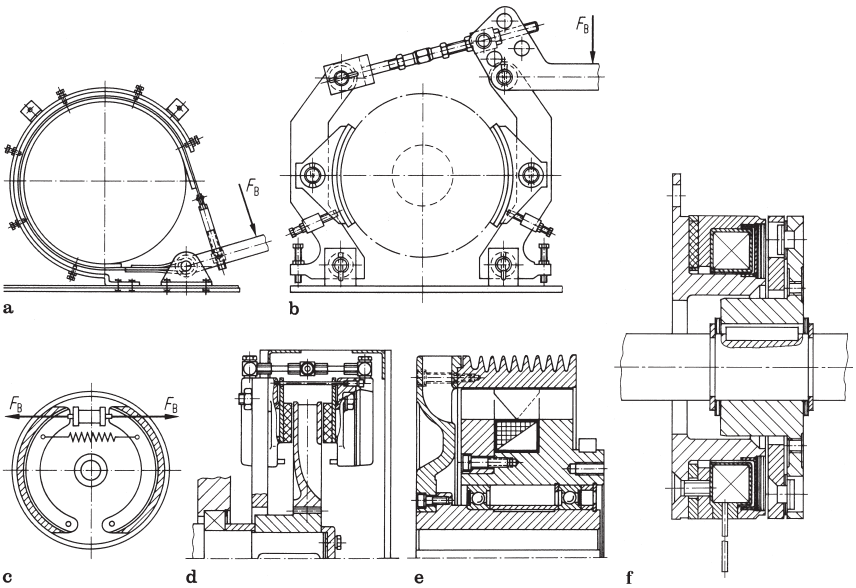


Bild 19a–f. Bremsbauarten (Betätigungskraft F_B teilweise eingetragen). **a** Bandbremse [49]; **b** Außenbackenbremse (doppelt) [49]; **c** Innenbackenbremse (Trommelbremse, Simplex); **d** pneumatisch betätigte Scheibenbremse (Ortlinghaus); **e** Induktionsbremse mit Lüfterrad (Stromag); **f** Permanentmagnetbremse (Lenze)

Leistungsbremsen werden überwiegend mit hydraulischem (Wasser oder Öl als Medium) oder elektromagnetischem Wirkprinzip (Generator- und Wirbelstrombremsen) ausgeführt (**Bilder 19e** und **19f**). Generator- und elektrische Wirbelstrombremsen sind verschleißfrei und erlauben eine leichte Abfuhr der anfallenden Verlustenergie. Bei Generatorbremsen kann die gewonnene Bremsenergie in das Leitungsnetz zurückgespeist werden. Wirbelstrombremsen haben den Vorteil einer reibungsunabhängigen Bremswirkung (Schienenfahrzeuge, Hebezeuge). Das Bremsmoment zeigt bei Leistungsbremsen ein stark drehzahlabhängiges Verhalten [74]. Eine weitere Bremse mit elektromagnetischem Wirkprinzip ist die *Magnetpulverbremse*, die sich durch einfachen Aufbau, niedriges Gewicht und geringen Platzbedarf auszeichnet (vgl. **G 3.5.2**).

3.6 Selbsttätig schaltende Kupplungen
Automatic clutches

Als selbsttätig schaltende Kupplungen werden alle Kupplungen bezeichnet, deren Schaltvorgang durch einen der Betriebsparameter Drehzahl, Drehmoment oder Drehrichtung ausgelöst wird [75].

3.6.1 Drehmomentgeschaltete Kupplungen
Torque-sensitive clutches (slip clutches)

Drehmomentgeschaltete Kupplungen werden hauptsächlich zur Drehmomentbegrenzung zwischen Antriebs- und Abtriebsseite verwendet. In dieser Funktion werden sie auch als Sicherheitskupplungen bezeichnet [76]. Die Dimensionierung aller Komponenten einer Anlage auf maximale Spitzenmomente des Gesamtsystems kann durch Einbau einer Sicherheitskupplung entfallen [77].

Bauarten. Rutschkupplungen (**Bild 20a**) sind als reibschlüssige Kupplungen mit fest einstellbarer Kupplungskraft auszuführen. Dabei ist darauf zu achten, daß sich die Vorspannkraft nur wenig mit dem Verschleißweg ändert, um einen wartungsarmen Betrieb sicherzustellen (flache Federkennlinien). Mittels Schlupfwächter können diese Kupplungen überwacht werden, damit sie im Dauerschlupfbetrieb nicht überhitzen. Häufiges Schalten dieser Kupplungen führt zu starker Erwärmung, die bei der Auslegung berücksichtigt werden muß. *Druckölverbindungen* (**Bild 20b**) übertragen in Abhängigkeit des anliegenden Öldrucks das Drehmoment reibschlüssig. Die radiale Anpreßkraft wird mit Drucköl erzeugt, das sich in einer zylindrischen Druckkammer des Antriebsflansches befindet. Beim Rutschmoment setzt ein Abscherring das Drucköl und somit die Drehmomentverbindung frei [78]. *Sperrkörperkupplungen* verwenden Ausrückelemente (**Bild 20c**), z. B. federkraftbelastete Kugeln oder Bolzen, die bei einem vorberechneten Grenzmoment aus der Einrastposition herausgleiten [79]. Bei einigen Ausführungen koppeln die Elemente automatisch bei Unterschreiten des Grenzmoments wieder ein. Bei *Brechbolzen-, Brechring-* und *Zugbolzenkupplungen* (**Bild 20d**) [80, 81] versagen die dafür vorgesehenen Elemente beim Erreichen des Grenzmoments durch einen kontrollierten Bruch (Sollbruchstelle). Bedingt durch Unterschiede in den Werkstoffeigenschaften und durch Fertigungseinflüsse kann das Bruchmoment der Sollbruchstelle schwanken. Alle drehmomentgeschalteten Kupplungen können elektromechanische oder elektronische Schalter zur Abschaltung des Antriebsmotors auslösen.

3.6.2 Drehzahlgeschaltete Kupplungen
Speed-sensitive clutches (centrifugal clutches)

Bei diesen Kupplungen wird meist ab einer bestimmten Drehzahl die Drehmomentübertragung zwischen Antriebs- und Abtriebsseite zugeschaltet (Anlaufkupplungen); es gibt auch Bauformen, die bei Drehzahlüberschreitung ein Abschalten bewirken. Anlaufkupplungen ermöglichen ein lastfreies Hochfahren der Antriebsmaschine (Elektro- oder Verbrennungsmotor) und ein Zuschalten der Arbeitsmaschine bei der gewünschten Drehzahl. Damit können die Arbeitsmaschine entsprechend dem niedrigeren Arbeitsmoment und die An-

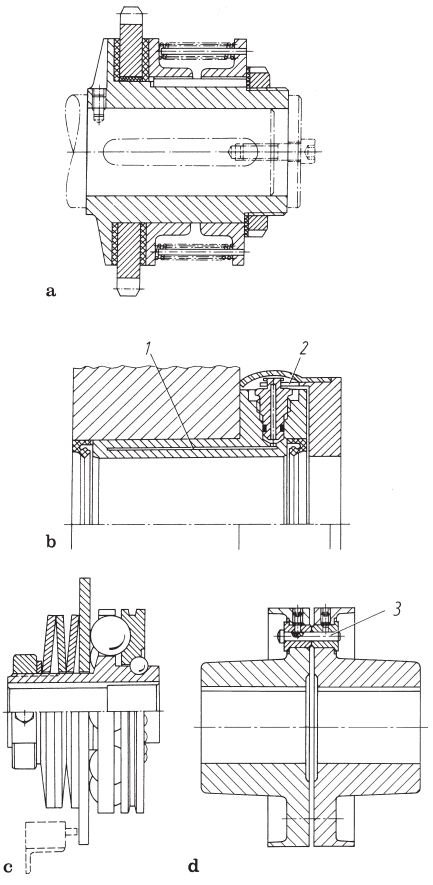


Bild 20 a–d. Drehmomentgeschaltete Kupplungen (Sicherheitskupplungen). **a** Zweiflächen-Rutschkupplung mit Federvorspannung (Ringspann); **b** Kupplung mit Drucköl-Preßverband (Voith): *1* Druckölraum, *2* Abschergabel für vollständige Entlastung im Rutschfall; **c** Sperrkörperkupplung mit Endschalter (Mayr); **d** Brechbolzenkupplung, *3* Bolzen am Umfang

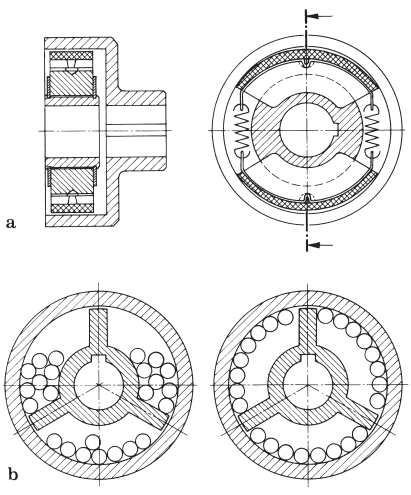


Bild 21 a, b. Drehzahlgeschaltete Kupplungen. **a** Fliehkraftkupplung mit Segmenten [82]; **b** Füllgutkupplung [9]

triebsmaschine für lastfreies Beschleunigen bzw. reines Arbeitsmoment ausgelegt werden.

Bauarten. Bei *Fliehkraftkupplungen* nach **Bild 21 a** übertragen federkraftbelastete Segmente [82] beim Überschreiten einer Grenzdrehzahl das Drehmoment M_K in Abhängigkeit des Reibfaktors μ, der Anzahl der Segmente i, des Radius des Schwerpunkts der Segmente r_m, ihrer Masse m, der Winkelgeschwindigkeit ω und des Reibradius R nach der Beziehung $M_K = \mu \cdot i \cdot (m \cdot r_m \cdot \omega^2 - F_F) \cdot R$. Während des Schaltvorgangs wird durch die Zentrifugalkraft die Rückhaltekraft der Federn F_F überwunden. Bei der Auslegung von reibschlüssigen Kupplungen für eine hohe Schalthäufigkeit (Dauerschaltung) bzw. länger andauerndes Durchrutschen, z. B. bei der Nutzung dieser Kupplungsart als Sicherheitskupplung, ist eine Wärmebilanz aufzustellen (vgl. **G 3.5**). Statt Segmenten wird bei Füllgutkupplungen (**Bild 21 b**) von einem sternförmigen Rotor Füllgut, wie Pulver, Kugeln oder Rollen, gegen die Mantelfläche des Abtriebsteils geschleudert. Dadurch wird ein Reibschluß zwischen Antriebs- und Abtriebsseite hergestellt. Auch hier steigt das übertragbare Moment mit dem Quadrat der Drehzahl. Bei Nenndrehzahl laufen diese Kupplungen schlupf- und damit verlustfrei. Diese Bauart wird hauptsächlich bei höheren Drehzahlen eingesetzt.

3.6.3 Richtungsgeschaltete Kupplungen (Freiläufe)

Directional (one-way) clutches, overrun clutches

Kupplungen, die durch die relative Drehrichtung der An- und Abtriebsseite geschaltet werden, gehören zu den richtungsbetätigten Kupplungen [9, 85, 86]. Bei diesen Kupplungen werden in einer Drehrichtung die Antriebs- und Abtriebsseite reib- oder formschlüssig gekoppelt (Sperrzustand), in der Gegendrehrichtung erfolgt eine Entkopplung der Antriebselemente (Freilaufzustand). Freilaufkupplungen werden im Maschinenbau z. B. als Rücklaufsperren (in Fördermitteln, Strömungsmaschinen, automatischen Kfz-Getrieben), Überholkupplungen (in Mehr-Motor-Antrieben, Anlasserantrieben, Fahrradnaben und Schrittschaltfreiläufen bei Vorschubeinrichtungen und Schaltwerkgetrieben) eingesetzt.

Bauarten. *Klinkenfreiläufe* (Sperräder und Ratschen) nehmen in einer Drehrichtung den Antrieb formschlüssig mit. Bei *Klemmfreiläufen* [4, 87] fassen hingegen die Elemente in jeder Stellung fast geräuschlos, mit größerer Schaltgeschwindigkeit und bei kleineren geometrischen Abmessungen. Bei der Bauform in **Bild 22 a** handelt es sich um *Klemmrollenfreiläufe* mit Innenstern, bei denen einzeln gefederte Rollen in keilförmige Taschen gedrückt werden. *Klemmkörperfreiläufe* nach **Bild 22 b** [9, 88–92] besitzen unrunde Klemmkörper zwischen kreiszylindrischen Laufbahnen. Sie übertragen bei gleicher Baugröße mehr Drehmoment und sind gegen Fertigungstoleranzen wie Rundlauffehler unempfindlicher. Den größten Einfluß auf die Lebensdauer [93] und die Schaltgenauigkeit haben verschleißmindernde Additive im Schmierstoff [94]. Bei Rücklaufsperren in Fliehkraftausführung läßt sich durch eine Fliehkraftentkopplung zwischen Antrieb und Abtrieb der Verschleiß herabsetzen [9] oder bei einer völligen Fliehkraftabhebung sogar vermeiden. Für eine einwandfreie Funktion ist eine exakte radiale und axiale Lagerung wichtig (Baueinheiten mit Wälzlagern) [4, 9]. In die Schaltung kann auch von außen eingegriffen werden: Abschaltung (vollkommener Freilaufzustand), Umschaltung, vollkommene Sperre, Zuschaltung nur während einer Umdrehung (Eintouren-Kupplung). Reibfreiläufe sind Reibkupplungen mit Funktionsflächen in Scheiben- oder Kegelform, bei denen über Stellmechanismen die Elemente in einer Drehrichtung angepreßt werden. Bei *Klauen- oder Zahnfreiläufen* (**Bild 22 c**) [46] werden Zähne zur Drehmomentübertragung verwendet. Diese Zahnkupplung schaltet automatisch, wenn

sich die Kupplungsmuffe axial auf dem Steilgewinde aufgrund einer Drehzahldifferenz zwischen Antriebs- und Abtriebsseite verschiebt. Allgemein wird diese Kupplungsart für wenige Schaltungen ausgelegt. Die rechnerische Auslegung von Kupplungen als Rücklaufsperren [95] ist durch die hohe Dynamik der Kräfte der Arbeitssysteme, z. B. Förderbänder, nur mittels Berechnung des Schwingungsverhaltens des Gesamtsystems mit hoher Genauigkeit möglich [96].

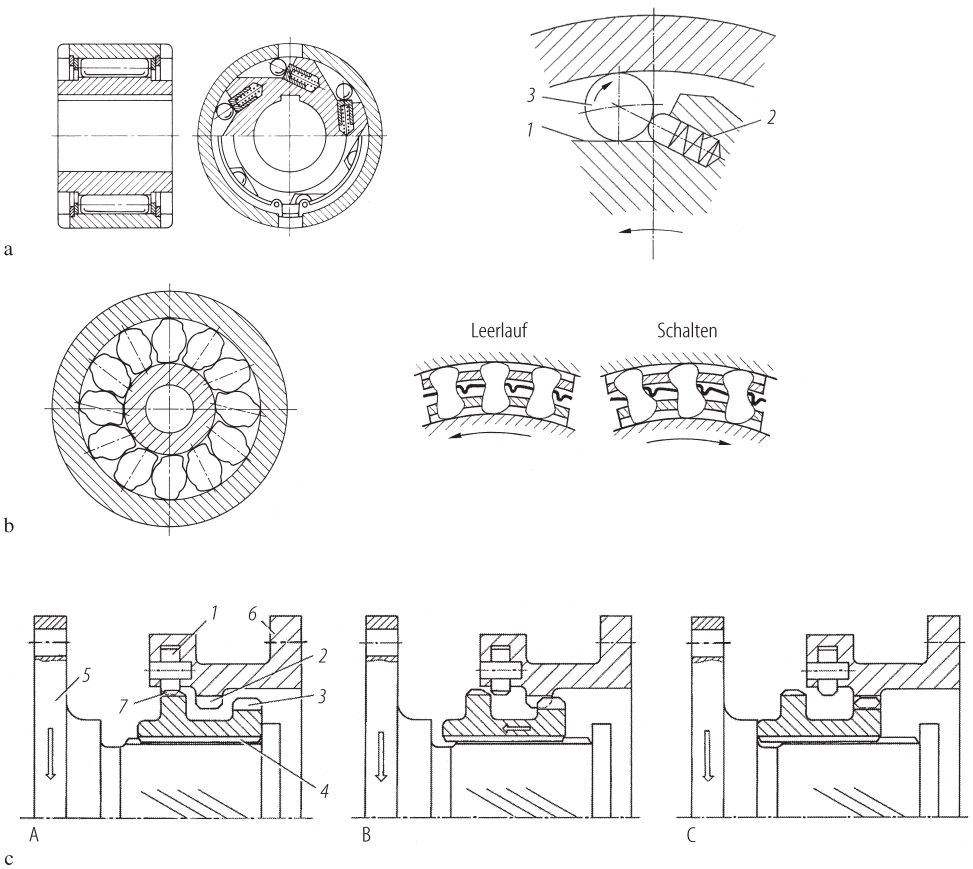


Bild 22a–c. Freiläufe. **a** Klemmrollenfreilauf mit Innenstern und Einzelfederung: *1* Wirkfläche, *2* Feder, *3* Klemmrolle; **b** Klemmkörperfreilauf (Ringspann); **c** Zahnfreilauf: *1* Klinke, *2* Kupplungsverzahnung, *3* Kupplungsmuffe, *4* Steilgewinde, *5* Antrieb, *6* Abtrieb, *7* Klinkenverzahnung; A offen, B Schaltvorgang, C geschlossen

4 Wälzlager. Rolling bearings

G. Poll, Hannover

4.1 Kennzeichen und Eigenschaften der Wälzlager. Characteristics of rolling bearings

Wälzlager übertragen – wie auch *Gleitlager* – Kräfte zwischen relativ zueinander bewegten Maschinenteilen und führen sie. Durch Zwischenschaltung von *Wälzkörpern* wird das Gleiten durch ein Rollen mit kleinem Gleitanteil (*Wälzen*) ersetzt, **Bild 1**, mit den Vorteilen:

- leichter Aufbau eines *elastohydrodynamischen Schmierfilms*,
- geringer Bewegungswiderstand auch beim Anlauf aus dem Stillstand,
- geringer Kühlungs- und Schmierstoffbedarf; *Fettschmierung* meist ausreichend,
- radiale, axiale und kombinierte Belastbarkeit mit geringem Aufwand erzielbar,
- annähernd spielfreier bzw. vorgespannter Betrieb möglich,
- Wälzlager sind als einbaufertige Normteilbaureihen weltweit verfügbar.

Nachteile sind:

- radialer Raumbedarf der Wälzkörper (weniger bei *Nadellagern* und *Dünnringlagern*),
- hohe Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit der Umbauteile,
- Empfindlichkeit gegenüber Stößen, Stillstandserschütterungen, oszillierenden Bewegungen kleiner Amplitude und Stromdurchgang,

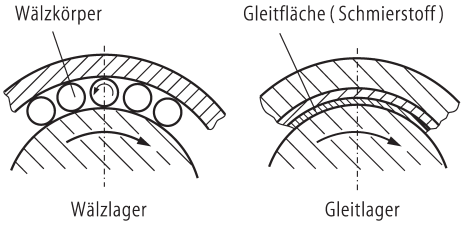


Bild 1. Wirkprinzip eines Wälzlagers im Vergleich zum Gleitlager

- Ein- und Ausbau oft schwieriger als bei Gleitlagern, da nur in Sonderausführung teilbar,
- hohe Anforderungen an die Sauberkeit,
- starke Streuung der Lebensdauer einzelner Lager. Überlebenswahrscheinlichkeit nur für eine hinreichend große Gruppe gleichartiger Lagerungen berechenbar,
- Schwingungsanregung (Geräusche) durch die bewegten Einzelkontakte,
- begrenzte Drehzahl u. a. durch Fliehkraft der umlaufenden Wälzkörper.

4.2 Bauarten der Wälzlager. Rolling bearing types

In allen Wälzlagern rollen kugel- oder rollenförmige Wälzkörper, meist von einem *Käfig* gehalten, auf *Laufbahnen* hoher Festigkeit, Oberflächengüte und Formtreue, die in den *Innen-* bzw. *Außenring* des Lagers oder in die anschließenden Bauteile eingearbeitet sind.

4.2.1 Lager für rotierende Bewegungen
Rotating motion rolling bearings

Rillenkugellager (DIN 625), **Bild 2**, sind am vielseitigsten einsetzbar, da sie besonders kostengünstig und leicht verfügbar sind, als Einzellager sowohl Radial- als auch Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen, hohe Drehzahlen bei geringen Laufgeräuschen ertragen, geringe Ansprüche an die Schmierung stellen und den Schmierstoff wenig beanspruchen. Rillenkugellager werden in großer Stückzahl auch als befettete und abgedichtete Einheiten gefertigt. Die Standardausführung hat keine Einfüllnuten und daher eine beidseitig gleich hohe axiale Tragfähigkeit, allerdings weniger Kugeln. Sie nimmt auch geringe Kippmomente auf (daher z. B. in Spannrollen ein einzelnes Lager ausreichend). Für hohe radiale Belastungen gibt es zweireihige Lager. Rillenkugellager sind nicht zerlegbar. Aufgrund der relativ großen *Axialluft* sind mehrere Winkelminuten Schiefstellung zwischen den Lagerringen zulässig.

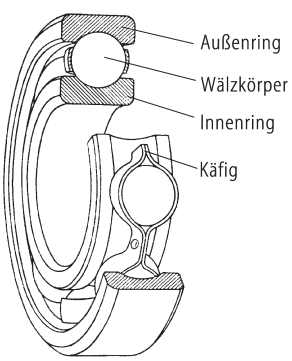


Bild 2. Rillenkugellager

Entsprechend der Wälzkörpergeometrie unterscheidet man *Kugel-* und *Rollenlager*, **Bild 3**. Rollen können als Zylinderabschnitte, als Kegelstümpfe oder als symmetrische bzw. asymmetrische Tonnen mit Kreisbogenprofil geformt sein. Theoretisch ergibt sich damit im unbelasteten Zustand eine *Linienberührung*, während Kugellager *Punktberührung* aufweisen, da der Kugelradius kleiner ist als die Laufbahnkrümmungsradien. Infolge der größeren Berührflächen, die bei Belastung durch elastische Verformung entstehen, nehmen Rollenlager bei gleicher Werkstoffbeanspruchung höhere Kräfte auf. Praktisch herrscht eine „*modifizierte Linienberührung*": Um die bei reiner Linienberührung unvermeidlichen Spannungsspitzen an den Enden abzubauen, erhielten Zylinderrollen zunächst zu den Stirnflächen hin ballige Übergangszonen. Heute bevorzugt man für Zylinder- und Kegelrollen leicht konvexe (z. B. logarithmische) Profile, so daß auch bei mehreren Winkelminuten Schiefstellung zwischen Innen- und Außenring keine unstetigen Spannungsverläufe mit Spitzen auftreten. Sphärische Rollen haben ähnlich Kugellagern einen geringfügig kleineren Profilkrümmungsradius als ihre Laufbahnen. Da Rollen anders als Kugeln eine definierte Rotationsachse haben, müssen besondere Maßnahmen einen Schräglauf („ *Schränken*") verhindern. Kugellager sind daher i. allg. hinsichtlich der *Schmierung* weniger anspruchsvoll als Rollenlager, erreichen längere *Fettgebrauchsdauern* und höhere Drehzahlen und neigen weniger zum katastrophalen Versagen. Rollen werden zwischen zwei *Borden* mit Spiel geführt (*Zylinderrollenlager*, frühere Bauformen von Pendelrollenlager und *Tonnenlager*), an einem festen Bord oder an einem losen Führungsring mit *Spannführung* (*Kegelrollenlager*, Pendelrollenlager), vorwiegend durch den Käfig (*Nadellager*) oder durch Reibungskräfte zwischen Rollen und Laufbahnen (*Pendelrollen-* und *Toroidallager*).

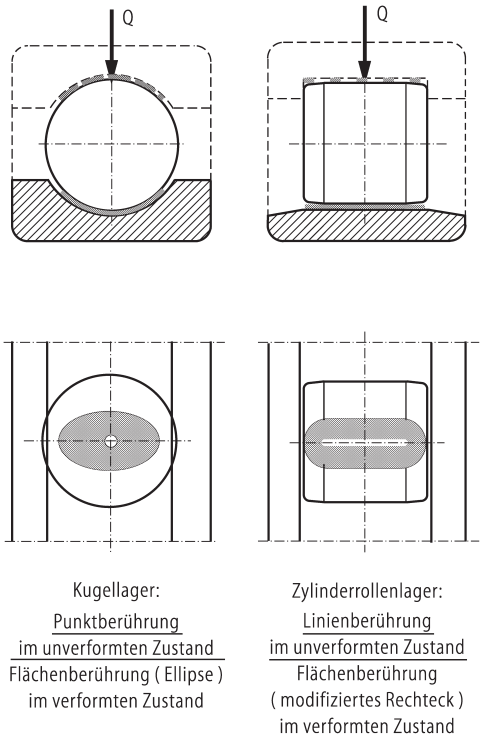


Bild 3. Punktberührung (Kugellager) und Linienberührung (Rollenlager)

Entsprechend dem *Druckwinkel* α und damit der bevorzugten Lastrichtung unterscheidet man reine *Radial-* ($\alpha = 0°$), reine *Axial-* ($\alpha = 90°$) und *Schräglager* ($0° < \alpha < 90°$). Der *Druckwinkel* gibt die Orientierung der *Drucklinie* an (die Senkrechte auf der Berührtangente zwischen Wälzkörpern und bordloser Ringlaufbahn, **Bilder 4**, **6**, **7** und **8**). Der Schnittpunkt der Drucklinien mit der Lagerachse (der *Druckmittelpunkt*) ist gedachter Angriffspunkt der äußeren Kräfte. Die axiale Tragfähigkeit nimmt mit dem Druckwinkel zu, die Eignung für hohe Drehzahlen jedoch ab (ungünstigere Zerlegung von Fliehkräften, größerer *Bohrschlupf*).

Lager für ausschließlich oder überwiegend radiale Belastung

Zylinderrollenlager der Bauform NU mit Führungsborden am Außenring gestatten das kostengünstige Centerless-Schleifen der bordlosen Innenringlaufbahnen und deren visuelle Inspektion im Einbauzustand sowie die Demontage von Innenringen mit festem Sitz durch Erwärmen. Bei horizontaler Welle bilden die Borde ein Ölreservoir, das beim Anfahren aus dem Stillstand hilft. Die ältere Bauform N (heute z. B. bei zweireihigen Zylinderrollenlagern NN für Werkzeugmaschinenspindeln) mit Führungsborden am Innenring erreicht bei drehender Welle und niedrigen Belastungen höhere Drehzahlen und Winkelbeschleunigungen, da die Rollensätze durch die Reibung an den Borden nicht gebremst, sondern angetrieben werden und sich überschüssiges Öl nicht zwischen den Borden staut. *Vollrollige Zylinderrollenlager* ohne Käfig ertragen hohe radiale Belastungen bei mäßigen Drehzahlen. *Nadellager* haben eine große Zahl langer, dünner Rollen (Längen-Durchmesserverhältnis größer oder gleich 2,5), so daß die Tragfähigkeit trotz geringer Bauhöhe hoch ist, vorausgesetzt, die Laufbahnen fluchten sehr genau. Die Ursprungsbauform hat Wälzkörper mit abgerundeten Stirnflächen und führt diese hauptsächlich über den Käfig, der meist durch abnehmbare Borde gehalten wird; heutige Ausführungen arbeiten auch mit Bordführung.

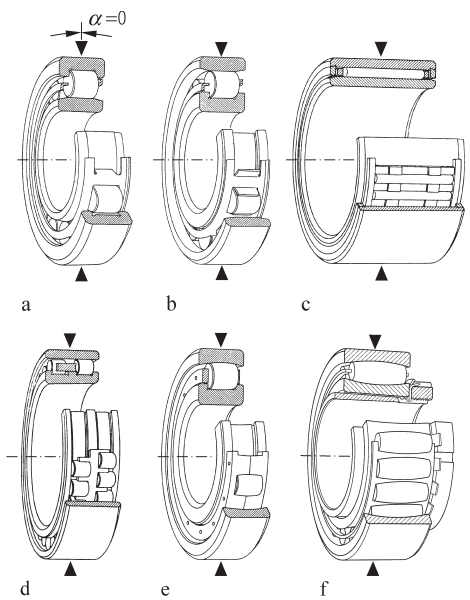


Bild 4a–f. Lager für ausschließlich radiale Belastung. **a, b, d** Zylinderrollenlager mit Borden an einem Ring: **a** Bauform NU; **b** Bauform N; **d** Bauform NN (zweireihig); **c** Nadellager; **e** Tonnenlager; **f** Toroidallager. ▼ radiale Last

Zylinderrollenlager und Nadellager zeichnen sich durch folgende Vorteile aus:
- hohe radiale Tragfähigkeit,
- Eignung für hohe Drehzahlen (gilt für Zylinderrollenlager),
- optimale Loslagerfunktion, da langsame Axialverschiebungen in den Wälzkontakten fast widerstandsfrei möglich sind, wenn die Lager umlaufen,
- Zerlegbarkeit, so daß die Ringe einschließlich zugehöriger Rollensätze getrennt montiert und demontiert werden können; feste Sitze beider Ringe sind damit möglich, ohne Ein- und Ausbaukräfte über die Wälzkontakte zu leiten,
- bordlose Laufbahnen können auch vom Anwender in die Umbauteile integriert werden. Dafür werden Einzelkomponenten (z. B. Nadelkränze oder Nadelbüchsen) angeboten.

Nachteilig sind die Empfindlichkeit gegen Schiefstellung und die kostspieligen engen Fertigungstoleranzen bei Führung der Rollen zwischen zwei Borden.

Zylinderrollenlager mit Führungsborden an einem Ring und zusätzlichen Halteborden bzw. *Bordscheiben* oder *Winkelringen* am anderen Ring, **Bild 5**, können bei ausreichender Radialbelastung auch dauernd geringe und kurzzeitig mittlere Axialkräfte aufnehmen und damit als *Festlager* oder *Stützlager* dienen (Steigerung der Axialbelastbarkeit durch hydrodynamisch günstige „offene" Bordgeometrien). Die Bauform NJ hat einen Haltebord am Innenring für Axialkräfte in einer Richtung und ggf. einen Winkelring (HJ) für die andere Richtung (zusätzlicher axialer Bauraum!). Die Bauart NUP hat eine lose Bordscheibe und einen verkürzten Innenring (dadurch Breite wie Standardlager NU, aber kein Auffädelkegel für die Wälzkörper). Entsprechende Varianten sind auch in der Grundbauform N möglich. Für eine eindeutige Führung muß das Axialspiel zwischen den Führungsborden immer kleiner sein als zwischen den Halteborden und den Bordscheiben bzw. Winkelringen.

Toroidallager und *Tonnenlager* (DIN 635) sind einreihige Radiallager mit hohlkugelförmigen (sphärischen) Laufbahnen und tonnenförmigen Rollen. Dadurch beeinträchtigen auch große Fluchtungsfehler und Schiefstellungen die Ermüdungslebensdauer und die Funktion nicht. Langsame Winkeländerungen erfolgen bei umlaufenden Lagern verschleißfrei und nahezu widerstandslos durch Querschlupf innerhalb der Wälzkontakte genauso wie bei *Pendelkugellagern* und *Pendelrollenlagern*, siehe Abschnitt „Lager für radiale und axiale Belastungen" (Vorsicht jedoch bei schnellen Taumelbewegungen und großen Schiefstellungen bei umlaufendem Außenring!). Winkeleinstellbarkeit wird auch bei anderen Lagerbauarten erreicht, indem man die Außenringmantelfläche sphärisch gestaltet und in hohlkugelige Gehäuse einsetzt

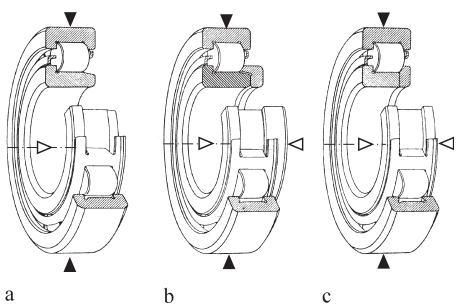


Bild 5a–c. Axial belastbare Zylinderrollenlager mit Borden innen und außen. **a** Bauform NJ (nur einseitig axial belastbar); **b** Bauform NJ + HJ; **c** Bauform NUP; ▼ radiale Hauptlast; ▷ mögliche axiale Zusatzlast

(z. B. *Y-Lager* als Abart der Rillenkugellager und spezielle Nadellager) oder Standardlager in die Bohrung von sphärischen Gelenkgleitlagern einbaut. (Nachteil: unvollkommene Einstellung bei Wellendurchbiegungen unter Last wegen Gleitreibung.) Im Gegensatz zu den älteren Tonnenlagern werden die Rollen der Toroidallager nicht zwischen Borden, sondern durch Reibungskräfte geführt. Aufgrund der inneren Lagergeometrie entspricht einem kleinen Radialspiel eine so große Axialluft, daß das Lager anstelle eines Zylinderrollenlagers als Loslager verwendet werden kann (jedoch weniger montagefreundlich, da nicht zerlegbar).

Lager für ausschließlich oder überwiegend axiale Belastung

Reine Axiallager (**Bild 6**) sind *Axialrillenkugellager* (DIN 711, DIN 715), *Axialzylinderrollenlager* (DIN 722), *Axialnadellager* und *Axialkegelrollenlager*. *Axialpendelrollenlager* (DIN 728) und *Vierpunktlager* (DIN 628) sind vom Druckwinkel her eigentlich Schräglager, können aber nur bei überwiegender Axialbelastung zusätzlich kleine Radialkräfte aufnehmen (sonst bei Vierpunktlagern keine kinematisch einwandfreie Zweipunktberührung und übermäßiger Bohrschlupf). In Kombination mit Radiallagern werden Axiallager mit radialem Spiel zwischen Außenring und Gehäuse eingebaut, um Radialkräfte auszuschließen. Eine mit der Drehzahl zunehmende Mindestaxialbelastung ist erforderlich, damit die Wälzkörper trotz Fliehkräften und Kreiselmomenten kinematisch richtig abrollen. Nur Vierpunktlager können mit einer Wälzkörperreihe Axialkräfte in beiden Richtungen und Kippmomente aufnehmen. Die übrigen Axiallager wirken nur als zweireihige Ausführung oder als Lagerpaar zweiseitig. Axialpendelrollenlager sind in sich winkeleinstellbar, die übrigen Axiallager reagieren empfindlich auf Schiefstellungen (ungleichmäßige Lastverteilung auf die Wälzkörper; Abhilfe durch ballige Gehäusescheiben, in **Bild 6a** für Axialrillenkugellager dargestellt, Nachteil: Gleitreibung). Andererseits

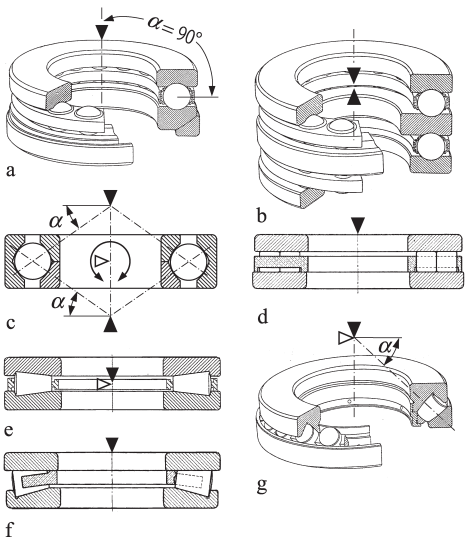


Bild 6a–g. Lager für ausschließlich oder überwiegend axiale Belastung. **a** Einseitig wirkendes Axialrillenkugellager (hier winkeleinstellbar dank sphärischer Gehäusescheibe); **b** doppelseitig wirkendes Axialrillenkugellager; **c** Vierpunktlager; **d** Axialzylinderrollenlager mit unterteilten Rollen; **e** Axialkegelrollenlager, symmetrische Bauform; **f** Axialkegelrollenlager, asymmetrische Bauform; **g** Axialpendelrollenlager; ▼ axiale Hauptlast; ▷ mögliche radiale Zusatzlast; ◠ Kippmoment

gleichen Axialzylinderrollen-, Axialnadel- und asymmetrische Axialkegelrollenlager mit einer planen Scheibe radiale Verlagerungen der Welle durch Verschiebung im Lager reibungsfrei aus. Bohrschlupf tritt nur bei Axialkegelrollenlagern und Axialpendelrollenlagern nicht auf, dafür Gleitreibung an den Borden. Die größte Bohrreibung haben Axialzylinderrollen- und Axialnadellager, weshalb die Wälzkörper häufig in Segmente mit unterschiedlichen Drehzahlen unterteilt werden.

Lager für radiale und axiale Belastungen (Schräglager)

Schräglager sind für radiale, axiale und kombinierte Belastungen geeignet, da die Drucklinien geneigt sind. Schräglager mit festen Druckwinkeln sind *Schulterkugellager* (DIN 615), *Schrägkugellager* (DIN 628), *Kegelrollenlager* (DIN 720), *Kreuzkegel-* und *Kreuzzylinderrollenlager* (**Bild 7**), *Pendelkugellager* (DIN 630) und *Pendelrollenlager* (DIN 635). Ril-

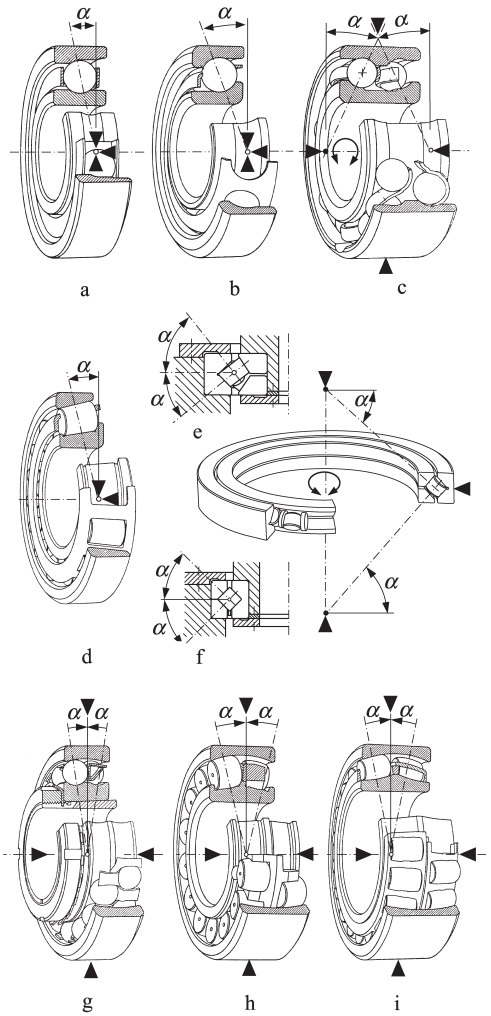


Bild 7a–i. Lager für radiale und axiale Belastungen (Schräglager). **a** Schulterkugellager; **b** einreihiges Schrägkugellager; **c** zweireihiges Schrägkugellager; **d** einreihiges Kegelrollenlager; **e** Kreuzkegelrollenlager; **f** Kreuzzylinderrollenlager; **g** Pendelkugellager; **h** Pendelrollenlager mit festen Führungsborden; **i** Pendelrollenlager mit losem Führungsring. ▼, ▶ radiale bzw. axiale Last; ◠ Kippmoment

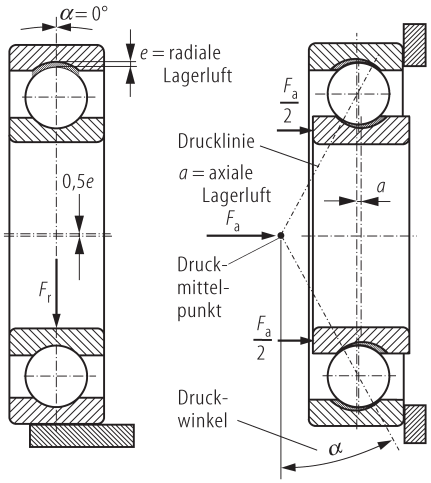


Bild 8. Radiale und axiale Lagerluft sowie Druckwinkel von Rillenkugellagern links bei radialer, rechts bei axialer Belastungsrichtung

lenkugellager haben je nach resultierender Lastrichtung veränderliche Druckwinkel und werden dadurch bei Axialbelastung zu Schräglagern (**Bild 8**).

Einreihige Schrägkugellager und Kegelrollenlager nehmen Axialkräfte nur in einer Richtung auf. Durch den Druckwinkel entsteht bei Radialbelastung eine *innere Axialkraftkomponente*. Bei wechselnder axialer Belastungsrichtung oder radialen Belastungen, deren innere Axialkraftkomponente nicht durch eine *äußere Axialkraft* im Gleichgewicht gehalten wird, müssen Schräglager daher zusammen mit einem *Stützlager*, vorzugsweise einem weiteren Schräglager, für die jeweils andere Lastrichtung eingesetzt werden oder es sind *zweireihige Schrägkugellager* (DIN 628-3), *zweireihige Kegelrollenlager*, *Kreuzzylinderrollenlager* oder *Kreuzkegelrollenlager* zu verwenden. Bei den Kreuzzylinder- und Kreuzkegelrollenlagern sind die Rollen, deren Durchmesser größer ist als ihre Länge, abwechselnd um 90° gegeneinander verschwenkt angeordnet, so daß die beiden Wälzkörperreihen ähnlich wie bei Vierpunktlagern in einer Ebene liegen. Sie bauen dadurch kompakt, haben aber bei axialer Belastung nur die halbe Tragfähigkeit echter zweireihiger Lager, da jeweils nur die Hälfte der Wälzkörper trägt. Zweireihige Schräglager haben in der Regel *O-Anordnung* und eine fest vorgegebene Fertigungslagerluft. Sie werden zunehmend auch als befettete Lagerungseinheiten mit Dichtungen und teilweise auch integrierten Umbauteilen wie z. B. Flanschen gefertigt. Werden zwei einzelne Schräglager eingebaut, ist eine O- oder *X-Anordnung* möglich, **Bild 9**. Dabei muß der Anwender das Axialspiel durch „*Anstellen*" der Lager gegeneinander bei der Montage einstellen. Häufig werden daher *gepaarte Lager* mit definierten *Fertigungslagerluftwerten* verschiedener Größenklassen eingesetzt. Zusammen mit den Einbaupassungen ergibt sich bei Anordnung unmittelbar nebeneinander entweder ein positives Lagerspiel oder leichte, mittlere bzw. hohe Vorspannung. Solche Lager werden auch im *Tandem* verbaut, um hohe Axiallasten gleichmäßig zu verteilen (Druckmittelpunkte beider Lager auf derselben Seite). Bei O-Anordnung liegen die Druckmittelpunkte in weitem Abstand voneinander auf den voneinander abgewandten Seiten der Lager, bei X-Anordnung in kleinerem Abstand auf den einander zugewandten. Die O-Anordnung nimmt daher beachtliche Kippmomente auf und reicht oft alleine als Lagerung einer Welle aus. Zusammen mit einem weiteren Lager entsteht ein statisch unbestimmtes

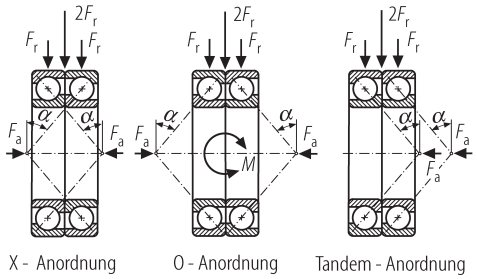


Bild 9. O-, X- und Tandemanordnung, hier z. B. mit Schrägkugellagern

System (nur vorteilhaft, wenn hohe Biegesteifigkeit erforderlich).

Schrägkugellager werden mit einer Reihe unterschiedlicher Druckwinkel gefertigt (bis Druckwinkel $\alpha = 45°$ *Radial-*, darüber *Axialschrägkugellager*). Lager mit kleinen Druckwinkeln sind radial steif und für hohe Drehzahlen geeignet, Lager mit großen Druckwinkeln axial steif und für hohe Drehzahlen weniger geeignet. Schrägkugellager sind zumindest im eingebauten Zustand nicht *zerlegbar*, wohl aber Schulterkugellager (veraltet); sie erlauben wegen der zylindrischen Laufbahnabschnitte auch eine begrenzte Axialverschiebung im Lager bei verringerter Tragfähigkeit wegen schlechter *Schmiegung* (das Verhältnis des Laufbahn- zum Wälzkörperkrümmungsradius). Kegelrollenlager sind zerlegbar und damit montagefreundlich (wie Zylinderrollen- und Nadellager, jedoch keine Loslagerverschiebung im Lager möglich). Wegen der Spannführung an nur einem Bord sind Kegelrollenlager kostengünstiger (axiale Längentoleranzen unkritisch). Die kegelige Form der Rollen (für ein bohrschlupffreies Abrollen Schnittpunkt aller Wälzkörpermantellinien in einem Punkt auf der Lagerachse) erzeugt immer eine Kraftkomponente mit entsprechendem Gleitreibungsanteil auf den Bord. Da alle Kräfte primär als Normalkräfte über die Laufbahnen übertragen werden und im Gegensatz zu Zylinderrollenlagern NJ oder NUP nur ein Bruchteil einer äußeren Axialkraft am Bord wirksam wird, sind Kegelrollenlager auch rein axial belastbar (um so höher, je größer der Druckwinkel). Infolge der Neigung der Rollenachsen ist bei Kegelrollenlagern die Berührgeometrie zwischen Rollen und Bord für eine hydrodynamische Schmierung und genaue Führung der Rollen günstig (bei älteren Lagerausführungen erst nach Einlauf mit Verschleiß; dadurch anfänglich höhere Reibung, aber automatisierte Lufteinstellung über das Reibmoment leichter). Pendelkugellager und Pendelrollenlager sind zweireihige, nicht zerlegbare Schräglager, bei denen die Druckmittelpunkte der beiden Reihen zusammenfallen und die Außenringlaufbahn hohlkugelig ausgebildet ist. Dadurch sind sie wie die Tonnenlager und Toroidallager (siehe Abschnitt „Lager für ausschließlich oder überwiegend radiale Belastung") in sich winkeleinstellbar. Im Gegensatz zu diesen sind Pendelkugellager und Pendelrollenlager – je nach Baureihe und Druckwinkel unterschiedlich hoch – axial belastbar. Wegen der ungünstigen Schmiegung zwischen Kugeln und Außenringlaufbahn sind Pendelkugellager weniger tragfähig als Rillenkugellager. Dank der Tonnenform der Wälzkörper haben Pendelrollenlager hingegen eine günstige Schmiegung und eine hohe Tragfähigkeit. Ältere Ausführungen mit festen Borden und anfänglich auch asymmetrischen Rollen sind heute durch symmetrische Rollen ohne festen Bord, teilweise mit losem Führungsring, verdrängt. Dadurch kann sich bei axialer Belastung selbsttätig ein größerer Druckwinkel einstellen. Eine übermäßige Axialbelastung im Verhältnis zur Radialkraft ist jedoch bedenklich, da dann eine Wälzkörperreihe völlig entlastet wird.

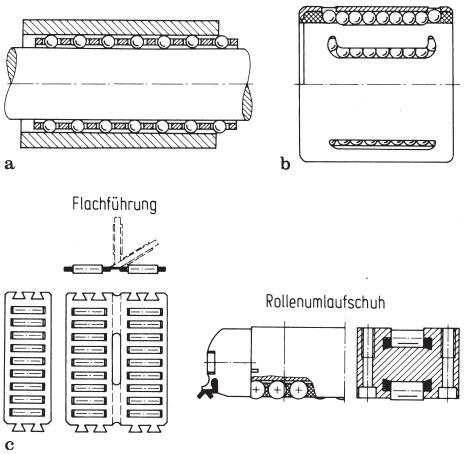


Bild 10a–c. Längsführungen (s. Text)

4.2.2 Linearwälzlager. Linear motion rolling bearings

Bei einfachen *Kugelführungen* (**Bild 10a**) und *Flachführungen* (**Bild 10c**) werden die Wälzkörper in hülsen- bzw. leiterförmigen Käfigen gehalten, die dem Hub annähernd mit der halben Geschwindigkeit folgen. Dadurch ist der Weg begrenzt und es besteht infolge unsymmetrischen Schlupfes die Gefahr eines allmählichen Auswanderns in Längsrichtung. Bei *Kugelumlaufbüchsen* (**Bild 10b**) und *Rollenumlaufschuhen* wird dies vermieden, indem die Wälzkörper durch entsprechende Bahnen wieder zum Anfang des Kontaktbereiches zurückgeführt werden. Die Bauformen mit Kugeln laufen auf geraden, runden Stangen mit entsprechend bearbeiteten Oberflächen. Die Bauformen mit Rollen eignen sich für Flachführungen mit ebenen Gegenflächen.

4.3 Wälzlagerkäfige. Bearing cages

Lagerkäfige haben je nach Lagerbauart unterschiedliche Aufgaben:
- Weiterleitung von Massen- und Schlupfkräften,
- Verhinderung einer unmittelbaren Berührung der Wälzkörper, da sich dann wegen der einander entgegengerichteten, gleich großen Umfangsgeschwindigkeiten kein hydrodynamischer Schmierfilm aufbauen kann (nur bei niedrigen Geschwindigkeiten zulässig, siehe vollrollige Lager und Linearlager),
- gleichmäßige Verteilung der Wälzkörper bei teilgefüllten Lagern (z. B. Rillenkugellager),
- Führung von Wälzkörpern.

Die Mehrzahl der Käfige ist *wälzkörpergeführt*, entweder über *Stege* auf deren äußeren Mantelflächen oder über *Bolzen* in den Bohrungen hohler Rollen (dadurch größere Rollenanzahl). Bei hohen Beschleunigungen werden *bordgeführte Käfige* eingesetzt. Dabei sind einteilige *Fensterkäfige* mehrteiligen genieteten, geklammerten, geschweißten oder geschraubten Ausführungen vorzuziehen, da diese Verbindungen eine Schwachstelle darstellen. *Kunststoffkäfige* (meist aus glasfaserverstärktem Polyamid, für hohe Temperaturen auch aus Polyimid, Polyethersulfon und Polyetherketon gespritzt, für hohe Drehzahlen aus harzgetränkten gewickelten Textilfasern) sind auch bei Rillenkugellagern einteilig, da infolge ihrer Elastizität die Wälzkörper in die Taschen einschnappen. Sie bauen Zerrkräfte elastisch ab und haben gute Notlaufeigenschaften (kein katastrophales Versagen mit Blockieren des Lagers). Weitere gängige Käfigwerkstoffe sind Messing und Stahl, in Sonderfällen Leichtmetall. Aus ihnen werden entweder *Massivkäfige* spanend gefertigt bzw. gegossen oder *Blechkäfige* geformt. Stahlblechkäfige werden phosphatiert; bei selbstschmierenden Käfigen für Spezialanwendungen sind in die Matrix (z. B. Polyimid) Festschmierstoffe (z. B. MoS_2 oder PTFE) eingelagert, die sich auf die Wälzkörper übertragen, oder man versilbert metallische Käfige.

4.4 Wälzlagerwerkstoffe
Rolling bearing structural materials

Die Tragfähigkeit der Wälzlager beruht darauf, daß die wälzbeanspruchten Werkstoffe sehr rein und in den hochbeanspruchten Zonen ausreichend hart und zäh sind. Dies wird durch entsprechende Erschmelzungsverfahren und Vergüten (Härten und anschließendes Anlassen) auf 670 + 170 HV erreicht. Dazu müssen Standard-Wälzlagerstähle *durchhärtbar*, *einsatzhärtbar* oder für Flamm- und Induktionshärtung geeignet sein, z. B.:
- durchhärtender Stahl 100Cr6 oder
- Einsatzstahl 17MnCr5, beide nach DIN 17230.

Wälzkörper werden meist durchgehärtet (mit Ausnahme hohlgebohrter Rollen z. B. im Verband mit Bolzenkäfigen). Wälzlagerringe kleiner und mittlerer Durchmesser werden in Europa ebenfalls meist durchgehärtet; in USA (insbesondere bei Kegelrollenlagern) wird jedoch vorwiegend einsatzgehärtet. Bei Lagern mit geringen Anforderungen an die Tragfähigkeit werden auch *naturharte Stähle* eingesetzt, in Spezialanwendungen mit hohen Temperaturen, z. B. Triebwerkslagern, *warmfeste Stähle*. *Hybridlager* mit Stahlringen und Keramikwälzkörpern (z. B. aus Siliziumnitrid) eignen sich wegen deren geringerer Dichte besonders für hohe Drehzahlen und stellen geringere Ansprüche an die Schmierung (vollständig keramische Lager für extrem hohe Temperaturen und aggressive Medien). Im Kontakt mit Lebensmitteln und korrosiven Medien bei niedrigen Belastungen setzt man *Kunststofflager* ein, bei höheren Belastungen *korrosionsbeständige Stähle*, von denen es auch härtbare oder nicht magnetisierbare Varianten gibt. Bei unzureichender Schmierung werden *Beschichtungen* aufgebracht, z. B. Wolframkarbid-Kohlenstoff im PVD-Verfahren. Weitere Informationen zu Lagerwerkstoffen siehe Abschnitt **E 3.1.4**.

4.5 Bezeichnungen für Wälzlager
Designation of standard rolling bearings

Kurzzeichen für Wälzlager setzen sich nach DIN 623 Teil 1 aus *Vorsetzzeichen*, *Basiszeichen* und *Nachsetzzeichen* zusammen. Vorsetzzeichen bezeichnen Teile von vollständigen Wälzlagern (z. B.: L freier Ring eines nicht selbsthaltenden Lagers, R der dazu gehörige andere Ring mit dem Rollenkranz), Basiszeichen Art und Größe des Lagers, **Tab. 1**.
Die Abmessungen (Bohrung d, Außendurchmesser D, Breite B) der Wälzlager sind so aufgebaut, daß jeder Lagerbohrung mehrere Breitenmaße und Außendurchmesser zugeordnet

Tabelle 1. Basiszeichen für Wälzlager

Lagerreihe			Zeichen für Lagerbohrung s. DIN 623
Lagerart s. DIN 623	Maßreihe		
	Breiten- oder Höhenreihe	Durchmesserreihe	
	s. DIN 616		

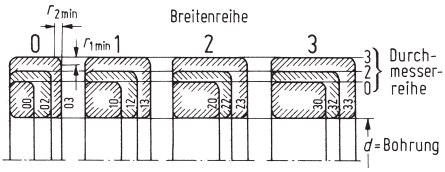


Bild 11. Aufbau der Maßpläne für Radiallager

sind, um einen großen Lastbereich abzudecken (DIN 616). Die Stufung erfolgt für Radiallager nach *Breitenreihen* (7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6) und *Durchmesserreihen* (7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5). Durch Verbindung der beiden Kennzahlen (*B* vor *D*!) wird die *Maßreihe* gebildet, **Bild 11**. Daneben gelten Maßpläne für Kegelrollenlager und Axiallager (Höhenreihe 7, 9, 1, 2; Durchmesserreihe 0, 1, 2, 3, 4, 5). Für Bohrungsdurchmesser von 20 bis 480 mm wird die Bohrungskennzahl angegeben. Ausgenommen für die Lagergrößen bis $d=17$ mm Bohrung ergibt sich d in mm durch Multiplikation der Bohrungskennzahl mit 5. Zum Beispiel bedeutet das Basiskennzeichen 6204: Rillenkugellager einreihig (Lagerreihe 62), Maßreihe 02 (Breitenreihe 0 mit $B=14$ mm, sie wird bei Rillenkugellagern in der Bezeichnung weggelassen, und Durchmesserreihe 2 mit $D=47$ mm), Bohrung $d=5\times04=20$ mm. Bei Bohrungsdurchmessern unter 20 und über 480 mm ersetzt die Millimeterangabe (teilweise durch Schrägstrich getrennt) die Bohrungskennzahl. Für Kegelrollenlager sieht DIN ISO 355 eine neue Kennzeichnung vor: T für Kegelrollenlager (engl. taper), anschließend die Winkelreihe (2, 3, 4, 5, 7) für den Druckwinkel α, die Durchmesserreihe (B, C, D, E, F, G), die Breitenreihe (B, C, D, E) und der dreistellige Bohrungsdurchmesser in mm.

Die Nachsetzzeichen kennzeichnen die Stabilisierungstemperatur, Dichtungs- und Käfigausführung, Genauigkeit, Lagerluft etc.

4.6 Konstruktive Ausführung von Lagerungen [1–5]. Bearing arrangements

4.6.1 Fest-Loslager-Anordnung

Arrangements with a locating and a non-locating bearing

Wellen müssen durch ein oder, je nach Lastrichtung abwechselnd, durch zwei Lager axial positioniert werden. Das jeweils nicht führende Lager muß – außer bei Anstellung von Schräglagern – axial beweglich sein, um unzulässige Verspannungen aufgrund der Längentoleranzen bzw. ungleicher Wärmedehnung der Welle und des Gehäuses zu vermeiden. Bei *Fest-Loslagerung*, **Bild 12**, führt das *Festlager* in beiden Richtungen. Dafür eignen sich axial beidseitig belastbare Lager oder Lagerpaare, also Rillenkugellager, zweireihige oder gepaarte Schräglager in O- oder X-Anordnung, **Bild 13**, Pendelrollenlager und Pendelkugellager, doppelseitig wirkende Axiallager und Zylinderrollenlager mit Halteborden. Als *Loslager* können Rillenkugellager, alle Radiallager und zweireihige Schräglager bzw. Schräglagerpaare in O- oder X-Anordnung eingesetzt werden, **Bild 12** und **Bild 13**, meist muß dann aber der Innenring auf der Welle oder der Außenring im Gehäuse verschiebbar sein (Nachteil: Reibungswiderstand, Gefahr der *Passungsrostbildung*, des Verschleißes oder des Ausschlagens der Sitze; Abhilfe: auf Schneiden oder elastisch gelagerte Gehäuse). Die günstigere Verschiebung in den Wälzkontakten des Lagers (bei rotierendem Lager annähernd widerstandslos, Preßsitz für beide Ringe erlaubt) ist bei Zylinderrollenlagern, **Bild 12a** und **Bild 13b**, Nadellagern und Toroidallagern möglich. Andererseits bieten Rillenkugellager

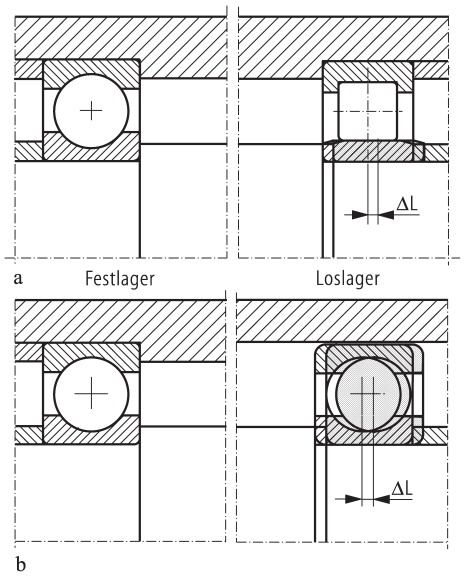


Bild 12a, b. Fest-Los-Lagerungen (Prinzip) mit *Loslagerverschiebung* im Lager (**a**) und zwischen Außenring und Gehäuse (**b**), hier für nicht umlaufende Lastrichtung (*Punktlast*) am Außenring und umlaufende (*Umfangslast*) am Innenring

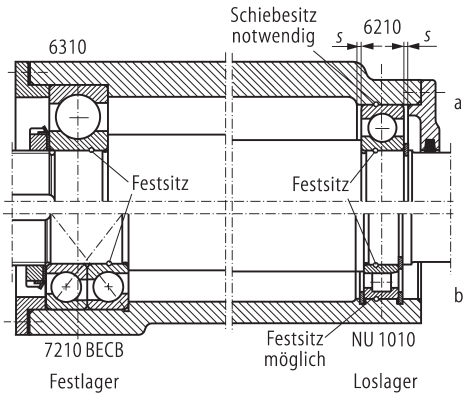


Bild 13a, b. Zwei mögliche konstruktive Ausführungen von Fest-Los-Lagerungen. **a** Mit Rillenkugellagern als Fest- und Loslager (mit Verschiebung zwischen Außenring und Gehäuse für nicht umlaufende Lastrichtung am Außenring und umlaufende am Innenring); **b** mit gepaarten Schrägkugellagern als Festlager und einem Zylinderrollenlager als Loslager (mit innerer Verschiebung)

als Loslager den Vorteil, daß sie über Federn axial belastet werden können, siehe folgender Abschnitt.

4.6.2 Schwimmende oder Stütz-Traglagerung und angestellte Lagerung

Axially floating bearing arrangements and clearance adjusted bearing pairs

Eine wechselseitige Führung durch zwei Lager kann mit Axialspiel sals *schwimmende* bzw. *Stütz-Traglagerung* (**Bild 14**) oder ohne Axialspiel als *angestellte Lagerung* (**Bild 15**) ausgeführt werden (schwimmende Lagerungen mit Rillenkugellagern oder Zylinderrollenlagern mit einem Halteborde; bei Rillenkugellagern i. d. R. beide Lager mit Schiebe-

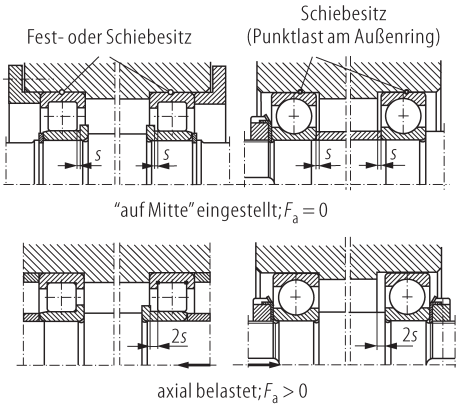


Bild 14. Zwei Möglichkeiten der schwimmenden Lagerung

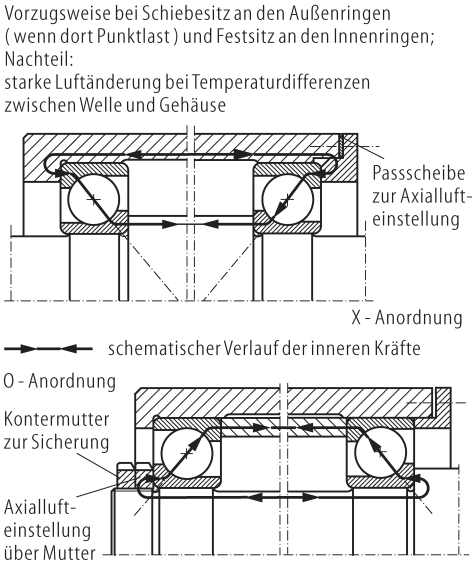


Bild 15. Zwei Varianten einer starr angestellten Lagerung (Prinzip)

sitzen innen oder außen; starr angestellte Lagerungen i. d. R. mit Schräglagern). Oft stellt man die Lager über Federn axial gegeneinander an, **Bild 16a**, um die Laufruhe zu erhöhen bzw. eine Mindestbelastung sicherzustellen (bei häufigen Richtungswechseln der Axialkraft mit Überschreitung der Federvorspannung Anlagewechsel mit Gleitbewegungen, dann Fest-Loslager-Anordnung mit federbelastetem Loslager besser, **Bild 16a** gestrichelt). *Federanstellung* wird vorwiegend mit Rillenkugellagern ausgeführt und hat den Vorteil eines zwanglosen Ausgleichs von Toleranzen und thermisch bedingten Längenänderungen. Bei Schräglagern ist die *starre Anstellung* funktionssicherer; bei Federanstellung können Innen- und Außenring unter unzulässiger Spielvergrößerung und ggf. Druckwinkeländerung auseinandergleiten, wenn die innere Axialkraftkomponente die Federvorspannung über-

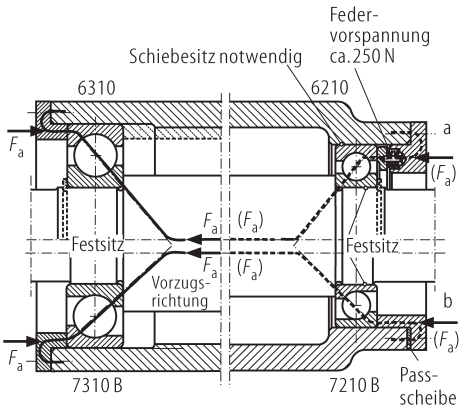


Bild 16a, b. Zwei konstruktive Ausführungen angestellter Lagerungen (nicht umlaufende Lastrichtung für die Außenringe und umlaufende für die Innenringe). **a** Mit federnd angestellten Rillenkugellagern; **b** mit starr angestellten Schrägkugellagern

steigt. Bei starrer Anstellung wird die Luft in der Einbausituation über Muttern oder Schrauben eingestellt oder über Paßscheiben bzw. zugepaßte Zwischenringe festgelegt, **Bild 15** und **Bild 16b**. Bei entsprechend genauer Fertigung der Lagersitze kann mit Hilfe der im Abschnitt „Lager für radiale und axiale Belastungen" beschriebenen gepaarten Lagersätze die Lufteinstellung beim Einbau entfallen. Bei starrer Anstellung beeinflussen Wärmedehnungen im allgemeinen die Lagerluft; nur bei Schräglagern in O-Anordnung gibt es einen optimalen Lagerabstand, bei dem sich radiale und axiale Wärmedehnungen genau kompensieren.

4.6.3 Lagersitze, axiale und radiale Festlegung der Lagerringe. Bearing seats, axial and radial positioning

Zur axialen Festlegung von Lagerringen dienen Gehäusedeckel, Achskappen, Muttern, Sprengringe, Spann- und Abziehhülsen. Eine radiale Abstützung über feste Sitze ist möglichst vorzuziehen (Vermeidung von Relativbewegungen mit *Passungsrostbildung*, insbesondere bei Schwingungen z. B. in Fahrzeugen, gute Unterstützung der Lagerringe zur Vermeidung von Biegespannungen und zur Verteilung der Belastung auf möglichst viele Wälzkörper). *Lose Passungen* oder *Übergangssitze* sind aber häufig erforderlich, um Axiallager radial freizusetzen, nicht zerlegbare Lager einzubauen, ohne die Wälzkontakte zu beschädigen und in sich nicht verschiebbare Lager als Loslager einzusetzen. Sie sind nur bei nicht umlaufender radialer Lastrichtung (*Punktlast*) relativ zum betrachteten Lagerring zulässig. Das Größtspiel ist möglichst klein zu halten, um den Lagerring ausreichend zu unterstützen. Eine umlaufende Lastrichtung (*Umfangslast*) erfordert in der Regel, eine unbestimmte meist einen *Festsitz* (sonst Passungsrost und Verschleiß). Eine übermäßige Streuung der Einbaulagerluft bis hin zu unzulässigen Verspannungen, zu lose Sitze oder zu große Zugspannungen in den Ringen sind dabei durch enge Tolerierung zu vermeiden (Hinweise zur Wahl des Sitzcharakters bei verschiedenen Lastfällen in **Bild 17**, detaillierte Empfehlungen zur Passungswahl in den Katalogen der Wälzlagerhersteller). Dabei ist zu beachten, daß nach DIN 620 Innen- und Außendurchmesser der Lager jeweils vom Nennmaß aus nach Minus toleriert sind, so daß sich mit einer Einheitsbohrung ein Schiebesitz und mit einer Einheitswelle ein Übergangssitz ergibt, **Bild 18**, entsprechend dem häufigsten Lastfall mit Punktlast für den Innenring und Umfangslast für den Außenring. Die Außenringe von zur rei-

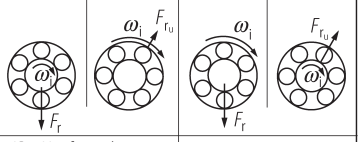
Bewegung	IR	rotiert	steht still	steht still	rotiert
	AR	steht still	rotiert	rotiert	steht still
	LR	unveränderlich	rotiert mit AR	unveränderlich	rotiert mit IR
Schema					
Lastfall		IR: Umfangslast AR: Punktlast		IR: Punktlast AR: Umfangslast	
Passung		IR: feste Passung erforderlich AR: lose Passung zulässig		IR: lose Passung zulässig AR: feste Passung erforderlich	
IR - Innenring AR - Aussenring LR - Lastrichtung					

Bild 17. Passungswahl abhängig vom Lastfall

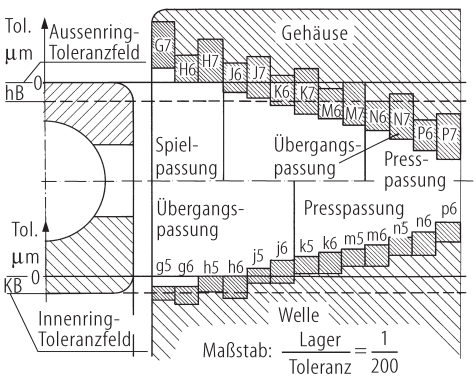


Bild 18. Wälzlagertoleranzen und ISO-Toleranzen für Wellen und Gehäuse

nen Axialkraftaufnahme radial freigesetzten Lagern werden mit Haltenut und Stift am Mitdrehen gehindert, ebenso wie Außenringe, die trotz unbestimmter radialer Lastrichtung nur einen Übergangssitz erhalten (z. B. bei geteilten Gehäusen); ein axiales Festklemmen von Lagerringen reicht grundsätzlich nicht aus.

Aufgrund der geringen Dicke der Lagerringe sind starre Lagersitze mit geringen Form- und Lageabweichungen vorgeschrieben. Für die Lager selber sieht DIN 620 die *Toleranzklassen* P0 (Normaltoleranz) P6, P6X, P5, P4 und P2 (in der Reihenfolge steigender Genauigkeit) vor. Für hochgenaue Lagerungen z. B. von Werkzeugmaschinenspindeln werden auch die Toleranzklassen SP (Spezial-Präzision), UP (Ultra-Präzision) und HG (hochgenau) verwendet. Zöllige Kegelrollenlager gibt es in den Toleranzklassen Normal und Q3.

4.6.4 Lagerluft. Rolling bearing clearance

Die *Radial-* bzw. *Axialluft* ist das Maß, um das sich die Lagerringe in radialer bzw. axialer Richtung von einer Endlage in die andere gegeneinander verschieben lassen, **Bild 8**. Außer bei Zylinderrollenlagern gibt es eine eindeutig durch die innere Lagergeometrie festgelegte Beziehung zwischen radialer und axialer Lagerluft. Die *Betriebslagerluft* resultiert aus der *Einbaulagerluft* und Luftänderungen durch Temperaturdifferenzen. Die Einbaulagerluft ergibt sich aus der *Herstellagerluft* und Durchmesseränderungen der Laufbahnen infolge von Passungsübermaßen. Diese Einflüsse müssen bei der Wahl der Herstellagerluft beachtet werden. Für unterschiedliche Einsatzbedingungen werden die Luftklassen C1, C2, CN (früher C0: Normalluft, in der Lagerbezeichnung nicht angegeben), C3, C4 und C5 (in der Reihenfolge wachsender Luft) gefertigt. Die Einbaulagerluft muß ausreichen, um unzulässig hohe Verspannungen durch Temperaturunterschiede sicher zu vermeiden. Bei Rillenkugellagern ist zu beachten, daß die Druckwinkel und damit die axiale Belastbarkeit mit steigender Betriebslagerluft zunehmen. Bei Toroidallagern gilt dasselbe für die mögliche Axialverschiebung im Lager. Ansonsten sollte die Betriebslagerluft aber in Hinblick auf eine möglichst gleichmäßige Lastverteilung auf die Wälzkontakte im Lager, die Führungsgenauigkeit und die Steifigkeit im Idealfall gerade nur so groß sein, daß keine Funktionsstörung oder Verminderung der Lebensdauer eintritt. Mit zunehmender radialer Belastung verlagert sich das Optimum vom Wert Null in den Vorspannungsbereich.

4.7 Wälzlagerschmierung
Lubrication of rolling bearings

4.7.1 Allgemeines. General considerations

Fette, *Öle* und *Festschmierstoffe* erfüllen im Wälzlager folgende Aufgaben:

- Verhinderung oder Verminderung von Verschleiß an Kontaktstellen mit gleitenden Bewegungsanteilen,
- Abbau von Spannungsspitzen und zusätzlichen Reibungsschubspannungen an der Oberfläche der Wälzkontakte, die zu vorzeitiger Ermüdung führen können,
- Korrosionsschutz und
- Kühlung, indem sie die Abfuhr der Verlustleistung aus dem Lager unterstützen (nur mit Ölen bei ausreichender Durchströmung möglich).

Die beiden ersten Aufgaben erfordern es, die metallischen Oberflächen durch einen *hydrodynamischen Flüssigkeitsfilm* oder eine schützende *Reaktionsschicht* zu trennen. Bei der hydrodynamischen Schmierfilmbildung spielen bei Punkt- und Linienberührung die elastischen Verformungen eine wesentliche Rolle, so daß man von *elastohydrodynamischer Schmierung* spricht. Dadurch ergibt sich ein etwas anderer Druckverlauf als nach Hertz, **Bild 19**. Man kann nach der Theorie von Dowson und Higginson berechnen [6], ob die Schmierfilmdicke die Rauheiten der Oberflächen weit genug übersteigt oder überprüfen, ob die tatsächliche, bei Betriebstemperatur vorliegende, kinematische Viskosität ν mindestens die erforderliche Viskosität ν_1 erreicht (d. h.: ein *Viskositätsverhältnis* $\varkappa = \nu/\nu_1$ größer als eins).

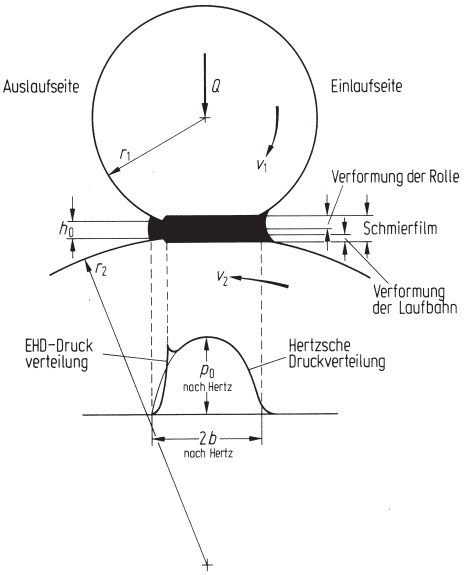
Die *Bezugsviskosität* ν_1 reicht bei gegebener Rollgeschwindigkeit im Wälzkontakt gerade zur vollständigen Trennung der Oberflächen aus. Sie ist in **Bild 20** abzulesen, wobei die Rollgeschwindigkeit durch die Drehzahl und den mittleren Durchmesser des Lagers gegeben ist, oder läßt sich nach folgenden Gleichungen berechnen:

$$\nu_1 = 45\,000\, n^{-0,83}\, d_m^{-0,5} \quad \text{für } n < 1000\ \text{min}^{-1} \tag{1}$$

$$\nu_1 = \ 4\,500\, n^{-0,5}\ d_m^{-0,5} \quad \text{für } n \geq 1000\ \text{min}^{-1}, \text{ mit:} \tag{2}$$

ν_1 [mm²/s] kinematische Bezugsviskosität, $d_m = (d + D)/2$ [mm] mittlerer Lagerdurchmesser, d [mm] Bohrungsdurchmesser, D [mm] Außendurchmesser, n [min^{-1}] Lagerdrehzahl.

An die Stelle von $\varkappa$ kann auch unmittelbar der Schmierfilmparameter λ, das Verhältnis aus Schmierfilmdicke und Summenrauheit der Oberflächen, treten. Die Angaben von **Bild 20**



$$h_0 = \frac{0{,}1 \cdot \alpha^{0{,}6} \cdot (\eta \cdot v)^{0{,}7}}{\left(\frac{1}{r_1}+\frac{1}{r_2}\right)^{0{,}43} \cdot \left(\frac{Q}{l}\right)^{0{,}13}} \left(\frac{E}{1-\frac{1}{m^2}}\right)^{0{,}03} \text{ in } \mu\text{m}$$

Bild 19. Elastohydrodynamischer Schmierfilm, Beispiel Rolle/Innenring [6, 8]. h_0 [μm] kleinste Schmierfilmdicke im Rollkontakt, α [mm^2/N] Druck-Viskositäts-Koeffizient, η [mPa s] dynamische Viskosität, v [m/s] $= (v_1 + v_2)/2$ hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit, r_1 [mm] Radius der Rolle, r_2 [mm] Radius der Innenringlaufbahn, Q [N] Rollenbelastung, l [mm] Rollenlänge, E [N/mm^2] Elastizitätsmodul $= 2{,}08 \cdot 10^5$ für Stahl, $1/m$ [–] Poissonsche Konstante = 0,3 für Stahl

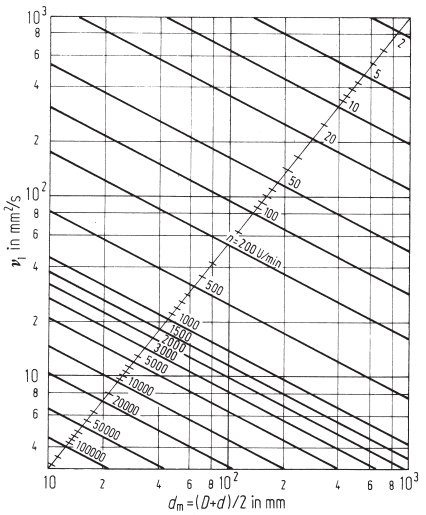


Bild 20. Zur vollständigen hydrodynamischen Trennung der Oberflächen in den Wälzkontakten notwendige kinematische Bezugsviskosität ν_1 von Mineralölen in Abhängigkeit des mittleren Lagerdurchmessers d_m und der Lagerdrehzahl n

gelten für Mineralöle; für andere Öle sind sie nur anwendbar, wenn sie das gleiche Druck-Viskositäts-Verhalten haben. Es hat wegen der in Wälzkontakten herrschenden hohen Drücke von bis zu 4000 MPa einen großen Einfluß auf die Schmierfilmausbildung. Bei Fetten wird nach heutigem Kenntnisstand mit der kinematischen Viskosität des Grundöls gerechnet.

4.7.2 Fettschmierung. Grease lubrication

Fette bestehen aus einem Seifengerüst (Verdicker, dient als Ölspeicher) und einem Grundöl. *Fettschmierung* ist die Standardlösung für über 90% aller Wälzlagerungen, da sie wenig konstruktiven Aufwand für die Versorgung der Lagerstellen und für die Dichtungen erfordert und eine Art *Minimalmengenschmierung* mit sehr geringen Reibungsverlusten darstellt. Neuerdings werden *abgedichtete* oder *gedeckelte Lager* mit Fettschmierung auch in ansonsten ölgeschmierten Getrieben ohne Filtersystem eingesetzt, um sie vor Partikeln zu schützen und dadurch ihre Ermüdungslebensdauer zu steigern.

Fette verlieren ihre Gebrauchseigenschaften nach einem Zeitraum, der von den physikalisch-chemischen Fetteigenschaften, der Lagerbauart, der Drehzahl und der Temperatur abhängt. Bei offenen Lagern ist ein *Fettwechsel* oder *Nachschmieren* sinnvoll, wenn die Fettgebrauchsdauer deutlich unter der geforderten Ermüdungslebensdauer des Lagers liegt (bei Lagern mit integrierten Deck- oder Dichtscheiben unmöglich, d. h. gleichzeitig Ende der Lagergebrauchsdauer). Beim Fettwechsel wird das Lager gereinigt und neu befettet (rechtzeitig vor Schädigung durch unzureichende Schmierung). Dagegen wird beim Nachschmieren die Lagerstelle nicht geöffnet, sondern durch Bohrungen neues Fett bei betriebswarmem, sich drehendem Lager eingebracht und das gebrauchte Fett soweit wie möglich verdrängt. Es darf noch nicht verhärtet sein, weshalb die *Nachschmierfristen* wesentlich kürzer anzusetzen sind als die *Fettwechselfristen*. *Fettmengenregler* (mit der Welle umlaufende Scheiben, die überschüssiges Fett in seitliche Gehäuseräume oder nach außen abschleudern, kombiniert mit Stauscheiben, die eine ausreichende Fettmenge zurückhalten, **Bild 21**) erlauben dabei, größere Mengen Neufett zuzuführen ohne das Lager dauerhaft zu überfüllen. Bei *Neubefettung* oder einem Fettwechsel empfiehlt sich mit Rücksicht auf Gebrauchsdauer und Reibung eine Füllmenge von rund 30% des nicht von bewegten Teilen überstrichenen freien Volumens für mittlere Drehzahlen (niedrige mehr, höhere weniger). Im Betrieb stellt sich im Lagerinnern drehzahlabhängig die notwendige Fettmenge selbsttätig ein, wenn das überschüssige Fett in seitliche Freiräume ausweichen kann. Richtwerte für die Nachschmier- und Fettwechselfrist von Lithiumfett ergeben sich aus **Bild 22**, wobei die Beiwerte k_f aus **Tabelle 2** hervorgehen. Die *Schmierfrist* t_f entspricht dabei der Fettgebrauchsdauer F_{10} (maximale Fettwechselfrist mit Ausfallwahrscheinlichkeit $\leq 10\%$ bei Standardbedingungen, d. h. Temperaturen von bis zu +70 °C am Lageraußenring, darüber Halbierung je 15 K Temperaturerhöhung). Mit weiteren *Minderungsfaktoren* f_n für Verunreinigungen, Schwingungen, Luftströmungen durch das Lager, Zentrifugalkräfte, vertikale Einbaulage und höhere Lagerbelastungen ergibt sich die *verminderte Schmierfrist*:

$$t_{fq} = t_f\, f_1\, f_2\, f_3\, f_4\, f_5\, f_6 = t_f\, q, \quad \text{mit } q \text{ als dem } \textit{Gesamtminderungsfaktor}. \tag{3}$$

Die längsten Fristen bis zum Nachschmieren liegen erfahrungsgemäß bei: $t_{fn} = 0{,}5 \ldots 0{,}7\, t_{fq}$. Bei günstigen Betriebsbedingungen und speziellen Fetten können die Gebrauchsdauern und Schmierfristen auch erheblich höher liegen.

Eine Übersicht über Aufbau und Eigenschaften der wichtigsten Fettarten gibt **Anh. G 4 Tab. 1**. Zur Wälzlagerschmierung werden überwiegend Schmierfette der Konsistenzklassen 1, 2 und 3 (NLGI-Werte) eingesetzt. Wenn – wie bei Wälzlagern in unsauberer Umgebung empfohlen – keine nach innen fördernden Dichtungen verwendet werden, müssen Fettverluste durch ausreichende Konsistenz (höher bei hohen

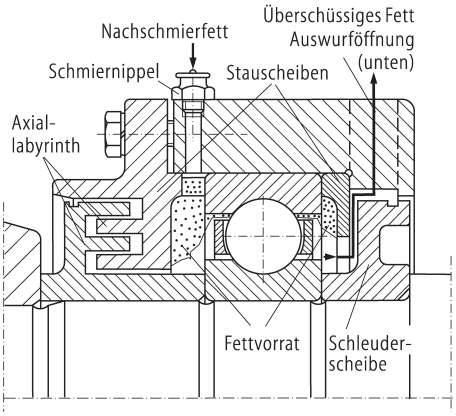


Bild 21. Wälzlager mit Fettmengenregler

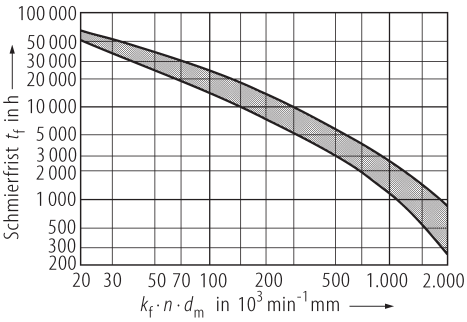


Bild 22. Schmierfrist t_f für Standard-Lithiumseifenfette, gültig bei $P/C \leq 0{,}1$ und 70 °C, ohne Minderungsfaktoren [7, 8]

Betriebstemperaturen, intensiven Schwingungen und vertikaler Welle) begrenzt werden. Für geringe Anlaufreibung und die Fettförderung in Nachschmieranlagen ist hingegen eine niedrige Konsistenz vorteilhaft. Für viele Gebrauchseigenschaften der Fette, wie z. B. die Schmierfilmbildung und die Reibung im eingelaufenen Zustand, sind die Grundölviskosität und das Ölabgabeverhalten wesentlich wichtiger als die Konsistenz (bei übermäßiger Ölabgabe, z. B. infolge Schwingungen, „Ausbluten"; bei zu geringer, z. B. infolge niedriger Temperaturen, Mangelschmierung). Weitere Richtlinien für die Fettauswahl enthält **Anh. G 4 Tab. 2**. Fetten ähnlich sind Polymerschmierstoffe, deren schwammähnliche Matrix, z. B. aus Polyethylen, mit Öl gefüllt ist und aufgrund ihrer Formstabilität im Lager verbleibt.

4.7.3 Ölschmierung. Oil lubrication

Ölschmierung herrscht vor, wo benachbarte Maschinenelemente ohnehin mit Öl versorgt werden, wo die Gebrauchsdauer von Fetten, z. B. wegen hoher Drehzahlen, zu kurz und häufiges Nachschmieren nicht möglich ist oder wo man z. B. wegen hoher Drehzahlen und Reibungsverlusten zusätzlich Wärme abführen muß. Die Gebrauchsdauer von Ölen ist ebenfalls begrenzt, jedoch wegen der größeren Volumina i. allg. länger als die der Fette; Ölwechsel sind außerdem leichter durchzuführen als Nachschmieren oder Fettwechsel. Zwei Wege verhelfen zu einer niedrigen Lagertemperatur: eine sparsame oder eine sehr reichliche Ölzufuhr. Bei hohen Drehzahlen bevorzugt man zwecks Minimierung der Scherverluste heute kleinste Ölmengen (*Tropfölschmierung*, *Ölnebelschmierung* oder *Öl-Luft-Schmierung*). Bei *Öleinspritzschmierung* (mit mindestens 15 m/s zwischen Käfig und einem Ring, ausreichende Ablaufkanäle erforderlich) für hohe und *Ölumlaufschmierung* (drucklos, ggf. mit Hilfe von Förderringen oder der Förderwirkung von Lagern mit unsymmetrischen Querschnitten) für mittlere Drehzahlen hingegen steht die Wärmeabfuhr im Vordergrund. Bei beiden kann man das umlaufende Öl filtern und so lebensdauermindernde Laufbahnbeschädigungen durch überrollte Partikel bekämpfen. Richtwerte für die Ölmenge bei Umlaufschmierung in Abhängigkeit vom Wälzlageraußendurchmesser D enthält **Bild 23**. Die *Ölbad-* oder *Öltauchschmierung* ist für niedrige Drehzahlen geeignet (Ölstand i. allg. nur bis Mitte des untersten Wälzkörpers, sonst Schaumbildung bzw. hohe Planschverluste!). Bei normalen Bedingungen können unlegierte (Mindestanfor-

Tabelle 2. Beiwerte k_f zur Berücksichtigung der Wälzlagerbauart bei der Schmierfrist [8]

Lagerbauart	k_f
Rillenkugellager	
– einreihig	0,9...1,1
– zweireihig	1,5
Schrägkugellager	
– einreihig	1,6
– zweireihig	2
Spindellager	
– $\alpha = 15°$	0,75
– $\alpha = 25°$	0,9
Vierpunktlager	1,6
Pendelkugellager	1,3...1,6
Axial-Rillenkugellager	5...6
Axial-Schrägkugellager	
– zweireihig	1,4
Zylinderrollenlager	
– einreihig	3...3,5*)
– zweireihig	3,5
– vollrollig	25
Axial-Zylinderrollenlager	90
Nadellager	3,5
Kegelrollenlager	4
Tonnenlager	10
Pendelrollenlager ohne Borde ("E")	7...9
Pendelrollenlager mit Mittelbord	9...12

*) für radial und konstant axial belastete Lager; bei wechselnder Axiallast gilt $k_f = 2$

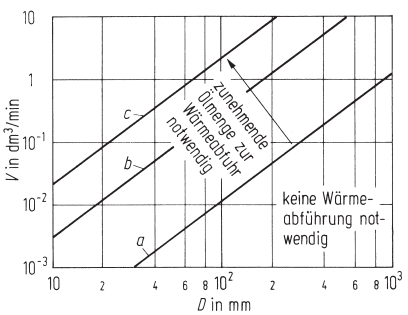


Bild 23. Ölmenge bei Umlaufschmierung. *a* Zur Schmierung ausreichende Ölmenge; *b* obere Grenze für Lager symmetrischer Bauform; *c* obere Grenze für Lager unsymmetrischer Bauform

derungen nach DIN 51 501), bevorzugt aber inhibierte *Mineralöle* (DIN 51 502, Kennbuchstabe L; verbesserte Alterungsbeständigkeit nach DIN 51 517) verwendet werden. Hohe Belastungen erfordern bei einem Viskositätsverhältnis $\varkappa < 1$ und/oder hohen Gleitreibungsanteilen Öle mit verschleißmindernden Zusätzen (DIN 51 502: P bzw. EP-Additive). *Synthetische Öle* werden bei extrem hohen oder tiefen Temperaturen angewandt, *Silikonöle* nur bei geringen Belastungen. Kennwerte verschiedener Öle enthält **Anh. G 4 Tab. 3.**

4.7.4 Feststoffschmierung. Solid lubricants

Feststschmierstoffe, z. B. Graphit, Wolframdisulfid, Molybdändisulfid (MoS_2), Polytetrafluorethylen (PTFE) und Weichmetallfilme, z. B. aus Silber, werden bei sehr hohen Temperaturen bzw. im Vakuum eingesetzt oder bei sehr langsamen bzw. oszillierenden Bewegungen (dabei kein trennender hydrodynamischer Flüssigkeitsfilm und keine verschleißmindernden Grenzschichten durch Additivreaktionen). Sie sind ähnlich Reaktionsschichten aufgrund ihrer besonderen Struktur schmierwirksam (haftfähig und gegen Normalbeanspruchung stabil, aber niedriger Scherwiderstand).
Weiteres zur Wahl des Schmierverfahrens in **Anh. G 4 Tab. 4.**

4.8 Wälzlagerdichtungen [9, 10]
Rolling bearing seals

Wälzlager müssen vordringlich gegen Zutritt von festen und flüssigen Verunreinigungen geschützt werden (sonst Korrosion, Verschleiß und vorzeitige Ermüdungsschäden; ohne hinreichende Sauberkeit keine *Dauerwälzfestigkeit* auch bei geringen Belastungen). *Aktive Dichtelemente* werden daher bei Fettschmierung bevorzugt nach außen fördernd eingebaut. Bei ausreichender Konsistenz des Fettes und normaler Ölabgabe genügt dabei die Stauwirkung nicht berührender Dichtungsteile, um ausreichend Schmierstoff im Lager zu halten. Die sehr kleine nach außen geförderte Grundölmenge schützt berührende Dichtungen vor Verschleiß und hilft, Verunreinigungen fernzuhalten. Bei Überschmierung kann überschüssiges Fett entweichen. Häufig reichen *berührungsfreie Dichtungen* aus; wirksamer sind *berührende Dichtungen*, am besten mit vorgeschaltetem *Labyrinth*, **Bild 24**.
Bei Ölschmierung ist es vordringlich, das Öl im Lagergehäuse zu halten. Es werden aktive Dichtelemente eingesetzt, die nach innen fördern, **Bild 25**, solange der Ölstand die Dichtflächen nicht erreicht auch Labyrinthdichtungen, bei höherem Ölstand i. allg. berührende Dichtungen. Dem Schutz gegen

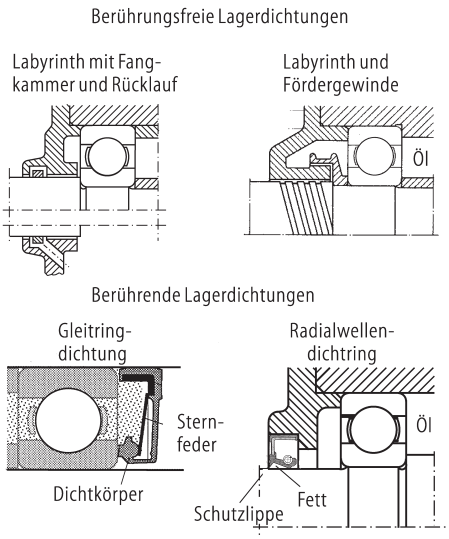


Bild 25. Dichtungen gegen Austritt von Öl

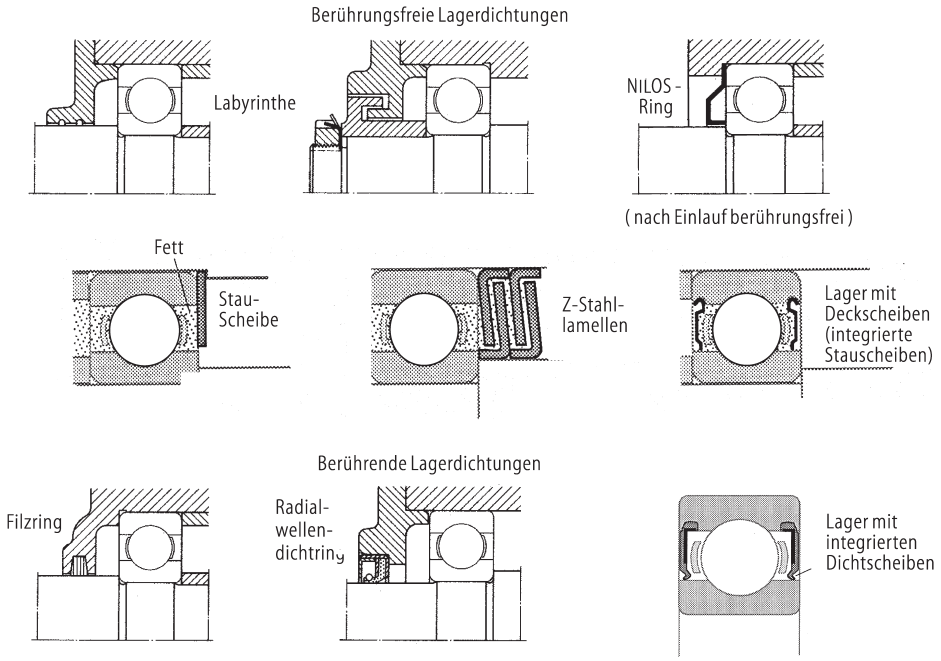


Bild 24. Dichtungen gegen Zutritt von Verunreinigungen und Fettaustritt

Verunreinigungen dienen äußere Zusatzdichtungen oder zusätzliche äußere *Schutzlippen* (Fettreservoir als Schutz gegen Verschleiß vorteilhaft).

Berührende Dichtungen sind *Filzringe*, *Radialwellendichtringe* (die als Spezialbauform, z. B. *Dichtscheiben*, Nachsetzzeichen RS, auch in das Lager integriert werden können) und *Gleitringdichtungen*. Sie können nach einem Einlauf verschleißfrei arbeiten, solange eine mikro-elastohydrodynamische Schmierung vorliegt und der Werkstoff nicht altert oder die Kontaktflächen durch Ölkohlebildung geschädigt werden. Dichtlippen aus Nitril-Butadien-Kautschuken (NBR) verhärten und verspröden um so schneller, je höher die Betriebstemperaturen sind; Fluorkautschuke (FKM) und Polytetrafluorethylen (PTFE) sind hingegen alterungsbeständig, haben aber infolge Ölkohlebildung ebenfalls eine begrenzte Lebensdauer. Bei allen diesen Werkstoffen baut sich die Anpreßkraft im Laufe der Zeit durch bleibende Formänderungen ab, sofern nicht metallische Federn eingesetzt werden. Nicht berührende Dichtungen sind in das Lager integrierte *Deckscheiben* (Nachsetzzeichen Z) oder äußere Labyrinthe als anwendungsspezifische Konstruktion bzw. als Kaufteile wie *Z-Lamellen* und federnde Dichtscheiben (*Nilosringe*, nach Einlaufverschleiß berührungsfrei). Sie erlauben wegen der geringeren Reibungsverluste höhere Drehzahlen als berührende Dichtungen und verschleißen auch bei unzureichender Schmierung i. allg. nicht. Äußere Labyrinthe, Z-Lamellen und Radialwellendichtringe (Pumpwirkung vom kleinen zum großen Kontaktwinkel) fördern je nach Einbaurichtung aktiv nach innen oder außen.

4.9 Belastbarkeit und Lebensdauer der Wälzlager
Load rating and fatigue life of rolling bearings

4.9.1 Grundlagen. Basic considerations

Werkstoffanstrengung und Ermüdung im Wälzkontakt

Bei ausreichender Schmierung und Sauberkeit und mittleren bis hohen Belastungen endet die Lagerlebensdauer durch Ermüdungsschäden, die vom Werkstoffinnern bis zur Lauffläche fortschreiten (Ausbröckelungen von Werkstoffpartikeln, *Schälen* und *Grübchenbildung* bei Schmierung). Wahrscheinlich beginnt der *Ermüdungsprozeß* an Werkstoffinhomogenitäten durch Überschreiten der Schubschwellfestigkeit. Bei reiner Normalbeanspruchung bestimmen die Druckflächenabmessungen und die höchste Flächenpressung p_0 (in Kontaktflächenmitte) die räumliche Verteilung und die Höhe der Werkstoffbeanspruchung (**Bild 26** für Linienberührung nach verschiedenen Vergleichsspannungshypothesen). Sie folgen nach der *Hertzschen Theorie* (s. **C 4**; Annahmen: homogene und isotrope Körper, elastisches Verhalten, Druckfläche eben und klein gegenüber Körperabmessungen) aus der Berührgeometrie (Schmiegung) und der Wälzkörperbelastung Q.

Die größte Schubspannung $\tau_{max} = 0{,}31\,p_0$ (Vergleichsspannung nach der Schubspannungshypothese $\sigma_v = 0{,}61\,p_0$, nach der Gestaltänderungsenergiedichtehypothese $\sigma_v = 0{,}56\,p_0$) wirkt im Punkt $x = 0$, bei Linienberührung im Abstand von 0,78 b von der Oberfläche (b: halbe Breite der rechteckigen Druckfläche), bei Punktberührung im Abstand 0,47 a (a: kleine Halbachse der Druckellipse). Schubspannungen infolge Gleitbewegungen erhöhen das Spannungsmaximum, **Bild 27**, und verschieben es in Richtung Oberfläche.

Lastverteilung im Wälzlager

Die i. allg. ungleichmäßige *Lastverteilung* auf mehrere Wälzkontakte (Wälzkontaktbelastung Q_ψ, Maximalwert Q_{max}) ergibt sich über deren elastische Formänderungen aus dem Gleichgewicht mit den von außen am Lager angreifenden Kräften (Radialkraft F_r, Axialkraft F_a), s. z. B. **Bild 28** für

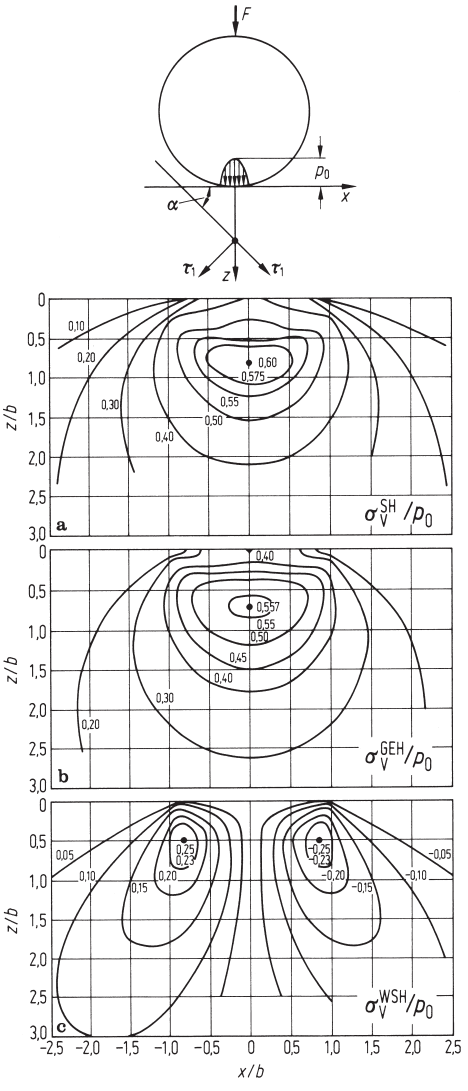


Bild 26 a–c. Dimensionslose Vergleichsspannungen σ_v/p_0 [11] in der Kontaktzone bei Linienberührung und reiner Normalbelastung. **a** Hauptschubspannungshypothese; **b** Gestaltänderungsenergiedichtehypothese; **c** Wechselschubspannungshypothese

Schräglager. Die Wälzkontaktkräfte Q wirken in Richtung des Druckwinkels α, während die radiale Lastkomponente F_r mit der Resultierenden F aus F_r und F_a den Winkel β bildet. Unterhalb eines Grenzwertes von F_a/F_r bzw. von β wird die Laufbahn nur über einen Teil des Umfangs belastet, darüber verteilt sich die Belastung gleichförmiger auf immer mehr Wälzkörper (daher mit F_r zunehmende begrenzte axiale Vorspannung vorteilhaft). Eine völlig gleiche Belastung aller Wälzkörper ist nur bei reiner Axiallast ohne Schiefstellung möglich. Die Hertzsche Theorie ergibt für Punktberührung: $Q_\psi/Q_{max} = (\delta_\psi/\delta_{max})^{3/2}$ (Q_ψ Wälzkontaktbelastung an der Stelle ψ, Q_{max} maximale Wälzkontaktbelastung, δ_ψ Verschiebung der Körper an der Stelle ψ, δ_{max} maximale Verschiebung). Bei $\varepsilon = 0{,}5$ (**Bild 28**, halber Lagerumfang belastet)

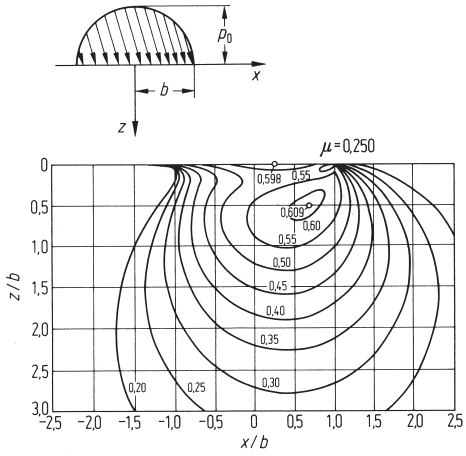


Bild 27. Dimensionslose Vergleichsspannung σ_v/p_0 in der Kontaktzone bei Linienberührung und überlagerter Normal- und Tangentialbelastung [12]

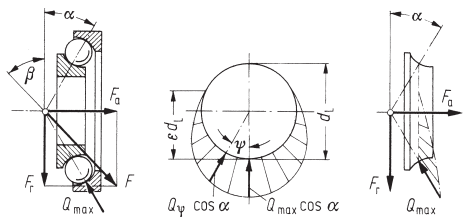


Bild 28. Lastverteilung im einreihigen Schrägkugellager [13]. α Druckwinkel, d_L Laufbahndurchmesser, F_a Axialkraft, F_r Radialkraft, β Richtungswinkel der Lagerbelastung F, Q_ψ Wälzkörperbelastung, ψ Lagewinkel des Wälzkörpers, Q_{max} maximale Wälzkörperbelastung, $\varepsilon \cdot d_L$ Erstreckung der Laufbahnbelastung

gilt z. B.:

$$Q_{max} = 4{,}37 F_r/(z\cos\alpha) \quad \text{mit } z \text{ Anzahl der Wälzkörper.} \tag{4}$$

Bei Linienberührung (z. B. einreihiges Kegelrollenlager) folgt die Lastverteilung zu $Q_r/Q_{max} = (\delta_r/\delta_{max})^{1{,}08}$. Für $\varepsilon = 0{,}5$ ist die maximale Wälzkörperbelastung

$$Q_{max} = 4{,}06 F_r/(z\cos\alpha). \tag{5}$$

Mit $\alpha = 0°$ sind diese Gleichungen auch für spielfreie Radiallager und rein radial belastete Rillenkugellager gültig. Sie liegen der Berechnung der Tragzahlen zugrunde.

4.9.2 Statische bzw. dynamische Tragfähigkeit und Lebensdauerberechnung

Static and dynamic capacity and computation of fatigue life

Grundlagen

Obwohl die Spannungen im Werkstoff unterhalb der Kontaktfläche für die Beanspruchung des Werkstoffs maßgeblich sind, werden in der Praxis bei der Lagerberechnung Kennzahlen mit der Dimension einer Kraft verwendet: die *äquivalente statische* bzw. *dynamische Belastung* P_0 bzw. P für die Beanspruchung und die *statische* bzw. *dynamische Tragzahl* C_0 bzw. C als Maß für die Tragfähigkeit. Steht ein Lager still, schwenkt oder läuft langsam um, so gilt es als statisch beansprucht. Auch wenn umlaufende Lager kurzzeitig starke Stöße erleiden, ist die statische Tragsicherheit zu überprüfen. Die dynamische Tragzahl C gilt für umlaufende Lager. Die Begriffe statisch und dynamisch beziehen sich somit nicht auf Änderungen der äußeren Belastung. Die Tragzahlen ergeben sich nach DIN ISO 76 und DIN ISO 281, Teil 1, unter Berücksichtigung der Lastverteilung auf die Wälzkörper und ihrer Anzahl, der Schmiegung, der Größe des beanspruchten Volumens und der Werkstoffeigenschaften aus den zulässigen Spannungswerten.

Äquivalente Lagerbelastung

Zusammengesetzte Radial- und Axialbelastungen werden durch die *äquivalenten Lagerbelastungen* P_0 (statisch) bzw. P (dynamisch) ersetzt, die im Lager die gleichen Beanspruchungen hervorrufen:

äquivalente statische Belastung

$$P_0 = \max\left(X_0 F_r + Y_0 F_a, F_r\right) \tag{6}$$

äquivalente dynamische Belastung

$$P = \left(X F_r + Y F_a\right) \tag{7}$$

Hierin sind F_r die Radialkomponente der Belastung, F_a die Axialkomponente der Belastung, X, X_0 die *Radialfaktoren* und Y, Y_0 die *Axialfaktoren* des Lagers (Tab. 2 und 3 der DIN ISO 76, unterschiedlich entsprechend dem Druckwinkel je nach Lagerbauart und Größenreihe).

Statische Tragfähigkeit

Bei statischer Beanspruchung entsprechen die zulässigen Spannungen und dementsprechend die statische Tragzahl C_0 nach DIN ISO 76 einer bleibenden (plastischen) *Formänderung* von 0,01% des Wälzkörperdurchmessers (entsprechend einer maximalen Hertzschen Pressung p_0 von $4600\,N/mm^2$ bei Pendelkugellagern, $4200\,N/mm^2$ bei Kugellagern und $4000\,N/mm^2$ bei Rollenlagern; sie kann bei geringen Anforderungen an die Laufruhe bzw. sehr langsam umlaufenden Lagern auch überschritten werden; physikalisch begründete Grenze ist das „*Shakedown-Limit*“ [14, 15], oberhalb dessen lokales Fließen bei jeder Überrollung trotz Eigenspannungsaufbau und Verfestigung weiter fortschreitet).
Forderung (statische Sicherheit S_0 nach **Anh. G 4 Tab. 5**):

$$P_0 \le C_0/S_0. \tag{8}$$

Dynamische Tragfähigkeit und Berechnung der Ermüdungslebensdauer

Bei dynamischer Beanspruchung geht die gegenwärtig in ISO 281:1990 genormte Berechnungsmethode davon aus, daß Wälzlager immer im Zeitfestigkeitsbereich arbeiten. Die Anzahl der Umdrehungen der Lagerringe oder der Lagerscheiben relativ zueinander bis zum Ausfall durch Werkstoffermüdung, die sogenannte *Lagerlebensdauer*, streut auch bei identischer Belastung beträchtlich (Ursache: Unregelmäßigkeiten des Werkstoffgefüges und der wälzbeanspruchten Funktionsflächen, die sich nach Größe, Anzahl und Lage von Lager zu Lager unterscheiden), so daß die Vorausberechnung einer Lebensdauer für ein bestimmtes Lager nicht möglich ist. Die *dynamische Tragzahl* wurde daher als diejenige äquivalente Belastung definiert, bei der 90% einer größeren Anzahl gleichartiger Lager unter Standardbedingungen eine Million Umdrehungen überleben. Die Lebensdauer ist definitionsgemäß erschöpft, wenn die ersten Schäden infolge Werkstoffermüdung an einer der wälzbeanspruchten Oberflächen erkennbar werden. Von der *Ermüdungslebensdauer* ist die u. U. wesentlich kürzere *Gebrauchsdauer* zu unterscheiden (die tatsächliche funktionsfähige Einsatzzeit unter Einbezug aller *Versagensmechanismen*). Die Berechnung der sogenannten *nominellen Lebensdauer* (Ausfallwahrscheinlichkeit: 10%) für beliebige Belastungen erfolgt über das Verhältnis C/P der dynamischen Tragzahl zur tatsächlich vorliegenden äquivalenten dynamischen Belastung, potenziert mit einem Exponenten p (p be-

trägt nach Norm 3 für Kugellager und 10/3 für Rollenlager, wobei gewisse Abweichungen von einer gleichmäßigen Spannungsverteilung entlang der Berührlinie bereits eingerechnet sind; bei idealer Spannungsverteilung gilt $p=4$):

$$L_{10} = (C/P)^{\mathrm{p}} \quad \text{in } 10^6 \text{ Umdrehungen des Lagers.} \tag{9}$$

Bei konstanter Drehzahl n des Lagers in min^{-1} gilt für die Lebensdauer $L_{10\mathrm{h}}$ in Stunden:

$$L_{10\mathrm{h}} = 10^6 L_{10}/(60n). \tag{10}$$

Die nominelle Lebensdauer dient häufig lediglich als Ähnlichkeitskennzahl (Vergleich der Lebenserwartung von Lagern bzw. Erfahrungswerte für die notwendige nominelle Lebensdauer in verschiedenen Anwendungen s. **Anh. G 4 Tab. 6**). Die Hersteller erweitern aber die Berechnungsverfahren zunehmend mit dem Ziel genauerer quantitativer Angaben:
die Lebensdauern für von 90% abweichende Erlebenswahrscheinlichkeiten werden mit dem Faktor a_1 berechnet; Werkstoffeigenschaften, die von Standard-Wälzlagerstählen abweichen, werden mit dem Faktor a_2 und besondere Betriebsbedingungen, insbesondere Schmierungszustände mit einem Viskositätsverhältnis $\varkappa \neq 1$, über den Faktor a_3 berücksichtigt. So entsteht die *modifizierte Lebensdauer* L_{na} (der Index n steht für die *Ausfallwahrscheinlichkeit* in %, *Überlebenswahrscheinlichkeit* $S = (100-n)\%$):

$$L_{\mathrm{na}} = a_1 a_2 a_3 L_{10} = a_1 a_2 a_3 (C/P)^{\mathrm{p}} \quad \text{in } 10^6 \tag{11}$$

Umdrehungen des Lagers.

Tab. 3 gibt a_1 in Abhängigkeit von n für eine Weibull-Verteilung der Ausfälle mit einem Exponenten $e = 1{,}5$ an; für beliebige Werte von e gilt:

$$a_1 = \left[\frac{\ln\dfrac{100}{S}}{\ln\dfrac{100}{90}}\right]^{\frac{1}{e}}. \tag{12}$$

Eine Berücksichtigung des Werkstoffeinflusses an sich erfolgt nicht über den Faktor a_2, sondern unmittelbar über Beiwerte zu den Tragzahlen:
- den Faktor b_{m} für die kontinuierliche Verbesserung der Wälzlagerstähle,
- den *statischen Härtefaktor* (f_{H0}; $C_{\mathrm{H0}} = f_{\mathrm{H0}} C_0$) und den *dynamischen Härtefaktor* (f_{H}; $C_{\mathrm{H}} = f_{\mathrm{H}} C$) *Härtefaktor* für vom Standardwert $HV = 670\,\mathrm{N/mm^2}$ abweichende Oberflächenhärten, **Anh. G 4 Tab. 7** und
- den *Temperaturfaktor* f_{T} ($C_{\mathrm{T}} = f_{\mathrm{T}} C$) für Betriebswerte über 150 °C, s. **Anh. G 4 Tab. 8**.

Darüber hinaus gibt es einen wechselseitigen Einfluß von Werkstoff und Schmierstoff, so daß die Faktoren a_2 und a_3 sinnvollerweise zum Beiwert a_{23} verschmelzen:

$$L_{\mathrm{na}} = a_1 a_{23} L_{10} = a_1 a_{23} (C/P)^{\mathrm{p}} \tag{13}$$

in 10^6 Umdrehungen des Lagers.

Er berücksichtigt, daß die Schmierfilmdicke auch oberhalb $\varkappa = 1$ (gerade vollständige Trennung der Oberflächen) die Werkstoffbeanspruchung beeinflußt, so daß die Lebensdauer bei $\varkappa \gg 1$ (dicke Filme) bis zum 2,5-fachen ansteigen kann.

Tabelle 3. Lebensdauerbeiwert a_1 für die Erlebenswahrscheinlichkeit

Ausfallwahrscheinlichkeit n in %	10	5	4	3	2	1
Ermüdungslaufzeit	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Faktor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Bei niedrigen Drehzahlen oder Viskositäten ($\varkappa < 1$), kann die Ermüdungslebensdauer hingegen auf 1/10 des nominellen Wertes abfallen. **Anh. G 4 Bild 1** und **Anh. G 4 Bild 2** zeigen entsprechende Verläufe des Faktors a_{23} nach Angaben verschiedener Hersteller. Bei $\varkappa < 1$ können Lager statt durch Wälzermüdung auch durch Verschleiß ausfallen; a_{23} berücksichtigt dies nicht. Die schädliche Wirkung von $\varkappa < 1$ wird bei ausreichender Sauberkeit durch geeignete Additivierung mit Hilfe verschleißschützender und reibungsmindernder Reaktionsschichten gemildert. Bei ausreichend dicken Schmierfilmen und hoher Sauberkeit hingegen steigt nach neueren Erkenntnissen die Lebensdauer über den Faktor 2,5 hinaus bis zur Dauerwälzfestigkeit, wenn die äquivalente Belastung kleiner als die Ermüdungsgrenzbelastung P_{u} oder C_{u} bleibt. Diese entspricht für Standard-Wälzlagerstähle und Fertigungstoleranzen ungefähr einer maximalen Hertzschen Pressung $p_0 = 1500\,\mathrm{N/mm^2}$ (ideale Bedingungen: $p_0 \leq 2200\,\mathrm{N/mm^2}$; schlechtere Fertigungsqualität und Werkstoffe: $p_0 \geq 2200\,\mathrm{N/mm^2}$). Sie kann aus der statischen Tragzahl C_0 für Lager mit einem Bohrungsdurchmesser $d_{\mathrm{m}} < 150$ mm wie folgt abgeschätzt werden:

$$\begin{aligned} &\text{Rollenlager} && P_{\mathrm{u}}, C_{\mathrm{u}} \approx C_0/8{,}2, \\ &\text{Pendelkugellager:} && P_{\mathrm{u}}, C_{\mathrm{u}} \approx C_0/35{,}5, \\ &\text{übrige Kugellager:} && P_{\mathrm{u}}, C_{\mathrm{u}} \approx C_0/27. \end{aligned} \tag{14}$$

Der Normvorschlag DIN ISO 281/A3 (1998) benutzt daher einen kombinierten Faktor a_{xyz}, der auf einer Systembetrachtung beruht, zur Berechnung der *erweiterten Lebensdauer*

$$L_{\mathrm{nm}} = a_1 a_{\mathrm{xyz}} L_{10} = a_1 a_{\mathrm{xyz}} (C/P)^{\mathrm{p}} \tag{15}$$

in 10^6 Umdrehungen des Lagers.

Die Buchstaben „xyz“ geben an, daß ein Hersteller oder eine Firma eine beliebige Buchstabenkombination wählen kann. Im Entwurf DIN UA8 AK8.2 geht a_{xyz}, hier a_{DIN} genannt, bei Dauerfestigkeit gegen unendlich. Im Zeitfestigkeitsbereich wird a_{xyz} zur Korrektur der nominellen Lebensdauer dem Belastungsverhältnis P_{u}/P bzw. C_{u}/P, dem Viskositätsverhältnis x und einem Faktor e_{c} oder η_{c} für die Verschmutzung entsprechend **Anh. G 4 Bild 3** bis **Anh. G 4 Bild 6** für die unterschiedlichen Lagerhauptbauarten zugeordnet. Der Faktor η_{c} bzw. e_{c} erfaßt verschiedene Grade der Verunreinigung, **Anh. G 4 Tab. 9**. Beim Überrollen von festen Partikeln mit einer Größe von mehr als 10 bis 20 m mit hinreichend hoher Streckgrenze und Duktilität werden die Oberflächen so verformt, daß von lokalen Spannungsüberhöhungen bei nachfolgenden Überrollungen vorzeitige Ermüdungsschäden ausgehen (weiche Partikel verformen sich im Wälzkontakt plastisch, während große spröde Partikel in kleine Teilchen zerbrechen; beide sind daher weniger schädlich). Für $\varkappa > 4$ ist jeweils die Kurve $\varkappa = 4$ zu verwenden. Für $\eta_{\mathrm{c}} P_{\mathrm{u}}/P$ gegen Null geht a_{DIN} für alle $\varkappa$-Werte gegen 0,1 (gilt für Schmierstoffe ohne EP-Zusätze, mit Additiven ggf. höher).
Auch mit diesen Modifikationen können die herstellerspezifischen Wälzkörper- und Laufbahnprofile, die Lagerluft, Schiefstellungen, zusätzliche Spannungen in den Ringen durch Preßsitze, Gehäuseverformungen [16, 17] und Fliehkräfte bei der Ermüdungslebensdauer nicht über das genormte Berechnungsverfahren mit äquivalenten Belastungen und Tragzahlen, sondern nur mit speziellen Berechnungsprogrammen der Lagerhersteller oder angenähert mit Beiwerten erfaßt werden. Nicht berücksichtigt sind weitere, die Gebrauchsdauer möglicherweise begrenzende, Ausfallursachen: Verschleiß der Laufbahnen oder der Käfige, Ermüdungsbrüche von Käfigbauteilen, Schmierstoff- oder Dichtungsversagen, Korrosion und Wälzkörperschlupf infolge zu niedriger Belastung. Die notwendige *Mindestbelastung* richtet sich unter anderem nach der Drehzahl und etwaigen Winkelbeschleunigungen.

Lebensdauerberechnung bei zeitlich veränderlicher Belastung und Drehzahl

Läuft ein Wälzlager bei veränderlichen Drehzahlen und Belastungen, so kann man die Ermüdungslebensdauer aus Gl. (9) nach der Palmgren-Miner-Regel mit der *mittleren Drehzahl* n_m und der *mittleren äquivalenten dynamischen Belastung* P_m bestimmen.

Beliebig veränderliche Drehzahl und Lagerbelastung: sind die Drehzahl und die Lagerbelastung im Zeitraum T eindeutig definierte Zeitfunktionen $n(t)$ und $p(t)$, gilt:

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{\int_0^T n(t)\cdot P^p(t)\,dt}{\int_0^T n(t)\,dt}} \quad \text{und} \quad n_m = \frac{1}{T}\int_0^T n(t)\,dt. \quad (16)$$

Bei stufenweise veränderlichen Beanspruchungsgrößen n_i und P_i im Zeitraum T gilt für P_m die aus (16) abgeleitete Summenformel über z Zeitabschnitte Δt_i, wobei $q_i = (\Delta t_i/T)\cdot 100$ die jeweiligen Zeitanteile der Wirkungsdauer in % sind:

$$P_m = \sqrt[p]{\frac{q_1\cdot n_1\cdot P_1^p + q_2\cdot n_2\cdot P_2^p + \ldots + q_z\cdot n_z\cdot P_z^p}{q_1\cdot n_1 + q_2\cdot n_2 + \ldots + q_z\cdot n_z}}$$

$$\text{und} \quad n_m = q_1\cdot n_1 + q_2\cdot n_2 + \ldots + q_z\cdot n_z. \quad (17)$$

4.10 Bewegungswiderstand und Referenzdrehzahlen der Wälzlager

Friction and reference speeds of rolling bearings

Der Bewegungswiderstand von Wälzlagern ergibt sich bei vollständiger Trennung der Oberflächen durch einen Schmierfilm aus zwei Beiträgen: *Hystereseverluste* im Werkstoff bei der zyklischen Verformung der Wälzkörper und der Ringe während jeder Überrollung und *Scherverluste* im Schmierstoff im Wälzkontakt, zwischen Käfig und Wälzkörpern (bei bordgeführten Käfigen auch zwischen Käfigen und Ringen) sowie durch Strömungen im Lager außerhalb der eigentlichen Kontakte. Diese Reibungskomponenten lassen sich formal ohne nähere Berücksichtigung der physikalischen Zusammenhänge zu einem Ausdruck mit zwei Termen zusammensetzen [18]:

$$M_R = M_0 + M_1 \quad (18)$$

In den ersten Term gehen die Drehzahl und die Schmierstoffviskosität exponentiell sowie ein Beiwert f_0 linear ein; der zweite Term ist der sogenannte *lastabhängige Anteil*, der linear von der für das Reibungsmoment maßgebenden äquivalenten Lagerbelastung P_1 (Berechnung siehe Kataloge der Wälzlagerhersteller) und einem Reibungskoeffizienten f_1 abhängt:

$$M_R = 10^{-7} f_0 (\nu n)^{2/3} d_m^3 + f_1 P_1 d_m \quad \text{für } \nu n \geq 2000 \text{ bzw.} \quad (19)$$

$$M_R = 10^{-7} f_0\, 160\, d_m^3 + f_1 P_1 d_m \qquad \text{für } \nu n < 2000 \quad (20)$$

mit: M_R [Nmm] Reibmoment, ν [mm^2/s] kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur, n [min^{-1}] Lagerdrehzahl, $d_m = (d+D)/2$ [mm] mittlerer Lagerdurchmesser, d [mm] Lagerbohrungsdurchmesser, D [mm] Lageraußendurchmesser. Die Koeffizienten f_0 und f_1 sind von der Schmierungsart und von der Lagerbauart abhängig (f_{0r} und f_{1r} für Referenzbedingungen in **Anh. G 4 Tab. 10**).

Absolute Maximaldrehzahlen von Wälzlagern lassen sich nicht angeben. Mit zunehmender Drehzahl wachsen die Beanspruchungen der Außenringlaufbahn und des Käfigs, die Gefahr von Wälzkörperschlupf am Innenring, die Verlustleistung und damit die Lagertemperatur. Die Wälzfestigkeit des Lagerwerkstoffs und seine Dimensionsstabilität, die Zeitstandfestigkeit nichtmetallischer Käfigwerkstoffe und Dichtungen und die Schmierstoffgebrauchsdauer bestimmen die zulässigen Betriebstemperaturen. Mit Rücksicht auf den Schmierstoff strebt man an, die sogenannte *Referenztemperatur* nicht zu überschreiten. Diejenige Drehzahl, bei der unter Referenzbedingungen (Erwärmung des Lagers ausschließlich durch seine eigene Verlustleistung, natürliche Wärmeabfuhr mit der *Referenzwärmeflußdichte* q_r über die *Referenzoberfläche* ohne zusätzliche Kühlung) eine Temperaturerhöhung von 50 °C gegenüber der *Referenzumgebungstemperatur* 20 °C auf die Referenztemperatur 70 °C eintritt, wird als *thermische Referenzdrehzahl* $n_{\theta r}$ bezeichnet. Die weiteren Referenzbedingungen nach ISO CD (Committee Draft) 513 12, Referenz-Nr. ISO/TC 4/SC 8 N224 sind:

- Referenzbelastung für Radiallager ($0° \leq \alpha \leq 45°$): $P_{1r} = 0.05\, C_0$ (reine Radialbelastung).
- Referenzbelastung für Axiallager ($45° \leq \alpha \leq 90°$): $P_{1r} = 0.02\, C_0$ (reine zentrische Axialbelastung),
- Referenzviskosität eines Schmieröles bei Referenztemperatur 70 °C: $\nu_r = 12$ mm^2/s für Radiallager, $\nu_r = 24$ mm^2/s für Axiallager,
- Referenz-Grundölviskosität eines Lithiumseifenfettes mit mineralischem Grundöl bei 40 °C: $\nu_r = 24$ mm^2/s, Fettfüllung: 30% des freien Volumens.

Referenzoberfläche der Radiallager außer Kegelrollenlager:

$$A_r = \pi(D+d)B \quad \text{mit:} \quad (21)$$

A_r [mm^2] Referenzoberfläche, D [mm] Lageraußendurchmesser, d [mm] Lagerbohrungsdurchmesser, B [mm] Lagerbreite. Übrige Lagerbauarten s. Normentwurf.

Für Radiallager bzw. Axiallager betragen die Referenzwärmeflußdichten q_r:

$$A_r \leq 50000\,\text{mm}^2 : q_r = 16\,\text{kW/m}^2 \quad \text{bzw. } q_r = 20\,\text{kW/m}^2,$$

$$A_r > 50000\,\text{mm}^2 : q_r = 16\,(A_r/50000)^{-0.34}\,\text{kW/m}^2$$

$$\text{bzw. } q_r = 20\,(A_r/50000)^{-0.16}\,\text{kW/m}^2. \quad (22)$$

Im Referenzzustand fließt über die Referenzoberfläche der Wärmestrom

$$\Phi_r = q_r A_r, \quad (23)$$

der ohne zusätzliche Kühlung gleich der Lagerverlustleistung N_r bei Referenzdrehzahl $n_{\theta r}$ ist:

$$\Phi_r = N_r = 2\pi n_{\theta r}(M_{0r} + M_{1r}) = 2\pi n_{\theta r}(10^{-7} f_{0r}(\nu n)^{2/3} d_m^3 + f_{1r} p_{1r} d_m), \text{ s. Gl. (19)} \quad (24)$$

Die Referenzdrehzahl $n_{\theta r}$ ergibt sich als Lösung dieser Gleichungen. (Berechnung der Grenzdrehzahl für eine Betriebstemperatur von 70 °C bei beliebigen Betriebszuständen durch Einsetzen der zugehörigen Werte). Bei Ölumlaufschmierung wird zusätzlich ein Wärmestrom

$$\Phi_{Öl} = \dot{V}_{Öl}\, c\, \varrho (T_A - T_E)$$

über das Öl abgeführt, daher im Referenzzustand:

$$N_r = \Phi_r + \Phi_{Öl} \quad (25)$$

mit: $\dot{V}_{öl}$ Volumenstrom, c spezifische Wärmekapazität (1,7 bis 2,4 kJ/(kg K)) und ϱ Dichte des Öls, T_A Ölaustritts- und T_E Öleintrittstemperatur.

5 Gleitlagerungen. Plain bearings

L. Deters, Magdeburg

5.1 Grundlagen. Fundamentals

5.1.1 Hydrodynamische Schmierung
Hydrodynamic lubrication

Für die hydrodynamische Schmierung sind konforme Oberflächen charakteristisch. Im Schmierfilm entwickelt sich ein Tragdruck, wenn ein sich verengender Schmierspalt vorliegt, ein viskoser Schmierstoff verwendet wird und eine Gleitbewegung in Richtung des sich verengenden Spaltes stattfindet. Wird genügend Schmierstoff in den konvergierenden Spalt gefördert, kommt es zu einer vollkommenen Trennung der Oberflächen durch den Schmierstoff, was für Verschleißfreiheit und einen sicheren Betrieb entscheidend ist. Bei Radialgleitlagern wird der sich verengende Schmierspalt durch die Exzentrizität der Welle im Lager erzeugt. Diese und der Verlagerungswinkel stellen sich in Abhängigkeit von Lagerkraft, Lagergeometrie, Viskosität und Geschwindigkeitsverhältnissen im Lager so ein, daß das Integral der Druckverteilung über der Lagerfläche mit der äußeren Lagerkraft im Gleichgewicht steht, **Bild 1**.

5.1.2 Reibungszustände. Friction regimes

Die im **Bild 2** dargestellte *Stribeck-Kurve* gibt einen guten Überblick über die in Gleitlagern vorkommenden Reibungszustände. Es wird der Zusammenhang zwischen der Reibungszahl f und dem bezogenen Reibungsdruck $\eta\omega_J/\bar{p}$ gezeigt. Die Reibungszahl f ist definiert als $f = F_f/F$ mit F_f als Reibungskraft und F als Lagerkraft.

Beim Anfahren aus dem Stillstand wird zunächst das Gebiet der *Grenzreibung* durchlaufen, da die Oberflächen in der Regel wenigstens mit einem molekularen, vom Schmierstoff stammenden Film bedeckt sind. Das Reibungsverhalten wird hier von den Werkstoffen und den Oberflächenrauhigkeiten der Reibpartner sowie von den molekularen Oberflächenfilmen bestimmt. Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit wird die Schmierung mehr und mehr wirksam. Bei *Mischreibung* liegen Festkörper- und Flüssigkeitsreibung nebeneinander vor. Die Reibungszahl f erreicht innerhalb des Mischreibungsbereichs bei A ein Minimum. Der Übergang von der Mischreibung in den Zustand der Flüssigkeitsreibung erfolgt erst bei B. Nur bei *Flüssigkeitsreibung* findet eine vollkommene Trennung der Oberflächen durch den Schmierfilm statt, so daß kein Verschleiß auftritt. Der Betriebspunkt C sollte von B weit genug entfernt liegen, damit beim An- und Auslauf die zu Verschleiß führenden Gebiete der Misch- und Grenzreibung möglichst schnell durchfahren werden und sich das Lager nicht zu stark erwärmt.

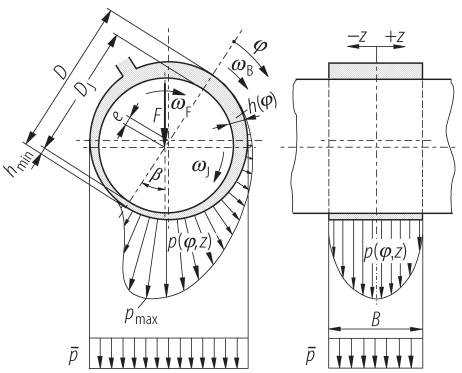


Bild 1. Radialgleitlager (schematisch) mit Druckverteilung. F Lagerkraft, ω_F Winkelgeschwindigkeit der Lagerkraft, ω_J Winkelgeschwindigkeit der Welle, ω_B Winkelgeschwindigkeit des Lagers, D_J Wellendurchmesser, D Lager-Nenndurchmesser (Lagerinnendurchmesser), B Lagerbreite, $h(\varphi)$ Schmierspalthöhe, h_{min} kleinste Schmierspalthöhe (minimale Schmierfilmdicke), e Exzentrizität, $p(\varphi, z)$ Druckverteilung im Schmierfilm, p_{max} größter Schmierfilmdruck, $\bar{p}$ spezifische Lagerbelastung, β Verlagerungswinkel (Winkel zwischen der Lage der Wellenzapfen – Exzentrizität e und der Lastrichtung), φ und z Koordinaten

5.2 Berechnung hydrodynamischer Gleitlager
Calculation of hydrodynamic bearings

5.2.1 Stationär belastete Radialgleitlager
Plain journal bearings under steady-state conditions

Die Berechnung basiert auf numerischen Lösungen der Reynoldsschen Differentialgleichung für ein vollumschlossenes Lager mit endlicher Lagerbreite

$$\frac{1}{(D_J/2)^2}\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\varphi}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6\eta_{eff}\,\omega_{eff}\frac{\partial h}{\partial\varphi} \qquad (1)$$

(Bezeichnungen nach **Bild 1**, ferner $\omega_{eff}=\omega_J+\omega_B-2\omega_F$ als effektive Winkelgeschwindigkeit mit ω_F als Winkelgeschwindigkeit der konstanten Lagerlast und ω_J und ω_B als Winkelgeschwindigkeiten von Welle und Lager, η_{eff} als effektive dynamische Viskosität des Schmierstoffs und $h=(D/2)\psi_{eff}(1+\varepsilon\cos\varphi)$ als idealisierte Spalthöhe ohne Berücksichtigung von Deformationen und Rauhigkeiten mit ψ_{eff} als effektives relatives Lagerspiel und $\varepsilon=2e/(D-D_J)$ als relative Exzentrizität). Die Lösungen gelten für in Betrag und Richtung konstante Belastungen, wobei sowohl die Welle als auch das Lager mit gleichförmiger Geschwindigkeit rotieren können. Außerdem können Fälle berechnet werden, bei denen eine konstante Last mit der Winkelgeschwindigkeit ω_F umläuft (z. B. Unwuchtkraft). Im Schmierfilm tritt Turbulenz auf, wenn die *Reynoldszahl*

$$Re=\varrho\omega_{eff}D_J(D-D_J)/(4\eta_{eff})\geq 41{,}3/\sqrt{\psi_{eff}} \qquad (2)$$

ist mit ϱ als der Dichte des Schmierstoffs [1]. Es entstehen dann höhere Reibungsverluste und infolgedessen höhere Lagertemperaturen. Andererseits kann die Tragfähigkeit steigen. Lager mit turbulenten Strömungsverhältnissen im Schmierfilm lassen sich mit dem nachfolgend aufgeführten Berechnungsverfahren nur näherungsweise auslegen.

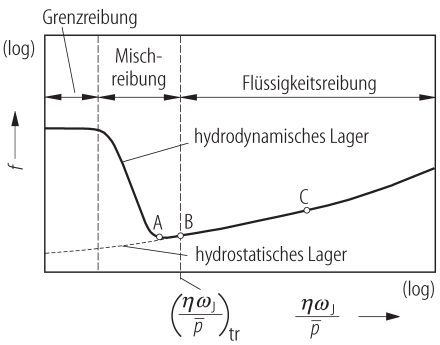


Bild 2. Stribeck-Kurve (schematisch). f Reibungszahl, η Schmierstoffviskosität, ω_J Winkelgeschwindigkeit der Welle, $\bar{p}$ spezifische Lagerbelastung, $(\eta\omega/\bar{p})$ bezogener Reibungsdruck, $(\eta\omega_J/\bar{p})_{tr}$ bezogener Reibungsdruck beim Übergang von Misch- zur Flüssigkeitsreibung

Spezifische Lagerbelastung, relative Lagerbreite, effektives relatives Lagerspiel und effektive dynamische Viskosität des Schmierstoffs

Zur Beurteilung der mechanischen Beanspruchung der Lagerwerkstoffe wird bei Radialgleitlagern die Lagerkraft F auf die *projizierte Lagerfläche* BD bezogen und die **spezifische Lagerbelastung** $\bar{p} = F/(BD)$ gebildet, die dann anhand der zulässigen spezifischen Lagerbelastung $\bar{p}_{\lim}$ aus **Anh. G 5 Tab. 1** zu überprüfen ist.

Für die *relative Lagerbreite* $B^* = B/D$ werden im allgemeinen Werte von $B/D = 0,2$ bis 1 gewählt. Bei Konstruktionen mit $B/D > 1$ sollte eine Einstellbarkeit der Lager vorgesehen werden, um der Gefahr von Kantenpressungen vorzubeugen.

Das Lagerspiel $C_D = D - D_J$ beeinflußt das Betriebsverhalten von Radialgleitlagern. Das im Betrieb erforderliche *mittlere relative Lagerspiel* $\bar{\psi} = \bar{C}_D/D$ mit $\bar{C}_D$ als dem mittleren Lagerspiel wird häufig überschlagsmäßig nach [2] in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit der Welle U_J mit Hilfe der Beziehung $\bar{\psi} = 0,8\sqrt[3]{U_J}$ mit U_J in m/s und $\bar{\psi}$ in ‰ abgeschätzt. Erfahrungsrichtwerte für $\bar{\psi}$ sind in **Anh. G 5 Tab. 2** zu finden. Das sich aufgrund von Passungen und Einbauverhältnissen nach dem Einbau ergebende mittlere relative Lagerpiel $\bar{\psi}$ kann berechnet werden aus

$$\bar{\psi} = 0,5(\psi_{\max} + \psi_{\min}) \tag{3}$$

mit dem maximalen relativen Lagerspiel $\psi_{\max} = (D_{\max} - D_{J,\min})/D$ und dem minimalen relativen Lagerpiel $\psi_{\min} = (D_{\min} - D_{J,\max})/D$. $D_{J,\max}$ und $D_{J,\min}$ beschreiben den maximalen und minimalen Wellendurchmesser aufgrund der Fertigungstoleranz. $D_{\max}$ und $D_{\min}$ repräsentieren den maximalen und minimalen Innendurchmesser des Lagers, wobei die Werte gelten, die sich nach dem Einbau bei Umgebungstemperatur einstellen. Für die Berechnung von Radialgleitlagern ist jedoch nicht das mittlere relative Lagerspiel im Einbauzustand, das sog. Kaltspiel, von Interesse, sondern das **effektive relative Lagerspiel** ψ_{eff}, das sich bei der effektiven Schmierfilmtemperatur T_{eff} im Betrieb ergibt. ψ_{eff} kann aus $\psi_{\text{eff}} = \bar{\psi} + \Delta\psi_{\text{th}}$ bestimmt werden, wenn die thermische Änderung des relativen Lagerspiels $\Delta\psi_{\text{th}}$ bekannt ist. Können sich Welle und Lager frei ausdehnen, wird mit den linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten $\alpha_{l,J}$ und $\alpha_{l,B}$ und den Temperaturen T_J und T_B von Welle und Lager und der Umgebungstemperatur T_{amb} die thermische Änderung des relativen Lagerspiels $\Delta\psi_{\text{th}}$ ermittelt aus

$$\Delta\psi_{\text{th}} = \alpha_{l,B}(T_B - T_{\text{amb}}) - \alpha_{l,J}(T_J - T_{\text{amb}}). \tag{4}$$

Es kann aber auch der Fall auftreten, daß sich der Wellendurchmesser infolge Erwärmung vergrößert, während sich das Lager im kälteren Maschinenrahmen nur nach innen ausdehnen kann und zuwächst. Die Änderung des relativen Lagerspiels ergibt sich dann mit der Lagerwanddicke s zu

$$\Delta\psi_{\text{th}} = -\left[2\alpha_{l,B}(s/D)(T_B - T_{\text{amb}}) + \alpha_{l,J}(T_J - T_{\text{amb}})\right]. \tag{5}$$

Näherungsweise kann in Gl. (4) und (5) $T_J \approx T_B \approx T_{\text{eff}}$ gesetzt werden.

Neben den zuvor aufgeführten geometrischen Lagerkenngrößen ist für die Lagerberechnung auch die Kenntnis der im Betrieb auftretenden **dynamischen Viskosität des Schmierstoffs** erforderlich. Wenn der Schmierstoff gegeben ist und die effektive Temperatur entweder bekannt ist oder zunächst geschätzt wird, kann die Schmierstoffviskosität nach der Beziehung

$$\eta = a \exp[b/(T + 95)] \tag{6}$$

von Vogel berechnet werden mit der Schmierstofftemperatur T in °C. Für die Konstanten werden in [3] unter Berücksichtigung der Dichte ϱ_{15} (bei 15 °C in kg/m^3) und des ISO-Viskositätsgrades VG nach DIN 51519 folgende Beziehungen angegeben:

$$a = \eta_{40} \exp(-b/135) \text{ mit } \eta_{40} = 0,98375 \cdot 10^{-6} \varrho_{15} \cdot \text{VG},$$
$$b = 159,55787 \ln(\eta_{40}/0,00018);$$

η_{40} ist die dynamische Viskosität in *Pas* bei $T = 40$ °C (Nennviskosität). Bei Gleitlagern kann die Abhängigkeit der Viskosität vom Druck im allgemeinen vernachlässigt werden.

Tragfähigkeit

Die Tragfähigkeit von hydrodynamischen Radialgleitlagern kann mit Hilfe der dimensionslosen *Sommerfeldzahl*

$$So = \bar{p}\psi_{\text{eff}}^2/(\eta_{\text{eff}}\omega_{\text{eff}}) \tag{7}$$

beschrieben werden. Wenn die relative Exzentrizität ε mittels So und B/D anhand von **Bild 3** bestimmt wird, kann anschließend die **minimale Schmierfilmdicke** $h_{\min}$ berechnet werden:

$$h_{\min} = (D/2)\psi_{\text{eff}}(1 - \varepsilon). \tag{8}$$

Um Verschleiß zu vermeiden, sollte die im Betrieb auftretende minimale Schmierfilmdicke $h_{\min}$ größer als die zulässige minimale Schmierfilmdicke im Betrieb $h_{\lim}$ sein ($h_{\min} > h_{\lim}$). Erfahrungsrichtwerte für $h_{\lim}$ können **Anh. G 5 Tab. 3** oder der VDI-Richtlinie 2204 entnommen werden. Die Lage der kleinsten Schmierspalthöhe im Lager wird durch den Verlagerungswinkel β angegeben, **Bild 4**. Die Verlagerung des Wellenmittelpunktes liegt angenähert auf einem Halbkreis, dem sog. *Gümbelschen Halbkreis*.

Reibung

Die im Radialgleitlager anfallende Reibungsleistung wird berechnet mit der Gleichung

$$P_f = f F(U_J - U_B). \tag{9}$$

Die auf das effektive relative Lagerspiel ψ_{eff} bezogene Reibungszahl f ist im **Anh. G 5 Bild 1** dargestellt. Sie läßt sich nach [4] auch näherungsweise aus

$$f/\psi_{\text{eff}} = \pi/(So\sqrt{1-\varepsilon^2}) + (\varepsilon/2)\sin\beta \tag{10}$$

bestimmen. Die im Lager entstehende Reibungsleistung ist eine Verlustleistung und wird nahezu vollständig in Wärme umgewandelt.

Schmierstoffdurchsatz

Der Schmierstoff im Lager soll einen tragfähigen Schmierfilm bilden, der die beiden Gleitflächen möglichst vollständig voneinander trennt. Infolge der Druckentwicklung im

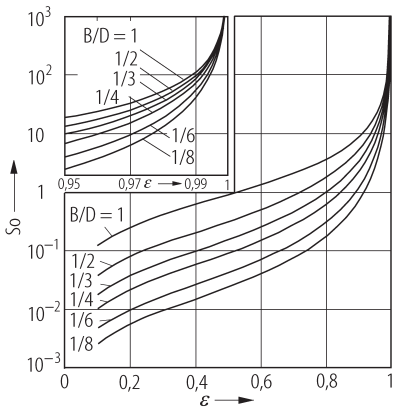


Bild 3. Sommerfeldzahl So für vollumschlossene Radialgleitlager in Abhängigkeit von B/D und ε nach DIN 31652

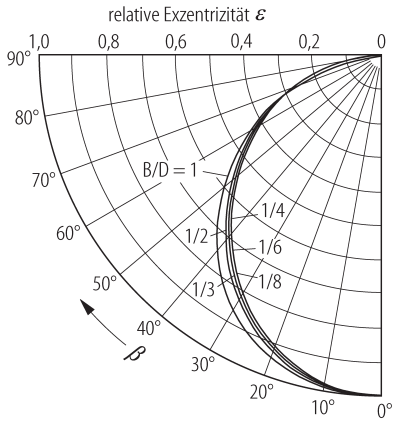


Bild 4. Verlagerungswinkel β für vollumschlossene Radialgleitlager in Abhängigkeit von B/D und ε nach DIN 31652

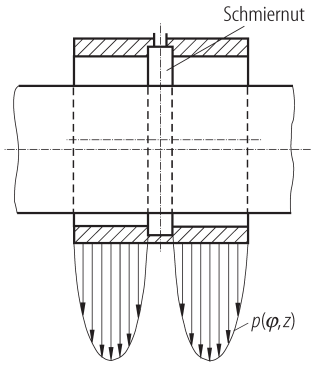


Bild 5. Radialgleitlager (schematisch) mit Druckverteilung in Breitenrichtung bei Schmierstoffzufuhr durch eine umlaufende Schmiernut

Schmierfilm fließt Schmierstoff an beiden Seiten des Lagers ab, der durch dem Spaltraum neu zugeführten Schmierstoff ersetzt werden muß. Für diesen Anteil Q_3 des Schmierstoffdurchsatzes gilt nach DIN 31652:

$$Q_3 = D^3 \psi_{\text{eff}}\, \omega_{\text{eff}}\, Q_3^*. \tag{11}$$

Die Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl Q_3^* für den durch den hydrodynamischen Druckaufbau bewirkten Seitenfluß ist **Anh. G 5 Bild 2** zu entnehmen. Die Zufuhr von Q_3 kann drucklos erfolgen. Wenn der Schmierstoff mit dem Druck p_{en} zugeführt wird, erhöht sich der Schmierstoffdurchsatz, was sich günstig auf den Wärmetransport aus dem Lager auswirkt. Dieser Anteil Q_{p} des Schmierstoffdurchsatzes infolge Zuführdrucks ergibt sich nach DIN 31652 aus

$$Q_{\text{p}} = D^3 \psi_{\text{eff}}^3\, p_{\text{en}}\, Q_{\text{p}}^* / \eta_{\text{eff}} \tag{12}$$

mit der Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl Q_{p}^* infolge Zuführdrucks, die je nach Schmierstoff-Zuführungselement (Schmierloch, Schmiernut oder Schmiertasche) mit Hilfe von **Anh. G 5 Tab. 4** bestimmt werden kann. Der Schmierstoffzuführdruck p_{en} liegt üblicherweise zwischen 0,5 und 5 bar, damit hydrostatische Zusatzbelastungen vermieden werden.

Bei Verwendung einer umlaufenden Ringnut entstehen zwei unabhängige Druckberge, **Bild 5**. Die Berechnung wird hier je Lagerhälfte mit der halben Belastung durchgeführt. Bei der Wärmebilanz ist von Q_3 nur der halbe Wert einzusetzen, da der Schmierstoff, der in die Ringnut strömt, nicht an der Wärmeabfuhr teilnimmt.

Bei Verwendung von Schmiertaschen sollte die relative Taschenbreite $b_{\text{P}}/B < 0,7\ bis\ 0,8$ sein. Der gesamte Schmierstoffdurchsatz beträgt bei druckloser Schmierung $Q = Q_3$ und bei Druckschmierung $Q = Q_3 + Q_{\text{p}}$.

Wärmebilanz

Zur Berechnung der Tragfähigkeit und der Reibung ist die im Betrieb auftretende effektive Schmierstoffviskosität erforderlich, die wiederum von der effektiven Schmierstofftemperatur abhängt. Diese resultiert aus der Wärmebilanz von im Lager erzeugter Reibungsleistung und den abfließenden Wärmeströmen. Bei drucklos geschmierten Lagern, z. B. bei Ringschmierung, wird die Wärme hauptsächlich durch Konvektion an die Umgebung abgeführt. Lager mit Umlaufschmierung geben die Wärme vorwiegend durch den Schmierstoff ab. Für die Lagertemperatur T_{B} gilt bei reiner *Konvektionskühlung*

$$T_{\text{B}} = [P_{\text{f}}/(k_{\text{A}} A)] + T_{\text{amb}} \tag{13}$$

mit dem der Fläche A zugeordneten äußeren Wärmedurchgangskoeffizienten k_{A}. Bei freier Konvektion (Luftgeschwindigkeit $w_{\text{amb}} < 1\,\text{m/s}$) beträgt $k_{\text{A}} = (15\ bis\ 20)\,\text{W}/(\text{m}^2 K)$, wobei der untere Wert für Lager im Maschinengehäuse gilt [4]. Bei Anströmung des Lagergehäuses mit Luft (erzwungene Konvektion) mit einer Geschwindigkeit $w_{\text{amb}} gt; 1,2\,\text{m/s}$ kann k_{A} berechnet werden aus $k_{\text{A}} \approx 7 + 12\sqrt{w_{\text{amb}}}$ mit w_{amb} in m/s.

Bei zylindrischen Lagergehäusen kann die wärmeabgebende Oberfläche A aus $A \approx (\pi/2)(D_{\text{H}}^2 - D^2) + \pi D_{\text{H}} B_{\text{H}}$ mit dem Gehäusedurchmesser D_{H} und der axialen Gehäusebreite B_{H} bestimmt werden, bei Stehlagern näherungsweise aus $A = \pi H(B_{\text{H}} + H/2)$ mit der Stehlagergesamthöhe H und bei Lagern im Maschinenverband überschlagsmäßig aus $A = (15$ bis $20)\ BD$. Die effektive Schmierstofftemperatur T_{eff} kann bei Wärmeabfuhr durch Konvektion angenähert gleich der Lagertemperatur gesetzt werden ($T_{\text{eff}} = T_{\text{B}}$).

Bei *Umlaufschmierung* werden i. allg. die Schmierstofftemperatur am Eintritt ins Lager T_{en}, der Schmierstoffzuführdruck p_{en} und die Art des Zuführungselements mit der entsprechenden Geometrie vorgegeben. Bestimmt werden müssen der gesamte Schmierstoffdurchsatz durchs Lager $Q = Q_3 + Q_{\text{p}}$ nach Gl. (11) und (12), die Schmierstofftemperatur beim Austritt aus dem Lager T_{ex} und die effektive Schmierstofftemperatur T_{eff}. Die beiden Temperaturen T_{ex} und T_{eff} werden ermittelt aus

$$T_{\text{ex}} = \left[P_{\text{f}}/\left(c_{\text{p}} \varrho\, Q\right)\right] + T_{\text{en}} \tag{14}$$

und

$$T_{\text{eff}} = (T_{\text{en}} + T_{\text{ex}})/2. \tag{15}$$

Die volumenspezifische Wärmekapazität des Schmierstoffs $c_{\text{p}} \varrho$ weist für Mineralöl einen Wert von ungefähr $c_{\text{p}} \varrho = 1,8 \cdot 10^6\,\text{Nm}/(\text{m}^3\,\text{K})$ auf. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten empfiehlt es sich, anstelle des Mittelwertes für T_{eff} einen Wert zu wählen, der näher an T_{ex} liegt. Da bei steigender Lagertemperatur Härte und Festigkeit der Lagerwerkstoffe abnehmen, was sich besonders stark bei Pb- und Sn-Legierungen bemerkbar macht, und bei Temperaturen über 80 °C mit einer verstärkten Alterung der Schmierstoffe auf Mineralölbasis zu rechnen ist, sollte sichergestellt werden, daß T_{B} und T_{ex} die höchstzulässige Lagertemperatur T_{lim} aus **Anh. G 5 Tab. 5** nicht überschreiten.

Im Berechnungsablauf zur Bestimmung von T_{eff} sind am Anfang häufig nur T_{amb} und T_{en} bekannt. Zunächst werden daher je nach Wärmeabgabebedingung T_{B} oder T_{ex} geschätzt (Empfehlung: $T_{\text{B}} = T_{\text{amb}} + 20\,°C$ und $T_{\text{ex}} = T_{\text{en}} + 20\,°\text{C}$). Aus der

Wärmebilanz ergibt sich dann ein neuer Werte für T_B bzw. T_{ex}, der durch Mittelwertbildung mit dem zuvor zugrunde gelegten Temperaturwert solange iterativ korrigiert wird, bis in der Rechnung die Differenz zwischen Ein- und Ausgangswert akzeptabel ist.

Betriebssicherheit

Wird ein Radialgleitlager mit variierenden Betriebsparametern betrieben, so ist zu beachten, ob der Wechsel von einem Betriebszustand zum nächsten allmählich oder innerhalb einer kurzen Zeitspanne stattfindet. Wenn beispielsweise auf einen Betriebszustand mit hoher thermischer Belastung unmittelbar ein anderer mit hohem $\bar{p}$ und niedrigem ω_{eff} folgt, sollte der neue Betriebspunkt auch mit den Viskositäts- und Lagerspieldaten des vorhergehenden Falls berechnet werden.

Der Übergang in die Mischreibung kann durch die mindestzulässige Übergangsschmierfilmdicke $h_{lim,tr}$ gekennzeichnet werden. Diese kann nach DIN 31652 aus den gemittelten Rauhtiefen von Welle und Lager, der Schiefstellung und der Krümmung von Welle und Lager innerhalb der Lagerbreite und der effektiven Welligkeitsamplitude ermittelt werden und hängt vom Einlaufzustand ab.

Wenn Schiefstellungen, Krümmungen und Welligkeiten vernachlässigbar sind, läßt sich $h_{lim,tr}$ auch näherungsweise aus

$$h_{lim,tr} = 3\sqrt{R_{q,J}^2 + R_{q,B}^2} \tag{16}$$

mit den quadratischen Mittenrauhwerten $R_{q,J}$ und $R_{q,B}$ von Welle und Lager berechnen.

Mit bekanntem $h_{lim,tr}$ kann dann nach [5] die Gleitgeschwindigkeit für den Übergang in die Mischreibung U_{tr} näherungsweise aus folgender Gleichung bestimmt werden:

$$U_{tr} = \bar{p}\psi_{eff}h_{lim,tr} \Big/ \left\{\eta_{eff}\sqrt{3/2}\left[1+\sqrt{2}\bar{p}D/(E_{rsl}h_{lim,tr})\right]^{2/3}\right\} \tag{17}$$

mit dem resultierenden Elastizitätsmodul E_{rsl} aus $1/E_{rsl} = (1/2)\left[\left(1-\nu_J^2\right)/E_J + \left(1-\nu_B^2\right)/E_B\right]$, wobei E_J und E_B die E-Module von Welle und Lager darstellen und ν_J und ν_B die dazugehörigen Querkontraktionszahlen. Dabei wird berücksichtigt, daß sich infolge elastischer Deformationen die tragende Druckzone in Umfangsrichtung vergrößert und sich in diesem Bereich ebenfalls das effektive Lagerspiel verringert, was sich beides tragfähigkeitssteigernd auswirkt. Das Lager sollte so ausgelegt werden, daß $U_{tr} < U_{lim,tr}$, die zulässige Gleitgeschwindigkeit für den Übergang in die Mischreibung, ist. Für $U_{lim,tr}$ gilt nach [6]: $U_{lim,tr} = 1$ m/s für $U > 3$ m/s und $U_{lim,tr} = U/3$ für $U < 3$ m/s. Um die Erwärmung des Lagerwerkstoffs beim Durchfahren des Mischreibungsgebiets im zulässigen Bereich zu halten, sollte nach [5] für den Bereich $0{,}5\,\text{m/s} < U_{tr} < 1\,\text{m/s}$ der Grenzwert $(\bar{p}U_{tr})_{lim} = 25 \cdot 10^5\ \text{W/m}^2$ nicht überschritten werden. Für $U_{tr} < 0{,}5$ m/s sollte die Bedingung $\bar{p} \le 5\ \text{N/mm}^2$ eingehalten werden, weil sonst die Werkstoffestigkeit infolge zu großer spezifischer Lagerbelastung und zu hoher Reibflächentemperaturen übertroffen wird.

5.2.2 Radialgleitlager im instationären Betrieb

Dynamically loaded plain journal bearings

Bei instationär belasteten Radialgleitlagern sind Lagerkraft (Betrag und Richtung) und effektive Winkelgeschwindigkeit ω_{eff} von der Zeit abhängig. Demzufolge hängen auch Tragfähigkeit, Reibung, Schmierstoffdurchsatz und effektive Schmierstofftemperatur von der Zeit ab. Wenn sich Lagerkraft und effektive Winkelgeschwindigkeit periodisch ändern, wie z. B. in Lagern von Kolbenmaschinen, zeigt die Verlagerungsbahn des Wellenmittelpunktes einen geschlossenen Verlauf.

Zur Berechnung von instationär belasteten Radialgleitlagern wird die Reynoldssche Differentialgleichung (Gl. (1)) auf der rechten Seite um das Glied $12\partial h/\partial t$ erweitert, denn neben den Drehbewegungen treten hier auch Verdrängungsbewegungen in radialer Richtung auf. Zur Lösung der Differentialgleichung kann z. B. das Verfahren der überlagerten Traganteile eingesetzt werden [7, 8]. Zur Berechnung der Wellenmittelpunktsbahn wird dabei häufig auf Näherungsfunktionen nach [9] für die Sommerfeldzahl der Drehung So_D und die der Verdrängung So_V zurückgegriffen. Bei periodischer Lagerbelastung wird die Iteration solange durchgeführt, bis sich eine geschlossene Verlagerungsbahn ergibt.

5.2.3 Stationär belastete Axialgleitlager

Plain thrust bearings under steady state conditions

Der zur hydrodynamischen Druckentwicklung erforderliche konvergierende Spalt wird bei Axialgleitlagern dadurch erzeugt, daß beispielsweise Keilflächen in feststehende Spurplatten eingearbeitet oder mehrere unabhängig voneinander kippbewegliche Gleitschuhe (segment- oder kreisförmig) eingesetzt werden, bei denen sich, je nach Wahl der Unterstützungsstelle, der Lagerkonstruktion und der Betriebsbedingungen, die kleinste Schmierspalthöhe am Schmierspaltaustritt oder kurz davor selbständig einstellt, **Bild 6**, **Bild 7** und **Bild 8**. Zwischen den Lagersegmenten angeordnete Freiräume dienen der Schmierstoffzufuhr. Mittig unterstützte Gleitschuhe sind für beide Drehrichtungen geeignet, weisen aber gegenüber den im optimalen Bereich abgestützten Gleitschuhen eine geringere Tragfähigkeit und eine höhere Reibung auf. Bei Kippsegmentlagern wirken sich im Betrieb auftretende Verformungen der Gleitschuhe aufgrund von Schmierfilmdrücken und Temperaturunterschieden zwischen Gleitschuhober- und -unterseite tragfähigkeitsmindernd, aber reibungssenkend aus.

Die Auswahl der Lagerbauart hängt von den Betriebsbedingungen ab. Bei hohen Flächenpressungen und häufigem An- und Auslaufen unter Last sind Kippsegmentlager zu bevorzugen, da sich die Keilneigung, den Betriebsbedingungen entsprechend, selbständig einstellt und die Segmente im Stillstand parallel zur Spurscheibe stehen. Um bei Segmentlagern mit fest eingearbeiteten Keilflächen im Stillstand das Gewicht des Rotors und eventuell eine zusätzliche Lagerkraft aufnehmen zu können, sollte bei allen Lagersegmenten eine Rastfläche vorgesehen werden.

Nachfolgend werden Kippsegmentlager (**Bild 7**) und Segmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen (**Bild 8**) behandelt. Bei letzteren soll das Verhältnis von Keilflächenlänge l_{wed} zu Segmentlänge L den optimalen Wert $l_{wed}/L = 0{,}75$ aufweisen [10]. Es wird außerdem davon ausgegangen, daß die Oberflächen eben sind und sich im Betrieb nicht verformen. Wenn die Reynoldszahl $Re = \varrho U h_{min}/\eta_{eff}$ für Keilspalte mit $h_{min}/C_{wed} = 0{,}8$ Werte größer als die kritische Reynoldszahl $Re_{cr} = 600$ aufweist, liegen turbulente Strömungsverhältnisse vor. Das nachfolgend beschriebene Berechnungsverfahren ist für turbulente Strömung im Schmierspalt nur begrenzt anwendbar.

Unterstützungsstelle

Bei Kippsegmentlagern werden durch die Wahl des relativen Abstands der Unterstützungsstelle $a_F^* = a_F/L$ vom Spalteintritt in Bewegungsrichtung und der relativen Lagerbreite B/L sowohl die bezogene minimale Schmierfilmdicke h_{min}/C_{wed} als auch die Tragfähigkeits-, Reibungs- und Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl festgelegt. Diese Werte ändern sich auch bei wechselnden Betriebsbedingungen nicht im Gegensatz zu Segmentlagern mit fest eingearbeiteten Keilflächen, bei de-

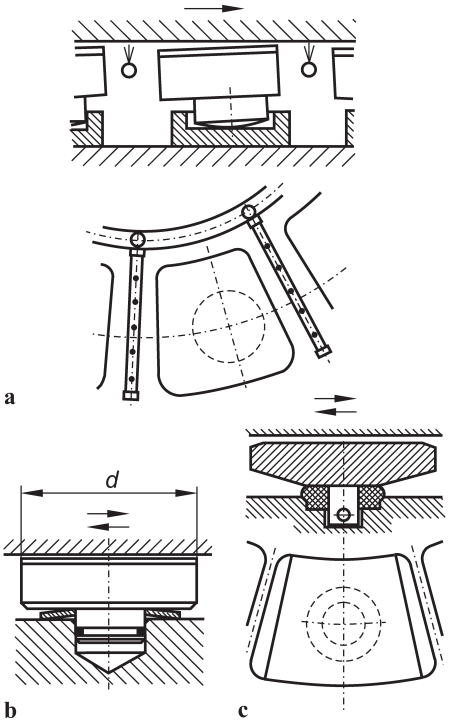


Bild 6a–c. Ausführungsvarianten für Axialgleitlager. **a** Kippbeweglicher segmentförmiger Gleitschuh für eine Drehrichtung mit starrer kugelförmiger Abstützung und Schmierölversorgung mittels Einspritzung zwischen den Gleitschuhen; **b** kippbeweglicher kreisförmiger Gleitschuh für gleichbleibende und wechselnde Drehrichtung mit elastischer Abstützung über eine Tellerfeder (d Durchmesser des Kreisgleitschuhs); **c** kippbeweglicher segmentförmiger Gleitschuh für gleichbleibende und wechselnde Drehrichtung mit elastischer Abstützung

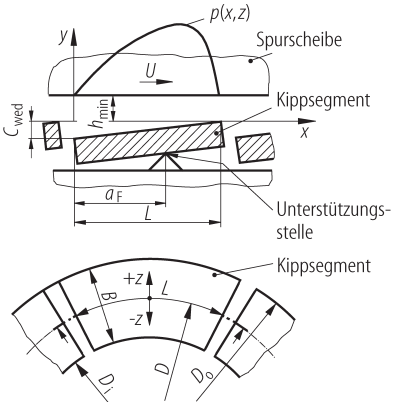


Bild 7. Axialkippsegmentlager (schematisch) mit Druckverteilung. $p(x, z)$ Druckverteilung im Schmierfilm, U Gleitgeschwindigkeit auf dem mittleren Gleitdurchmesser, D mittlerer Gleitdurchmesser, D_i Innendurchmesser der Gleitfläche, D_o Außendurchmesser der Gleitfläche, B Segmentbreite, L Segmentlänge in Umfangsrichtung, a_F Abstand der Unterstützungsstelle vom Spalteintritt in Umfangsrichtung, C_{wed} Keiltiefe, h_{min} kleinste Schmierspalthöhe, x, y und z Koordinaten

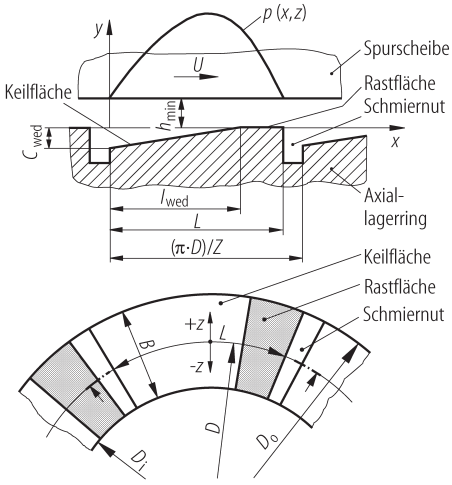


Bild 8. Axialsegmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen (schematisch) mit Druckverteilung. $p(x, z)$ Druckverteilung im Schmierfilm, U Gleitgeschwindigkeit auf dem mittleren Gleitdurchmesser, D mittlerer Gleitdurchmesser (mittlerer Tragringdurchmesser), D_o Tragringaußendurchmesser, D_i Tragringinnendurchmesser, B Segmentbreite, L Segmentlänge in Umfangsrichtung, l_{wed} Keillänge, C_{wed} Keiltiefe, h_{min} kleinste Schmierspalthöhe, x, y und z Koordinaten

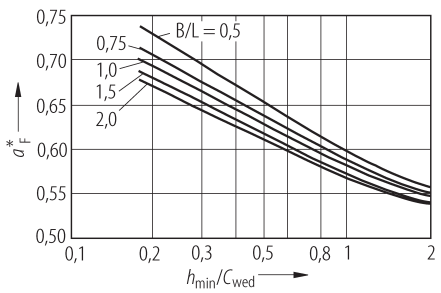


Bild 9. Bezogene Unterstützungsstelle a_F^* für Axialkippsegmentlager in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed} nach DIN 31 654

nen sich neben der bezogenen minimalen Schmierfilmdicke (anderes h_{min}) auch alle anderen Kennzahlen den wechselnden Bedingungen anpassen. Die Lage der Unterstützungsstelle a_F^* sollte anhand von **Bild 9** so gewählt werden, daß $h_{min}/C_{wed} = 0,5$ bis 1,2 (optimal 0,8) beträgt, wenn hohe Tragfähigkeit gewünscht wird, oder daß h_{min}/C_{wed} Werte von 0,25 bis 0,4 aufweist, wenn hoher Schmierstoffdurchsatz zur Kühlung benötigt wird.

Tragfähigkeit

Die Tragfähigkeit von Axialkippsegmentlagern wird durch die dimensionslose Tragkraftkennzahl F^* bestimmt:

$$F^* = \bar{p} h_{min}^2 / (\eta_{eff} UL). \quad (18)$$

Da bei Segmentlagern mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen zu Beginn der Auslegung weder h_{min} noch η_{eff} und F^* bekannt sind und um eine zweifache Iteration über h_{min} und T_{eff} zu vermeiden, wird F^* nach DIN 31 653 zur Tragkraftkennzahl für Segmentlager F_B^* modifiziert:

$$F_B^* = F^*(C_{wed}/h_{min})^2 = \bar{p}C_{wed}^2/(\eta_{eff}UL). \quad (19)$$

F^* und F_B^* sind im **Bild 10** bzw. **Bild 11** dargestellt, und zwar abhängig von h_{min}/C_{wed} und dem Verhältnis von Segmentbreite zu Segmentlänge B/L. Für die Segmente werden Werte von $B/L = 0,75$ bis 1,5 (meist $B/L \approx 1,0$) gewählt. Größere B/L-Werte wirken sich i. allg. günstig auf das Temperaturniveau im Schmierfilm aus.

Die spezifische Lagerbelastung $\bar{p}$ berechnet sich aus $\bar{p} = F/(ZBL)$ mit der Segmentanzahl Z, wobei diese je nach Lagergröße i. allg. zwischen $Z = 4$ und $Z = 12$ liegt. $\bar{p}$ sollte kleiner als $\bar{p}_{lim}$ aus **Anh. G 5 Tab. 1** sein ($\bar{p} < \bar{p}_{lim}$). Sind die Lagerabmessungen bei der Auslegung noch frei wählbar, wird nach Festlegung von B/L und Z die Segmentlänge L überschlagsmäßig mit $L \geq \sqrt{F/[\bar{p}_{lim}Z(B/L)]}$ dimensioniert. Der mittlere Gleitdurchmesser D ergibt sich aus $D = ZL/(\pi\phi)$ mit dem Ausnutzungsgrad der Gleitfläche $\phi = ZBL/(\pi DB) \leq 0,8$. Ausnutzungsgrade kleiner als $\phi = 0,8$ senken in der Regel die Lagertemperatur ab. Mit der Winkelgeschwindigkeit der Spurscheibe ω wird die mittlere Gleitgeschwindigkeit U aus $U = (D/2)\omega$ bestimmt. Bei vorgegebenem Schmierstoff und bekannter oder geschätzter effektiver Schmierstofftemperatur im Schmierfilm T_{eff} kann die effektive Schmierstoffviskosität η_{eff} mit Gl. (6) berechnet werden. Bei Wahl von a_F^* kann unter Berücksichtigung von B/L aus **Bild 9** h_{min}/C_{wed} abgelesen und danach mit dieser Größe aus **Bild 10** F^* entnommen werden. Nun liegen alle Größen vor, um für Kippsegmentgleitlager die minimale Schmierfilmdicke h_{min} aus $h_{min} = \sqrt{F^*\eta_{eff}UL/\bar{p}}$ ermitteln zu können.

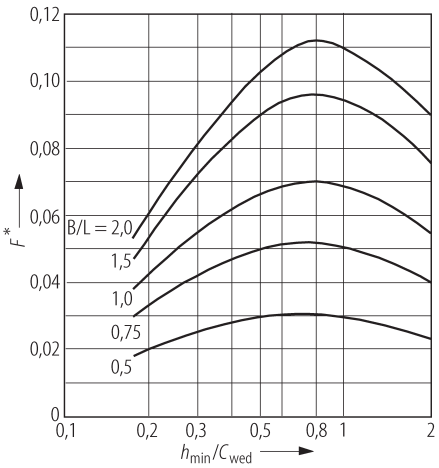


Bild 10. Tragfähigkeitskennzahl F^* für Axialkippsegmentlager in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed} nach DIN 31 654

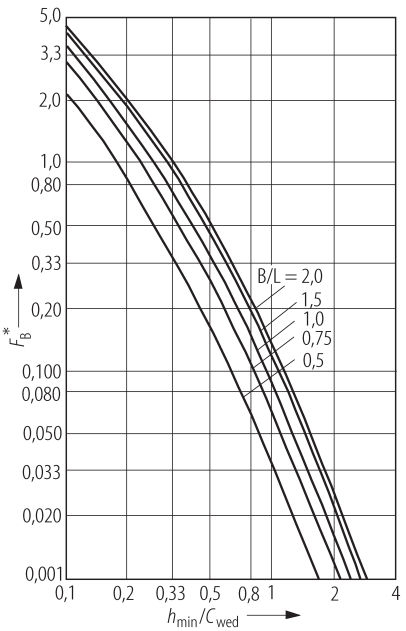


Bild 11. Tragfähigkeitskennzahl F_B^* für Axialsegmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed} nach DIN 31 653

Bei Segmentlagern mit eingearbeiteten Keil- und Rastflächen wird unter Vorgabe einer herzustellenden Keiltiefe C_{wed} mit den zuvor diskutierten Größen zunächst F_B^* mit Gl. (19) bestimmt und dann aus **Bild 11** h_{min}/C_{wed} abgelesen, woraus h_{min} abgeleitet wird. Ein verschleißfreier Betrieb erfordert, daß $h_{min} > h_{lim}$ nach **Anh. G 5 Tab. 6** ist. Richtwerte für die mindestzulässige Schmierfilmdicke im Betrieb h_{lim} können nach DIN 31 653 und DIN 31 654 auch aus der Beziehung $h_{lim} = C\sqrt{UDF_{st}/F} \cdot 10^{-5}$ gewonnen werden mit U in m/s, D in m und der im Stillstand auftretenden Belastung F_{st} in N. Wenn $h_{lim} \leq 1,25\,h_{lim,\,tr}$ wird, so ist die Beziehung $h_{lim} = 1,25\,h_{lim,\,tr}$ zu verwenden, wobei $h_{lim,\,tr}$ die minimale Schmierfilmdicke für den Übergang von Misch- zur Flüssigkeitsreibung darstellt und aus $h_{lim,\,tr} = C\sqrt{DR_Z/12\,000}$ berechnet wird mit dem mittleren Gleitdurchmesser D und der gemittelten Rauhtiefe der Spurscheibe R_z jeweils in m. In den Beziehungen für h_{lim} und $h_{lim,\,tr}$ ist für Kippsegmentlager $C = 1$ und für Segmentlager $C = 2$ zu setzen.

Reibung

Die Reibungsverluste von Axialkippsegmentlagern lassen sich mit Hilfe der Reibungskennzahl f^* erfassen:

$$f^* = f\bar{p}\,h_{min}/(\eta_{eff}\,U). \quad (20)$$

Für Segmentlager gilt entsprechend:

$$f_B^* = f^*(C_{wed}/h_{min}) = f\,\bar{p}C_{wed}/(\eta_{eff}\,U). \quad (21)$$

Die Kennzahlen f^* und f_B^* sind im **Anh. G 5 Bild 3** bzw. **Anh. G 5 Bild 4** aufgezeichnet.

Für die Reibungsleistung ergibt sich bei Kippsegmentlagern $P_f = f^*\eta_{eff}U^2ZBL/h_{min}$ und bei Segmentlagern $P_f = f_B^*\eta_{eff}\,U^2\,ZBL/C_{wed}$.

Schmierstoffdurchsatz

Von dem an jedem Segment mit der Temperatur T_1 in den Schmierspalt eintretenden Schmierstoffstrom Q_1/Z wird an beiden Seiten der Segmente infolge des hydrodynamischen Druckaufbaus jeweils der Teil $Q_3/(2\,Z)$ mit der Temperatur $(T_1 + T_2)/2$ wieder herausgefördert. Der Rest Q_2/Z verläßt den Spalt am Austritt mit der Temperatur T_2, **Bild 12**. Für das gesamte Lager folgt daraus: $Q_1 = Q_2 + Q_3$ mit $Q_1 = Q_1^*Q_0$, $Q_3 = Q_3^*Q_0$, $Q_2 = Q_1 - Q_3$ und $Q_0 = ZBh_{min}\,U$. Die bezogenen Größen Q_1^* und Q_3^* können **Anh. G 5 Bild 5** für Kippsegmentlager und **Anh. G 5 Bild 6** für Segmentlager entnommen werden. Die zur hydrodynamischen Lastübertragung mindestens erforderliche Schmierstoffmenge für das Lager ergibt sich aus Q_1.

Wärmebilanz

Drucklos geschmierte Axialgleitlager leiten die im Schmierfilm durch Reibung entstehende Wärme überwiegend durch

Konvektion ab. Für die sich einstellende Lagertemperatur T_B gilt damit

$$T_B = P_f/(k_A \cdot A) + T_{amb}. \quad (22)$$

Der äußere Wärmeübergangskoeffizient k_A wird wie bei den Radiallagern berechnet. Die wärmeabgebende Fläche A kann nach DIN 31653 und DIN 31654 bei Axiallagern mit zylindrischen Lagergehäusen aus $A \approx (\pi/2)D_H^2 + \pi D_H B_H$ (Bezeichnungen wie bei den Radiallagern) und bei Lagern im Maschinenverband aus $A \approx (15 \text{ bis } 20)\,ZBL$ bestimmt werden. Die effektive Schmierfilmtemperatur T_{eff} entspricht bei Kühlung mit Konvektion der Lagertemperatur T_B, d. h. $T_{eff} = T_B$.

Bei der Wärmeabfuhr durch *Umlaufschmierung* mit Schmierstoffrückkühlung werden meistens die Erwärmung $\Delta T = T_{en} - T_{ex}$ und die Eintrittstemperatur T_{en} des zuzuführenden frischen Schmierstoffs vorgegeben. Dabei sollte die Temperaturdifferenz ΔT zwischen der Schmierstofftemperatur am Eintritt ins Lager T_{en} und derjenigen am Austritt aus dem Lager T_{ex} ungefähr $\Delta T = 10$ *bis* 30 °C betragen. Bestimmt werden muß dann noch der erforderliche Durchsatz von frischem Schmierstoff durch das Lager Q, die effektive Schmierstofftemperatur im Schmierfilm T_{eff} und die Schmierstofftemperatur am Austrittsspalt T_2, die der Lagertemperatur T_B entspricht, d. h. $T_2 = T_B$. Q kann ermittelt werden aus

$$Q = Q^* Q_0 = P_f/(c_p \varrho \Delta T) \quad (23)$$

mit dem bezogenen Schmierstoffdurchsatz des Lagers $Q^* = f^* \bar{p}/(F^* c_p \varrho \Delta T)$ für Kippsegmentlager und $Q^* = f_B^* \bar{p}/[F_B^* c_p \varrho \Delta T (h_{min}/C_{wed})]$ für Segmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen. Für T_{eff} und T_2 folgen aus **Bild 13**:

$$T_{eff} = T_{en} + \Delta T_1 + \Delta T_2/2 \quad (24)$$

und

$$T_2 = T_{en} + \Delta T_1 + \Delta T_2. \quad (25)$$

Mit Hilfe von **Bild 12** kann nach [11] für die Temperaturerhöhung des Schmierstoffs im Spalt ΔT_2 die Beziehung $\Delta T_2 = T_2 - T_1 = \Delta T Q^*/(Q_1^* - 0{,}5 Q_3^*)$ abgeleitet werden und für die Temperaturdifferenz $\Delta T_1 = T_1 - T_{en}$ zwischen der Schmierstofftemperatur am Spalteintritt T_1 und der Temperatur des frisch zugeführten Schmierstoffs T_{en} die Gleichung

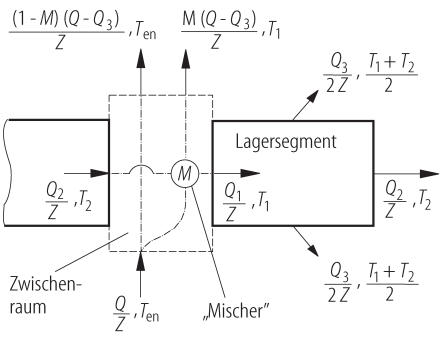


Bild 12. Schmierstoffdurchsatz- und Wärmebilanz in Zwischenräumen und Schmierspalten (schematisch) von hydrodynamischen Axialgleitlagern mit Segmenten nach [11]. Z Anzahl der Segmente, Q Schmierstoffdurchsatz durchs Lager, Q_1 Schmierstoffdurchsatz am Spalteintritt, Q_2 Schmierstoffdurchsatz am Spaltaustritt, Q_3 Schmierstoffdurchsatz an den Seitenrändern, M Mischungsfaktor, T_{en} Schmierstofftemperatur am Eintritt ins Lager, T_1 Schmierstofftemperatur am Spalteintritt, T_2 Schmierstofftemperatur am Spaltaustritt

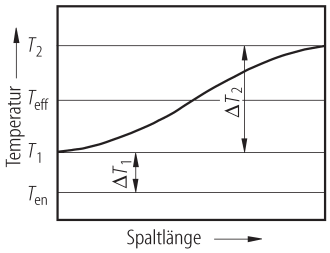


Bild 13. Temperaturverlauf im Schmierfilm (schematisch) von Axialgleitlagern mit Segmenten. T_{en} Schmierstofftemperatur am Eintritt ins Lager, T_1 Schmierstofftemperatur am Spalteintritt, T_2 Schmierstofftemperatur am Spaltaustritt, T_{eff} effektive Schmierstofftemperatur, ΔT_1 Temperaturdifferenz zwischen T_1 und T_{en}, ΔT_2 Temperaturdifferenz zwischen T_2 und T_1

$\Delta T_1 = \Delta T_2 (Q_1^* - Q_3^*)/[MQ^* + (1-M)Q_3^*]$. Der Mischungsfaktor M, der zwischen $M = 0$ (keine Mischung) und $M = 1$ (vollkommene Mischung) variieren kann, berücksichtigt Mischungsvorgänge in den Zwischenräumen, **Bild 12**. Erfahrungsgemäß liegt der Mischungsfaktor zwischen $M = 0{,}4$ und 0,6. Er hängt von den Betriebsbedingungen, den konstruktiven Gegebenheiten, dem Schmierstoff und der Art der Schmierstoffzufuhr ab [12].

Zum Schluß muß überprüft werden, ob T_B (bei Konvekton) bzw. T_2 (bei Umlaufschmierung) kleiner als die höchstzulässige Lagertemperatur T_{lim} nach **Anh. G 5 Tab. 5** ist. Wie bei den Radiallagern sind auch bei den Axiallagern im Berechnungsablauf zur Bestimmung von T_{eff} am Anfang häufig nur T_{amb} und T_{en} bekannt. Zunächst wird daher je nach Wärmeabgabebedingung T_B bzw. T_{eff}^* geschätzt. Aus der Wärmebilanz ergibt sich dann ein neuer Wert für T_B bzw. T_{eff}, der durch Mittelwertbildung mit dem zuvor zugrunde gelegten Temperaturwert solange iterativ korrigiert wird, bis in der Rechnung die Differenz zwischen Ein- und Ausgabewert akzeptabel ist.

Betriebssicherheit

Betriebssicherheit wird erreicht, wenn die errechneten Betriebskennwerte h_{min}, T_B bzw. T_2 und $\bar{p}$ die entsprechenden zulässigen Betriebsrichtwerte nicht unter- bzw. überschreiten. Wenn $h_{min} < h_{lim,\,tr}$ wird, tritt Mischreibung auf und damit verbunden Verschleiß. Um das Mischreibungsgebiet beim An- und Auslaufen möglichst schadensfrei zu durchfahren, sollten für die mittlere Gleitgeschwindigkeit für den Übergang in die Mischreibung U_{tr} Werte größer als $U_{tr} = 1{,}5$ bis 2 m/s vermieden werden, da sonst unzulässig hohe Temperaturen im Schmierfilm und den Gleitflächen auftreten können. Für Kippsegmentlager ergibt sich U_{tr} aus $U_{tr} = \bar{p} h_{min,\,tr}^2/(\eta_{eff} F^* L)$ und für Segmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen aus $U_{tr} = \bar{p}\, C_{wed}^2/(\eta_{eff} F_{B,tr}^* L)$, wobei $F_{B,tr}^*$ aus **Bild 11** mit $h_{min}/C_{wed} = h_{min,\,tr}/C_{wed}$ und B/L gewonnen wird. Bei Lagern mit konstanter Last sollte der Auslegungspunkt weit genug oberhalb von U_{tr} liegen. Treten nur drehzahlabhängige Belastungen auf (z. B. Strömungskräfte beim Ventilator mit waagerechter Welle), kommt Mischreibung erst bei hohen Drehzahlen vor, da die Belastung schneller ansteigt als die Tragfähigkeit des Lagers. Hier sollte $U < U_{tr}$ sein. Ferner gibt es Anwendungsfälle, bei denen neben einer konstanten Axialkraft noch ein drehzahlabhängiger Anteil dazu addiert werden muß (z. B. bei Wasserturbinen mit senkrechter Welle). Dann existieren ein unterer und ein oberer Mischreibungsbereich. U sollte weit genug entfernt von beiden liegen.

5.2.4 Mehrgleitflächenlager
Multi-lobed and tilting pad journal bearings

Leichtbelastete und schnellaufende Wellen (z. B. in Schleifspindeln, Gas- und Dampfturbinen, Turboverdichtern, Turbogetrieben usw.) neigen in zylindrischen Radialgleitlagern zu instabilem Laufverhalten. Bei Mehrgleitflächenlagern mit drei und mehr Gleitflächen tritt dieses Problem i. allg. nicht auf, da sie selbst im unbelasteten Zustand bei zentrischer Wellenlage mehrere konvergierende Spalte am Umfang aufweisen, die bei Wellendrehung zur Bildung von annähernd gleichen stabilisierenden Druckverteilungen führen. Die am Umfang verteilten Druckberge bleiben auch unter Last, allerdings in geänderter, an die Last angepaßter Form erhalten, wobei deren Tragkräfte sich geometrisch addieren und der Lagerkraft das Gleichgewicht halten, **Bild 14**. Dadurch wird einerseits eine gute Führungsgenauigkeit erreicht, andererseits aber die Tragfähigkeit verringert und eine erhöhte Reibungsleistung erzeugt. Eine umlaufende Lagerkraft kann bei Mehrgleitflächenlagern Schwingungen anregen, da die Lagersteifigkeit richtungsabhängig ist, **Bild 14**. Um bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten die Lagertemperaturen von vollumschließenden Lagern im zulässigen Bereich zu halten, sind relativ große Spiele erforderlich, die jedoch den Übergang zu turbulenter Strömung begünstigen. Mit Radial-Kippsegmentlagern (**Bild 15**) können die hohen Reibungsverluste und die Lagertemperaturen verringert werden, da sie die Welle nur teilweise umschließen und kälterer Schmierstoff in den Schmierspalt gelangen kann. Außerdem sind sie bei punktförmiger Abstützung unempfindlich gegen Schiefstellungen der Welle. Die Anwendung eines Radialgleitlagers mit Kippsegmenten bei vertikaler Wellenanordnung ist im **Bild 16** zu sehen.

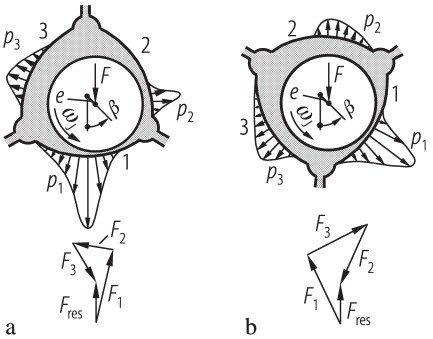


Bild 14a, b. Vollumschlossene Mehrgleitflächenlager mit Druckverteilungen und Kräftegleichgewichten (schematisch). **a** Kraftrichtung mittig auf die Gleitfläche; **b** Kraftrichtung auf Ölversorgungsnut; F Lagerkraft, ω_1 Winkelgeschwindigkeit der Welle, e Exzentrizität, β Verlagerungswinkel (Winkel zwischen der Lage der Wellenzapfen-Exzentrizität e und der Lastrichtung), p_1 bis p_3 Druckverteilungen an den entsprechenden Gleitflächen, F_1 bis F_3 Tragkräfte aus den Druckverteilungen, F_{res} Tragkraft des Lagers

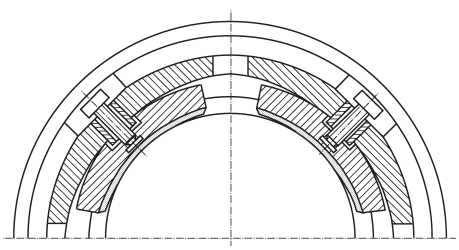


Bild 15. Radialgleitlager mit Kippsegmenten (Sartorius, Göttingen)

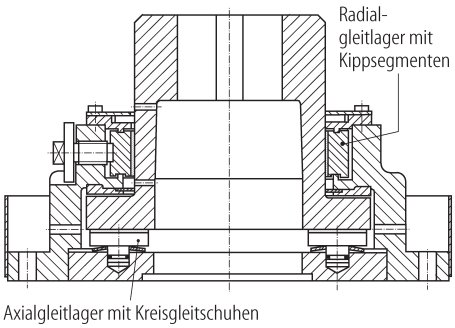


Bild 16. Vertikallager-Einsatz mit einem Radialgleitlager aus einzeln einstellbaren Kippsegmenten und einem Axiallager aus kippbeweglichen Kreisgleitschuhen (Renk, Hannover)

5.3 Hydrostatische Anfahrhilfen
Hydrodynamic bearings with hydrostatic jacking systems

Wenn bei hydrodynamischen Gleitlagern häufiges Anfahren unter hoher Startlast ($\bar{p} > 2,5$ bis $3\,\mathrm{N/mm^2}$), Trudelbetrieb mit niedrigen Drehzahlen oder sehr lange Auslaufzeiten auftreten, kann der Einsatz von hydrostatischen Anfahrhilfen empfehlenswert sein. Hierzu werden eine oder günstiger zwei Schmiertaschen (bessere radiale Wellenführung) in der unteren Lagerschale im Kontaktbereich mit der Welle eingebracht, die mit einem unter Druck stehenden Schmierstoff von einer externen Pumpe mit einem Pumpendruck von max. 200 bar beim Anheben und von ca. 100 bar beim Halten der Welle versorgt werden.

5.4 Berechnung hydrostatischer Gleitlager
Calculation of hydrostatic bearings

Bei hydrostatischen Gleitlagern wird der zum Tragen erforderliche Druck im Schmierspalt von einer externen Pumpe erzeugt. Der unter Druck stehende Schmierstoff kann den Schmiertaschen im Lager mit jeweils einer Pumpe pro Tasche oder mit einer Pumpe für alle Schmiertaschen und jeweils einer Drossel (Kapillare, Blende usw.) vor jeder Tasche zugeführt werden. Die Schmierspalthöhe im Lager stellt sich entsprechend der Belastung ein.

5.4.1 Hydrostatische Radialgleitlager
Hydrostatic journal bearings

Es werden Lager mit und ohne Zwischennuten zwischen den Schmiertaschen hergestellt. Nachfolgend werden Lager mit Zwischennuten (**Bild 17**) behandelt, die z. B. bei schnelldrehenden Wellen eingesetzt werden.
Für die Berechnung, die sich an DIN 31 656 anlehnt, wird auf die Bezeichnungen in **Bild 17** verwiesen. Es gelten folgende Voraussetzungen: Lastrichtung mittig auf Schmiertasche, konstanter Pumpendruck p_{en}, Kapillare vor jeder Tasche, Drosselverhältnis $\xi = 1$, relative Exzentrizität $\varepsilon < 0,4$. Für die effektive Tragkraftkennzahl F^*_{eff} gilt:

$$F^*_{eff} = \pi F / (Z b_c b_{ax} p_{en}) \tag{27}$$

mit Z als Anzahl der Schmiertaschen. Die minimale Schmierfilmdicke h_{min} kann berechnet werden aus

$$h_{min} = C_R (1 - \varepsilon) \tag{28}$$

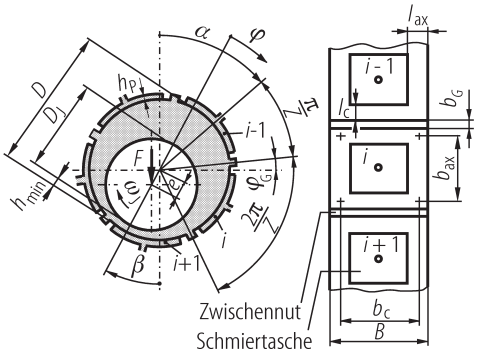


Bild 17. Hydrostatisches Radialgleitlager mit Zwischennuten (schematisch). F Lagerkraft, ω_J Winkelgeschwindigkeit der Welle, e Exzentrizität, β Verlagerungswinkel, Z Anzahl der Schmiertaschen, α Stellwinkel der 1. Tasche bezogen auf Taschenmitte, B Lagerbreite, D Lagerdurchmesser, D_J Wellendurchmesser, h_{min} kleinste Spalthöhe, h_P Schmiertaschentiefe, l_{ax} axiale Steglänge, l_c Umfangssteglänge, b_G Zwischennutbreite, $\varphi_G = l_c/D + b_G/D$ halber Umfangswinkel von l_c und b_G, $b_{ax} = [(\pi/Z) - \varphi_G]D$ Abströmbreite in axialer Richtung, $b_c = B - l_{ax}$ Abströmbreite in Umfangsrichtung

mit $C_R = (D - D_J)/2$ als radiales Lagerspiel. Die relative Exzentrizität ε folgt aus

$$\varepsilon = 0{,}4\, F^*_{eff}/[(F^*_{eff}/F^*_{eff,0})(\varepsilon = 0{,}4) \cdot F^*_{eff,0}(\varepsilon = 0{,}4)]$$

mit der effektiven Tragkraftkennzahl $F^*_{eff,0}(\varepsilon = 0{,}4)$ für $\omega_J = 0$ aus **Anh. G 5 Bild 7** und dem Tragkraftkennzahlenverhältnis $(F^*_{eff}/F^*_{eff,0})(\varepsilon = 0{,}4)$ aus **Anh. G 5 Bild 8**. Darin bedeuten $\varkappa = l_{ax}\, b_c/(l_c b_{ax})$ das Widerstandsverhältnis und $K_{rot,\,nom} = [\varkappa/(1+\varkappa)]\,\xi\,\pi_f (l_c/D)$ die nominelle Dreheinflußkennzahl mit dem bezogenen Reibungsdruck $\pi_f = \eta_B \omega_J/(p_{en}\psi^2)$, wobei die dynamische Schmierstoffviskosität im Lager η_B aus Gl. (6) und das relative Lagerspiel aus $\psi = 2\,C_R/D$ berechnet werden. Der Schmierstoffdurchsatz Q läßt sich unter der Annahme, daß $Q^*(\varepsilon < 0{,}5) \approx Q^*(\varepsilon = 0)$ ist, folgendermaßen bestimmen:

$$Q = Q^* C_R^3\, p_{en}/\eta_B \quad \text{mit} \tag{29}$$

$$Q^* = (Z/6)\{[1/(1+\xi)]\,(B/D)[(\varkappa+1)/\varkappa] \cdot [1 - (l_{ax}/B)]/(l_c/D)\}$$

als der Schmierstoffdurchsatzkennzahl. In dieser Gleichung ist $1/(1+\xi) = (p_{P,0}/p_{en})$ mit dem Taschendruck $p_{P,0}$ bei $\varepsilon = 0$ und dem Drosselverhältnis $\xi = R_{cp}/R_{P,0}$, wobei sich der Strömungswiderstand der Kapillare R_{cp} aus $R_{cp} = 128\eta_{cp}\, l_{cp}(1+a)/(\pi d^4_{cp})$ mit der dynamischen Schmierstoffviskosität in der Kapillare η_{cp} nach Gl. (6), der Länge und dem Durchmesser der Kapillare l_{cp} und d_{cp} und dem Trägheitsanteil des Strömungswiderstandes $a = 0{,}135\,\varrho Q/(\eta_{cp} l_{cp} Z)$ mit der Dichte ϱ des zugeführten Schmierstoffs berechnen läßt und der Strömungswiderstand einer Tasche $R_{P,0}$ bei $\varepsilon = 0$ der Gleichung $R_{P,0} = 6\eta_B l_{ax}/(b_{ax}\, C_R^3[1+\varkappa])$ genügt. Die Pumpenleistung beträgt ohne Berücksichtigung des Pumpenwirkungsgrades

$$P_p = Q\, p_{en} = Q^*\, p^2_{en} C_R^3/\eta_B. \tag{30}$$

Die Reibungsleistung P_f folgt aus

$$P_f = P^*_f \eta_B\, \omega_J^2\, B D^3/(4 C_R) \tag{31}$$

mit der Reibungsleistungskennzahl P^*_f aus der Beziehung $P^*_f = \pi A^*_{lan}\{(1/\sqrt{1-\varepsilon^2}) + (4C_R/h_P)[(1/A^*_{lan}) - 1]\}$ in der $A^*_{lan} = (2/\pi)\{\pi(l_{ax}/B) + Z(l_c/D)[1 - 2(l_{ax}/B)] - Z(l_{ax}/B)(b_G/D)\}$ die bezogene Stegfläche bedeutet. Für die aufzubringende Gesamtleistung p_{tot} gilt dann

$$P_{tot} = P_p + P_f. \tag{32}$$

Die Gesamtleistung läßt sich minimieren, wenn für das Leistungsverhältnis $P^* = P_f/P_p$ ungefähr $P^* = 2$ gesetzt und die Bedingung

$$\pi_f = \eta_B \omega/(p_{en}\psi^2) = (1/2)\sqrt{P^* Q^*/[P^*_f (B/D)]}$$

eingehalten wird. So weist z. B. ein Lager mit $Z = 4$; $B/D = 1$; $\varepsilon = 0{,}4$; $h_P = 40\,C_R$; $\alpha = 0$; $b_G/D = 0{,}05$; $P^* = 2$ und $l_{ax}/B = 0{,}1$ eine optimierte Umfangssteglänge von $l_c/D = 0{,}1$ auf und die dazugehörigen Kenngrößen lauten:

$\varkappa = 1{,}416$; $F^*_{eff} = 0{,}3927$; $\pi_f = 1{,}288$; $P^*_f = 1{,}531$; $Q^* = 5{,}08$

und $P^*_{tot} = P_{tot}/(F\omega C_R) = 10{,}349$.

5.4.2 Hydrostatische Axialgleitlager

Hydrostatic thrust bearings

Es soll hier ein Mehrflächen-Axiallager mit Schmiertaschen und Kapillaren als Drosseln vorgestellt werden. Für die Berechnung gelten die in **Bild 18** angegebenen Bezeichnungen. Es wird angenommen, daß bei der Bestimmung der Tragkraft und des Schmierstoffdurchsatzes die Scher- gegenüber der Druckströmung vernachlässigt werden kann (gültig für kleine Umfangsgeschwindigkeiten). Außerdem bleiben die Tragfähigkeit und die Reibung im Stegbereich zwischen den Schmiertaschen unberücksichtigt.

Die Tragkraft F kann dann näherungsweise bestimmt werden aus

$$F = (Z\varphi_P/16)\,[p_{en}/(1+\xi)]\,[(D_1^2 - D_2^2)/\ln(D_1/D_2) - (D_3^2 - D_4^2)/\ln(D_3/D_4)] \tag{33}$$

mit dem Umfangswinkel der Schmiertasche $\varphi_P = (2\pi/Z) - 2l_c/D$ und dem mittleren Spurplattendurchmesser $D = (D_1 + D_4)/2$. Der Schmierstoffdurchsatz Q ergibt sich aus

$$Q = (Z\varphi_P/12)\,(h^3_{min}/\eta_B)\,[p_{en}/(1+\xi)]\,[1/\ln(D_1/D_2) + 1/\ln(D_3/D_4)]. \tag{34}$$

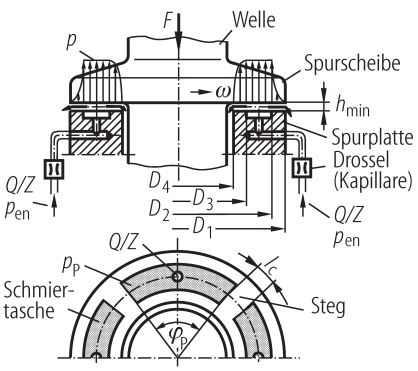


Bild 18. Hydrostatisches Mehrflächen-Axialgleitlager (schematisch). F Lagerkraft, ω Winkelgeschwindigkeit der Spurscheibe, p Druckverteilung, p_P Taschendruck, p_{en} Zuführdruck (Pumpendruck), φ_P Umfangswinkel der Schmiertasche, Z Anzahl der Schmiertaschen, Q Schmierstoffdurchsatz des Lagers, D_1 Spurplattenaußendurchmesser, D_2 Schmiertaschenaußendurchmesser, D_3 Schmiertascheninnendurchmesser, D_4 Spurplatteninnendurchmesser, l_c Stegbreite in Umfangsrichtung auf dem mittleren Spurplattendurchmesser

Für das Reibungsmoment M_f gilt

$$M_f = (\pi/32)(\eta_B \omega / h_{min})\left(D_1^4 - D_2^4 + D_3^4 - D_4^4\right). \quad (35)$$

Die Reibungsleistung P_f folgt aus $P_f = M_f \omega$ und mit der Pumpenleistung $P_p = p_{en} Q$ kann die Gesamtleistung $P_{tot} = P_f + P_p$ ermittelt werden. Das Drosselverhältnis ξ sollte bei $\xi = 1$ liegen und die Spaltweite h_{min} größer als $h_{lim} = 1,25\sqrt{(DR_z)/3000}$ sein mit D als dem mittleren Spurplattendurchmesser und R_z als der gemittelten Rauhtiefe der Spurscheibe jeweils in m.

5.5 Dichtungen. Bearing seals

An Gleitlagern haben Wellendichtungen die Aufgabe, den Austritt von Öl und Ölnebel zu verhindern bzw. zu minimieren und das Eindringen von Fremdkörpern und Wasser in schädlichen Mengen zu verhüten. Die Art der Dichtung richtet sich nach dem jeweiligen Anwendungsfall. Folgende Dichtungsarten werden serienmäßig eingesetzt: Schneidendichtungen, schwimmende Schneiden- und Spaltdichtungen, einstellbare Kammerdichtungen, Schneidendichtungen mit Zusatzlabyrinth oder mit Zusatzkammer, Dralldichtungen, Weichdichtungen, Filzringe, fettgeschmierte Dichtungen, Spritzringdichtungen usw.

5.6 Wartungsfreie Gleitlager. Dry rubbing bearings

Wartungsfreie Gleitlager zeigen ihre höchste Tragfähigkeit bei kleiner Gleitgeschwindigkeit. Hier können sie oft um ein Vielfaches höher belastet werden als hydrodynamische Gleitlager, die bei niedriger Gleitgeschwindigkeit im Mischreibungsgebiet laufen. Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt die ertragbare spezifische Belastung $\bar{p}$ jedoch ab $\left[\bar{p}U \le (\bar{p}U)_{zul}\right]$, weil durch die zunehmende Reibungswärme die Lagertemperatur unzulässig hoch ansteigen würde. Typische Einsatzbereiche für unterschiedliche wartungsfreie Gleitlager sind in **Bild 19** dargestellt.

Als Lagerbauarten werden beispielsweise Sintergleitlager, metallkeramische Gleitlager, Vollkunststofflager aus Thermoplasten oder Duroplasten, Gleitlager aus Verbundwerkstoffen oder aus Kunstkohle eingesetzt. Der typische Aufbau eines Gleitlagers aus Verbundwerkstoffen ist im **Bild 20** dargestellt.

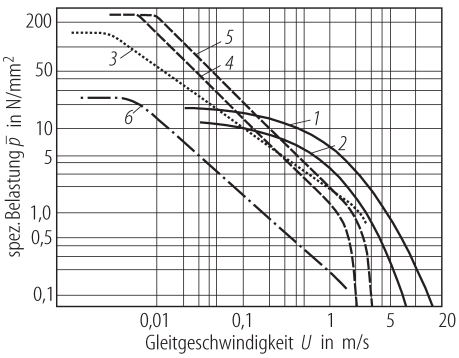


Bild 19. Zulässige Betriebsbereiche für verschiedene wartungsfreie bzw. wartungsarme Gleitlager nach [13]. *1* Gleitlager aus Sinterbronze; *2* Gleitlager aus Sintereisen; *3* metallkeramische Gleitlager; *4* Verbundgleitlager mit Acetatharz; *5* Verbundgleitlager mit PTFE-Schicht; *6* Vollkunststoff-Gleitlager (Polyamid). (Der zulässige Einsatzbereich liegt jeweils unterhalb der Kurve.)

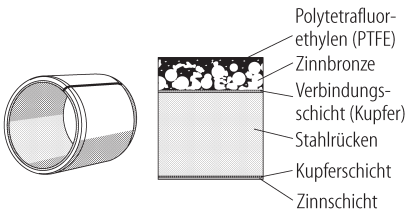


Bild 20. Aufbau eines wartungsfreien Gleitlagers aus Verbundwerkstoffen nach [13]

Wartungsfreie Gleitlager benötigen für die Funktion einen gewissen Verschleiß, um den Festschmierstoff (z. B. PTFE, Graphit) oder den Lagerwerkstoff selbst freizusetzen, wenn dieser als Schmierstoff wirken soll. Der Festschmierstoff wird besonders beim Einlauf auf den Gegenkörper übertragen und setzt dort die Rauheitstäler zu, so daß bei günstigen Bedingungen der Kontaktbereich zwischen Lager und Welle vollständig mit Festschmierstoff ausgefüllt ist. Die Berechnung der wartungsfreien Gleitlager umfaßt die mechanische Belastbarkeit, die Lagertemperatur, wobei die richtige Erfassung der Wärmeabgabebedingungen entscheidend ist, den Verschleiß und damit die Lebensdauer [14]. Anwendung finden wartungsfreie Gleitlager vor allem da, wo ein hydrodynamischer Schmierfilmaufbau wegen niedriger Gleitgeschwindigkeiten nicht möglich, eine hydrostatische Lagerung zu aufwendig oder ein Einsatz von flüssigen Schmierstoffen unerwünscht ist. Für Lager mit oszillierenden Schwenkbewegungen werden in weiten Bereichen des Maschinenbaus auch Gelenklager eingesetzt, die am Innen- und Außenring sphärische Gleitflächen besitzen [15].

5.7 Konstruktive Gestaltung
Design of plain bearings

5.7.1 Konstruktion und Schmierspaltausbildung
Influence of the design on the form of the lubricated gap between bearing and shaft

Die Berechnung hydrodynamischer Radialgleitlager legt eine in axialer Richtung parallele Schmierspaltform zugrunde, **Bild 1**. Durch die sich unter Belastung einstellende Verformung der Welle (Krümmung) und durch Fluchtungsfehler (Schiefstellung) wird in starr angeordneten Lagern die Parallelität des Schmierspaltes gestört, **Bild 21**. Das führt zu Kantentragen (erhöhte Kantenpressung) und zu Tragkraftminderungen, die bei Lagerbreiten $B/D > 0,3$ deutlich spürbar werden. Durch konstruktive Maßnahmen zur Anpassung des Lagers an den Verformungszustand der Welle kann dem entgegengewirkt werden. Grundsätzlich ist das möglich durch Anwendung möglichst kleiner Lagerbreiten. Bei Endlagern, die stärker von Wellenschiefstellungen betroffen sind, kann eine Anpassung aber auch erreicht werden durch elastische Nachgiebigkeit des Lagerkörpers (**Bild 22 a**) oder durch eine kippbewegliche Anordnung, **Bild 22 b**. Bei Mittellagern, bei denen häufiger eine Wellenkrümmung zu Problemen führt, läßt sich das Kantentragen dadurch vermindern, indem die Lagerbohrungsenden leicht konisch erweitert werden (**Bild 22 c**) bzw. die Lagerschale nicht über die ganze Länge im Lagerkörper abgestützt wird, **Bild 22 d** und **e**. Weitere Anpassungen zur Tragfähigkeitssteigerung werden über Einlaufvorgänge erreicht. Bei Axiallagern können Schiefstellungen der Spurplatte durch eine elastische Abstützung der Spurplatte oder der einzelnen Segmente ausgeglichen werden, **Bild 6 b**. Letzteres bewirkt auch ein gleichmäßiges Tragen aller Segmente.

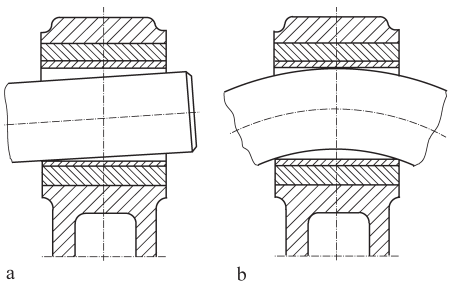


Bild 21 a, b. Kantentragen bei starren Lagerkörpern [16]. **a** Wellenschiefstellung in einem Endlager; **b** Wellenkrümmung in einem Mittellager

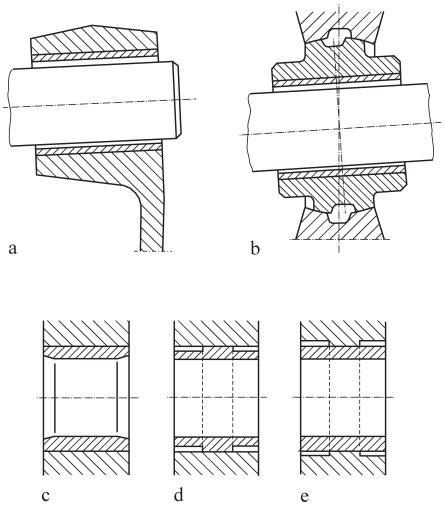


Bild 22 a–e. Konstruktive Maßnahmen zur Minderung des Kantentragens. **a** Elastische Nachgiebigkeit [16]; **b** Kippbeweglichkeit des Lagerkörpers [17]; **c** konische Erweiterung der Lagerbohrungsenden [17]; **d** und **e** elastische Verformung der Lagerbuchse bei verringerter Stützbreite im Lagerkörper [17]

5.7.2 Lagerschmierung. Lubricant supply

Ein Lager muß so konstruiert sein, daß sich der Gleitraum hinreichend mit Schmierstoff versorgen läßt. Das kann geschehen durch feste oder lose Schmierringe (**Bild 23**) oder durch Umlaufschmierung (**Bild 24**). Feste Schmierringe mit Abstreifer (**Bild 23 a**) sind nach VDI 2204 für Geschwindigkeiten von 10 m/s am Ringaußendurchmesser geeignet. Bei höheren Geschwindigkeiten schleudert das Öl ab, und es bildet sich Schaum im Ölvorrat. Bei festen Schmierringen im geschlossenen Ringkanal oder mit geeignetem Ringquerschnitt (**Bild 23 b**) nimmt dagegen die Fördermenge mit steigender Ringgeschwindigkeit zu. Hier liegt der Einsatzbereich nach VDI 2204 bei 14 bis 24 m/s.

Bei losen Schmierringen (**Bild 23 c**) wächst das Fördervolumen zunächst mit steigender Ringgeschwindigkeit an, erreicht ein Maximum und fällt dann wieder ab. Lose Schmierringe können nach VDI 2204 zwischen 10 und 20 m/s eingesetzt werden, wobei die Einsatzgrenze von der Ringform, der Schmierstoffviskosität, der Reibung zwischen Ring und Welle und der Eintauchtiefe abhängig ist. Sie können zwischen 1 und 4 l/min fördern. Die oberen Werte werden aber nur mit

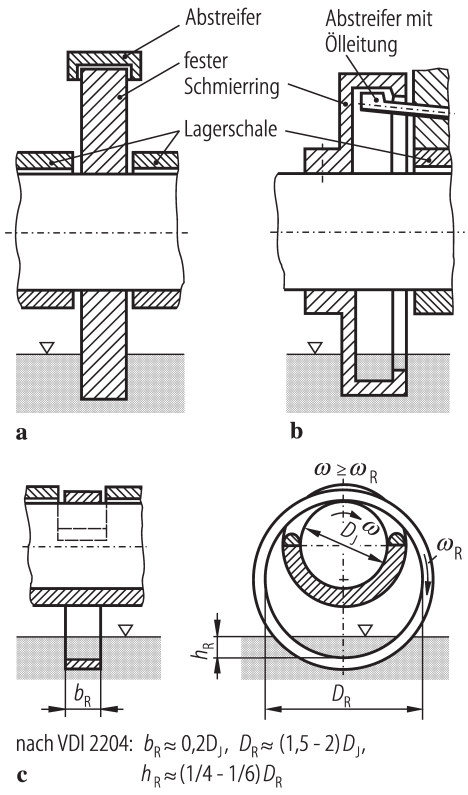


Bild 23 a–c. Ringschmierung. **a** Fester Schmierring mit Abstreifer für beidseitige Ölversorgung; **b** fester Schmierring für innere Ölübergabe und Abstreifer für einseitige Ölversorgung (Gefahr des Ölabschleuderns geringer als bei Variante a); **c** loser Schmierring

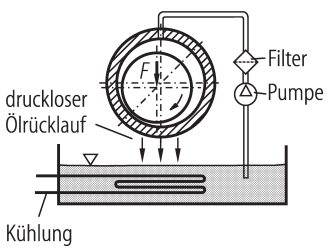


Bild 24. Ölumlaufschmierung mit Kühlung (schematisch)

profilierten Ringen erreicht. Bei dynamischer Belastung oder Stößen sind lose Ringe ungeeignet.

Ölumlaufschmiersysteme, im wesentlichen bestehend aus Pumpe, Ölbehälter, Kühler, Volumenstromregler, Filter, Zuführ- und Rücklaufleitungen und Mess- und Regeleinrichtungen für Öltemperatur und -druck versorgen meist mehrere Lager zentral mit gekühltem und gefiltertem Öl, wobei der Zuführdruck zwischen 0,5 und 5 bar liegen kann. Die Geschwindigkeit in den Zuführleitungen sollte 1,5 bis 2 m/s nicht überschreiten. Die Rohrdurchmesser der Rücklaufleitungen sollte 4- bis 6-mal so groß wie die der Zuführleitungen sein und ein gleichmäßiges Gefälle von ca. 15° aufweisen. Die Schmierstoffzufuhr sollte in der unbelasteten Zone im Bereich des di-

vergierenden Spalts erfolgen, um in der belasteten Zone einen ungestörten Druckaufbau mit maximaler Tragwirkung zu erzielen und die Verschäumungsgefahr für den Schmierstoff zu mindern. Bei instationär belasteten Radialgleitlagern kann die günstigste Lage der Schmierstoffzufuhr aus der Wellenverlagerungsbahn ermittelt werden. Die gleichmäßige Verteilung des Schmierstoffs über der Lagerbreite erfolgt in der Regel entweder über eine oder mehrere Taschen oder Bohrungen oder über eine Ringnut. Letztere (ganz oder teilweise umlaufend) wird häufig bei rotierender oder unbestimmter Lastrichtung eingesetzt. Bei einem schmalen Lager wird i. allg. eine Bohrung eingebracht. Die axiale Breite von Schmiertaschen sollte weniger als 70% der Lagerbreite betragen, um den Seitenfluß klein zu halten. Abstreifer können verhindern, daß heiß austretender Schmierstoff wieder in den Gleitraum eintritt. Bei Axiallagern für vertikal angeordnete Wellen ist darauf zu achten, daß trotz der Wirkung der Fliehkraft die innenliegenden Bereiche der Gleitflächen ausreichend mit Schmierstoff versorgt werden.

5.7.3 Lagerkühlung. Bearing cooling

Bei Lagern mit Ringschmierung wird die Reibungswärme überwiegend über das Lagergehäuse an die Umgebung abgegeben. Dabei hängt die Kühlwirkung von den Umströmungsverhältnissen am Lagergehäuse ab. Bei Umlaufschmierung wird die Wärme hauptsächlich mit dem Schmierstoff abgeführt. Ohne zusätzliche Kühlung des Ölvorrats sind dabei Ölabkühlungen bis zu 10 K möglich [18]. Durch den Einbau von Rohrschlangen, die von gekühltem Wasser oder Kühlöl durchflossen werden, in den Ölsumpf oder -sammelbehälter (**Bild 24**) läßt sich eine Ölrückkühlung von 20 bis 30 K erzielen.

5.7.4 Lagerwerkstoffe. Bearing materials

Neben ausreichender Festigkeit, Widerstandsfähigkeit gegen Korrosion und Kavitation und chemischer Beständigkeit gegen den Schmierstoff und die sich darin befindlichen Stoffe (Additive) sollten die Lagerwerkstoffe auch besondere Gleiteigenschaften besitzen. Hierfür spielen eine gute Benetzbarkeit und eine hohe Kapillarität durch den eingesetzten Schmierstoff, Notlaufeigenschaften und ausreichendes Einlauf-, Einbettungs- und Verschleißverhalten eine wichtige Rolle. Bei guter *Benetzbbarkeit* wird die Gleitlageroberfläche vollständig von einem Schmierfilm bedeckt, und bei hoher *Kapillarität* kann der Schmierstoff auch in den engen Spalt zwischen Welle und Lagerschale eindringen und dort für einen Schmierfilmaufbau zur Verfügung stehen. Von Bedeutung sind diese Eigenschaften vor allem im Mischreibungsgebiet beim An- und Auslauf des Lagers, wenn nur wenig Schmierstoff in der Kontaktzone vorhanden ist. Der Lagerwerkstoff sollte auch *Notlaufeigenschaft* aufweisen, damit bei Versagen der Schmierung das Lager kurzzeitig ohne große Schädigung betriebsfähig gehalten werden kann. Dabei wirken noch Restölmengen sowie eventuell im Lagerwerkstoff vorhandene Festschmierstoffe (Graphit, Molybdändisulfid) mit. Hauptsächlich werden die Notlaufeigenschaften aber durch die Eigenschaften der Lagermetalle bestimmt. Am besten eignen sich niedrig schmelzende Metalle geringer Härte, die bei örtlicher Erhitzung aufschmelzen und so die Reibung niedrig halten. Wichtig ist in diesem Zusammenhang auch die Unempfindlichkeit gegen Fressen, d. h. der Widerstand des Gleitlagerwerkstoffs gegen die Bildung von adhäsiven Bindungen mit dem Gegenkörper. Günstig ist außerdem ein gutes *Einlaufverhalten*, um die Oberflächen und die Form der Laufflächen durch Abrieb und Verformung ohne merkliche Beeinträchtigung der Funktionen in kurzer Zeit so anzupassen, daß die durch Fertigung, Montage und elastische Verformungen bedingten Abweichungen von der Sollform des Gleitraumes weitgehend ausgeglichen werden. In Verbindung mit Stahlwellen nehmen die Gleiteigenschaften und das Einlaufverhalten von Lagerwerkstoffen in folgender Reihenfolge ab: Weißmetall (WM) auf Bleibasis, WM auf Zinnbasis, Bleibronzen, Rotguß, Zinnbronzen, Sondermessing [19]. Durch das *Einbettungsverhalten* können Fremdkörper (Schmutz- und/oder Verschleißpartikel) in die Gleitfläche eingelagert und dadurch deren schädigende Wirkung gemildert werden. Dennoch verlangen auch einbettungsfähige Werkstoffe, die Lager vor Verschmutzung zu schützen und den Schmierstoff durch Filterung sauber zu halten. Die *Verschleißfestigkeit* der Lagerwerkstoffe nimmt ausgehend von den Bronzen über Messing, Al-Pb-Bronzen, Rotguß, Al-Zn- und Kadmiumlegierungen bis hin zu den Weißmetallen ab [19]. In Gleitlagern tritt Verschleiß dann auf, wenn sie bei Mischreibung (z. B. während des An- und Auslaufs) betrieben werden. Wegen der starken Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen und den Eigenschaften der Reibpartner und des Schmierstoffs lassen sich allgemeingültige Aussagen zum Verschleiß kaum machen.

Als *metallische* Lagerwerkstoffe werden Blei-, Zinn-, Kupfer- und Aluminium-Legierungen eingesetzt. Für eine Auswahl von Lagerwerkstoffen sind im **Anh. G 5 Tab. 1** Werte über die höchstzulässige spezifische Lagerbelastung angegeben.

Für bestimmte Anwendungsfälle (Wasserschmierung, Trokkenlauf, chemisch aggressive Medien) werden auch *nichtmetallische Werkstoffe*, wie z. B. Gummi, Kunststoff und Keramik, verwendet. Dabei sind deren von den Metallen abweichende physikalische Eigenschaften (Festigkeit, Elastizität, Wärmeleitfähigkeit, thermische Stabilität) besonders zu beachten.

5.7.5 Lagerbauformen. Bearing liners

Bei den Bauformen werden Massiv- und Verbundlager sowie Dick- und Dünnwandlager unterschieden. Kleine Massivlager werden aus Rohr, große im Schleudergußverfahren als Buchsen hergestellt und in Gehäusebohrungen eingepreßt. In Verbundlagern wird auf eine Stahlstützschale das Lagermetall in einer Dicke von 0,3 bis 0,5 mm in einem Bandaufgieß- oder Walzplattierverfahren aufgebracht (Zweischichtlager). Für besonders hohe Beanspruchungen werden Mehrschichtlager hergestellt, **Bild 25**. Dabei wird auf die Lagermaterialschicht (Bronze oder Aluminium) mit einer Nickelzwischenschicht von 1 bis 2 µm Dicke eine maximal 20 µm dicke weiche Gleitschicht aufgetragen. Durch die Gleitschicht wird die Benetzungsfähigkeit der Gleitfläche wesentlich erhöht und die Korrosionsbeständigkeit verbessert. Diese Gleitschicht dient als Verschleißschicht, z. B. beim Einlaufen des Lagers [8].

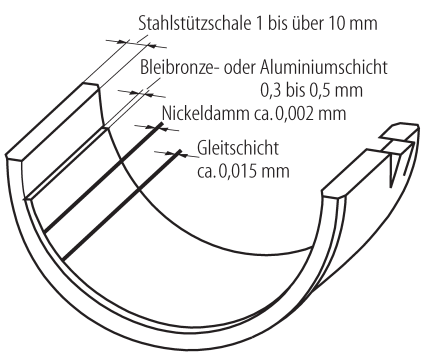


Bild 25. Aufbau eines Verbundlagers (Dreischichtlager) nach [8]

6 Zugmittelgetriebe
Belt and chain drives

H. Mertens, Berlin

6.1 Bauarten, Anwendungen. Types, applications

Zugmittelgetriebe dienen zur Wandlung von Drehzahlen und Drehmomenten zwischen zwei oder mehr nichtkoaxialen Wellen, auch mit größeren Wellenabständen, bei geringem Bauaufwand. Als Zugmittel finden endlose Flachriemen, Keilriemen, Synchronriemen oder Ketten Verwendung, die die Riemenscheiben oder Kettenräder von An- und Abtriebswellen umschlingen und dabei Umfangsgeschwindigkeiten und Umfangskräfte übertragen [1, 16].

Reibschlüssige Zugmittelgetriebe. Sie erfordern zur Aufrechterhaltung des Reibschlusses stets eine Mindestvorspannkraft. Die Drehzahlwandlung erfolgt bei richtiger Auslegung mit einem geringen, lastabhängigen Schlupf (Dehnschlupf) und nahezu konstanter (**Bild 1**) oder stufenlos verstellbarer (z. B. **Bild 8 c**) Übersetzung.

Formschlüssige Zugmittelgetriebe. Sie erfordern zur Erzielung eines optimalen Laufverhaltens mit hoher Lebensdauer und/oder zur Vermeidung von Übersetzungsfehlern (Überspringen von Zähnen) ebenfalls eine bauartabhängige Mindestvorspannkraft, **Bild 2**. Sie erzeugen dann eine konstante Übersetzung, wenn die meist geringe Ungleichförmigkeit der Drehübertragung mit der Frequenz der einlaufenden Zähne oder Kettenglieder (Polygoneffekt) vernachlässigt wird.
Flachriemen, Keilriemen und Synchronriemen ermöglichen wegen ihrer leichten Tordierbarkeit den Aufbau räumlicher Antriebe mit nichtparallelen Wellen, **Bild 3 d, e**. Stahlketten sind nur für Antriebe zwischen parallelen Wellen geeignet. Die mit wachsender Umfangsgeschwindigkeit v des Zugmittels wachsenden Fliehkräfte vermindern die übertragbaren Umfangskräfte. Die maximale Leistung wird daher bei einer, allerdings meist vom kleinsten Scheibendurchmesser abhängigen, optimalen Umfangsgeschwindigkeit v_{opt} des Zugmittels übertragen.

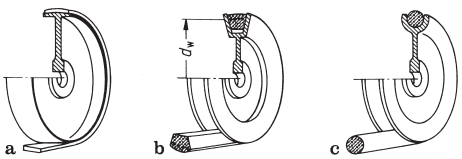


Bild 1 a–c. Reibschlüssige Zugmittel. **a** Flachriemen; **b** Keilriemen; **c** Rundriemen, jeweils mit Riemenscheibe

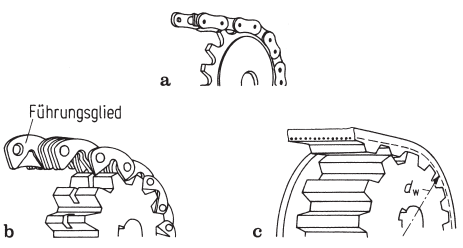


Bild 2 a–c. Formschlüssige Zugmittel. **a** Rollen- bzw. Hülsenkette auf Kettenrad; **b** Zahnkette auf Zahnrad; **c** Synchronriemen auf Synchronscheibe

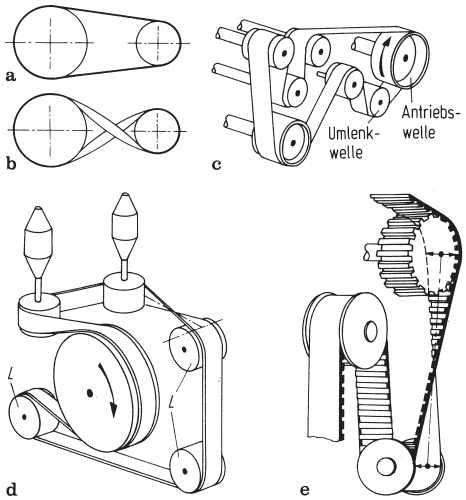


Bild 3 a–e. Ebene (**a** bis **c**) und räumliche (**d** und **e**) Antriebe. **a** offenes Riemengetriebe; **b** gekreuztes Riemengetriebe; **c** Vielwellenantrieb mit Flachriemen; **d** räumlicher Flachriementrieb mit drei Leitrollen *L*; **e** räumliches Synchronriemengetriebe

6.2 Flachriemengetriebe. Flat belt drives

6.2.1 Kräfte am Flachriemengetriebe
Forces in flat belt transmissions

Die Übertragung der Umfangskraft zwischen Riemen und Riemenscheibe erfolgt durch Schubspannungen. Für den Grenzfall des Gleitens im gesamten Umschlingungsbogen (Gleitschlupf, s. **B 1.11**) gilt nach Eytelwein $F_1'/F_2' = e^{\mu\beta}$ mit den Trumkräften F_1' und F_2' ohne Fliehkraft und dem Umschlingungswinkel $\beta\,[\mathrm{rad}] = (\pi/180)\cdot\beta\,[\mathrm{Grad}]$ $(e = 2{,}718)$ (**Bild 4**). Im normalen Betrieb durchläuft der Riemen auf jeder Riemenscheibe zuerst einen Ruhebogen β_r, in dem der Riemen auf der Riemenscheibe nicht gleitet und dann den Wirkbogen $\beta_w = \beta - \beta_r$. Schubspannungen werden im Ruhebogen durch Haftreibung übertragen, im Wirkbogen durch Gleitreibung [2]. Vernachlässigt man die Schubspannungsübertragung im Ruhebogen, dann gilt nach Grashof für das Trumkraftverhältnis $F_1'/F_2' = e^{\mu\beta_w}$. In Entwurfsberechnungen wird der *Bemessungslast* der volle Umschlingungswinkel β der kleineren Scheibe zugeordnet

$$F_1'/F_2' = m = e^{\mu\beta}. \tag{1}$$

Die in den Umschlingungsbögen des Riemens wirkenden Fliehkräfte, die dort den Auflagedruck vermindern, werden durch die freien Trume abgestützt und wirken daher als Fliehkraft $F_f = \varrho v^2 A = q v^2$ gleichmäßig im gesamten Riemen (ϱ mittlere Dichte, A Querschnitt des Riemens, q Masse eines Zugmittels je Längeneinheit). Nutzbare Trumkräfte $F_1' = F_1 - F_f = mF_2'$; $F_2' = F_2 - F_f = F_1'/m$; Umfangskraft (Nutzkraft) $F_u = F_1 - F_2 = F_1' - F_2' = F_1'(1 - 1/m)$, maximale Trumkraft

$$F_{max} = F_1 = F_1' + F_f = F_2' + F_u + F_f.$$

Die *Wellenspannkraft* F_W, die i. allg. nicht in Richtung der Winkelhalbierenden von β weist, die aber für die Lagerbelastung maßgebend ist, beträgt nach **Bild 5**

$$F_W = \sqrt{F_1'^2 + F_2'^2 - 2F_1'F_2'\cos\beta}. \tag{2}$$

Der *Durchzugsgrad* Φ kennzeichnet die zur Erzeugung der Umfangskraft mindestens erforderliche Wellenspannkraft in

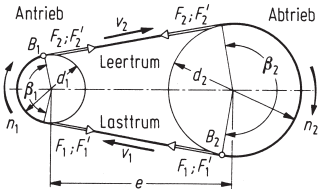


Bild 4. Bezeichnungen am offenen Riemengetriebe mit Index 1 für die kleinere Scheibe

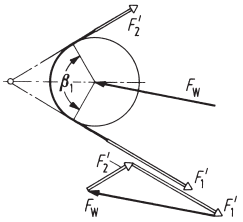


Bild 5. Auf eine Riemenscheibe wirkende Kräfte

Abhängigkeit von Reibungszahl μ und Umschlingungswinkel β

$$\Phi = F_u/F_W = (m-1)/\sqrt{m^2+1-2m\cos\beta}. \quad (3)$$

Die *Ausbeute k* kennzeichnet die mit der zulässigen Trumkraft F_1' erzielbare Umfangskraft F_u in Abhängigkeit von μ und β

$$k = F_u/F_1' = 1-(1/m). \quad (4)$$

Die Verminderung der Ausbeute mit abnehmendem Umschlingungswinkel wird durch den Winkelfaktor c_β ausgedrückt, der auf $\beta=\pi$ bzw. 180° bezogen ist. Winkelfaktor $c_\beta = k_\beta/k_\pi$ bei $\mu=$const; es gilt für $\beta>\pi$: $c_\beta \geqq \beta/\pi = (\beta\,[\text{Grad}])/180$.

6.2.2 Beanspruchungen. Stresses

Homogene Flachriemen. Aus den Kräften und dem Riemenquerschnitt $A=bs$ ergeben sich die Spannungen für homogene Riemen. Für Mehrschichtriemen sind diese Spannungen nur als fiktive, rechnerische Mittelwerte zu betrachten.

Trumspannungen $\sigma_1 = F_1/A,\ \sigma_2 = F_2/A$;
Nutzspannung $\sigma_n = F_u/A = \sigma_1-\sigma_2$;
Fliehspannung $\sigma_f = F_f/A = \varrho v^2$.

Die Biegespannung ergibt sich aus der Biegedehnung im Umschlingungsbogen der kleineren Scheibe. Biegespannung $\sigma_b = E_b\varepsilon_b = E_b s/d_{w1}$ (E_b Elastizitätsmodul bei Biegung, ε_b Riemendehnung bei Biegung, s Riemendicke).

Max. Beanspruchung
$$\sigma_{max} = \sigma_1+\sigma_b = \sigma_2+\sigma_n+\sigma_b. \quad (5)$$

Bei halb gekreuzten (geschränkten) und gekreuzten Riemengetrieben erfährt der Riemen eine zusätzliche Schränkspannung σ_s an seinen Rändern, so daß hier $\sigma_{max,s} = \sigma_1+\sigma_b+\sigma_s$ ist.

Mehrschicht-Flachriemen. Bei Mehrschichtriemen (**Bild 10**), die aus einer hochfesten tragenden Zugschicht *Z*, einer Laufschicht *L* zur Übertragung der Reibkraft auf der Innenseite und häufig noch aus einer Deckschicht *D* oder einer weiteren Laufschicht (für Mehrscheiben-Antriebe) auf der Außenseite des Riemens zusammengesetzt sind, entstehen bei Dehnungen sehr unterschiedliche Spannungen in den einzelnen Schichten. Bei Biegung hängt die Lage der neutralen Biegefaser im Riemen von Dicke und *E*-Modul der einzelnen Schichten ab. **Bild 6** zeigt die Spannungsverteilung bei Zug- und Biegebeanspruchung qualitativ.

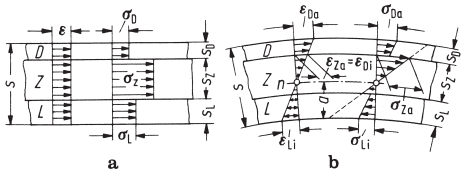


Bild 6 a, b. Dehnungen und Spannungen in Mehrschichtriemen. **a** bei Zugbeanspruchung; **b** bei Biegebeanspruchung (*n* neutrale Faser)

Für die praktische Auslegung auch von Mehrschichtriemen wird vereinfacht nur die für den jeweiligen Riementyp zulässige Umfangskraft pro Riemenbreite F_u^* zugrundegelegt, die auch die ertragbare Wechselbiegebeanspruchung für zulässige Mindestscheibendurchmesser d_{min} und die zugeordnete, maximal zulässige Biegefrequenz f_B berücksichtigt. Die neutrale Faser bei Biegung wird in der Mitte der Riemendicke bei $s/2$ angenommen; die Dehnung ε bei Zugbeanspruchung mit einem mittleren Zug-Modul (EA^*) berechnet: $\varepsilon = F^*/(EA^*)$.

6.2.3 Geometrische Beziehungen. Geometrical relations

Der wirksame Laufdurchmesser d_w eines Riemens ist durch die Lage seiner biegeneutralen Faser im Umschlingungsbogen gegeben. Für überschlägige Rechnungen kann man vereinfacht den Scheibendurchmesser d statt d_w einsetzen. Für homogene Riemen gilt: $d_{w1} = d_1+s$; $d_{w2} = d_2+s$; für Schichtriemen gilt dies angenähert.

Offenes Riemengetriebe (Bild 4). *Umschlingungswinkel*

$$\beta_1 = 2\arccos[(d_2-d_1)/2e];\quad \beta_2 = 2\pi-\beta_1;$$

Riemenlänge (gestreckte Länge der neutralen Biegefaser)

$$L_w = 2e\sin(\beta_1/2) + (d_{w1}\beta_1 + d_{w2}\beta_2)/2.$$

Näherungsformel für *Wellenmittenabstand e* bei gegebener Riemenlänge

$$e \approx (p+\sqrt{p^2-q}) \quad \text{mit} \quad p = 0{,}25L_w - \pi(d_{w1}+d_{w2})/8$$

und $q = (d_{w2}-d_{w1})^2/8$. Die Vergrößerung Δe des Wellenabstands zum Vordehnen des Riemens um $\varepsilon_0 = \Delta L/L$ ergibt sich aus je einer Rechnung für L_w und $(1+\varepsilon_0)L_w$ oder $\Delta e \approx (\varepsilon_0 L_w/2)/\sin(\beta_1/2)$.

Gekreuztes Riemengetriebe. Bild 3 b mit Bezeichnungen nach **Bild 4**. *Umschlingungswinkel*

$$\beta_1 = \beta_2 = \beta_{kr} = 2\pi-\beta_R \quad \text{mit}$$
$$\beta_R = 2\arccos[(d_{w1}+d_{w2})/(2e)].$$

Länge des gekreuzten Riemens (mittlere Faser)

$$L_{kr} = 2e\sin(\beta_R/2) + (d_{w1}+d_{w2})\beta_{kr}/2).$$

Wegen Schränkspannungen σ_s empfiehlt sich $e \geqq 20b$. Lebensdauer wegen gegenläufiger Biegung geringer als bei offenem Riemengetriebe.

Geschränktes Riemengetriebe (Bild 7). Kreuzungswinkel $\delta \neq 0°$. Länge der mittleren Faser des halbgekreuzten Riemens mit $\delta = 90°$:

$$L_{90} \approx 2e + d_{w1}(\pi+\gamma)/2 + d_{w2}(\pi+\varphi)/2$$

mit $\tan(\gamma/2) = d_{w1}/(2e)$ und $\tan(\varphi/2) = d_{w2}/(2e)$. Konstruktionsmaße e_1 und e_2 ($\leqq b/2$) beachten, damit der Riemen in der richtigen Scheibenebene aufläuft! Das ablaufende Trum darf im Winkel (bis 25°) zur Scheibenebene liegen, Laufrich-

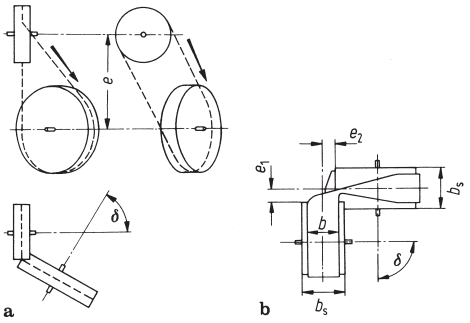


Bild 7 a, b. Riemengeometrie am geschränkten Riemengetriebe. **a** stumpfwinklig geschränkt; **b** rechtwinklig geschränkt

tung nicht umkehrbar. Wegen Schränkspannung σ_s empfiehlt sich $e \geqq 20b$ und $e > 2(d_w)_{max}$.

6.2.4 Kinematik, Leistung, Wirkungsgrad
Kinematics, power, efficiency

Riemengeschwindigkeiten

$$v_1 = \pi n_{an} d_{w,an}; \quad v_2 = \pi n_{ab} d_{w,ab}. \tag{6}$$

Infolge der größeren Dehnung muß die Geschwindigkeit v_1 des Lasttrums zum Aufrechterhalten eines stationären Betriebs etwas größer als die Geschwindigkeit v_2 des Leertrums sein. Der Ausgleich zwischen den Dehnungen von Last- und Leertrums erfolgt praktisch durch Dehnschlupf in den Wirkbögen von Antriebs- und Abtriebsscheibe. Der *Dehnschlupf* ψ ergibt sich zu $\psi = \varepsilon_1 - \varepsilon_2 = (\sigma_1 - \sigma_2)/E = \sigma_n/E \approx (v_1 - v_2)/v_1$. Die *Übersetzung* i ist daher im normalen Betrieb geringfügig lastabhängig:

$$\begin{aligned} i &= n_{an}/n_{ab} = d_{w,ab}\, v_1/(d_{w,an}\, v_2) \\ &\approx d_{w,ab}/[d_{w,an}(1 - \sigma_n/E)]. \end{aligned} \tag{7}$$

Bei Leerlauf gilt $i \approx d_{ab}/d_{an}$.

Biegefrequenz (Anzahl der Biegewechsel je s; z_s Anzahl der Scheiben.)

$$f_B = z_s v/L_w = (z_s \pi d_{w1} n_1)/L_w \tag{8}$$

Die Drehmomente folgen aus den Trumkräften

$$M_1 = F_u d_{w1}/2; \quad M_2 = F_u d_{w2}/2.$$

Leistungen:

$$P_{an} = 2\pi M_{an} n_{an}; \quad P_{ab} = 2\pi M_{ab} n_{ab}. \tag{9}$$

Bemessungsleistung $c_B P_{an}$ mit Betriebsfaktor c_B nach **Tab. 1** für ersten Entwurf ohne Schwingungsrechnung (in Anlehnung an DIN 2218 oder Richtlinie VDI 2758).
Wirkungsgrad $\eta = P_{ab}/P_{an} = M_{ab}/(M_{an} i) \approx (1 - \sigma_n/E) = 1 - \psi$. Der Wirkungsgrad hängt bei Vernachlässigung von Lagerreibung und Ventilationsverlusten praktisch nur vom Schlupf ab, weil die Umfangskraft eines jeden Trums an beiden Scheiben als gleich groß anzunehmen ist. Wirkungsgrade im Bestpunkt $\eta = 0{,}96$ (Chromleder) und $\eta = 0{,}98$ (Elastomer-Laufschicht).

6.2.5 Riemenlauf und Vorspannung
Coming action of flat belts, tensioning

Konusscheiben bei Verstellgetrieben. Auf einer konischen Scheibe nimmt der auf den größeren Durchmesser auflaufende Riemenrand eine höhere Geschwindigkeit an als der andere, so daß das folgende Riemenstück zum größeren Durchmesser hin gekippt wird und dadurch auf einen größeren Laufdurchmesser d_L auflaufen will, **Bild 8 a**. Ein im Umschlingungsbogen nicht gleitendes Riemenstück muß die unterschiedlichen Geschwindigkeiten über Dehnungen ausgleichen, es muß die Form eines Kegelstumpfmantels annehmen und gleichsam hochkant gebogen werden, **Bild 8 b**. Gleichgewicht tritt ein, wenn das durch diese Biegeverformung bei A entstehende Biegemoment durch Schrägzug des Trums ausgeglichen wird, **Bild 8 c**. Axialversatz etwa $0{,}6 \cdot$ Riemenbreite, der genaue Versatz ergibt sich nach kurzer Einlaufzeit.

Flachriemengetriebe mit konstanten Übersetzungen. Die Scheiben üblicher offener und gekreuzter Flachriemengetriebe werden mit leicht kreisförmig gewölbten Laufflächen nach DIN 111 (ISO/R 100) ausgeführt (**Tab. 2**), um den stets zum größten Scheibendurchmesser strebenden Riemen axial zu führen. Bei offenen Riemengetrieben mit waagerechten Wellen kann bei einer Übersetzung $i > 3$ die kleinere Scheibe zylindrisch ausgeführt werden. Voraussetzungen für guten Riemenlauf sind: Achsparallelität beider Wellen, zentrisch laufende Riemenscheiben, Ausrichten der größten Durchmesser gewölbter Riemenscheiben fluchtend in einer Ebene, Riemenränder innerhalb der Scheibenbreite $b_s > b$, glatte Scheibenlaufflächen nach DIN 111. „Griffige", poröse oder wellige Oberflächen oder klebende Haftmittel behindern den natürlichen Dehnschlupf im Wirkbogen, erhöhen den Verschleiß und können durch Stick-Slip-Effekte Längsschwingungen des Riemens anregen.

Räumliche Riemengetriebe (**Bild 3 d, e**) erhalten zylindrische Riemenscheiben. Zur sicheren Riemenführung bei halbgekreuzten Riemengetrieben ($\delta = 90°$) werden empfohlen: Scheibenbreite $b_s = 2b$, axialer Abstand der Scheibenmittelebene vom jeweiligen Gegenrad $e_1, e_2 = (0{,}2 \ldots 0{,}5)b$ (**Bild 7 b**), $d_2/d_1 = 1 \ldots 2{,}5$, $e \geqq 20b$.

Erzeugung der Vorspannung. Die für den Reibschluß mindestens erforderliche Wellenbelastung F_W kann mit den Verfahren nach **Bild 9 a** bis **d** erzeugt werden durch:

a. Auflegedehnung bei starrem Achsabstand. Hierbei wird die Riemenlänge so bemessen, daß der Riemen beim Auflegen auf die Scheiben durch elastische Dehnung vorgespannt wird. Bei einstellbarem Achsabstand (z. B. Antriebsmotor auf Spannschienen) kann die Vorspannung auch nach dem Auflegen durch Vergrößerung des Achsabstands erzeugt werden. Bei starrem Achsabstand bleibt die Riemenlänge bei allen Betriebszuständen konstant. Deshalb werden die Trumkräfte F' und die Wellenspannkräfte F_W durch die Fliehkraft vermindert. Die Auflegedehnung muß daher entsprechend σ_f größer gewählt werden, um bei Betriebsdrehzahl den erforderlichen Reibschluß sicherzustellen. Die Wellenbelastung steigt schwach mit zunehmendem Drehmoment, sie wird durch die genaue Dehnungsverteilung festgelegt [2]. Da die Auflegedehnung über lange Betriebszeiten aufrechterhalten werden soll, eignet sich dieses Spannverfahren vor allem für Riemen mit hoher Maßstabilität, z. B. Mehrschichtriemen mit Poly-

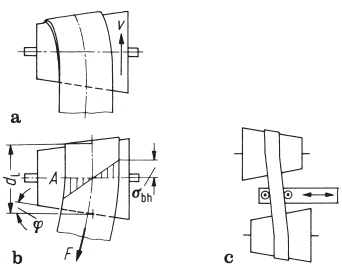


Bild 8. a Axiales Auflaufen des Riemens zum größeren Durchmesser; **b** Gleichgewicht beim tangentialen Auflaufen des Riemens auf konische Scheibe; **c** Antrieb mit zwei konischen Scheiben für stufenlos verstellbare Übersetzung

Tabelle 1. Betriebsfaktor c_B zur angenäherten Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens von Antriebs- und Arbeitsmaschine sowie der täglichen Betriebsdauer für offene Zugmittelgetriebe ohne Spannrolle
Betriebsfaktor c_B

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleichmäßig	fast gleichmäßig	mittlere Stöße	starke Stöße
gleichmäßig	$1+0{,}04q+r$	$1+0{,}24q+r$	$1+0{,}44q+r$	$1+0{,}64q+r$
mittlere Stöße	$1+0{,}14q+r$	$1+0{,}38q+r$	$1+0{,}62q+r$	$1+0{,}86q+1{,}2r$
starke Stöße	$1+0{,}24q+r$	$1+0{,}52q+r$	$1+0{,}78q+1{,}2r$	$1+1{,}06q+1{,}5r$

mit $q=1{,}1$ sowie $r=0$ für formschlüssige Kettengetriebe
$q=1{,}0$ für Synchronriemen } sowie
$q=0{,}5$ für Flachriemen und Keilriemen }
$r=0$ für tägliche Betriebsdauer bis 10 h
$r=0{,}1$ für tägliche Betriebsdauer über 10 h bis 16 h
$r=0{,}2$ für tägliche Betriebsdauer über 16 h.
Die niedrigen q-Werte von c_B für Flach- und Keilriemen setzen voraus, daß seltene kurzzeitige Überlastungen durch Schlupfvorgänge teilweise angeglichen werden. Für formschlüssige Zugmitteltriebe muß sichergestellt werden, daß die Bemessungsleistung die höchsten Belastungsspitzen einschließlich der Massenmomente und Stöße abdeckt!

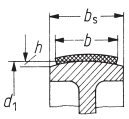
Beispiele für Arbeitsweise der *Antriebsmaschine*

Arbeitsweise	Antriebsmaschine
gleichmäßig	Elektromotoren mit niedrigem Anlaufmoment (bis 1,5 × Nennmoment), Wasser- und Dampfturbinen, Verbrennungsmotoren mit 8 und mehr Zylindern.
mittlere Stöße	Elektromotoren mit mittlerem Anlaufmoment (1,5 bis 2,5 Nennmoment), Verbrennungsmotoren mit 4 bis 6 Zylindern.
starke Stöße	Elektromotoren mit hohem Anlauf- und Bremsmoment (über 2,5 × Nennmoment), Hydraulikmotoren, Verbrennungsmotoren bis 4 Zylinder.

Beispiele für Arbeitsweise der *getriebenen Maschine*

Arbeitsweise	Getriebene Maschine
gleichmäßig	geringe zu beschleunigende Massen; Schreibmaschinen, Bandförderer für leichtes Gut, Haushaltsmaschinen.
fast gleichmäßig	mittlere zu beschleunigende Massen; leichte Ventilatoren, leichte bis mittlere Holzbearbeitungsmaschinen, Bandförderer für Erz, Kohle, Sand Rührwerke (flüssig, halbflüssig), Dreh-, Bohr-, Schleifmaschinen, Textilmaschinen, Druckereimaschinen, Kreiselpumpen, Waschmaschinen.
mittlere Stöße	mittlere zu beschleunigende Massen; Förderanlagen für schweres Gut, Schraubenförderer, Mischmaschinen, Großventilatoren, Generatoren und Erregermaschinen, Zentrifugen, Gummiverarbeitungsmaschinen, Hammermühlen.
starke Stöße	große zu beschleunigende Massen; Kolbenpumpen und Kompressoren mit Ungleichförmigkeitsgrad $<1:80$; Kugelwalzen und Kiesmühlen, Kollergänge, Scheren, Stanzen, Walzwerke für Nichteisenmetalle, Steinbrecher.

Tabelle 2. Empfohlene Wölbhöhen h entsprechend DIN 111



d_1 in mm	h in mm für $b_s \leqq 250$ mm	h in mm für $b_s > 250$ mm
bis 112	0,3	0,3
bis 140	0,4	0,4
bis 180	0,5	0,5
bis 224	0,6	0,6
bis 355	0,8	0,8
bis 500	1,0	1,0
bis 710	1,2	1,2
bis 1000	1,2	1,5
bis 1400	1,5	2,0
bis 2000	1,8	2,5

amid- oder Polyester-Zugschichten; es ist das dafür überwiegend angewandte Spannverfahren.

b. Spannwelle. Die Wellenbelastung F_W wird durch Gewichte oder (weiche) Federn auf die querbewegliche Welle aufgebracht, geeignet für Riemen mit zeitabhängiger Nachdehnung unter Belastung. Neben dem höheren Aufwand ist jedoch die Gefahr von Schwingungen zu beachten.

c. Spannrolle am Leertrum. Die bewegliche feder- oder gewichtsbelastete Spannrolle erzeugt konstante Trumkraft F_2 bei allen Betriebszuständen. Bei Anwendung der Spannrolle auf der Außenseite des Riemens wird zugleich der Umschlingungswinkel β erhöht und dadurch der Winkelfaktor c_β verbessert. Die zusätzliche Spannrolle erhöht jedoch die Biegefrequenz und mindert dadurch bei größeren Riemengeschwindigkeiten die zulässige Nutzspannung. Ihr Durchmesser soll mit Rücksicht auf die Lebensdauer des Riemens größer als $d_{1,\,min}$, ihre Lauffläche stets zylindrisch sein. Dieses Spannverfahren führt bei kleinen Drehmomenten zu niedrigen Trum- und Wellenbelastungen, es ist daher geeignet für Antriebe mit überwiegend Teillastbetrieb und Riemen mit zeitabhängiger Nachdehnung, wobei auch hier die Gefahr von

Schwingungen zu beachten ist. Wird eine *feste* (einstellbare) Spannrolle am Leertrum zur Einstellung der Auflegedehnung und auch zur Vergrößerung von β benutzt, so stellt sich das gleiche Betriebsverhalten wie im Spannverfahren nach (**Bild 9 a**) ein.

d. Selbstspannung mit Doppelspannrolle [3]. Die Spannrollen im Last- und Leertrum besitzen einen festen (einstellbaren) Achsabstand, sie werden auf einer Kreisbahn um eine Riemenscheibenlagerung reibungsarm geführt und müssen deshalb in jedem Betriebszustand jeweils gleiche Achsbelastungen besitzen, was aber unterschiedliche Umschlingungswinkel der Spannrollen bedingt und zur Selbstspannung führt. Bei Teillast stellen sich niedrige Trumkräfte F_1' und F_2' und damit niedrige Wellenbelastungen ein. Die Trumkräfte und die Wellenbelastungen steigen mit zunehmender Umfangskraft F_u. Es ist eine sorgfältige Anpassung der Spannrollengeometrie an Achsabstand, Scheibendurchmesser und Riemenelastizität bei diesem auch für wechselnde Antriebsrichtung (Bremsen) wirksamen Spannverfahren notwendig. Die relativ einfache Konstruktion ist geeignet für Antriebe bis zu sehr hohen Leistungen mit vorwiegendem Teillastbetrieb und Riemen ohne nennenswerte zeitliche Nachdehnung, wenngleich auch hier die Neigung zu Querschwingungen gegenüber Konstruktionen mit festen Spannelementen zunimmt.

6.2.6 Riemenwerkstoffe. Materials

Früher übliche Riemen aus Leder wurden wegen ihrer geringeren Festigkeit, kürzeren Lebensdauer und starken Nachdehnung im Betrieb von Kunststoff-Mehrschichtriemen (Verbundriemen) abgelöst. Die Riemen werden entweder in passender Länge endlos hergestellt oder am Einsatzort an ihren schräg geschnittenen, zugeschärften Enden unter Erwärmung endlos geklebt. **Bild 10** und **Tab. 3** zeigen Aufbau und Werkstoffe gebräuchlicher Riemenbauarten. **Tab. 4** die Werkstoffkennwerte von Flachriemen-Zugschichten.

6.2.7 Entwurfsberechnung. Calculation

Die zulässige Beanspruchung von Riemen wird nicht durch deren Zugfestigkeit, sondern durch Zerrüttung (Zermürbung) und bei ungenügender Vorspannung durch Verschleiß begrenzt. So beträgt die Zugfestigkeit R_m bei Flachriemen das 10- bis 20fache der zulässigen Betriebsbeanspruchung σ_n. Die Schädigung von Riemen wird beschleunigt durch höhere Temperaturen und höhere Walkarbeit, d. h. durch höhere Biegefrequenzen und kleinere Biegeradien. Die zulässige Betriebsbelastung wird aus Versuchen bestimmt. Die überschlägige Auslegung eines offenen Flachriemengetriebes der häufigsten Bauart nach **Bild 10 d** geht von der zulässigen auf 1 mm Riemenbreite bezogenen (Index *) Nennumfangskraft F_{uN}^* bei einem zugeordneten kleinsten zulässigen Scheibendurchmesser $d_{1,\min}$ der kleineren Riemenscheibe nach **Anh. G 6 Tab. 1** aus. Die Riemengeschwindigkeit $v_{\max}$ und die Biegefrequenz $f_{B,\max}$ nach **Tab. 3** sollen nicht überschritten werden.

Mit Durchmesser der kleinsten Scheibe d_1, Umschlingungswinkel β_1, Winkelfaktor c_β, Riemenbreite b und Antriebsdrehzahl n_{an} ergeben sich für Riemen nach **Bild 10 d** in Anlehnung an Herstellerangaben [4]:

$$\text{zul. bezogene Umfangskraft} \quad F_{u,zul}^* \approx c_\beta F_{uN}^* (2 - d_{1,\min}/d_1)$$

$$\text{Bemessungsleistung} \quad c_B P_{an} \leqq F_{u,zul}^* \, b d_{w,an} \pi n_{an}$$

$$\text{Riemenbreite} \quad b \geqq c_B P_{an} / (F_{u,zul}^* d_{w,an} \pi n_{an}).$$

Verbesserungen der Berechnung entsprechend Gl. (11) bei Keilriemen sind zu erwarten. Wird ein Riemengetriebe mit starrem Achsabstand nach **Bild 9 a** vorgesehen, muß der Riemen mit elastischer Auflegedehnung montiert werden. Wählt man bei Betrieb mit $F_{u,zul}^*$ die Summe $(F_1' + F_2') = k_v F_{u,zul}^* b$ und berücksichtigt die Fliehkraft im Betrieb nach **Bild 9 a**, so errechnet sich die Auflegedehnung ε_a zu

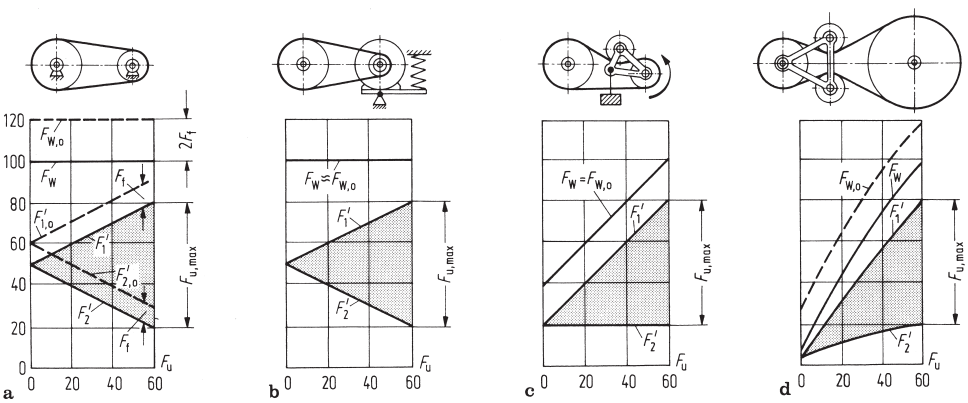


Bild 9 a–d. Abhängigkeit der Trumkräfte und der Wellenbelastung F_W von der Umfangskraft F_u bei konstanter Drehzahl mit verschiedenen Spannverfahren **a** bis **d** (für $\beta_1 = \beta_2 = 180°$). Index 0: Kräfte im Stillstand

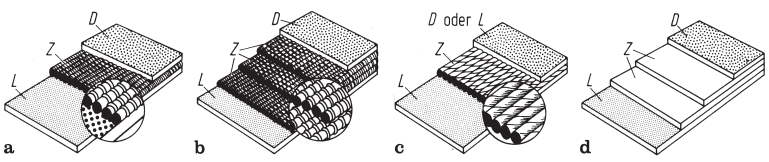


Bild 10 a–d. Aufbau von Schichtriemen. **a** Einlagiger Textilriemen; **b** mehrlagiger Textilriemen; **c** Polyestercordriemen; **d** Bandriemen mit breiten Zugbändern, überwiegend verwendete Bauart; *D* Deckschicht, *Z* Zugschicht, *L* Laufschicht

Tabelle 3. Aufbau und Anwendung der Riemen nach **Bild 10** (Richtwerte, maßgebend sind die Herstellerangaben)

Riemen	a	b	c	d
Zugschicht[a])	PA, B	B, PA, E	E	PA
Laufschicht(en)[a])	PU	G oder Balata	G oder CH	G oder CH
Herstellung	endlos auf Maß	Zuschnitt von Rolle, endlos vulkanisiert am Einsatzort	endlos auf Maß	Zuschnitt von Rolle, endlos geklebt am Einsatzort
Anwendung	hohe Drehzahlen, Schleifspindeln	robust, für niedrige Leistungen	Mehrscheibentriebe höchste Geschwindigkeit bis 1000 kW	robust, häufigste Bauart, bis 6000 kW für Zwei- und Mehrwellengetriebe
v_{max} in m/s	70	20…50	100	70
$d_{1,min}$ in mm ab	15	150	20	63
$f_{B,max}$ bei d_{min} in 1/s	10…20(50)[b])	10…20	30(100)[b])	30(80)[b])
$F^*_{u,max}$ in N/mm	10	30	48	48(110)[b])
max. Dehnung ε im Betrieb in %	3	2…4	1,8	3
Umgebungstemperaturbereich in °C	−20… +70	−20… +70	−40… +80	−20… +80

[a]) PA Polyamid, E Polyester, B Baumwolle, CH Chromleder, PU Polyurethan, G Elastomer (Gummi).
[b]) Klammerwerte nur nach Rücksprache mit Hersteller.

Tabelle 4. Werkstoffkennwerte von Flachriemen-Zugschichten

Werkstoff	R_m N/mm²	E_{Zug} N/mm²	ρ kg/m³	Bruchdehnung %	Reibwert gegen GG u. Stahl
Polyester-Kord	900	700000	1400	15	
Polyamid-Band	500	150000	1140	20…25	
Leder, hochwertig	30…50	300…500	900	30	0,3…0,7
Leder, normal	20…30	100…300	1000	30	0,3…0,7

$$\varepsilon_a = \Delta L/L = \varepsilon_0 + \varepsilon_f = [(k_v/2)F^*_{u,zul} + F^*_f]/(EA^*)$$

mit $F^*_f = \varrho' v^2$; (EA^*) und ϱ' nach **Anh. G 6 Tab. 1.** Anhaltswerte für $k_v = (m+1)/(m-1)$ mit m nach Gl. (1), z. B. für $\beta_1 = \pi$ und $\mu = 0{,}51$: $k_v = (5+1)/(5-1) = 1{,}5$ oder $\mu = 0{,}4$: $k_v = 1{,}8$. Riemenlänge entspannt, d. h. um die Auflegedehnung kleiner:

$$L = L_w/(1+\varepsilon_a).$$

Wellenbelastung durch Vorspannung im Stillstand mit Zuschlag F^*_f und

$$\begin{aligned} F_1 = F_2 &= [(k_v/2)F^*_{u,zul} + F^*_f]\, b = \varepsilon_a (EA^*)\, b \\ F_{W0} &= F_1 \sqrt{2(1-\cos\beta_1)} = 2F_1 \sin(\beta_1/2). \end{aligned} \qquad (10)$$

Vergleich der Biegefrequenz f_B mit der zulässigen Biegefrequenz $f_{B,max}$ für kleinsten Riemenscheibendurchmesser $d_{1,min}$ nach Herstellerangaben.

Beispiel. Offenes Riemengetriebe für Drehkolbengebläse mit $d_1 = 315$ mm, $d_2 = 800$ mm, $e = 870$ mm, $n_1 = 1450\ \text{min}^{-1}$, $P_1 = P_{an} = 90$ kW. Mit $d_w \approx d$ wird mit Gl. (6) $v = 23{,}9$ m/s, $i \approx d_{ab}/d_{an} = d_2/d_1 = 2{,}54$; $\beta_1 = 147{,}6°$; $\beta_2 = 214{,}4°$; $L_w = 3559{,}5$ mm. Riementyp für $d_{1,min} < d_1 = 315$ mm nach **Anh. G 6 Tab. 1:** Typ 40 mit $d_{1,min} = 280$ mm und $F^*_{uN} = 35\ \text{N/mm}^2$. Winkelfaktor für Grobdimensionierung $c_\beta \approx \beta_1/180° = 0{,}82$. Dann wird $F^*_{u,zul} = 0{,}82 \cdot 35 \cdot (2 - 280/315) = 31{,}89\ \text{N/mm}^2$ und mit $c_B \approx 1{,}23$ nach **Tab. 1** wird $b = 1{,}23 \cdot 90 \cdot 10^6/(31{,}89 \cdot 315 \cdot \pi \cdot 1450/60)$ mm $= 145{,}1$ mm ≈ 140 mm. Auflegedehnung (für $k_v = 1{,}76$) $\varepsilon_a = [(1{,}76/2) \cdot 31{,}89 + 4{,}5 \cdot 23{,}9^2 \cdot 10^{-3}]/2000 = 0{,}0153$, somit $L = 3559{,}5/1{,}0153 = 3505{,}8$ mm ≈ 3505 mm. Wellenbelastung nach Gl. (10) $F_{W0} = 2 \cdot 0{,}0153 \cdot 2000 \cdot 140 \cdot 0{,}9165 = 7860$ N; für $k_v = 2{,}11$ wird $F_{W0} = 9293$ N. Biegefrequenz $f_B = 2 \cdot 24000/3559{,}5 = 13{,}5\ \text{s}^{-1} < f_{B,max}$; Anhaltswert $f_{B,max} = 30\ \text{s}^{-1}$ für $d_{1,min}$ für berechneten Riemen. Die Aufgabe kann auch mit dem Riementyp 28 mit $d_{1,min} = 200$ mm und größerer Riemenbreite gelöst werden. Mit diesem kleineren Riementyp lassen sich unter Inkaufnahme höherer Wellenbelastungen die Riemenscheibendurchmesser d_1 und d_2 verkleinern.

Maßgebend für eine abschließende Entscheidung ist auch das Schwingungsverhalten des Riementriebs mit Berechnungen in Anlehnung an DIN 740 für *Nachgiebige Wellenkupplungen* und für *Saitenschwingungen.* Die Erfahrungen der Riemenhersteller sollten im Einzelfall stets erfragt werden, Hersteller [11].

6.3 Keilriemen. V-belts

6.3.1 Anwendungen und Eigenschaften
Use and characteristics

Keilriemen (**Bild 1 b**) dienen der reibschlüssigen Bewegungs- und Leistungsübertragung über mittlere Wellenabstände [5]. Sie werden in den Keilriemenscheiben in allen Lagen sicher geführt, auch bei kurzem Durchrutschen und bei Winkeltrieben. Fast alle Typen sind auch zum Kuppeln (Spannen des Keilriemens bei laufender Antriebsscheibe mittels radialbeweglicher Welle oder Spannrolle) geeignet. Abmessungen sind für die Grundtypen international genormt, s. **Anh. G 6 Tab. 2.** Weitere Typen für Sonderzwecke, **Bild 12**.

Die reibschlüssige Übertragung der Umfangskraft erfolgt nur über die seitlichen Keilflächen des Riemenprofils. Aufliegen auf dem Rillengrund führt zur Verminderung der übertragbaren Umfangskraft, Gleitschlupf und Schädigung durch Überhitzung. Verstellbarkeit des Wellenabstands um Beträge x nach ISO 155 oder Herstellerangaben ist vorzusehen; überschlägig reicht meist $x \geqq +0{,}03 L_w$ zum Spannen und Nachspannen des Riemens und $|x| \geqq 0{,}015 L_w$ zum zwanglosen Auflegen des Riemens über den Scheibenrand hinweg. Die Wirkdurchmesser d_w (**Bild 1 b**) und zugeordneten Wirkbreiten b_w (**Bild 12 a** und **Anh. G 6 Tab. 2**) von Riemen und Keil-

riemenscheibe kennzeichnen die Lage der biegeneutralen Zugschicht im Keilriemenprofil. Sie sollten mit dem entsprechenden Richtdurchmesser d_r und der Richtbreite b_r der Keilriemenscheiben möglichst übereinstimmen (gilt nicht für Keilrippenriemen nach DIN 7867). Der Scheibenwinkel α wird wegen der Querdehnung des Riemens abhängig von d_r vorgeschrieben. Häufige (f_B) und große ($1/d_w$) Biegeverformungen steigern die innere Erwärmung des Riemens und mindern bei gleicher Lebensdauer seine übertragbare Leistung, **Bild 11 a**. Voraussetzung für hohe Lebensdauer sind: ständige Aufrechterhaltung (Kontrolle) der richtigen Vorspannung, genaue Ausrichtung sowie glatte Oberflächen der Rillenscheiben, $d_{w,min}$ und Wellenmittenabstand e nicht kleiner als nötig, Gegenbiegung (Rückenspannrolle) vermeiden. Spannrollen, wenn unvermeidbar, als Keilriemenscheiben mit $d_w > d_{w,min}$ ausbilden.

Betriebsgrenzen. Umgebungstemperaturen $= -30$ bis 80 °C (-55 bis 70 °C); $i_{max} \approx 10$; $e \approx (0{,}7 \ldots 2)(d_{w1} + d_{w2})$; $F_W = (1{,}5 \ldots 2{,}5) F_u$; Leistungen bis $P_{max} > 1000$ kW (bis zu 35 parallele Stränge), $\eta_{max} = 0{,}97$ für Einzelriemen; η_{max} bis 0,95 für Keilrippenriemen.

6.3.2 Typen und Bauarten von Keilriemen

Types and Sizes

Die Typen sind gekennzeichnet durch die geometrischen Abmessungen des Riemenprofils, die Bauarten durch den inneren Aufbau. **Bild 12 a** bis **i** zeigt die häufigsten Typen von Keilriemen:

a. Endlose Keilriemen nach DIN 2215 (auch klassische Keilriemen). $b_0/h \approx 1{,}5 \ldots 1{,}6$; Profile bezeichnet nach Breite b_0; Keilriemenscheibenmaße und Werkstoffe s. DIN 2211 und DIN 2217. Anwendungsbeispiele: Typen 5 und 6 für Laborgeräte, Feinwerktechnik; 8 und 10 für Haushaltsmaschinen; 13 bis 22 für Maschinenbau (mittlere Drehzahlen) und Landmaschinen; 25 bis 40 für schwere Antriebe mit großen Wellenabständen, großen Scheibendurchmessern, niedrigen Drehzahlen und rauhem Betrieb.

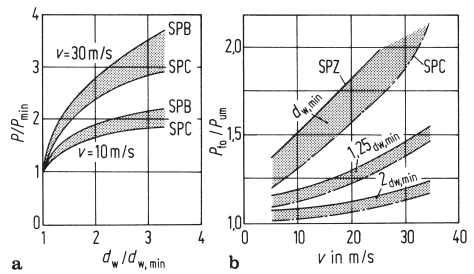


Bild 11 a, b. Übertragbare Leistung von Schmalkeilriemen nach DIN 7753 bei gleicher Lebensdauer [5, 8]. **a** ummantelte Keilriemen; **b** Verhältnis der Leistung P_{fo} flankenoffener zur Leistung P_{um} ummantelter Schmalkeilriemen. $d_{w,min}$ nach **Anh. G 6 Tab. 2**

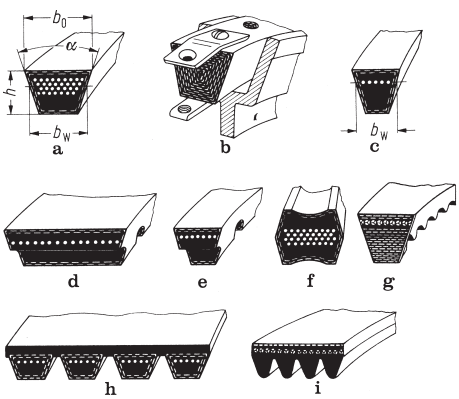


Bild 12 a–i. Typen von Keilriemen. **a** bis **i** s. Text

b. Endliche Keilriemen nach DIN 2216. Meterware, starke Gewebeeinlagen, vorgelocht für Riemenschloß, für mittlere Umfangsgeschwindigkeiten. P_{max} bis zu 15% niedriger, $d_{w,min}$ bis zu 15% größer als bei endlosen Keilriemen nach DIN 2215 mit gleichem Profil. Größere bleibende Dehnung, daher öfteres Nachspannen oder Kürzen erforderlich. Verbindung der Riemenenden nach dem Auflegen mittels Riemenschloß, einfache Montage schwieriger Antriebe auch dort, wo endlose Riemen nicht montierbar. Einfache Lagerhaltung.

c. Endlose Schmalkeilriemen nach DIN 7753, $b_0/h \approx 1{,}2 \ldots 1{,}4$ mit Schmalkeilriemenscheiben nach DIN 2211 (Maße und Werkstoff). Sie übertragen höhere Leistung als Keilriemen gleicher Wirkbreite nach DIN 2215. Meistverwendeter Riementyp.

d. Endlose Breitkeilriemen für industrielle Drehzahlwandler nach DIN 7719. $b_0/h = 2{,}8 \ldots 3{,}25$. Rillenwinkel $\alpha = 24$ bis 30°. Kleinere Keilwinkel ergeben größeren Stellbereich, aber Gefahr der Selbsthemmung (Festklemmen des Keilriemens in der Scheibenrille). Übertragbare Leistung etwa 20% geringer als bei Keilriemen gleicher Profilhöhe nach DIN 2215. DIN 7719 gilt nicht für Drehzahlwandler von Kraftfahrzeugen oder Landmaschinen. Stellbereich $i_{max}/i_{min} = 4 \ldots 12$ möglich bei zwei Verstellscheiben.

e. Gezahnte Keilriemen. Keilriemen nach **a** bis **d** mit Quernuten in der Profilinnenfläche zur Erhöhung der Biegewilligkeit. Sie ermöglichen kleinere Scheibendurchmesser und kleineren Bauraum bei geringfügig verminderter Leistung. Nuten verursachen jedoch – sofern keine ungleiche Teilung der Quernutenabstände gewählt wird – periodische Einlaufstöße und Geräusch.

f. Endlose Hexagonalriemen für Landmaschinen (*Doppelkeilriemen*) nach DIN 7722. $b_{max}/h \approx 1{,}3$. Für ebene Vielwellenantriebe mit gegenläufigen Scheiben. Übertragbare Leistung etwa wie bei Keilriemen nach DIN 2215 mit gleicher maximaler Profilbreite. Anwendung bei mittelschweren Antrieben (Mähdrescher) bis leichten Arbeitsgeräten (Gartengeräte, Kehrmaschinen).

g. Flankenoffene Keilriemen. Profile nach DIN 2215 und DIN 7753 Teil 1. Sie haben nur eine äußere Gewebedeckschicht, jedoch – im Gegensatz zu den übrigen Bauarten – keine Gewebeummantelung an den tragenden Flanken und der „gezahnten" Innenfläche. Der Riemenunterbau aus einer Polychloroprene-Gummi-Mischung ist sehr biegeelastisch und durch quer zur Laufrichtung ausgerichtete Stützfasern für höhere Spreizkräfte (Vorspannung) verstärkt. Sie übertragen höhere Leistungen insbesondere bei kleinen Scheibendurchmessern und hohen Geschwindigkeiten (**Bild 11 b**), vertragen kleinere Scheibendurchmesser (etwa 0,7 bis $0{,}8\, d_{w,min}$ nach **Anh. G 6 Tab. 2**) als ummantelte Keilriemen, erfordern dadurch auch weniger Bauraum bei gleicher Leistung und sind weniger empfindlich gegen Öl, Wärme, Schlupf und Abrieb.

h. Verbund-Schmalkeilriemen (Kraftbänder). Sie bestehen aus bis zu fünf gleich langen (satzkonstanten) Schmalkeilriemen oder klassischen Keilriemen, die durch ein Deckband fest miteinander verbunden sind. Deckband verhindert Verdrillen oder starkes Schwingen einzelner Riemen des Satzes. Rillenscheiben nach DIN ISO 5290.

i. Keilrippenriemen (Rippenbänder) nach DIN 7867. Weiterentwicklung von Verbundkeilriemen in Richtung Flachriemen. Fünf Profile mit Rippenabstand in mm: PH 1,60; PJ 2,34; PK 3,56; PL 4,70; PM 9,40. PK vorzugsweise für Kraftfahrzeugbau, PJ, PL, PM vorzugsweise für industrielle Riemenantriebe, PH für spezielle Anwendungen. Breite bis zu 60 Rippen aus Polychloroprene ohne Ummantelung, die die Rillen der zugehörigen Riemenscheiben vollständig ausfüllen. Zugstrang aus dehnungsarmen Polyester-Cordfäden. Übertragbare Leistung mit Übersetzungszuschlag pro Rippe nach Herstellerangaben. Umfangsgeschwindigkeiten je nach Profil bis $v \approx 60$ m/s. Kleinere Scheibendurchmesser und höhere Übersetzungen je Stufe als bei Keilriemen vermindern den erforderlichen Bauraum, Laufruhe und Gleichförmigkeit der Bewegung sind größer; Gegenbiegung möglich.

6.3.3 Entwurfsberechnung. Calculation

Zur Berechnung der lebensdauerabhängigen Nennleistung P_N offener Keilriemengetriebe wird eine in ISO 5292 angegebene, an Versuchsergebnisse anpaßbare Zahlenwertgleichung zunehmend verwendet. Durch Einführung von Bezugskenngrößen läßt sich diese Gleichung übersichtlicher gestalten:

$$P_N = c_\beta P_0 \cdot \frac{v}{v_0} \cdot \left[1 + K_2\left(1 - \frac{d_{w,\min}}{d_{w1}} \cdot \frac{1}{K_i}\right) + K_3\left[1 - \left(\frac{v}{v_0}\right)^2\right] + K_4 \ln\left(\frac{v_0}{v} \cdot \frac{L_w}{L_0}\right)\right] \quad (11)$$

mit dem Winkelfaktor $c_\beta = 1{,}25 \cdot (1 - 5^{-\beta_1/\pi})$; Umschlingungswinkel β_1 der kleineren Scheibe; Nennleistung P_0 bei Umfangsgeschwindigkeit v_0 für Mindest-Scheibendurchmesser $d_{w,\min}$ bei Übersetzung $i = 1$ ($\beta_1 = 180°$ bzw. π) sowie Riemenlänge L_0; Nennleistung P_N bei Umfangsgeschwindigkeit v für Wirkdurchmesser der kleineren Scheibe d_{w1} bei Übersetzung $i \neq 0$ ($\beta_1 \neq 180°$ bzw. π) sowie Riemenlänge L_w; $K_i \approx 1{,}124 - 0{,}124 \exp(-3(i-1))$ und $i \geqq 0$. In **Anh. G 6 Tab. 2** ist eine Auswertung der Katalogangaben eines Herstellers zur ersten Orientierung angegeben. Da im Einzelfall durchaus Abweichungen von den Herstellerangaben auftreten, sind für Nachrechnungen die Angaben der Keilriemenhersteller verbindlich. Zur Orientierung können auch die Normen DIN 2218 und DIN 7753 genutzt werden. Die richtige Bemessung eines Riementriebs hängt von einer Reihe von Faktoren und Umweltbedingungen ab. – Es wird deshalb empfohlen, besonders bei schwierigen Antriebsproblemen die Erfahrungen der Firmen dieses Fachgebiets, d. h. Hersteller von Keilriemen und Antrieben zu berücksichtigen; Hersteller [11].

Die Bemessungsleistung $c_B P_{an} \geqq z P_N$ für z parallellaufende Riemen wird mit Schätzwerten für c_B nach **Tab. 1** bestimmt, so daß die erforderliche Riemenanzahl $z \geqq c_B P_{an}/P_N$ ist. Berechnung aller anderen Systemgrößen wie bei Flachriemen oder nach Richtlinie VDI 2758.

6.4 Synchronriemen (Zahnriemen)
Synchronous belts

6.4.1 Aufbau, Eigenschaften, Anwendung
Design, characteristic and use

Synchronriemen (**Bild 13**) haben eine einseitige oder doppelseitige Verzahnung, mit der sie die Umfangskräfte formschlüssig ohne Schlupf übertragen, **Bild 2 c**. Der Riemenkörper besteht aus Neoprene oder Polyurethan mit Zugsträngen aus hochfesten Glasfasern oder Stahl-, Kevlar- bzw. Polyestercord, die bei den meist endlos in Normlängen hergestellten Riemen schraubenförmig gewickelt sind. Der Zugstrang bestimmt die neutrale Biegeebene, seine Länge ist zugleich

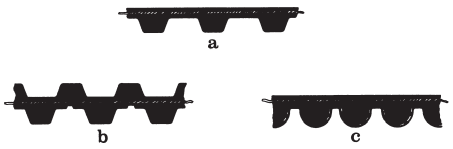


Bild 13 a–c. Profilformen von Zahnriemen. **a, b** einfach und doppelt verzahnt nach DIN 7721 mit metrischer und DIN/ISO 5296 mit Zoll-Teilung; **c** HTD-(High Torque Drive-)Profil

die Wirklänge L_w des Riemens, er läuft auf den Wirkdurchmessern $d_{w1,2} = z_{1,2} p_b/\pi$ um die Synchronscheiben (Zahnscheiben) mit den Zähnezahlen z_1, z_2 und der Zahnteilung p_b. Synchronriemen (Zahnriemen) laufen bei richtiger Einstellung wartungsfrei, keine Schmierung erforderlich. Bei größeren Geschwindigkeiten, Leistungen, Vorspannungen und Riemenbreiten entstehen Zahneingriffsgeräusche, Grundfrequenz $f_0 = n_1 z_1$. Synchronriemen eignen sich wegen der formschlüssigen Bewegungsübertragung für übersetzungstreue Antriebe (z. B. Ventilsteuerungen), bei beidseitiger Verzahnung auch für Vielwellenantriebe mit gegenläufigen Scheiben, bei größeren Achsabständen auch für räumliche Antriebe, **Bild 3 e**.

Normen: DIN 7721 und DIN ISO 5296 zu Abmessungen und Messung der Wirklänge. Scheiben DIN ISO 5294.

6.4.2 Gestaltungshinweise. Design hints

Bei ebenen Getrieben müssen die Synchronriemen durch seitliche Borde an mindestens einer Zahnscheibe beidseitig oder wechselseitig an zwei Zahnscheiben axial geführt werden. Zum Auflegen und Vorspannen sollte eine Welle oder Spannwelle radial beweglich sein. Bei festem Wellenabstand werden die Zahnscheiben gemeinsam mit dem aufgelegten Riemen montiert. Spannrollen möglichst als Zahnscheiben ($d_w > d_{w1}$) ausbilden und zur Vermeidung von Gegenbiegung am Leertrum innen anordnen, aber nicht federnd, weil keine Nachdehnung des Riemens bei richtiger Auslegung zu erwarten ist. Empfohlene Grenzwerte: $e \approx (0{,}5 \text{ bis } 2)(d_{w1} + d_{w2})$, $d_1/b \geqq 1$. Bei räumlichen Synchronriementrieben muß die Gerade zwischen Auf- und Ablaufpunkten zugleich Schnittlinie der beiden mittleren Radebenen sein, so daß der Riemen nur verdrillt, nicht aber seitlich abgezogen wird (s. **Bild 3 e**); seitliche Borde können entfallen; Wellenabstand je 90° Verdrillung $e_{90} \geqq 12b$.

Betriebsgrenzen. Umgebungstemperatur $= -40$ bis 90 °C; $P_{max} = 400$ kW; $v_{max} = 40$ (Typ T 20) … 80 (T 5) m/s; $f_{B,max} \approx 100\ s^{-1}$; $i_{max} \approx 12$; $\eta_{max} \approx 0{,}98$.

6.4.3 Entwurfsberechnung. Calculation

Berechnung von L_w (angenähert), e und v wie für Flachriemengetriebe; genau: $L_w = p_b z_b$ mit $z_b =$ Riemenzähnezahl; Zahl der eingreifenden Zähne $z_{e1} = z_1 \beta_1/2\pi$ (auf ganze Zahl abgerundet); Übersetzung $i = z_2/z_1$; Wahl des Riemens nach der gegebenen Leistung und der Zähnezahl $z_1 \geqq z_{1,\min}$ mit Leistungsangaben für Bezugsbreite b_{s0} nach **Anh. G 6 Tab. 3** und Breitenfaktor $k_w = (b_s/b_{s0})^{1,14}$ nach ISO 5295 sowie Lasteinleitungsfaktor $k_z = 1$ für $z_{e1} \geqq 6$ bzw. $k_z = 1 - 0{,}2(6 - z_{e1})$ für $z_{e1} < 6$.

Mit der übertragbaren Leistung

$$c_B P_{an} \leqq k_z P_0 \frac{v}{v_0} \frac{b_s}{b_{s0}} \left\{1{,}5\left(\frac{b_s}{b_{s0}}\right)^{0,14} - 0{,}5\left(\frac{v}{v_0}\right)^2\right\}$$

und $v = n_1 z_1 p_b = n_2 z_2 p_b$ ergibt sich die mindest erforderliche Riemenbreite b_s. Maximale Riemenbreiten $b_{s,max} \approx (4 \ldots 10) p_b$. Empfohlene Wellenvorspannkraft $F_{W0} \approx F_u$. Der

Betriebsfaktor c_B ist bei Übersetzungen ins Schnelle für $1/i \approx 1{,}24$ gegenüber **Tab. 1** nach Herstellerangabe zu erhöhen. Höhere Leistungen sind mit HTD-(High Torque Drive-) Riemen [6] und RPP-Riemen (Riemen mit parabolischem Profil) [9] als weiterentwickelte Trapezzahnriemen sowie mit AT-Riemen [10] als verstärkte T-Typen übertragbar. Zusätzliches Entscheidungskriterium bei der Riemenauswahl, insbesondere im Automobilbau, ist eine möglichst niedrige Geräuschentwicklung, die durch modifizierte Trapezzahnformen angestrebt wird. Hersteller [11]. Rechengang für Trapezprofil und kreisbogenförmiges Profil s. Richtlinie VDI 2758.

6.5 Kettengetriebe. Chain drives

6.5.1 Bauarten, Eigenschaften, Anwendung
Characteristics and use

Kettengetriebe (**Bild 2a, b**) übertragen formschlüssig und schlupflos Leistungen bis 200 kW je Einzelkette mit niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten zwischen parallelen Wellen, bei mehr als zwei Wellen auch gegenläufig. Leistungen bis über 500 kW sind mit Mehrfachketten (ausgeführt bis 12fach, überwiegend bis 3fach) möglich. Bei kleinen Zähnezahlen des kleineren Kettenrads wird die Drehübertragung wegen des rhythmisch veränderlichen Kettenab- bzw. -auflaufortes, des sog. *Polygoneffekts*, ungleichmäßig. Daraus folgen periodisch schwankende Trumgeschwindigkeiten, Anregung von Schwingungen und Geräuschen bei höheren Kettengeschwindigkeiten. Milderung bei größerer Zähnezahl und kleinerer Teilung. Andererseits mildert die Kette Betriebsstöße aufgrund ihrer Längselastizität. Die Lebensdauer einer Kette wird begrenzt durch die maximal ertragbare Verschleißlängung und vermindert durch ungenügende Schmierung, Verschmutzung, Stoß- und Schwingungsbeanspruchung. Häufigste Bauarten sind die *Buchsenkette* nach DIN 8154, **Bild 14a** (im geschlossenen Getriebegehäuse bei sehr guter Schmierung), die *Rollenkette* nach DIN 8187 und DIN 8188, **Bild 14b** (meistverwendete Bauart, die geschmierte Rolle vermindert Verschleiß und Geräusch) und die *Zahnkette* nach DIN 8190 (**Bild 2b**) (ruhiger Lauf bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten). Weitere *Stahlgelenkketten* s. DIN 8194 mit Bauformen und Benennungen (deutsch, englisch, französisch).

Stufenlos verstellbare *Kettengetriebe* (sogenannte CVT-Getriebe – Continuously Variable Transmission) werden entweder mit radialverzahnten Kegelscheiben und Ketten mit querbeweglichen, in die Zähne der Kegelscheiben eingreifenden Lamellen (überwiegend Formschluß) oder mit glatten Kegelscheiben und reibschlüssig zwischen diesen laufenden Ketten (Zylinder- und Ringrollenketten, Wiegedruckstückketten, Keilketten) ausgeführt [12, 13]. Als Alternative zur zugkraftbelasteten Stahlgelenkkette sind auch *Schubgliederbänder* (Ganzmetall-Keilriemen) bekannt, deren Glieder im wesentlichen auf Druck beansprucht werden [14].

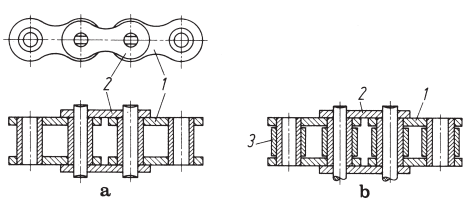


Bild 14a, b. Getriebeketten. **a** einfache Buchsenkette; **b** einfache Rollenkette; *1* Innenglied mit eingepreßten Hülsen, *2* Außenglied mit Bolzen, *3* bewegliche Rolle

6.5.2 Gestaltungshinweise. Design hints

Wellenabstände möglichst für eine gerade Zahl von Kettengliedern (Teilung p) bemessen, um gekröpfte Glieder zu vermeiden. Achsabstand so, daß Umschlingungswinkel mindestens 120° auf Kleinrad, normal: $e = 30 \ldots 50p$. Der Durchhang im Leertrum soll etwa 1% des Achsabstands betragen. Die maximal zulässige Verschleißlängung der Kette Δl sollte i. allg. 3% der ursprünglichen Kettenlänge l nicht überschreiten, bei Kettenrädern mit mehr als 67 Zähnen nur $\Delta l/l \leqq 200/z_2$ in %, jedoch bei festem Wellenabstand ohne Spannvorrichtung nur $\Delta l/l \leqq (0{,}6 \ldots 1{,}5)\%$. Ausgleich des Kettenverschleißes durch querverschiebliche Wellen oder, bei festem Wellenabstand, durch zylindrische Spannrolle (bis $v = 1$ m/s) oder verzahntes Spannrad, jeweils im Leertrum, durch Federn oder Gewicht gering belastet. Wegen des Polygoneffekts sollten Räder mit mindestens 17 Zähnen gewählt werden. Für mittlere bis hohe Geschwindigkeit oder höchstzulässige Belastung soll das Kleinrad gehärtete Zähne und möglichst 21 Zähne aufweisen. Kettenräder sollten normalerweise höchstens 150 Zähne besitzen. Bevorzugte Zähnezahlen: 17, 19, 21, 23, 25, 38, 57, 76, 95 und 114. Wenn Kettentrieb mit Neigung zur Waagerechten größer als 60° angeordnet, dann notwendige Kettenspannung durch Spannrollen, Spannräder oder andere geeignete Hilfsmittel. Von Spann- und Umlenkrädern sollen mindestens drei Zähne im Eingriff sein. Übersetzung i: 3 bis 7 günstig, bis über 10fach möglich. Erforderliche Schmierung ist abhängig vom Kettentyp und Kettengeschwindigkeit v. *Hinweise zu Rollenketten* s. DIN 8195: Für Kette DIN 8188-08A-1 mit Teilung $p =$ 12,7 mm gilt z. B.: Ölzufuhr durch Ölkanne oder Pinsel bis $v \approx 0{,}7$ m/s (unsicher, mindestens einmal täglich), Tropfschmierung bis $v \approx 3{,}9$ m/s (Tropföl für jede Laschenreihe mit je 2 bis 6 Tropfen pro Minute); Ölbad (Ölstand bis maximal zur untersten Rollenmitte) oder Schleuderscheibe bis $v \approx 8{,}4$ m/s; Druckumlaufschmierung, gegebenenfalls mit Filter und Ölkühler bis $v_{max} \approx 19$ m/s (mit gleichmäßigem Ölstrom auf Innenseite des Leertrums und auch Zugtrums; auch zur Kettenkühlung). Wirkungsgrad sinkt bei einmaliger Schmierung mit wachsender Betriebszeit schnell ab; $\eta_{max} < 0{,}97$. Maximale Leistungsübertragung bei $v_{opt} = n_0 z_1 p$, Anhaltswerte für n_0 mit $z_1 = 19$ und 15000 Betriebsstunden mit Übersetzungsverhältnis $i = 3$ bei 100 Kettengliedern nach DIN 8195 s. **Anh. G 6 Tab. 4.**

Gestaltungs- und Berechnungshinweise

siehe [13, 14]. *Anwendungsgebiete* s. **Q 1.3.2** und **T 1.2.2**, meistens in Kombination mit nachgeschaltetem Zahnradgetriebe. Stellbereiche bis etwa 6, Leistungsbereiche für formschlüssige Lamellenketten bis 13,5 kW, für reibschlüssige Ketten bis 175 kW.

6.5.3 Entwurfsberechnung. Calculation

Kettengeschwindigkeit $v = n_1 z_1 p = n_2 z_2 p$, Teilkreisdurchmesser (Rollenmitten) $d_{w1,2} = p/\sin(\pi/z_{1,2})$, Kettenlänge $l = Xp$ mit Gliederanzahl X (volle, gerade Anzahl), $X \geqq X_0$ mit $X_0 = 2e/p + (z_1 + z_2)/2 + p(z_2 - z_1)^2/(4e\pi^2)$, Achsabstand

$$e \approx \frac{p}{4}\left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 2\left(\frac{z_2 - z_1}{\pi}\right)^2}\right].$$

Die Teilung p der Rollenketten nach DIN 8187 (europäische Bauart, Kennbuchstabe B) und DIN 8188 (amerikanische Bauart, Kennbuchstabe A) ist in Zollstufung genormt, s. **Anh. G 6 Tab. 4.**

Zur Drehzahl n_0 gehört die Leistung P_0; für $n_1 \leqq n_0$, $i \leqq 7$ gilt in Anlehnung an DIN 8195

$$P_N \approx P_0 \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^{0{,}9} N^{0{,}97} \left(\frac{z_1}{19}\right)^{1{,}073} \left(\frac{i}{3}\right)^{0{,}18} \left(\frac{e}{40p}\right)^{0{,}26}$$

mit Bemessungsleistung $c_B P_{an} \leqq P_N$, wobei der Betriebsfaktor in Anlehnung an **Tab. 1** geschätzt werden kann oder auch nach DIN 8195; $N=1$ für Einfachkette, $N=2$ für Zweifachkette, $N=3$ für Dreifachkette. Typisches Leistungsdiagramm zur Auslegung nach Herstellerunterlagen s. **Anh. G 6 Bild 1.** Hersteller [11].

7 Reibradgetriebe. Traction drives

H. Peeken, Aachen; überarbeitet von **G. Poll**, Hannover

7.1 Wirkungsweise, Definitionen
Mode of operation, definitions

Reibradgetriebe oder auch *Wälzgetriebe* sind gleichförmig übersetzende Reibschlußgetriebe [1], bei denen im Gegensatz zu Zugmittelgetrieben keine großflächige Berührung auftritt, sondern näherungsweise punkt- oder linienförmige Kontakte vorliegen. Die Größe der durch Abplattung entstehenden Berührfläche sowie die Pressungsverteilung lassen sich mit Hilfe der Hertzschen Gleichungen (s. **C 4**) bestimmen. Bei weichen nichtmetallischen Werkstoffen findet die Theorie der *Stribeckschen Wälzpressung* Anwendung. Die Momentenübertragung erfolgt durch Umfangskräfte F_t, die zwischen den rotationssymmetrischen Rädern unter der Anpreßkraft F_n (**Bild 1 a**) wirken. Man definiert einen Kraftschlußbeiwert f bzw. *Nutzreibwert* (s. a. **Tab. 2**)

$$\mu_N = f = F_t/F_n, \tag{1}$$

der stets kleiner als der tatsächliche Reibwert μ ist. Damit ist die Kraftschlußausnutzung bzw. der tangentiale Nutzungsgrad

$$\nu_t = \mu_N/\mu = f/\mu. \tag{2}$$

Die Drehachsen liegen zumeist in einer Ebene, um den bei windschiefen Achsen auftretenden Schräglauf zu vermeiden. Bei Verstellgetrieben muß jedoch eine *Bohrbewegung* (s. **G 7.3.1**) in Kauf genommen werden. Nur wenn die Spitzen der beiden Wälzkegel in einem Punkt zusammenfallen, ist reines Rollen möglich (**Bild 1 b**). Die Übersetzung ist definiert als Drehzahlverhältnis von Antriebs- (Index 1-) und Abtriebs- (Index 2-)welle:

$$i = n_1/n_2 = d_2/d_1. \tag{3}$$

In der Literatur findet man für die Übersetzung, insbesondere von Verstellgetrieben auch den u. U. vorzeichenbehafteten Kehrwert $i = n_2/n_1$. Die in der Praxis oft konstante Antriebsdrehzahl n_1 dient dabei als Bezugsgröße, mit der Folge, daß bei stillstehender Abtriebswelle ($n_2 = 0$) nicht $i = \infty$ wird.

7.2 Bauarten, Beispiele. Types, examples

Reibradgetriebe bestehen in der einfachsten Ausführung aus zwei Rotationskörpern, die unmittelbar auf An- und Abtriebswelle angeordnet sind. Zur Verringerung der hohen Anpreßkräfte, die in diesem Fall vollständig von den Lagern aufgenommen werden müssen, bevorzugt man Paarungen mit größeren Reibwerten (**Bild 2**). Besondere Eigenschaften lassen sich durch Konstruktionen mit Zwischengliedern erzielen, was mit dem Nachteil einer Reihenschaltung zweier Kontaktstellen im Leistungsfluß verbunden ist, jedoch eine Parallelschaltung mehrerer Zwischenglieder ermöglicht, wodurch sich die Leistung erhöhen und die Lagerbelastung verringern läßt (z. B. planetenartige Anordnung zur Verringerung der Radialkräfte). Bei Verstellgetrieben können An- und Abtriebswelle dann raumfest angeordnet werden, und die Bohrbewegung läßt sich im gesamten Verstellbereich minimieren.
Die Anpreßkraft F_n wird entweder durch Federkraft erzeugt, wodurch sie in der Regel konstant ist und ein Durchrutschen bei Überlast ermöglicht wird, oder sie wächst mit zunehmender Belastung. Die Kraft ist dabei prinzipbedingt lastabhängig (**Bild 5 b, d**) oder sie wird durch drehmomentabhängige Anpreßvorrichtungen, wie z. B. in **Bild 3** dargestellt, gezielt beeinflußt. Dadurch ändert sich die Übersetzung mit schwankender Belastung nur geringfügig, das Getriebe ist *„drehmomentensteif"*.

7.2.1 Reibradgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis
Friction drives with fixed transmission ratio

Bei allen Anwendungen, die keinen Synchronlauf erfordern, stehen Reibradgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis in direkter Konkurrenz zu formschlüssigen Getriebetypen wie z. B. Zahnradgetrieben. Sie zeichnen sich durch einfachen Aufbau aus, der kostengünstige Konstruktionen erlaubt und können gleichzeitig die Aufgabe einer Überlastkupplung übernehmen. Eine zweifache Funktion erfüllen sie auch bei Lagerung und Antrieb großer rohrförmiger Behälter.

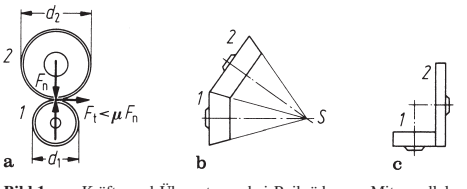


Bild 1 a–c. Kräfte und Übersetzung bei Reibrädern. **a** Mit parallelen Achsen; **b** mit einander schneidenden Achsen, ohne Bohrreibung; **c** mit einander schneidenden Achsen, mit Bohrschlupf in der Berührlinie

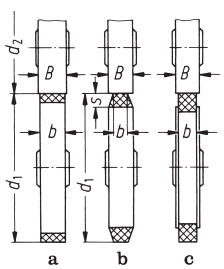


Bild 2 a–c. Reibräder mit Reibbelägen, wobei $B > b$. **a** Harter organischer Reibbelag; **b** Reibring aus Gummi, aufvulkanisiert; **c** Reibring aus Gummi, aufgespannt

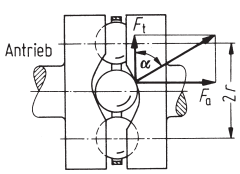


Bild 3. Vorrichtung zur Erzeugung einer drehmomentabhängigen Axialkraft $F_a = F_t \tan\alpha = (M/r) \tan\alpha$

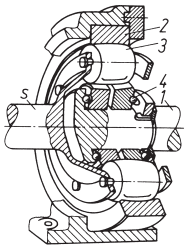


Bild 4. Planeten-Reibradgetriebe nach [2]. *1* Antriebswelle für geteiltes Sonnenrad, *2* feststehender Außenring, *3* ballige Planetenräder, *4* Einrichtung zur drehmomentabhängigen Anpassung der beiden auf Welle *1* axial verschieb- und drehbaren Sonnenradhälften (vgl. **Bild 5**). *s* Planetenträger als Abtrieb

Da die Geometrie der Kontaktzone zeitlich unveränderlich ist, sind im Gegensatz zu Zahnradgetrieben keine periodischen Schwingungsanregungen (Eingriffsstoß, Zahnsteifigkeitsschwankung) zu befürchten. Es lassen sich daher sehr geräuscharme Getriebe realisieren (**Bild 4**) und auch sehr hohe Drehzahlen (z. B. bis 16000 1/s bei Texturiermaschinen) sind bei Übersetzung ins Schnelle erreichbar.

7.2.2 Wälzgetriebe mit stufenlos einstellbarer Übersetzung. Continuously variable traction drives

Der fehlende Formschluß bei Wälzgetrieben ermöglicht eine stufenlose Veränderung ihrer Übersetzung in den Grenzen i_{min} und i_{max}. Diese Eigenschaft wird durch das *Stellverhältnis* $\varphi = i_{max}/i_{min}$ gekennzeichnet. Durch Kombination mit einem Planetengetriebe zu einem Stellkoppelgetriebe (s. **G 8.9**) kann das Stellverhältnis beliebig erweitert oder eingeengt werden, wodurch z. B. mit jeder Bauart eine Drehrichtungsumkehr möglich ist.

Verstellgetriebe oder auch kurz *Stellgetriebe* werden oft als komplette Antriebseinheiten mit anmontierten Asynchronmotoren angeboten, womit man durch Polumschaltung den Verstellbereich zusätzlich vergrößern kann. In den meisten Fällen können abtriebsseitige Untersetzungsgetriebe montiert werden, mit deren Hilfe beliebige Drehzahlbereiche möglich sind. **Bild 5** zeigt eine Auswahl gebräuchlicher Funktionsprinzipien. (Getriebe nach **Bild 5a** trockenlaufend mit Kunststoff-Reibring, alle übrigen mit geschmierten Wälzkörpern aus Stahl.) Die große Vielfalt entsteht durch die unterschiedlichen Anforderungen, die an Reibradgetriebe gestellt werden, wie Wirtschaftlichkeit (Preis, Wirkungsgrad, Lebensdauer), Verstellung im Stillstand, Verstellung bis $n_2 = 0$ usw.

Die Auswahl eines geeigneten Verstellgetriebes für einen bestimmten Anwendungsfall erfolgt unter der Voraussetzung, daß der Antrieb den Drehmomentenbedarf der Arbeitsmaschine im gesamten Drehzahlbereich decken muß. Der als Abtriebskennlinie bezeichnete Verlauf des Abtriebsmoments über der Drehzahl n_2 ist somit eine wichtige Eigenschaft des Verstellantriebs. Bei konstanter Antriebsdrehzahl n_1 läßt sich das Verhalten der Bauarten nach **Bild 5** durch verschiedene Bereiche (**Tab. 1**) der schematischen Abtriebskennlinie nach **Bild 6** darstellen. Das bei vielen Bauarten in einem gewissen Verstellbereich *II* konstante zulässige Drehmoment kann bei extremen Übersetzungen (Bereiche *I* und *III*) oft nicht mehr übertragen werden, da dann z. B. die zulässigen Hertzschen Pressungen durch kleinere Krümmungsradien überschritten werden oder die Bohrbewegung zu erhöhtem Verschleiß führt. Der häufig hyperbelförmige Drehmomentabfall im Bereich wird zudem durch die begrenzte Antriebsleistung verursacht.

Gegenwärtig stehen drei Bauarten von Reibradgetrieben als *stufenlose Fahrzeugantriebe (CVT)* zur Diskussion [3–7]:

- das *Halbtoroidgetriebe*, **Bild 5i**,
- das *Volltoroidgetriebe*, **Bild 7** und
- das *Kegelringgetriebe*, **Bild 8**.

Es wird erwartet, daß sie höhere Leistungsdichten erreichen werden als die konkurrierenden Umschlingungsmittelgetriebe.

Tabelle 1. Kenndaten der Wälzgetriebe (**Bild 5**) nach Herstellerkatalogen (Stand 1989). Werte für jeweils größten und kleinsten Typ mit angeflanschtem Antriebsmotor, $n_1 = 24$ 1/s

Bild-Nr.	Bezeichnung (Hersteller)	$P_{2\,max}$ kW	$M_{2\,max}$ Nm	$\varphi = \frac{(n_2/n_1)_{max}}{(n_2/n_1)_{min}}$	$\eta_{max} = \frac{P_2}{P_{el}}$	Kennlinienbereiche
5a	Kegel-Reibring-Getriebe (SEW, Stöber, Prym, Flender-Himmelwerke)	10 0,08	75 2,4	1,25/0,25 = 5 1,1 /0,22 = 5	0,9 0,7	II, III
5b	Hohlkegel-Kugel-Getriebe (Heynau)	0,15[b]) 0,05	0,6 0,36	2/0,22 = 6 3/0,33 = 9	0,61 0,55	II, III
5c	Kegel-Scheiben-Getriebe (Unicum)	103 0,15	1407 3,8	0,86/0,43 = 2 2,4 /0,2 = 12	0,92 0,92	II, III
5d	Ring-Keilscheiben-Getriebe H-Trieb (Heynau)	3,2 0,2	43 3,0	3/0,33 = 9 3/0,33 = 9	0,79 0,79	II, III
5e	Kegelscheiben-Ring-Getriebe Beier-Getr. (Sumitomo)	120[a]) 0,2	3440 3,2	1,3/0,33 = 4 0,8/0,2 = 4	0,8 0,8	III
5f	Kugel-Ringe-Getriebe (Planetroll, Neuweg)	5,76 0,02	150 1,2	0/0,39 = ∞ 0/0,39 = ∞	0,77 0,7	I, II, III
5g	Kugel-Scheiben-Getriebe (PIV, Reimers)	2,36[b]) 0,086[c])	13,4 2,0	1,2/0 = ∞ 1,2/0 = ∞	0,79 0,72	III
5h	Doppelkegel-Ring-Getriebe (Kopp)	68[d]) 0,8[d])	1200 18	1,2/0,2 = 6 1,2/0,12 = 10	0,9 0,9	I, III
5i	Torusgetriebe (Arter)	10,4 0,14	120 2	2,21/0,29 = 7,75 2,14/0,21 = 10	0,95 0,8	III
5j	Planeten-Kegelscheiben-Ring-Getriebe Disco (Lenze)	18,6 0,12	300 2	0,67/0,13 = 5 0,67/0,11 = 6	0,86 0,85	III

[a]) $n_1 = 12{,}5$ 1/s. [b]) $n_1 = 47$ 1/s. [c]) Mit Getriebe. [d]) Ohne Antriebsmotor.

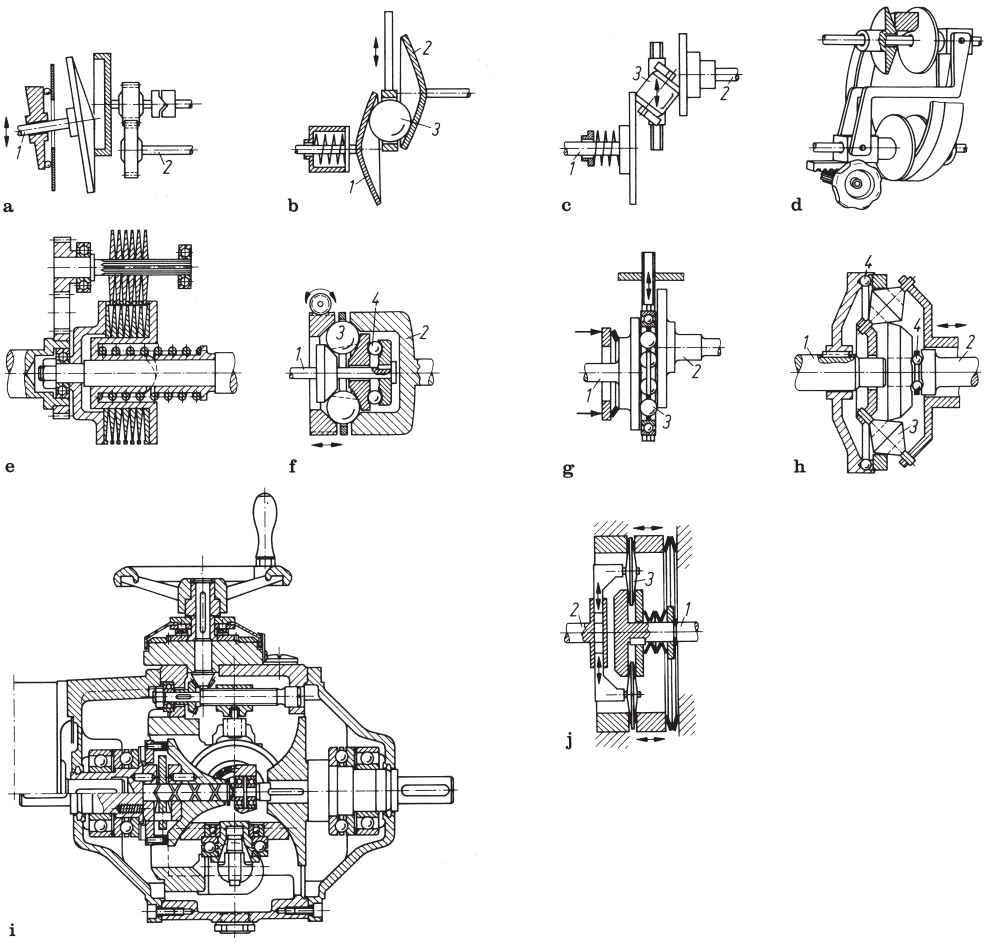


Bild 5 a–j. Schematische Darstellung einiger Wälzgetriebe (vgl. **Tab. 1**). *1* Antrieb, *2* Abtrieb, *3* Zwischenglied, *4* Einrichtung zur drehmomentenabhängigen Anpassung der Wälzkörper

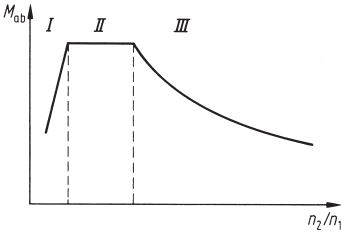


Bild 6. Schematische Abtriebskennlinie der Wälzgetriebe nach **Bild 5**. Die bei den einzelnen Bauarten vorhandenen Bereiche sind in **Tab. 1** angegeben

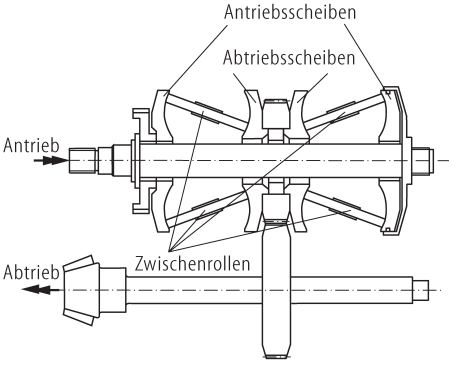


Bild 7. Volltoroidgetriebe, schematische Darstellung [4]

Toroidgetriebe haben torusförmige An- und Abtriebsscheiben, zwischen denen Momente über Zwischenrollen übertragen werden; sie befinden sich im Torusraum zwischen diesen Zentralscheiben und werden zur Einstellung der gewünschten Übersetzung um Achsen geschwenkt, die den Torusmittenkreis tangieren. Meist werden zwei Halbgetriebe parallel geschaltet, um die für die Leistungsübertragung nötige axiale Vorspannung ohne verlustreiche Axiallager zu erzeugen und eine höhere Leistung übertragen zu können. Die beiden Antriebsscheiben sitzen dabei auf der inneren, die zwei Abtriebsscheiben auf der äußeren Zentralwelle.

Halbtoroidgetriebe (**Bild 5 i**) nützen nur die innere Hälfte des Torusraumes aus ($\varepsilon < 180°$). Die Berührflächennormalen der

beiden Kontaktstellen schließen einen Winkel ein, so daß eine erhebliche Axialkraft auf die Zwischenrolle entsteht, die durch eine entsprechende Lagerung mit hohen Bohrschlupfverlusten abgefangen werden muß. Hingegen sind die Bohrschlupfverluste in den eigentlichen Traktionskontaktstellen gering (1% im optimalen Betriebspunkt bei 80% Kraftschlußausnutzung), da sich die Berührtangenten und die Drehachsen annähernd in einem Punkt schneiden (Bohr/Wälzverhältnis i. allg. 0 bis 0,2, maximal bis 0,5).

Bei Volltoroidgetrieben (**Bild 7**) durchstößt die Verbindungslinie zwischen den beiden Kontaktstellen einer Zwischenrolle den Mittenkreis des Torus ($\varepsilon = 180°$), so daß keine Axialkraft auf die Rollen wirkt. Allerdings sind die Bohrschlupfverluste in den Traktionskontaktstellen höher (2 bis 3%, Bohr/Wälzverhältnis 0,8 bis 1,0).

Das Kegelringgetriebe (**Bild 8**) besteht aus einem Ausgangsreibkegel und einem Eingangsreibkegel, um den ein Reibring angeordnet ist. Die Position dieses Reibrings bestimmt die aktuelle Übersetzung. Die erforderliche Anpressung entsteht durch Verschieben des Ausgangsreibkegels. Mit entsprechend schlanken Kegeln können ähnlich günstige Bohr/Wälzverhältnisse ($\approx 0{,}18$) erzielt werden wie mit Halbtoroidgetrieben, jedoch bei geringen Axialkräften. Im Vergleich zu Kegelgetrieben mit zwischengeschalteten Rollen ist die spezifische Belastung der Kontaktstellen kleiner.

Durch Aufprägen eines Schräglaufwinkels kann erreicht werden, daß Zwischenrollen und Reibringe mit geringem äußeren Kraftaufwand durch Querreibkräfte in Positionen mit geänderten Übersetzungen gelenkt werden.

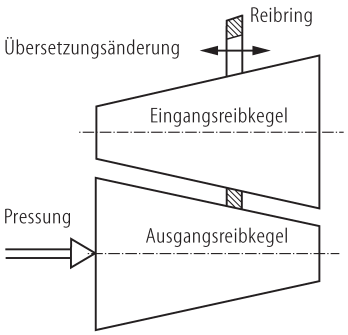


Bild 8. Kegelringgetriebe, schematische Darstellung [7]

7.3 Berechnungsgrundlagen. Computational basics

7.3.1 Bohrbewegung. Rolling with spin

Zur Berechnung der Relativbewegung im Kontaktbereich werden die beteiligten Reibräder durch Kegel ersetzt, die die als eben angenommene Berührfläche tangieren. Im allgemeinen fallen die in der Berührebene liegenden Spitzen dieser Wälzkegel nicht in einem Punkt zusammen, wie in **Bild 9** dargestellt. Die Umfangsgeschwindigkeiten sind dann nur im Punkt *P* identisch, entlang der Mantellinien nimmt ihre Differenz zu. Diese dem reinen Abrollen überlagerte Bewegung läßt sich durch eine Relativdrehung mit der Winkelgeschwindigkeit ω_b beschreiben, die normal zur Berührebene gerichtet ist. Allgemein ergibt sich die Relativbewegung von Wälzkörper *2* gegenüber *1* durch die Vektorgleichung $\vec{\omega}_{rel} = \vec{\omega}_2 - \vec{\omega}_1$. Durch Zerlegung in Anteile senkrecht und parallel zur Berührfläche lassen sich die gesuchten Bohr- und Wälzgeschwindigkeiten bestimmen:

$$\vec{\omega}_b + \vec{\omega}_w = \vec{\omega}_2 - \vec{\omega}_1$$

mit den Beträgen

$$\omega_b = |\omega_2 \sin\alpha_2 \pm \omega_1 \sin\alpha_1| \tag{4}$$

$$\omega_w = |\omega_2 \cos\alpha_2 \pm \omega_1 \cos\alpha_1| \tag{5}$$

Pluszeichen, wenn *P* zwischen S_1 und S_2 liegt,
Minuszeichen, wenn ein Wälzkegel Hohlkegel ist.

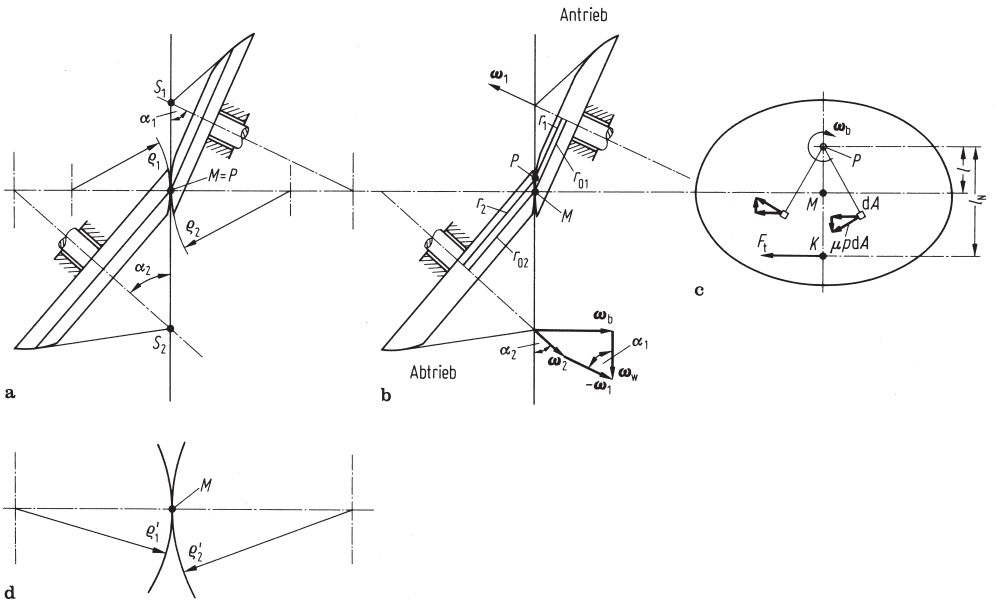


Bild 9a–d. Wälzkontakt mit Bohrbewegung. **a** im Leerlauf; **b** unter Last; **c** vergrößerte Berührellipse mit Reibkräften in Richtung der Gleitgeschwindigkeit, Verlagerung des Drehpols *P* um *l* bei Auftreten einer Umfangslast F_t; **d** geklappte Schnittdarstellung von **a** mit Hauptkrümmungsradien ϱ_1' und ϱ_2'

Das *Bohr/Wälzverhältnis* ω_b/ω_w kennzeichnet das Ausmaß der Bohrbewegung und der damit verbundenen Verluste. Es wird durch die Bauart bestimmt und variiert im Verstellbereich (z. B. 0 bis 15 **Bild 5 a** und 0 bis 0,5 **Bild 5 i**).

7.3.2 Schlupf. Ratio of slip

Die Größe und Form, d. h. die Halbachsen a und b der Hertzschen Berührellipse werden u. a. durch die Hauptkrümmungsradien der Wälzkörper im Berührpunkt bestimmt. In der durch die Drehachsen aufgespannten Ebene sind das die Radien ϱ_1 und ϱ_2. Die dazu und wiederum zur Berührfläche senkrechte Ebene erzeugt Kegelschnitte mit den Krümmungsradien ϱ'_1 und ϱ'_2 im Berührpunkt.

Bei vorhandener Bohrbewegung sind die Umfangsgeschwindigkeiten der Wälzkörper nur in einem Punkt, dem Drehpol P, identisch. Seine Lage bestimmt infolgedessen die jeweilige Übersetzung. Im Leerlauf liegt P in der Mitte M der Berührellipse (**Bild 9 a**), womit das Drehzahlverhältnis $\omega_{02}/\omega_{01} = r_{01}/r_{02}$ festliegt. In Richtung der Gleitgeschwindigkeiten entstehen Reibkräfte, die zwar ein Moment um P erzeugen, jedoch aus Symmetriegründen keine resultierende Umfangskraft ergeben.

Bei Momentenübertragung und unveränderlicher Lage der Berührfläche muß der Drehpol demzufolge außerhalb der Mitte M liegen [8]. Die integrale Wirkung der Reibkräfte $\mu p\, dA$ in Umfangsrichtung ergibt dann die gewünschte Tangentialkraft F_t. Weiterhin entsteht ein Bohrmoment M_b um P. Diese Schnittreaktionen lassen sich zu einer resultierenden Kraft F_t zusammenfassen, deren Wirkungslinie durch den fiktiven Kraftangriffspunkt K geht. Damit gilt $M_b = F_t\, l_N$. Um das Bohrmoment zu minimieren, sollte die Berührfläche möglichst klein sein. Bei vorhandenen Bohrbewegungen bevorzugt man daher Punktberührung. Die wiederum in P übereinstimmenden Umfangsgeschwindigkeiten beider Wälzkörper liefern das Drehzahlverhältnis unter Last

$$\omega_2/\omega_1 = r_1/r_2.$$

Die relative Übersetzungsänderung gegenüber dem Leerlauf bezeichnet man als Wälzschlupf s_w

$$s_w = \frac{\omega_{02}/\omega_{01} - \omega_2/\omega_1}{\omega_{02}/\omega_{01}} = 1 - \frac{r_1/r_2}{r_{01}/r_{02}}$$

$$= 1 - \frac{(r_{01} - l\sin\alpha_1)/(r_{02} + l\sin\alpha_2)}{r_{01}/r_{02}}, \qquad (6)$$

$$s_w = 1 - \frac{(r_{01} - l\sin\alpha_1)/r_{01}}{(r_{02} + l\sin\alpha_2)/r_{02}}$$

Bei konstanter Anpreßkraft F_n sowie unveränderlichem Reibwert μ vergrößert sich der Schlupf demnach mit steigender Belastung, d. h. zunehmender Polauswanderung l. Große Raddurchmesser sowie kleine Kegelwinkel α und damit kleinerer Bohrschlupf wirken sich günstig auf den Wirkungsgrad aus, da sie den Längsschlupf verringern.

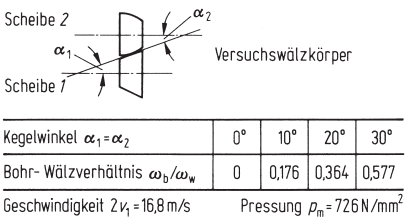
Auch bei $\alpha_{1,2} = 0$, das heißt ohne Bohrschlupf (z. B. **Bild 1 a, b**), ist der Nutzreibwert µN bzw. der Kraftschlußbeiwert f vom Längsschlupf in ähnlicher Weise abhängig; allerdings ist der Kraftanstieg mit dem Schlupf steiler, da die Gleitgeschwindigkeitsvektoren in der Berührfläche nicht in die Richtung der gewünschten Kraftübertragung gedreht werden müssen, um den höchstmöglichen Kraftschluß zu erzielen. Dies liegt daran, daß sowohl bei trocken laufenden als auch bei geschmierten Wälzkontakten *elastischer Formänderungsschlupf* auftritt [9–11], dem sich bei geschmierten Kontakten zusätzlich die Scherung im Fluidfilm überlagert. Der Wälzschlupf wird dann definiert als:

$$s_w = (r_{01}\omega_1 - r_{02}\omega_2)/r_{01}\omega_1 \qquad (7)$$

Berechnungsverfahren zur Bestimmung der übertragbaren Umfangskräfte und der die Kinematik bestimmenden Länge l setzen zumeist eine von Tangentialkräften unbeeinflußte Geometrie und Druckverteilung in der Hertzschen Berührfläche voraus. Für den einfachsten Fall eines konstanten Reibwerts liegen Zustandsdiagramme vor [8, 12], die in anschaulicher Weise die gegenseitige Abhängigkeit der Einflußgrößen l, l_N, a, b und v_t darstellen.

Aktuelle Theorien [13] berücksichtigen vom Schlupf bzw. von der Gleitgeschwindigkeit abhängige Schubspannungen in der Kontaktfläche, speziell für den häufigsten Fall geschmierter Hertzscher Kontaktflächen. Die gleichzeitige Berechnung elastischer Verformungen und hydrodynamischer Vorgänge charakterisiert diese EHD-(elasto-hydrodynamischen) Kontakte. Der Druckverlauf in der Kontaktzone ähnelt der Hertzschen Pressungsverteilung mit Maximalwerten von einigen $1000\,N/mm^2$. Dadurch werden die Schmierstoffeigenschaften im Spalt stark verändert. Insbesondere spezielle Reibradöle, sog. traction fluids [14], verfestigen sich dabei und ermöglichen eine Trennung der Oberflächen (Spaltweite $< 1\,\mu$ [15]) bei gleichzeitig hoher zulässiger Scherbeanspruchung in der Größenordnung von $\tau = 100\,N/mm^2$. **Bild 10** zeigt gemessene Reibungszahlkurven für ein herkömmliches Mineralöl mit günstigem, hohem Naphtengehalt und ein synthetisches Reibradöl bei unterschiedlichen Bohr/Wälzverhältnissen.

Unabhängig von dem hier untersuchten Wälzschlupf tritt bei unterschiedlichen elastischen Eigenschaften der Wälzkörper eine Übersetzungsänderung durch Änderung der Reibradien infolge lastabhängiger elastischer Verformungen auf. Es sind



Kegelwinkel $\alpha_1 = \alpha_2$	0°	10°	20°	30°
Bohr- Wälzverhältnis ω_b/ω_w	0	0,176	0,364	0,577

Geschwindigkeit $2v_1 = 16{,}8$ m/s Pressung $p_m = 726\,N/mm^2$

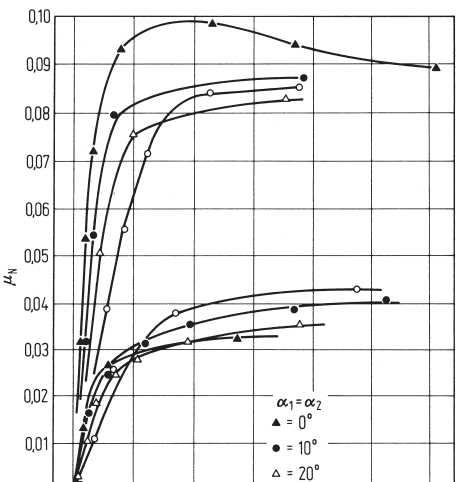


Bild 10. Reibungszahlkurven nach [16] eines naphtenbasischen Mineralöls und eines synthetischen Reibradöls (höhere μ_N-Werte) bei verschiedenen Bohr/Wälzverhältnissen

Konstruktionen denkbar, bei denen der Wälzschlupf dadurch sogar vollständig kompensiert wird.
Die Schlupfwerte s_w ausgeführter Stellgetriebe liegen bei Nennlast zwischen 1,5 und 5%, ausnahmsweise darüber.

7.3.3 Übertragbare Leistung und Wirkungsgrad
Transmittable power and efficiency

Tab. 1 gibt die *Leistungsdaten* der in **Bild 5** gezeigten Getriebebauarten nach Herstellerkatalogen für den jeweils größten und kleinsten Typ wieder. Die angegebene Leistung ist die zur Verfügung stehende mechanische Leistung P_2 an der Abtriebswelle. Der damit gebildete Gesamtwirkungsgrad berechnet sich unter Zugrundelegung der aufgenommenen elektrischen Leistung P_{el}.
Neben der durch Werkstoffestigkeit und Reibungsverschleiß begrenzten Hertzschen Pressung bestimmen die bei zunehmender Baugröße infolge schlechter Wärmeabfuhr ansteigenden Temperaturen die Leistungsgrenze von Wälzgetrieben.
Bei gleichem Gewicht und damit etwa gleicher Wellen- und Lagerbelastbarkeit ist die Nennleistung von Wälzgetrieben etwa eine Größenordnung geringer als die von Zahnradgetrieben (**Bild 11**), weil diese bei gleicher Beanspruchung der Berührflächen die volle Normalkraft F_n, reibschlüssige Getriebe jedoch nur μF_n als Umfangskraft übertragen können.
Leistungsverluste treten vor allem in den Lagern und im Reibkontakt selbst auf. Nur bei Wälzpaarungen ohne Bohrbewegung kann die Reibleistung unmittelbar angegeben werden. Die Differenz der Umfangsgeschwindigkeiten in der Kontaktfläche ist dabei näherungsweise überall gleich und hat im Leerlaufberührpunkt den Wert

$$\Delta v = \omega_1 r_{01} - \omega_2 r_{02} = \omega_1 r_{01}(1 - \omega_2 r_{02}/\omega_1 r_{01}) = \omega_1 r_{01} s_w. \quad (8)$$

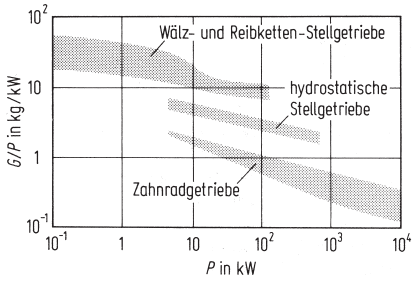


Bild 11. Leistungsgewicht von Wälzgetrieben im Vergleich

Damit ist die Reibleistung

$$P_V = \Delta v \mu_N F_n = \omega_1 r_{01} s_w \mu_N F_n. \quad (9)$$

Zusammengehörige Reib- und Schlupfwerte μ_N und s_w entnimmt man z. B. vorhandenen Reibungszahlkurven oder rechnet überschlägig mit den in **Tab. 2** angegebenen Daten. Bei vorhandener Bohrbewegung läßt sich die Reibleistung nach [17] folgendermaßen abschätzen. Zunächst ermittelt man den zu dem vorliegenden Kraftverhältnis $\mu_N = F_t/F_n$ zugehörigen Schlupf aus der Kraftschluß-Schlupfkurve für Bohrbewegung und setzt diesen in obige Gleichung ein. Den Nutzreibwert wählt man dann jedoch für diesen Schlupf aus der Kurve ohne Bohrbewegung aus. Von diesem hohen Reibwert wird bei Bohrbewegung nur ein Teil für die Übertragung der Umfangskraft ausgenutzt, der Rest ist den Bohrreibungsverlusten zuzuordnen. Genauere Berechnungsverfahren findet man z. B. in [13].

Tabelle 2. Eigenschaften einiger Werkstoffpaarungen

Paarung	Schmierung	$p_{H\,zul}$, k^*_{zul}, k_{zul} N/mm²	Nutzreibwert μ_N	Zugehöriger Schlupf s_w in %
Gehärteter Stahl – gehärteter Stahl für Bohr-Wälzverhältnis		Punktberührung		
$\omega_b/\omega_w = 0$ $= 1$ $= 10$	naphten-basisches Reibradöl	$p_{H\,zul} = 2500 \ldots 3000$ $p_{H\,zul} = 2000 \ldots 2500$ $p_{H\,zul} = 300 \ldots 800$	0,03 ...0,05 0,025...0,045 0,015...0,03	0,5...2 1...2 4...7
$\omega_b/\omega_w = 0$ $= 1$ $= 10$	synth. Reibrad-Schmierstoff	$p_{H\,zul} = 2500 \ldots 3000$ $p_{H\,zul} = 2000 \ldots 2500$ $p_{H\,zul} = 300 \ldots 800$	0,05...0,08 0,04...0,07 0,02...0,04	0...1 1...3 3...5
		Linienberührung		
Grauguß-Stahl GG 26-St 70	paraffin-basisches Reibradöl	$p_{H\,zul} = 450$	0,02...0,04	1...3
		Linienberührung		
Grauguß-Stahl				
GG 21-St 70 GG 18-St 50 (Kranräder, DIN 15070)	trocken	$p_{H\,zul} = 320 \ldots 390$	0,1...0,15	0,5...1,5
		Linienberührung		
Gummireibräder				
Nach DIN 8220 Belag aufvulkanisiert gegen St [18]	trocken	$v < 1$ m/s: $k^*_{zul} = 0,48$ $v = 1 \ldots 30$ m/s: $k^*_{zul} = 0,48/v^{0,75}$	0,6...0,8	6...8
Belag aufgepreßt		$v < 0,6$ m/s: $k^*_{zul} = 0,48$ $v = 0,6 \ldots 30$ m/s: $k^*_{zul} = 0,33/v^{0,75}$	0,6...0,8	6...8
		Linienberührung		
Organischer Reibwerkstoff	trocken	$k_{zul} = 0,8 \ldots 1,4$	0,3...0,6	2...5

7.3.4 Gebräuchliche Werkstoffpaarungen
Typical combinations of materials

Tab. 2 zeigt eine Auswahl verwendeter *Reibradwerkstoffe* mit Richtwerten für die Berechnung. Bei metallischen Werkstoffen ist die zulässige Hertzsche Pressung p_{Hzul} angegeben, sonst die erlaubte Stribeckesche Wälzpressung

$$k_{\mathrm{zul}} = F_{\mathrm{n}}/(bd_1), \qquad (10)$$

vgl. **Bild 2b** bzw. $k^*_{\mathrm{zul}} = F_{\mathrm{n}}/(d_0 b)$ mit $d_0 = d_1 d_2/(d_1 + d_2)$, **Bild 2a**. Die angegebenen Nutzreibwerte μ_{N} enthalten eine gewisse, übliche Sicherheit. Angaben nach [17], sonstige Quellen sind gekennzeichnet.

Die an Reibpaarungen gestellten Anforderungen in bezug auf hohe Wälz- und Verschleißfestigkeit bei gleichzeitig hohem Reibwert sind nicht gleichzeitig optimal zu erfüllen. Wegen der bei Verstellgetrieben günstigen Punktberührung findet man dort fast ausschließlich Ganzstahlgetriebe. Reibradgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis weisen demgegenüber meist Linienberührung auf und lassen sich preisgünstig mit Elastomer-Reibrädern gestalten, da die auftretenden Wellen- und Lagerbelastungen gering sind. Schmierstoffe und Schmutz müssen jedoch unbedingt von den Laufflächen ferngehalten werden, um den hohen Reibwert gewährleisten zu können.

7.4 Hinweise für Anwendung und Betrieb
Application and operation

Reibradgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis werden häufig in feinmechanischen Antrieben zur Übertragung geringer Leistungen eingesetzt. Durch Abheben der Räder wirken sie als Schaltkupplung (Tonbandgeräte). Bei weichem Gummireibbelag sind sie besonders geräuscharm, leise bei gehärteten, feingeschliffenen und geschmierten Stahlreibflächen, aber laut bei schnellaufenden trockenen metallischen Reibpaarungen.

Verstell-Reibradgetriebe dienen zum Antrieb solcher Geräte und Maschinen, deren Antriebsgeschwindigkeit stufenlos einstellbar sein soll (Fahrzeuge, Rührwerke, sanftanlaufende Förderbänder), aber auch zur Konstanthaltung einer Drehzahl durch manuelle Übersetzungseinstellung oder automatische Regelung. Der Verstellbereich sollte so klein wie möglich gewählt werden, um ihn voll auszunutzen. So wird örtlicher Verschleiß, d. h. Laufrillenbildung bei längerer Laufzeit mit gleicher Übersetzung vermieden. Eine Ausnahme stellt das Getriebe nach **Bild 5f** dar, da die Kugelrollbahnen sich auch bei gleicher Übersetzung mit jedem Umlauf ändern [19]. Bei langsam laufenden Antrieben ist die Verwendung einer kleinen Baugröße mit vorgeschalteter Übersetzung ins Schnelle und nachgeschalteter Übersetzung ins Langsame meist günstiger als eine schwere Baugröße ohne Zusatzgetriebe, da die Wirtschaftlichkeit von Reibradgetrieben mit steigendem Drehzahlniveau zunimmt [20]. Wenn für Feinregelungen nur ein geringes Stellverhältnis erforderlich ist, sollte ein *Planeten-Stellkoppelgetriebe* (s. **G 8.9.8**) verwendet werden, wodurch das Stellgetriebe nur einen Teil der Gesamtleistung übertragen muß und entsprechend klein gewählt werden kann. Bei den meisten ausgeführten Getrieben steigt die Anpreßkraft entweder bauartbedingt oder infolge drehmomentabhängiger Anpreßvorrichtungen mit steigender Belastung an. Im Teillastbereich erreicht man dadurch eine Entlastung der Wälzkörper und vermeidet bei Lastüberschreitungen starken Verschleiß durch Rutschen. Zur Verringerung der bei großer Überlastung drohenden Bruchgefahr bieten manche Hersteller ihre Getriebe mit zusätzlichen Rutschkupplungen an.

8 Zahnradgetriebe. Gearing

B.-R. Höhn und **H. Winter**, München

Vorteile: Schlupflose Übertragung von Bewegungen (Feingeräte) sowie von Leistungen (bis 140 000 kW in einer Paarung). Relativ kleine Baugröße. Hoher Wirkungsgrad (beachte Bedingungen bei Schnecken- und Schraubradgetrieben).

Nachteile: Starre Kraftübertragung (evtl. elastische Kupplung vorsehen), Schwingungen durch Zahneingriff, z. B. Rattermarken bei Zerspanprozessen; Gegenmaßnahmen: Feinere Verzahnungsqualität, Schrägverzahnung, Stufe mit Riemengetriebe usw.

Räderpaarungen (Bild 1), Parallele Wellen: *Stirnräder*, einfachste Herstellung, am sichersten beherrschbar, bis zu höchsten Leistungen und Drehzahlen;

- Innenverzahnung teurer, eingeschränkte Herstellmöglichkeiten, u. U. „fliegende Ritzel", hauptsächlich für Planetengetriebe.
- Sich schneidende Wellen (meist unter 90°): *Kegelräder.*
- Kleine Achsversetzung: *Hypoidräder,* wegen Längsgleitens bei Punktberührung EP-Schmiermittel erforderlich [1].
- Große Achsversetzung (Achsabstand): *Stirnschraubräder*, für kleine Kräfte (Punktberührung) außer bei kleinen Kreuzungswinkeln. *Schneckengetriebe* für hohe Tragkraft (Linienberührung) bei größeren Übersetzungen; bei Umkehr des Kraftflusses u. U. selbsthemmend.

Geräuschverhalten (s. **O 3**). Günstig sind *hohe Gleitanteile:* Schneckengetriebe (bis 10 dB niedrigerer Geräuschpegel als bei Stirnradgetrieben erreichbar), Hypoidgetriebe. Bei hochbelasteten Stirnradgetrieben feiner Qualität läßt sich Geräuschpegel nur durch Übergang von Gerad- auf Schrägverzahnung (Gesamtüberdeckung $>2{,}5$) entscheidend senken. Bei niedrig belasteten Getrieben (Feingeräte) überwiegt Einfluß der Verzahnungsgenauigkeit. Bei kleinen Leistungen Kunststoffzahnräder (Ritzel aus Metall), Geräuschminderung bis

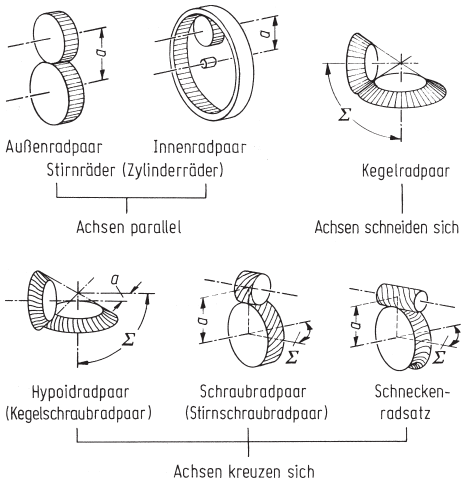


Bild 1. Zahnradpaarungen

6 dB; Paarung Kunststoff/Kunststoff bis 12 dB gegenüber Stahl/Stahl [20].

Wirkungsgrad η **.** Bei voller Belastung einschließlich Plansch-, Lager-, Dichtungsverlusten bei Ölschmierung: Einstufiges Stirnradgetriebe mit Wälzlagern ca. 98% (1% Verlust je Welle) bei bester Qualität (Turbogetriebe) bis 99%, langsam laufende, fettgeschmierte Stirnradstufe, gegossen $\eta = 93\%$, gefräst 95%; Kegelradgetriebe 97%; Hypoidgetriebe 85 bis 96%, Schneckengetriebe 30 bis 98% (s. **G 8.8.5**). Reibungszahl bei ölgeschmierten Zahnflanken $\mu_m = 0{,}02 \ldots 0{,}07$. Gesamtwirkungsgrad $\eta = \eta_1 \eta_2 \ldots$ mit η_1 Wirkungsgrad der 1. Stufe, usw. Bei Teillast und Anfahren (niedrigere Temperatur) Wirkungsgrad erheblich niedriger.

8.1 Stirnräder – Verzahnungsgeometrie

Spur and helical gears – gear tooth geometry

Ein Zahnradpaar soll Drehbewegung *gleichförmig* von Welle $\bar{a}$ auf Welle $\bar{b}$ übertragen: $\omega_{\bar{a}}/\omega_{\bar{b}} = \text{const}$. Dies geschieht, wenn zwei gedachte *Wälzzylinder* aufeinander abrollen, **Bild 2**. Die Zahnformen müssen so beschaffen sein, daß diese Bedingung eingehalten wird.

8.1.1 Verzahnungsgesetz. Rule of the common normal

Bild 3 gilt für ebene Verzahnung: Die Umfangsgeschwindigkeiten beider Wälzkreise müssen im Berührpunkt – *Wälzpunkt C* – gleich sein. Statt Drehung um O_1 und O_2 läßt man Rad 2 (Wälzkreis 2) auf *stillstehendem* Rad 1 (Wälzkreis 1) abrollen. Jeder Punkt auf Rad 2 – auch der momentane Berührpunkt Y_2 – macht dabei eine Drehbewegung um den jeweiligen *Momentanpol* – den Wälzpunkt C. Damit sich Flanke 2 dabei weder von Flanke 1 abhebt noch in diese eindringt, muß gemeinsame Tangente TT in Y auch Tangente an Kreis mit Radius $\overline{CY}$ um C sein. Das heißt TT muß senkrecht auf YC stehen – für jede Wälzstellung:

Die Berührnormale muß stets durch den Wälzpunkt gehen.

Räumliche Verzahnung. Die Bewegung wird demnach auch gleichförmig übertragen, wenn das Verzahnungsgesetz nur für *eine* Eingriffsstellung im Stirnschnitt eingehalten ist und der Berührpunkt bei der Drehbewegung über die *Breite* wandert. Schrägverzahnung mit Sprungüberdeckung Gl. (13) $\varepsilon_\beta > 1$. Wildhaber-Novikov-Verzahnung (s. **G 8.1.8**).

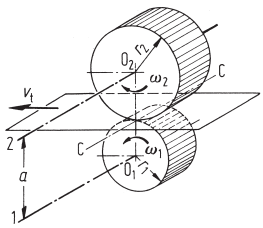


Bild 2. Wälzzylinder mit gemeinsamer Wälzebene. 1 Achse des Kleinrades (Ritzel); 2 Achse des Großrades (Rad); Ritzel treibend: $\omega_1 = \omega_{\bar{a}}, \omega_2 = \omega_{\bar{b}}$; Rad treibend: $\omega_2 = \omega_{\bar{a}}, \omega_1 = \omega_{\bar{b}}$; Gerade O_1O_2: Mittenlinie, Strecke $\overline{O_1O_2}$: Achsabstand a

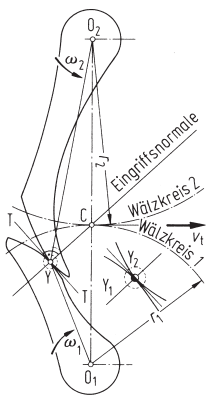


Bild 3. Zum Verzahnungsgesetz

8.1.2 Übersetzung, Zähnezahlverhältnis, Momentenverhältnis

Transmission ratio, gear ratio, torque ratio

Übersetzung (Bild 2)

$$i = \omega_{\bar{a}}/\omega_{\bar{b}} = n_{\bar{a}}/n_{\bar{b}} = r_{\bar{b}}/r_{\bar{a}}. \quad (1)$$

Gesamtübersetzung $i = i_1 \cdot i_2 \ldots$ mit i_1 Übersetzung der 1. Stufe, usw.

Zähnezahlverhältnis (bei Stirnrädern = Radienverhältnis)

$$u = z_2/z_1 = r_2/r_1 = \omega_1/\omega_2 \quad \text{stets} > 1. \quad (2)$$

u zur Berechnung der Ersatzkrümmungsradien (s. **G 8.1.7**) erforderlich.

Übersetzung ins Langsame (Rad 1 treibt): $i = u$.

Übersetzung ins Schnelle (Rad 2 treibt): $i = 1/u$.

Wälzpunkt C teilt demnach Achsabstand a im umgekehrten Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten, Gl. (6). Bei Verzahnungen mit *nicht konstanter* Übersetzung (z. B. elliptischen Zahnrädern) muß C seine Lage auf Mittenlinie O_1 O_2 nach Gl. (1) ändern.

Momentenverhältnis

$$i_M = M_{\bar{b}}/M_{\bar{a}}. \quad (3)$$

Bei Leistungsgetrieben mit hohem Wirkungsgrad praktisch $i_M = i$, nicht jedoch bei manchen Uhrenverzahnungen (s. **G 8.1.8**).

8.1.3 Konstruktion von Eingriffslinie und Gegenflanke

Geometric construction for path of contact and conjugate tooth profile

Flanke 1 und Wälzkreise gegeben, **Bild 4**. Normale in Punkt Y_1 schneidet Wälzkreis 1 in C_1. Dreht man Rad 1 mit Dreieck Y_1 C_1 O_1 bis C_1 in C fällt, so ist Y ein Punkt der Eingriffslinie (geometrischer Ort aller Eingriffspunkte), da YC Flankennormale. Zurückdrehen des Dreiecks YCO_2 um Bogenstück $\overset{\frown}{CC_2} = \overset{\frown}{CC_1}$ führt Y in den Y_1 zugeordneten Punkt der Gegenflanke Y_2.

8.1.4 Flankenlinien und Formen der Verzahnung

Tooth traces and tooth profiles

Flankenlinien (Bild 5).

Geradverzahnung für kleine Umfangsgeschwindigkeiten; Vorteil: keine Axialkräfte, einfache Herstellung, geeignet für Schieberäder; Nachteil: weniger laufruhig.

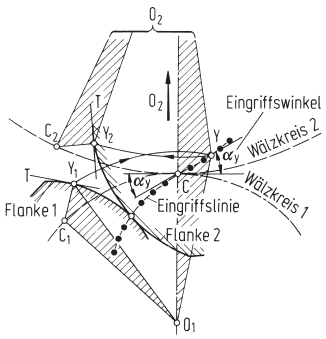


Bild 4. Punktweise Konstruktion von Eingriffslinie und Gegenflanke

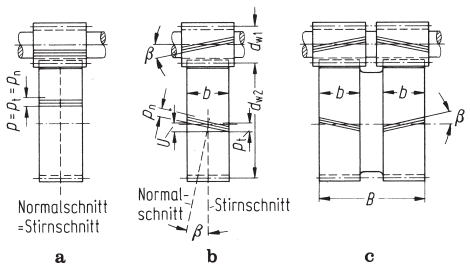


Bild 5a–c. Stirnräder. **a** Gerad-; **b** Schräg-; **c** Doppelschrägverzahnung

Schrägverzahnung für höhere Tragfähigkeit und Umfangsgeschwindigkeit wegen gleichförmiger Übertragung unter Belastung, Laufruhe; Nachteil: Axialkräfte.

Doppel-Schrägverzahnung ermöglicht Ausgleich der Axialkräfte. Nachteil: Spalt für Werkzeugauslauf, Lastaufteilung nicht immer sicher, u. U. Axialschwingungen.
Beachte: Wälz– und Gleitbewegungen vollziehen sich auch bei Schrägverzahnung im Stirnschnitt.

Einzelverzahnung. Einfaches Zahnprofil eines Rades vorgegeben. Profil des Gegenrades nach **G 8.1.3** konstruieren bzw. gegebenes Profil wird beim Abwälzen durch Werkzeug nachgebildet [1].

Paarverzahnung. Erzeugen der Verzahnungen durch Abwälzen eines gemeinsamen *Bezugsprofils* der *Planverzahnung:* Für Stirnräder ist dies die Verzahnung einer ebenen Platte – d. h. einer Zahnstange (z. B. **Bild 10**), für Kegelräder die eines ebenen Rades – des Planrades, Bezugsprofil und Gegenprofil sind *nicht* identisch, zwei Werkzeuge erforderlich [1].

Satzräderverzahnung. Profil und Gegenprofil (Zahnstangen-Werkzeug für Rad und Gegenrad) der Planverzahnung sind hier *identisch*, so daß *ein* Werkzeug genügt, um sämtliche Räder herzustellen, die auch sämtlich miteinander kämmen können, wenn bei Herstellung Profilmittellinie = Wälzbahn ist. Evolventen-Satzräder [4].

8.1.5 Allgemeine Verzahnungsgrößen
General relationships for all tooth profiles

Bild 6 und **Bild 7**. Die Gleichungen gelten auch für Schrägstirnräder (künftige Schreibweise für Schrägstirnräder: *//Schr.: ... //*). Stirnschnittwerte (**Bild 5**) werden mit Index *t* und Normalschnittwerte mit *n* gekennzeichnet. Bei Geradverzahnung können Indizes *t* und *n* wegfallen. Angaben zur Innenverzahnung s. **G 8.1.7**.

Teilung *p*. Abstand zweier gleichliegender Flanken auf dem Wälzkreis. Wenn p durch genormten Modul $m = p/\pi$ bestimmt ist, wird zugehöriger Kreis als *Teilkreis* bezeichnet. (Bei Evolventenverzahnung evtl. Teilkreis ≠ Wälzkreis.)

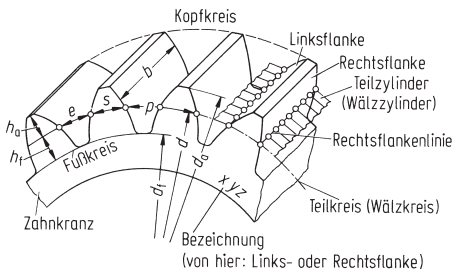


Bild 6. Bezeichnungen und Maße der Stirnradverzahnung

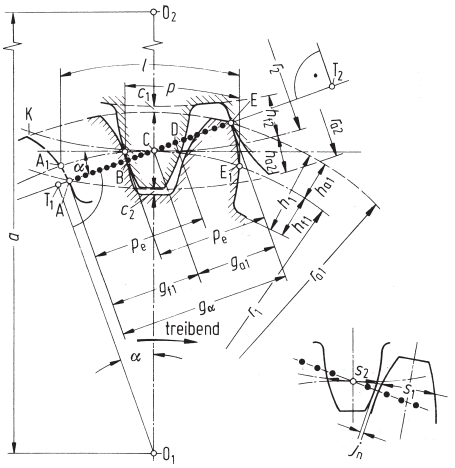


Bild 7. Verzahnungsmaße der Stirnradpaarung (Evolventenverzahnung). B innerer Einzeleingriffspunkt: Vorauseilendes Zahnpaar tritt gerade außer Eingriff (Pkt. E). D äußerer Einzeleingriffspunkt: Nachfolgendes Zahnpaar tritt gerade in Eingriff. – Für Rad 2 ist B der äußere Einzeleingriffspunkt

$$p = \pi d/z = \pi m,$$
$$//\text{Schr.: } p_n = p_t \cos\beta = \pi m_n;\quad p_t = \pi m_t //. \tag{4}$$

Teilungen von Ritzel und Rad müssen übereinstimmen.

Teilkreisdurchmesser

$$\left.\begin{aligned} &d_1 = 2r_1 = z_1 p/\pi = z_1 m,\ d_2 = 2r_2 = z_2 p/\pi = z_2 m,\\ &//\text{Schr.: } d_1 = z_1 p_t/\pi = z_1 m_t,\ d_2 = z_2 p_t/\pi = z_2 m_t //. \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

Achsabstand (Bild 2):

$$\left.\begin{aligned} &a = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2)/2 = m z_1 (1+u)/2\\ &//\text{Schr.: mit } m = m_t //. \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Evolventenverz. s. Gl. (30, 33).
Bei Innenverzahnung z_2, d_2, a negativ (s. **G 8.1.7**).

Modul m. Wichtige Maßstabsgröße. Kopf- und Fußhöhen meist abhängig von m gewählt. Zur Beschränkung der Werkzeuganzahl m_n aus Normreihe wählen. **Tab. 1**.

//Schr.: $m_t = m_n/\cos\beta //$. (In England und USA **Diametral Pitch** üblich: $P_d = z/d$. Mit d in Zoll: m in mm = $25{,}4/P_d$.)

Zahnhöhen. Kopfhöhe h_a (normal = m), Fußhöhe h_f

$$(\text{normal} = 1{,}1\,m \ldots 1{,}3\,m).\ //\text{Schr.: mit } m = m_n //, \tag{7}$$

Zahnhöhe $h = h_a + h_f$,
gemeinsame Zahnhöhe $h_w = h_{a1} + h_{a2}$.

Tabelle 1. Modulreihe (DIN 780 und ISO-Norm 54-1977). Ohne Zeichen: Vorzugsreihe I, mit Zeichen ⟩⟨: Reihe II

Modul m in mm						
1	⟩1,75⟨	⟩3,5⟨	⟩7⟨	⟩14⟨	25	⟩45⟨
⟩1,125⟨	2	4	8	16	⟩28⟨	50
1,25	⟩2,25⟨	⟩4,5⟨	⟩9⟨	⟩18⟨	32	
⟩1,375⟨	2,5	5	10	20	⟩36⟨	
1,5	⟩2,75⟨	⟩5,5⟨	⟩11⟨	⟩22⟨	40	
	3	6	12			

Kopfkreisdurchmesser

$$d_a = d + 2h_a = 2a - d_{f\,\text{Gegenrad}} - 2c. \tag{8}$$

Fußkreisdurchmesser

$$d_f = d - 2h_f. \tag{9}$$

Kopfspiel c. Abstand des Kopfkreises vom Fußkreis des Gegenrades (normal $= 0{,}1m \ldots 0{,}3m$),
//*Schr.:* mit $m = m_n$//,

$$\left.\begin{aligned} c_1 &= h_1 - h_w = a - (d_{a1} + d_{f2})/2, \\ c_2 &= h_2 - h_w = a - (d_{a2} + d_{f1})/2. \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

Zahndicke im Teilkreis

$$s = p - e \tag{11}$$

mit Lückenweite e. s_1 und s_2 werden um *Zahndickenabmaß* A_S kleiner als das Nennmaß ausgeführt. Dadurch entsteht

Drehflankenspiel $j_t = p - s_1 - s_2$, (12)

Normalflankenspiel $j_n = j_t \cdot \cos\alpha$; kürzester Abstand zwischen den Rückflanken; erforderlich, um Klemmen bei Erwärmung, Quellen (Kunststoffe!) oder infolge Fertigungstoleranzen zu vermeiden.
//*Schr.:* $j_n = j_t \cos\alpha_n \cdot \cos\beta$//. Anhaltswerte für A_s nach **Tab. 4**.

Eingriffsstrecke g_α . Für den Eingriff ausgenutzter Teil der Eingriffslinie. Normalerweise durch Kopfkreise begrenzt, bei unterschnittenen Zähnen schon vorher, **Bild 7**, **11**.

Eingriffslänge l. Von Beginn bis Ende des Eingriffs durchlaufener Drehweg A_1 bis E_1 auf Wälzkreis, **Bild 7**.

Profilüberdeckung ε_α . Verhältnis Eingriffslänge zu Teilung. Für gleichförmige Bewegungsübertragung bei Geradverzahnung $\varepsilon_\alpha = l/p > 1$ erforderlich; meist 1,1 ... 1,25 (auch für Schrägverzahnung) gefordert. ε_α bei Evolventenverzahnung s. **G 8.1.7**.

Eingriffswinkel α. Winkel zwischen Tangente an Wälzkreis in C und jeweiliger Eingriffsnormalen YC (**Bild 4** und **7**); α bei Evolventenverzahnung s. **G 8.1.7**,
//*Schr.:* $\tan\alpha_t = \tan\alpha_n/\cos\beta$//, mit α_t Stirneingriffswinkel und α_n Normaleingriffswinkel.

Eingriffsprofil, aktives Profil, **Bild 7**: Der für den Eingriff ausgenutzte Teil der Zahnflanke AK.

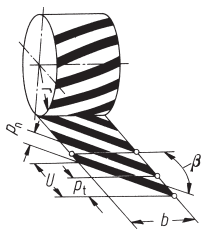


Bild 8. Sprung U und Schrägungswinkel β an einem Schrägstirnrad (DIN 3960)

Zusätzliche Größen für Schrägverzahnung:

Sprung (bei Schrägverzahnung) U: Abstand der Endpunkte einer Flankenlinie über die Breite, gemessen auf dem Teilkreisbogen. $U = b \tan\beta$, **Bild 8**.

Flankenrichtung. Rechtssteigend: β positiv, linkssteigend: β negativ. Bei Außenverzahnung müssen Flankenrichtungen von Ritzel und Rad *entgegengesetzt*, bei Innenverzahnungen *gleich* sein.

Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta = U/p_t = b\sin\beta/(m_n\pi)$. (13)

Auch bei kleinen Zahnhöhen (Grenzfall Null) gleichförmige Bewegungsübertragung möglich, wenn $\varepsilon_\beta > 1$.

Gesamtüberdeckung $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$. (14)

8.1.6 Gleit- und Rollbewegung. Sliding and rolling motion

Nach Bewegungsgesetz (s. **B 2.1.2**) Absolutgeschwindigkeit in Richtung der Eingriffstangente TT (**Bild 9**)

$$\left.\begin{aligned} w_{\bar a} &= \omega_{\bar a}\varrho_{\bar a} = (v_t/r_{\bar a})(r_{\bar a}\sin\alpha \mp g_y) = v_t(\sin\alpha \mp g_y/r_{\bar a}), \\ w_{\bar b} &= \omega_{\bar b}\varrho_{\bar b} = (v_t/r_{\bar b})(r_{\bar b}\sin\alpha \pm g_y) = v_t(\sin\alpha \pm g_y/r_{\bar b}). \end{aligned}\right\} \tag{15}$$

Oberes Vorzeichen für Eingriffspunkt auf Fußflanke $\bar a$ oder Kopf $\bar b$, unteres Zeichen auf Kopfflanke $\bar a$ oder Fuß $\bar b$.
$+$ am Kopf ($\bar a$ oder $\bar b$); $-$ am Fuß ($\bar a$ oder $\bar b$).

Summengeschwindigkeit, wichtig für Schmierdruck (s. **G 8.3**),

$$\begin{aligned} v_\Sigma &= w_{\bar a} + w_{\bar b} = v_t\,[2\sin\alpha \mp g_y\,(1/r_{\bar a} + 1/r_{\bar b})] \\ &= v_t\,[2\sin\alpha \mp g_y\,(1 + 1/i)/r_{\bar a}], \end{aligned}$$

Minus-Zeichen am Fuß $\bar a$ oder Kopf $\bar b$; Plus-Zeichen am Fuß $\bar b$ oder Kopf $\bar a$.

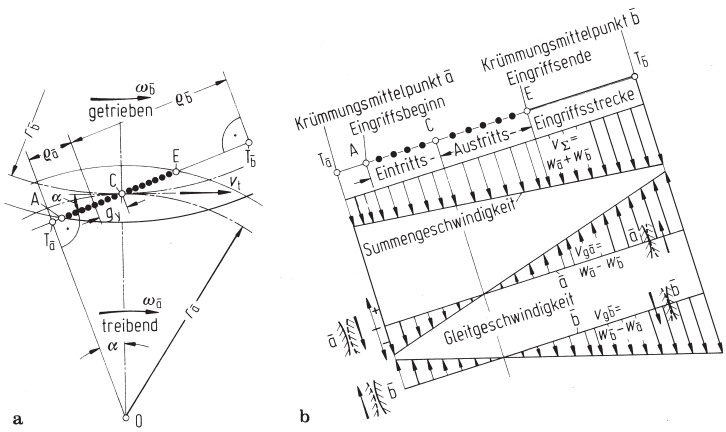


Bild 9 a, b. Geschwindigkeiten an den Zahnflanken. **a** Maße zur Berechnung, Index $\bar a$: treibend, $\bar b$: getrieben; **b** Geschwindigkeiten der Flankenberührpunkte während des Eingriffs

Summenfaktor $K_\Sigma = \upsilon_\Sigma/\upsilon_t = [2\sin\alpha \mp g_y(1+1/i)/r_{\bar{a}}]$. (16)

Gleitgeschwindigkeit, wichtig für Erwärmung, Freßbeanspruchung (s. **G 8.5.1**),

$$\begin{aligned} &\upsilon_{g\bar{a}} = w_{\bar{a}} - w_{\bar{b}}, \quad \upsilon_{g\bar{b}} = w_{\bar{b}} - w_{\bar{a}} = -\upsilon_{g\bar{a}}, \\ &\upsilon_g = \mp\upsilon_t g_y(1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}}). \end{aligned} \tag{17}$$

Gleitfaktor K_g

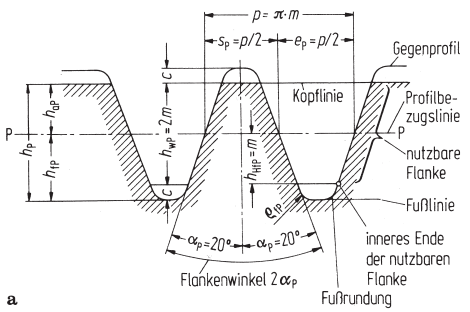
$$K_g = \upsilon_g/\upsilon_t = \mp g_y(1/r_{\bar{a}} + 1/r_{\bar{b}}) = \mp g_y(1+1/i)/r_{\bar{a}}. \tag{18}$$

Minus-Zeichen an Fuß $\bar{a}$ oder $\bar{b}$, Plus-Zeichen an Kopf $\bar{a}$ oder $\bar{b}$. Das Vorzeichen kennzeichnet die Richtung der Reibkraft, **Bild 9 b**.

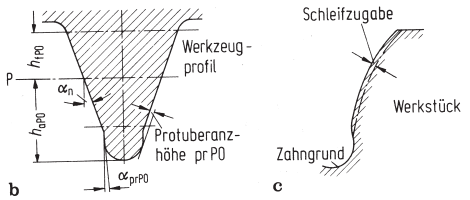
8.1.7 Evolventenverzahnung. Involute teeth

Im Maschinenbau fast ausschließlich verwendet: Einfaches genaues Herstellen im Hüllschnittverfahren (geradflankiges Bezugsprofil, **Bild 10**), Satzrädereigenschaften, gleichförmige Bewegungsübertragung auch bei Achsabstandsabweichungen, unterschiedliche Zahnformen und Achsabstände mit gleichen Werkzeug durch Profilverschiebung möglich, Richtung und Größe der Zahnnormalkraft (Lagerkraft) während des Eingriffs konstant (s. **S 5.2**).

Besonderheiten der Evolventenverzahnung. Eingriffslinie ist Gerade unter Eingriffswinkel α, wirksame Profile der Zahnflanken sind Kreisevolventen, wobei die Zahnflanken der Planverzahnung (Zahnstange) gerade, die der Außenräder konvex und die der Hohlräder konkav sind.
Kreisevolventen werden beschrieben von Punkten einer Geraden, der „Erzeugenden", die sich auf einem Kreis, „Grundkreis", abwälzt (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).
Das geradflankige *Bezugsprofil* ist für den Maschinenbau in DIN 867 genormt (**Bild 10 a**); entsprechende Werkzeugbezugsprofile I und II für Fertigbearbeitung sowie III und IV für Vorbearbeitung von Verzahnungen siehe (DIN 3972). Für die meisten Anwendungsfälle erhält man hiermit geeignete und ausgewogene Verzahnungen. – Bezugsprofil für die Feinwerktechnik DIN 58 400.



a



b **c**

Bild 10 a–c. Bezugsprofile der Evolventenverzahnung. **a** Bezugs-Zahnstange nach (DIN 867); **b** Protuberanz-Werkzeug nach [49], $\alpha_{prP0} \approx (0,3\ldots0,6)\alpha_n$ (der Kopfhöhe h_{aP0} des Werkzeug-Bezugprofils entspricht die Fußhöhe h_{fP} des Verzahnungs-Bezugsprofils); **c** mit **b** erzeugte Zahlenflanke

Sonderfälle. Protuberanzprofil (**Bild 10 b**), das Zahnfuß freischneidet, um Kerben durch Verzahnungsschleifen zu vermeiden. – Größere Zahnhöhe ($h_w \approx 2,5\,m$ statt $2\,m$) für besonders laufruhige Getriebe (Hochverzahnung, Freßgefahr beachten!). – Eingriffswinkel 15° bei verstellbaren Achsabständen (größere Profilüberdeckung). – ISO- und ausländ. Normen: ISO 53; AGMA 201.02, 207.06; und durch ISO 6336 ersetzen.

Evolventenfunktion. Zur Berechnung zahlreicher Größen der Evolventenverzahnung, z. B. der Zahndicke an beliebiger Stelle, benutzt man zweckmäßig Evolventenfunktion „inv α" (sprich „involut α"), die als Funktion von α tabelliert ist und in Rechnerprogrammen vorliegt (s. **Anh. G 8 Tab. 1**, alte Schreibweise „evolut α").

$$\operatorname{inv}\alpha = \tan\alpha - \widehat{\alpha}. \tag{19}$$

Verzahnungsgrößen der Evolventenverzahnung. Es gelten die allgemeinen Beziehungen in **G 8.1.5**. Weitere Maße siehe **Bild 7**:
Grundkreis: $r_{b1} = r_1\cos\alpha$, $r_{b2} = ur_{b1}$,

$$//\text{Schr.}: r_b = r\cos\alpha_t//. \tag{20}$$

Eingriffsteilung $p_e = p\cos\alpha = p_b$ *Grundkreisteilung*, *//Schr.:* Stirneingriffsteilung $p_{et} = p_t\cos\alpha_t$
Normaleingriffsteilung $p_{en} = p_n\cos\alpha_n//$.
Krümmungsradien //Schr.: Im Stirnschnitt // nach **Bild 7** und **9 a**:

$$\left.\begin{aligned} &\varrho_{C1} = \overline{T_1C} = 0{,}5d_{b1}\tan\alpha_w = 0{,}5d_1\sin\alpha_w, \\ &\varrho_{C2} = \overline{CT_2} = u\varrho_{C1},\ \varrho_{A2} = \overline{AT_2} = 0{,}5(d_{a2}^2 - d_{b2}^2)^{1/2}, \\ &\varrho_{E1} = 0{,}5(d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{1/2},\ \varrho_{B1} = \overline{T_1B} = \varrho_{E1} - p_{et}, \\ &\varrho_{B2} = \overline{BT_2} = a\sin\alpha_w - \varrho_{B1} \end{aligned}\right\} \tag{22}$$

mit $d_b = 2r_b$, d_a (**Bild 6**), α_w Betriebseingriffswinkel, *//Schr.:* $\alpha_w = \alpha_{wt}//$.
(ϱ mit Index 2 bei *Innen*verzahnung *negativ*!)

$$\left.\begin{aligned} &\textit{Eingriffsstrecke}.\ g_\alpha = g_f + g_a \text{ mit} \\ &\text{Fußeingriffsstrecke: } g_f = \overline{AC} = \varrho_{A2} - \varrho_{C2} \text{ und} \\ &\text{Kopfeingriffsstrecke 1: } g_a = \overline{CE} = \varrho_{E1} - \varrho_{C1}, \\ &g_\alpha = 0{,}5d_{b1}([(d_{a1}/d_{b1})^2 - 1]^{1/2} \\ &\qquad + u[(d_{a2}/d_{b2})^2 - 1]^{1/2} - \tan\alpha_w[u+1]), \\ &//Schr.: \alpha_w = \alpha_{wt}//. \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

$$\begin{aligned} &\textit{Profilüberdeckung}: \varepsilon_\alpha = g_\alpha/p_e, \\ &//Schr.: \varepsilon_\alpha = g_\alpha/p_{et}. \end{aligned} \tag{24}$$

$$\left.\begin{aligned} &\textit{Zahndicke} \text{ am Radius } r_y \text{ (Stirnschnittwerte)}. \\ &s_y = 2r_y(s/2r + \operatorname{inv}\alpha - \operatorname{inv}\alpha_y) \\ &\text{mit } \alpha_y \text{ aus } \cos\alpha_y = r_b/r_y = r\cos\alpha/r_y \\ &\text{bei gegebenem } s \text{ und } \alpha \text{ am Radius } r. - \\ &\text{Am Kopf } s_{an} > 0{,}2\,m_n, \textbf{Bilder 13} \text{ und } \textbf{14}. \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

$$\left.\begin{aligned} &\textit{Achsabstand } a_y \text{ aus Zahndicken bei spielfreiem} \\ &\text{Eingriff (Stirnschnittwerte): } a_y = a\ \cos\alpha/\cos\alpha_y \\ &\text{mit } a \text{ nach Gl. (6) und } \alpha_y \text{ aus} \\ &\operatorname{inv}\alpha_y = \operatorname{inv}\alpha + [z_1(s_1+s_2) - 2\pi r_1]/[2r_1(z_1+z_2)] \\ &\text{mit } s_1 \text{ am Radius } r_1, s_2 \text{ und} \\ &r_2 \text{ (Gl. 27). } \alpha \text{ bei } r_1 \text{ und } r_2. \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

Unterschnitt (**Bild 11**). Bei kleinen Zähnezahlen unterschneidet die Kopfflanke der Zahnstange den Zahnfuß des Rades dann, wenn Schnittpunkt H unterhalb T_1 liegt. Die Bahn des abgerundeten Zahnstangenkopfes (relative Kopfbahn) schneidet beim Abwälzen Evolvente in U; entsprechender Punkt auf Eingrifflinie: U′.
Unterschnitt kann Überdeckung verringern, **Bild 11** („schädlicher" Unterschnitt) und schwächt den Zahnfuß. Grenzzähnezahl folgt aus Bedingung, daß H in T_1 fällt.

$$z_G = 2\cos\beta(h_{NaP0} - xm_n)/(m_n \sin^2\alpha_t)$$

mit $h_{NaP0} = h_{aP0} - \varrho_{aP0}(1 - \sin\alpha_n)$ s. **Bild 11**.
Durch Abrücken des Werkzeuges (positive Profilverschiebung x), kleineres h_{NaP0} oder Schrägverzahnung kann man demnach Unterschnitt vermeiden, d.h. die Grenzzähnezahl verringern, **Bilder 13** und **14**.

Profilverschobene Verzahnung (Normalfall der Evolventenverzahnung). Beim Herstellen wird Werkzeug-Bezugsprofil um Betrag xm vom Teilkreis (Radius r) abgerückt (Profilverschiebung $= +xm$) oder hineingerückt ($-xm$) und auf diesem abgewälzt. Grundkreisradien $r_b = r\cos\alpha$ bleiben unverändert. – Hiermit Unterschnitt vermeidbar, größere Krümmungsradien, dickerer Zahnfuß und Einhalten bestimmter Achsabstände bei genormtem Modul möglich. Überdeckung meist kleiner, Radialkraft größer als Folge des größeren Betriebseingriffswinkels. Nur geringe Änderung der Zahnform bei großen Zähnezahlen.

Maße profilverschobener Räder

Zahndicke am Teilkreisradius r: $s = m(\pi/2 + 2x\tan\alpha) + A_s$ mit (negativem) Zahndickenabmaß A_s; Anhaltswerte für A_s, **Tab. 4** (s. **G 8.2**);

$$//Schr.: \; s_n = s_t\cos\beta = m_n(\pi/2 + 2x\tan\alpha_n) + A_{sn}// . \quad (27)$$

$$\begin{aligned} &Fußkreisdurchmesser\ d_f = d + 2xm - 2h_{fP}, \\ &//Schr.: \text{ mit } m = m_n// . \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} &Kopfkreisdurchmesser\ d_a = 2a - d_{f\,gegen} - 2c \\ &\qquad\qquad d_a = d + 2xm + 2h_{aP} + 2km, \end{aligned} \quad (29)$$

//Schr.: mit $m = m_n//$, h_{fP}, h_{aP}, c, s. **Bild 10a**.
km Kopfhöhenänderung ($=$ Zusammenschiebung, **Bild 12**), Gl. (32), zur Aufrechterhaltung des Kopfspiels negative Werte bei Außenradpaaren (positive bei Innenradpaaren, dann meist null gesetzt).

Achsabstand:

$$a = 0,5m(z_1 + z_2)\cos\alpha/\cos\alpha_w = a_d\cos\alpha/\cos\alpha_w, \quad (30)$$

//Schr.: mit $m = m_t = m_n/\cos\beta$; $\alpha = \alpha_t$; $\alpha_w = \alpha_{wt}//$, a_d Achsabstand der Null-Verzahnung. Fertigungstoleranz ($\pm$ Achsabstandsabweichung $A_a = A_{a1} + A_{a2}$) vergrößert oder verkleinert Flankenspiel. Anhaltswerte für A_{a1}, A_{a2} s. **Tab. 4** (s. **G 8.2**).

Betriebseingriffswinkel α_w aus

$$\text{inv}\,\alpha_w = \text{inv}\,\alpha + 2\tan\alpha(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2), \quad (31)$$

$//Schr.:$ $\text{inv}\,\alpha_{wt} = \text{inv}\,\alpha_t + 2\tan\alpha_n(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)//$.

Kopfhöhenänderung

$$km_n = a - a_d - m_n(x_1 + x_2) \quad (32)$$

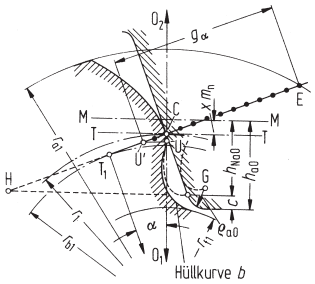


Bild 11. Unterschnitt: Beginn des Eingriffs erst bei U möglich; verbleibende Eingriffsstrecke: g_α. „Schädlicher" Unterschnitt, wenn Kopfkreisradius des Gegenrades $> \overline{O_2U'}$.

mit a_d (Achsabstand der Nullverzahnung) nach Gl. (33). Für Bezugsprofil nach DIN 867: $\alpha = 20°$, $\cos\alpha = 0,940$, $\tan\alpha = 0,364$, $\text{inv}\,\alpha = 0,0149$.

Null-Verzahnung:

$$x_1 = x_2 = 0, \quad \alpha_w = \alpha, \quad a = a_d = 0,5m(z_1 + z_2), \quad (33)$$

//Schr.: $\alpha_{wt} = \alpha_t//$.

V-Null-Verzahnung: $x_1 = -x_2$, $\alpha_w = \alpha$, $a = a_d$.
Zur Beseitigung des Unterschnitts und zur Verstärkung des Ritzels auf Kosten des Rads bei $u \neq 1$.

V-Verzahnung: $x_1 + x_2 \neq 0$. Viele brauchbare Profilverschiebungssysteme [4, 5].

Beispiel 1: Radpaar mit Schrägverzahnung. Gewählt: Summenlinie $P4 \ldots 5$; berechnet aus gerundetem Achsabstand: $x_1 + x_2 = 0,242$; Aufteilung für Übersetzung ins Langsame; Bild b: $(x_1 + x_2)/2 = 0,121$ aufgetragen über $(z_{n1} + z_{n2})/2 = 69,55$, Punkt A; Paarungslinie durch A ergibt für $z_{n1} = 23,5$; $x_1 = 0,313$; für $z_{n2} = 115,6$: $x_2 = -0,071$.

Beispiel 2: Radpaar mit Geradverzahnung für hohe Tragfähigkeit; $z_1 = 16$, $z_2 = 38$. Gewählt: Summenlinie *P7*; in Bild a über $z_1 + z_2 = 54$ abgelesen: $x_1 + x_2 = 0,85$; Aufteilung für Übersetzung ins Schnelle; Bild c: $(x_1 + x_2)/2 = 0,425$ aufgetragen über $(z_1 + z_2)/2 = 27$, Punkt B; Paarungslinie durch B ergibt für $z_1 = 16$: $x_1 = 0,37$; für $z_2 = 38$: $x_2 = 0,48$.

Empfehlungen

Flexible Regel, die zu ausgeglichenen Verzahnungen führt, in DIN 3992. Wahl von $(x_1 + x_2)$ nach **Bild 13a**: a nach Gl. (31) und (30), evtl. aufrunden und zugehöriges $(x_1 + x_2)$ nach Gl. (30) und (31) oder aus gegebenem a bestimmen; $(x_1 + x_2)$ nach Paarungslinie aufteilen, **Bild 13b** oder **c**.

Einfache Regel: 05-Verzahnung nach (DIN 3994 und 3995). $x_1 = x_2 = +0,5$; Satzräderverzahnung; $a = F(z_1 + z_2)m$; Zahl

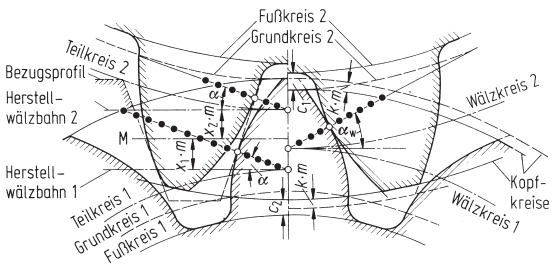


Bild 12. Profilverschobene Verzahnung (V-Verzahnung). *Links:* Verzahnung von Rad und Gegenrad mit gemeinsamem Bezugsprofil (beachte: *keine* Flankenberührung!); *rechts:* Betriebsstellung der Verzahnung nach Zusammenschieben und Kopfhöhenänderung km (beachte: kein gemeinsames Erzeugungs-Bezugsprofil)

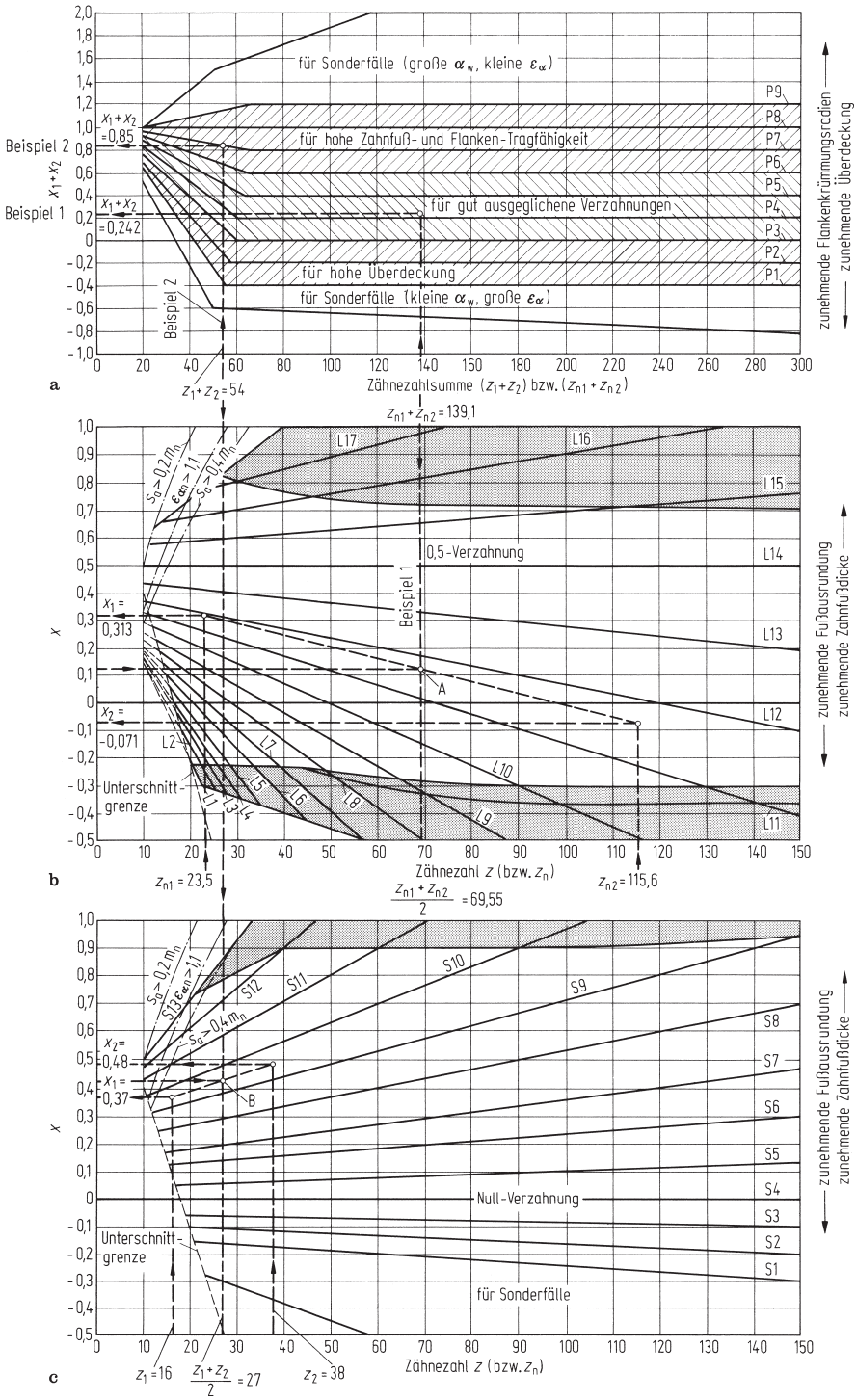


Bild 13a–c. Wahl der Profilverschiebung (DIN 3992). **a** Empfehlungen für die Summe der Profilverschiebungsfaktoren; **b** und **c** Empfehlungen für die Aufteilung einer Profilverschiebungssumme; **b** Übersetzung ins Langsame; **c** Übersetzung ins Schnelle. Gerasterte Felder: Gefahr von Eingriffsstörungen. Für Aufteilung von $x_1 + x_2$ bei $z_2 > 150$ kann man $z_2 = 150$ setzen

F liegt mit (z_1+z_2) und β fest; F und wichtige Verzahnungsdaten können aus (DIN 3995) entnommen werden.

Zusätzliche Angaben für Evolventen-Schrägverzahnung. Die Berührlinien sind auch hier Geraden, verlaufen jedoch schräg über die Zahnflanken und wandern beim Eingriff über die Zahnbreite. Die *Profilverschiebung* wird in Vielfachen des *Normalmoduls* angegeben; Wahl der Profilverschiebung s. **Bild 13** entsprechend Ersatzzähnezahl z_{nx} nach Gl. (34).
Im Normalschnitt ist die Zahnform der einer Evolventen-Geradverzahnung mit einer *Ersatzzähnezahl* z_{nx} ähnlich:

$$z_{nx} = z/(\cos^2\beta_b \cos\beta) \approx z/\cos^3\beta, \tag{34}$$

wird benutzt bei Wahl der Profilverschiebungen, für Festlegung der geometrischen Grenzen (z. B. Kopfdicke) und für die Festigkeitsberechnung.

$$\left.\begin{array}{l} \textit{Grundschrägungswinkel}\ \beta_b \text{ aus } \tan\beta_b = \tan\beta\cos\alpha_t \\ \text{oder } \sin\beta_b = \sin\beta\cos\alpha_n. \end{array}\right\} \tag{35}$$

Sonderverzahnungen mit Ritzelzähnezahlen 1 bis 4 siehe [6].

Zusätzliche Angaben für Evolventen-Innenverzahnung. Man kann alle Gleichungen der Verzahnungsgeometrie ungeändert anwenden, wenn die Zähnezahl des Hohlrades z_2 *negativ* eingesetzt wird. Alle Rechenwerte der Durchmesser werden damit negativ, so auch Zähnezahlverhältnis und Achsabstand eines Innenradpaars. (In den Zeichnungen sind jedoch die Absolutwerte anzugeben!) Profilverschiebung zum Kopf hin – also bei Innenverzahnung nach *innen* wird als positiv bezeichnet. Lediglich der Fußkreisdurchmesser ergibt sich aus dem erzeugenden Werkzeug: $d_{f2} = 2a_0 - d_{a0}$, mit a_0 Achsabstand beim Verzahnen, d_{a0} Schneidrad-Kopfkreisdurchmesser.

Wahl der Profilverschiebung. Günstig: V-Null-Verzahnung mit $x = \pm 0{,}5 \ldots 0{,}65$. Bei $z_2 < -40$ (extrem -26), $z_1 \geqq 14$ (extrem 12) und $z_1 + z_2 \leqq -10$ Bedingungen für Herstellung und Montage (radialer Zusammenbau) beachten. Andere V-Null-Verzahnungen s. (DIN 3993). – V-Verzahnung ergibt keine wesentlich höhere Tragfähigkeit, jedoch größere Freiheit in der Gestaltung, erfordert allerdings Nachprüfung auf Eingriffsstörungen, Kopfdicken und Lückenweiten, **Bild 14**. Bei Planetengetrieben Planetenzähnezahl z_P um 0,5 bis 1,5 kleiner wählen als sich aus z_Z (Sonnenrad) und z_H (Hohlrad) für Nullverzahnung ergäbe. Mit Gl. (30) und (31) bestimmt man $x_Z + x_P$ und teilt z. B. nach **Bild 13** auf; $x_P + x_H \leqq 0$ anstreben. – Steigungsrichtung bei Schrägverzahnung s. **G 8.1.5**. Umfassende Darstellung der Geometrie-Beziehungen: (DIN 3993) [8–10].

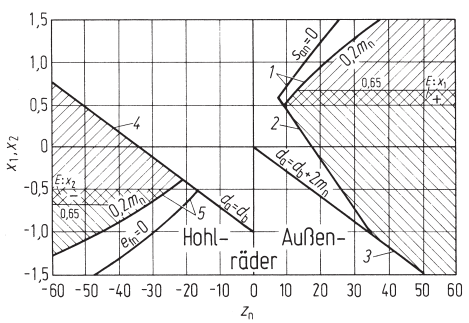


Bild 14. Bereich der ausführbaren Profilverschiebungen nach DIN 3960 für Evolventenverzahnungen mit Bezugsprofil nach DIN 867. *1* Mindest-Zahnkopfdicke; *2* Unterschnitt; *3*, *4* Mindest-Kopfkreisdurchmesser; *5* Mindest-Lückenweite; *E* Empfohlener Bereich für V-Null-Verzahnung bei Innenradpaaren

8.1.8 Sonstige Verzahnungen (außer Evolventen) und ungleichmäßig übersetzende Zahnräder

Other tooth profiles (besides involute) and gears for non-uniform transmission

Zykloidenverzahnung. Flankenformen entstehen durch Abwälzen zweier Rollkreise auf den Wälzkreisen. Außer für Kapselpumpen kaum noch angewendet, da genaue Herstellung schwierig (für jede Zähnezahl eigener Wälzfräser), empfindlich gegen Achsabstandsabweichungen und nicht momententreu (s. **G 8.1.2**).

Kreisbogenverzahnung. Anforderungen im Feingerätebau (große Übersetzung, konstantes Momentenverhältnis – Gl. (3), kleine Lagerkräfte, kaum Schmierung, großes Flankenspiel, d. h. kein Klemmen wegen Verschmutzung; nicht dagegen winkeltreue Übertragung und hohe Überdeckung) besser als bei Zykloide durch Kreisbogenverzahnung und Evolventenverzahnung (DIN 58 405) erreichbar. Da nicht winkeltreu, Profilüberdeckung stets 1.
Zahndicke am Ritzel (i. allg. Stahl) meist kleiner als am Rad (i. allg. Messing oder Kunststoff). Für Tragfähigkeit meist Biegespannung am Fuß des Rades maßgebend. – Herstellung bei Metallen meist durch Wälzfräsen, z. T. Scheibenfräsen, bei Kunststoffen durch Spritzgießen [11].

Triebstockverzahnungen. Angewendet für Drehkränze bei großen Durchmessern und rauhem Betrieb, Zahnstangenwinden, **Bild 15**. Bei Abwälzen von W_2 auf W_1 beschreibt M Kurve Z; Äquidistante mit Bolzenradius ergibt Ritzelflanke.

Anhaltswerte. Kleinste Ritzelzähnezahl min $z_1 \approx 8 \ldots 12$ für Umfangsgeschwindigkeit $v_t = 0{,}2 \ldots 1{,}0$ m/s; Bolzendurchmesser $d_B \approx 1{,}7\,m$; Zahnkopfhöhe $h_a \approx m(1 + 0{,}03 z_1)$; Zahnbreite $b \approx 3{,}3\,m$, mittlere Auflagelänge des Bolzens $l \approx b + m + 5$ mm; Lückenradius $r_L \approx 0{,}5 d_B + 0{,}02$ m; Abstand $a_L \approx 0{,}15\,m$; Flankenspiel $j_t \approx 0{,}04$ m. – *Tragkraft* nach praktischen Erfahrungen: **Tab. 2**.

Wildhaber-Novikov-(W-N-)Verzahnung

Zahnformen. In der Grundform besteht Ritzelflanke aus konvexem und Radflanke aus konkavem Kreisbogen mit Radius $\varrho_1 = \varrho_2$ um Wälzpunkt C, **Bild 16**. Berührung auf gesamtem Kreisbogen nur in dieser Eingriffsstellung, d. h. keine Profilüberdeckung vorhanden. Gleichmäßige Bewegungsübertragung nur durch Schrägverzahnung mit Sprungüberdeckung $\varepsilon_\beta > 1$ möglich. – Um Kantentragen an Kopf oder Fuß bei Achsabstandsabweichungen zu vermeiden, wird ϱ_2 etwas größer als ϱ_1 ausgeführt – Punktberührung. – Bei Drehübertragung wandert Berührpunkt über die Zahnbreite.

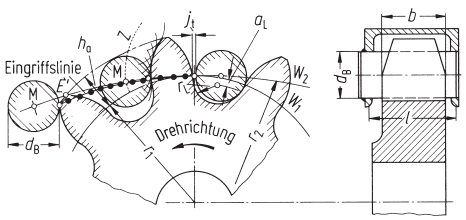


Bild 15. Triebstockverzahnung. Konstruktion von Eingriffslinie und Zahnflanke, Abmessungen

Tabelle 2. Anhaltswerte für Triebstockverzahnung von Krandrehwerken mit Ritzel aus St70 und Bolzen aus St60 bei schwerem Betrieb [51]-

Umfangskraft F_i	in kN	20	30	40
Ritzel-Zähnezahl z_1	–	9	9	9
Modul m	in mm	21	25	30
Zahnbreite b	in mm	80	90	110
Bolzendurchmesser d_B	in mm	35	45	50

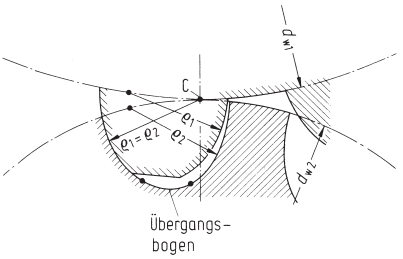


Bild 16. W-N-Verzahnung. Ritzelflanke konvex, Radflanke konkav (links: Grundform; rechts: praktische Ausführung $\varrho_2 > \varrho_1$)

Einheitliche Werkzeuge (je Modul und Schrägungswinkel) für Ritzel und Rad erhält man bei Verzahnung mit konvexem Kopf- und konkavem Fußprofil [1, 12, 13].

Tragfähigkeit. Hertzsche Abplattungsfläche ist sphärische Fläche. Wegen der guten Anschmiegung in Breitenrichtung ist die entsprechende Ausdehnung größer als die in Höhenrichtung. Über die Zahnbreite wandernde Druckfläche günstig für Schmierdruckbildung; Reibleistung gering. Gleitgeschwindigkeit im Stirnschnitt für jeden Flankenberührpunkt gleich. Dadurch Verschleiß gleichmäßig (günstig für Einlaufläppen).

Flankentragfähigkeit (aus Vergleich der Hertzschen Pressung), Drehmoment ca. 2- bis 3mal so hoch wie bei Evolventenverzahnung.

Zahnfußtragfähigkeit etwa gleich wie bei Evolventenverzahnung. Wegen des punktförmigen Kraftangriffs Gefahr von Eckbrüchen bei $\varepsilon_\beta \approx 1$ und Ausbrüchen in Zahnmitte (Einzeleingriff) bei $\varepsilon_\beta > 1,2$.

Betriebsverhalten. Bei genauer, steifer Ausführung günstiges Geräusch- und Schwingungsverhalten. Teilungs- und Flankenlinienabweichungen führen zu Stößen bei Zahneingriffsbeginn. Achsabstands- und Achsneigungsabweichungen (auch durch Verformung) bewirken u. U. beachtliche Verlagerung des Eingriffs zu Kopf bzw. Fuß, d. h. Erhöhung von Flanken- und Fußbeanspruchung sowie verstärktes Laufgeräusch.

Exzentrische Zahnräder [38–42, 52].

Unrunde Zahnräder [53–57].

8.2 Verzahnungsabweichungen und -toleranzen, Flankenspiel

Tooth errors and tolerances, backlash

Verzahnungsgenauigkeit durch Angabe der Qualität nach DIN 3961 bis 67 vorschreiben! Qualität 1: Höchste Genauigkeit, Qualität 12 gröbste. Beispiele: Lehrzahnräder Q 2 bis 4; Schiffs- und Turbogetriebe Q 4 bis 6; Schwermaschinenbau Q 6 bis 7; kleinere Industriegetriebe, Kran- und Bandgetriebe Q 6 bis 8; langsame, offene Getriebe Q 10 bis 12; Drehkränze Q 9 (gegossen > Q 12). – Bei großen Zahnbreiten zusätzlich Vorschrift eines Tragbildes erforderlich (kein Austauschbau!). Evtl. Flankenlinien- oder Profilkorrekturen, d. h. bewußte Abweichungen zum Ausgleich von Verformungen zweckmäßig [1] (s. **W 2.3**).

Toleranzen der *Einzelabweichungen* (Profil, Teilung, Rundlauf, Flankenlinien): DIN 3962, der *Wälzabweichungen* – früher: Sammelfehler – (Einflanken-, Zweiflanken-): DIN 3963. – Häufig genügt Abnahme der Zahnräder durch Ein- oder Zweiflankenwälzprüfung. – Toleranzen der *Achsabstände* DIN 3964, der Zahndicken DIN 3967. – $f_{H\beta}$ s. **Tab. 3**.

Tabelle 3. Abschätzung der Flankenlinien-Winkelabweichung $f_{H\beta}$. Genauwerte s. DIN 3961: $f_{H\beta} = H_\varphi \cdot 4{,}16 b^{0{,}14}$; Tabellen: DIN 3962

DIN-Qualität	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Faktor H_φ	0,57	0,76	1	1,32	1,85	2,59	4,01	6,22	9,63	14,9

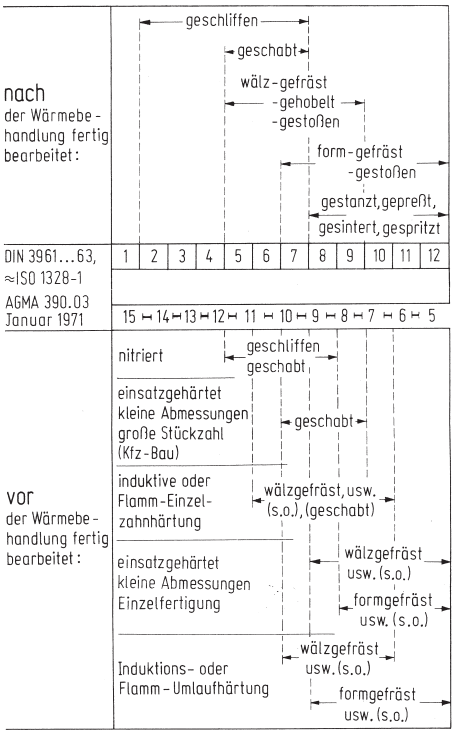


Bild 17. Verzahnungsqualität und Herstellverfahren (ungefähre Zuordnung der DIN-, ISO- und AGMA-Qualitäten nach der Einzelteilungs-Abweichung, $m = 6$, $d = 75 \ldots 150$ mm). Herstellverfahren s. **S 5.2**

Durch verschiedene Fertigungs- und Wärmebehandlungsverfahren erreichbare Genauigkeiten und Vergleich der DIN- mit den ISO- und AGMA-Qualitäten s. **Bild 17**.

Empfehlungen zur Wahl der *Zahndicken-Abmaße* A_{sne}, *Zahndicken-Toleranzen* T_{sn} und *Achsabstandsabmaße* A_a: **Tab. 4**.

Damit *theoretisches Flankenspiel:*

$$j_t = [-(A_{sn1} + A_{sn2}) + A_a \tan \alpha_n] / \cos \beta, \qquad (36)$$

max j_t mit $A_{sn} = A_{sne} - T_{sn}$ und $A_{a\,max}$,
min j_t mit $A_{sn} = A_{sne}$ und $A_{a\,min}$.

Theoretisches *Verdreh*-Flankenspiel $j_n = j_t / \cos\alpha_n \cos\beta$.

Abnahme-Flankenspiel durch Fertigungsabweichungen meist kleiner.

Betriebs-Flankenspiel z. B. beim Anlaufen durch schnellere Erwärmung der Räder gegenüber dem Gehäuse u. U. wesentlich kleiner als $j_{n,t}$; s. **Tab. 4**, Fußnote a).

8.3 Schmierung und Kühlung

Lubrication and cooling

Schmierfilmdicke: Zur Beurteilung des Schmierzustandes, insbesondere bezüglich Gleitverschleiß, Kaltfressen und Grauflecken, eignet sich die minimale Schmierfilmdicke im

Tabelle 4. Empfehlungen[a,b]) für obere Zahndickenabmaße A_{sne} und -toleranzen T_{sn} nach DIN 3967 (Mai 1977) und Achsabstandsabmaße A_a nach DIN 3964 (Febr. 1976)

Nr.	Anwendung	Getriebe-Paßsystem		
		A_{sne}-Reihe[c])	T_{sn}-Reihe[d])	Achsabstandsabmaße A_a nach js
1	gegossene Drehkränze DIN >12	2a	29 (30)	10
2	Drehkränze (normales Spiel)	a	28	9
3	Drehkränze, Konverter (enges Spiel)	bc ab	26 25	9 (8) 6
4	Turbogetriebe ($\Delta\vartheta \approx 70$ K)[e])	c … cd	25	7
5	Kunststoffmaschinen	cd	25	7
6	Lokomotivantriebe			
7	allg. Maschinenbau, Schwermaschinenbau, nicht reversierend	b	26	7
8	allg. Maschinenbau, Schwermaschinenbau, reversierend, Scheren, Fahrwerke	c … e	25 … 24	7 … 6
9	Kraftfahrzeuge	d	26	7
10	Ackerschlepper, Mähdrescher	e	27 … 28	8
11	Werkzeugmaschinen	f	24 … 25	6
12	Druckmaschinen (Walzenantriebe)	f … g	24	6
13	Meßgetriebe $\Delta\vartheta \approx 20$ K (50 K)[e])	g (f)	22	5

[a]) Nach Anregungen von A. Seifried, Friedrichshafen
[b]) Bei fehlender Erfahrung nach DIN 3967, Anhang A, überprüfen, insbes. Temperatureinfluß
[c]) Bedingung $|A_{sne1}| \geq |A_{ai}|$ und $|A_{sne2}| \geq |A_{ai}|$ beachten!
[d]) Bedingung: $T_{sn} > 2\,R_s$ beachten!
[e]) $\Delta\vartheta$: Temperaturdifferenz zwischen Zahnrädern und Gehäuse

Wälzpunkt nach der EHD-Theorie. Für Stahlzahnräder gilt nach Oster auf der Basis von [14] mit dem bei der Innenverzahnung negativen Zähnezahlverhältnis u als Näherung die Zahlenwertgleichung

$$h_C = 0{,}003[(au)/(u+1)^2]^{0,3} \cdot (\nu_0 \nu_t)^{0,7} \cdot (p_C/840)^{-0,26} \text{ in µm} \quad \left(p_C = Z_H Z_E \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \cdot \frac{u+1}{u}} \text{ nach Gl.(48)}\right). \tag{37}$$

Die Schmierfilmstoffzähigkeit ν_0 in mm²/s ergibt sich aus der Massentemperatur

$$\vartheta_0 = \vartheta_L + 7400[P_{VZ}/(ab)]^{0,72} \approx \vartheta_L + 2{,}2 \cdot 10^{-4} (\varepsilon_\alpha m/a)^{0,72} \nu_t^{0,576} p_C^{1,73} \text{ in °C.}$$

Hierbei bedeuten: Achsabstand a und Breite b in mm, Umfangsgeschwindigkeit ν_t in m/s, Leerlauftemperatur $\vartheta_L \approx$ Öltemp. in °C, Zahnverlustleistung P_{VZ} aus Gl. (38) in kW, Hertzsche Pressung im Wälzpunkt p_C in N/mm² (s. Gl. (37)) und ε_α die Profilüberdeckung. Zur qualitativen Beurteilung dient die spezifische Schmierfilmdicke

$$\lambda = \frac{h_c}{(R_{a1} + R_{a2})/2},$$

$\lambda > 2$: überwiegend hydrodynamische Schmierung, kaum Verschleiß.
$\lambda < 0{,}7$: Bereich vieler Industriegetriebe, Grenzschmierung überwiegt. Graufleckenrisiko prüfen!

Schmierstoff und Schmierungsart

Hinweise zur Auswahl: **Tab. 5**

Schmierstoffzähigkeit (DIN 51 502) bzw. Walkpenetration (DIN 51 804) je nach Temperatur: *Handauftrag*; Haftschmiermittel NLGI-Klasse 1 bis 3 (NLGI = National Lubricating Grease Institut). Zentralschmieranlagen: Schmierfette NLGI 1 bis 2 (förderbar); *Sprühauftrag:* Fließfette NLGI 00-0 (sprühbar); *Tauchschmierung:* Fließfette NLGI 000-0 (fließfähig); *Schmierölzähigkeit:* Anhaltswerte nach **Bild 18**. (Einfluß von Rauheit, Temperatur, Schmierungsart, Betriebsart [1]). EP-Zusätze bei Freßgefahr; synthetische Öle (kleine Reibungszahl, hoher Viskositätsindex, teuer) bei extremen Betriebsbedingungen.

Schmiereinrichtungen, Gehäuseanschlüsse s. **G 8.10.4**.

Wärmehaushalt. Verlustleistung P_V soll Kühlleistung P_K nicht überschreiten. Für kleine bis mittlere Getriebe meist Luftkühlung durch Gehäusewände (Kühlfläche A in m²) und Temperaturunterschied von Gehäuse zur Umgebungsluft $\vartheta_G - \vartheta_\infty$ in K ausreichend. Überschuß an Verlustleistung durch Wasserkühlung abführen.

$$P_V = P_{VZ} + P_{VL} + P_{VD}. \tag{38}$$

Überschlägig. Verzahnungsverluste $P_{VZ} = 0{,}5 \ldots 1\%$ der Nennleistung je Stufe (bei $\nu > 20$ m/s lastunabhängige Verzahnungsverluste P_{VZO} zusätzlich berücksichtigen [1]). Lagerverluste P_{VL} (s. **G 5.2**). P_{VD} sonstige Verluste, Dichtungen (s. **G 5.5**).

Tabelle 5. Wahl von Schmierstoff und Schmierungsart

Umfangsgeschwindigkeit m/s	Schmierstoff	Schmierungsart	Getriebebauform	Besonderheiten
bis 2,5	Haftschmiere	Auftragen mit Pinsel, Spachtel[a,b])	offen	möglichst Abdeckhaube vorsehen
bis 4 (evtl. 6)	Fließfett	Sprühschmierung		
bis 8 (evtl. 10)		Tauchschmierung. Jedoch Einspritzschmierung bei Großgetrieben (>400 kW), Gleitlagergetrieben, Vertikalgetrieben	geschlossen	
bis 15	Öl			
bis 25 (evtl. 30)				Tauchschmierung mit Blechwanne, Kühlrippen
über 25 (evtl. 30)		Einspritzschmierung		
bis 40		Nebelschmierung		für niedrige Belastung, Aussetzbetrieb

[a]) Bei der niedrigsten Konsistenz-Klasse (NLGI 000-0) auch Tauchschmierung möglich
[b]) Zum Beispiel Zementmühlen, Drehrohröfen, Bagger, Flußwehre. Möglichst auch hier Abdeckung vorsehen (Schmutz und Staub im Schmierstoff wirken wie Schmirgel)

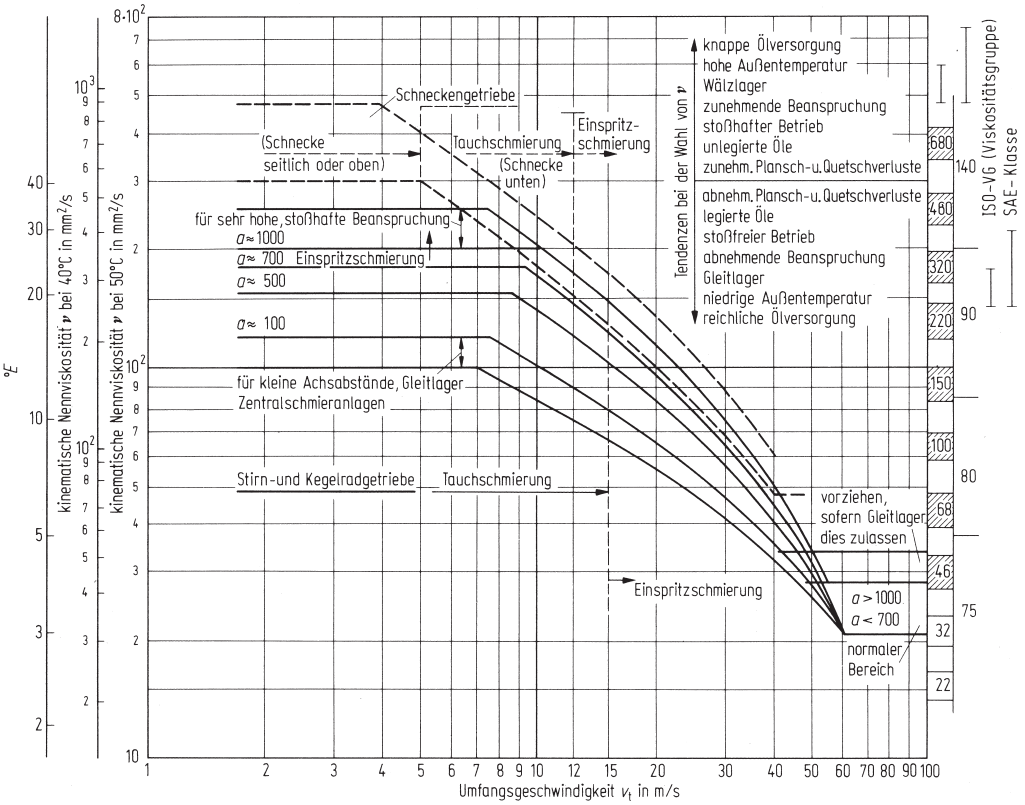


Bild 18. Wahl der Schmieröl-Viskosität für Stirn-, Kegel- und Schneckengetriebe. Näherungsweise Zuordnung der ISO- und SAE-Viskositätsklassen; Vorzugsklassen schraffiert. Tauchschmierung bei höheren v_t auch möglich, wenn abgeschleudertes Öl durch Rippen oder Ölleitbleche dem Zahneingang zugeführt wird

Kühlleistung (Wärmeabgabe) des Gehäuses:

$$P_{KG} = \alpha A(\vartheta_G - \vartheta_\infty) \quad \text{mit} \quad \alpha = 15 \ldots 25\,\mathrm{W/(m^2K)} \qquad (39)$$

für ruhende Luft und unbehinderte Konvektion (untere Grenze: hoher Schmutz- und Staubabfall, kleine Drehzahlen, große Getriebe). Bei Lüfter auf schnellaufender Welle erhöht sich α um Faktor f_K: Stirnradgetriebe mit 1 Lüfter $f_K \approx 1{,}4$; 2 Lüfter $f_K \approx 2{,}5$; Kegelradgetriebe mit 1 Lüfter $f_K \approx 2{,}0$. – Einfluß von Windgeschwindigkeit sowie Sonneneinstrahlung beachtlich.

8.4 Werkstoffe und Wärmebehandlung – Verzahnungsherstellung

Materials and heat treatment – gear manufacture

(Schneckengetriebe s. **G 8.8**). Tragfähigkeit der Werkstoffe und entsprechende Qualitätsanforderungen s. **Tab. 14**. Daneben sind *Kosten* von Werkstoff und Wärmebehandlung, *Zerspanbarkeit* bzw. *Verarbeitbarkeit, Geräuschverhalten, Stückzahl* (Herstellverfahren) entscheidend (in manchen Bereichen allein wichtig) für die Auswahl.

Typische Beispiele aus verschiedenen Anwendungsgebieten

Zahnräder für Kleingeräte, Instrumente, Haushaltsgeräte usw. (d.h. für Bewegungsübertragung oder kleine Kräfte): Zn-, Ms-, Al-Legierungen. Thermoplaste (Spritzguß); Automatenstähle, Baustähle; Al-, Zn-, Cu-Knetlegierungen, Hartgewebe, Thermoplaste (Strangpressen, Kaltziehen, Pressen bzw. Stanzen, bzw. Fräsen); Sintermetalle (Fertigsintern).

Kraftfahrzeug-Zahnräder. Legierte Einsatzstähle – gefräst oder gestoßen, geschabt – einsatzgehärtet – (evtl. geschliffen statt geschabt); niedrig legierte Vergütungsstähle – gefräst oder gestoßen, geschabt – carbonitriert.

Turbogetriebe-, Schiffsgetriebe-Zahnräder. Legierte Vergütungsstähle – gefräst evtl. geschabt; Al-freie Nitrierstähle – gefräst, geschabt (oder geschliffen) – gasnitriert (evtl. geschliffen); legierte Einsatzstähle – gefräst – einsatzgehärtet – geschliffen.

Großzahnräder, Drehkränze. Legierter Stahlguß (Ausschußrisiko durch Lunker beachten) legierter Vergütungsstahl (gewalzt) – gefräst – evtl. Induktions- oder Flamm-Einzelzahnhärtung.

Industriegetriebe, Baukastengetriebe

Unlegierte und legierte Vergütungsstähle – wälzgefräst oder -gestoßen oder -gehobelt. Legierte Einsatzstähle – wälzgefräst o.ä. – einsatzgehärtet – geschliffen (evtl. mit Hartmetall-Wälzfräser fertiggefräst, evtl. gehont). Al-freie Nitrierstähle – wälzgefräst o.ä. (evtl. geschabt oder geschliffen, evtl. geläppt) – gasnitriert. Unlegierte und legierte Vergütungsstähle – wälzgefräst o.ä., geschabt – nitrocarburiert. Unlegierte und

legierte Vergütungsstähle – wälzgefräst o. ä. – induktiv – oder flammumlaufgehärtet. Unlegierte und legierte Vergütungsstähle – wälzgefräst o. ä. – induktive oder Flamm-Einzelzahnhärtung – (evtl. geschliffen).

Werkstoffe und Wärmebehandlung

Gesichtspunkte für die Auswahl

Grauguß GG, Sphäroguß GGG, Stahlguß GS – Hinweise siehe **Tab. 14**. Sondergußeisen bei geeigneter Wärmebehandlung den Vergütungsstählen, gleichwertig (Zerspanbarkeit beachten!) [15].

Vergütungsstähle – ungehärtet. Die Zahnräder – damit auch die Getriebe – bauen größer, schwerer, teurer als mit gehärteten Verzahnungen. Jedoch: Wärmebehandlung (vor dem Verzahnen) risikolos, keine Maßänderungen *nach* dem Verzahnen, meist kein Verzahnungsschleifen erforderlich; der relativ weiche Werkstoff gleicht Mängel in Konstruktion und Fertigung durch Einlaufen eher aus; Nacharbeiten der Zahnflanken von Hand möglich; meist Überschuß an Bruchsicherheit.

Einssatzstähle – einsatzgehärtet. Aufwendig, aber für kleine bis mittlere Radgrößen bis in Bereich höchster Härte (HRC = 58 ... 62), Fuß- und Flankenfestigkeiten beherrschbar. Härteverzüge erfordern bei Einzelfertigung Verzahnungschleifen (normal: $d \leqq 900$ mm, $m \leqq 25$ mm; extrem d bis 3000 mm, m bis 36 mm). Für gröbere Qualitäten ungeschliffen (s. **Bild 17**) (meist $d \leqq 250$ mm, $m \leqq 6$ mm; mit Einschränkung $d \leqq 500$ mm, $m \leqq 10$ mm).

Härterisse sicher vermeidbar – zuverlässiges Härteverfahren.

Vergütungsstähle – Umlaufhärtung (Flamm- oder Induktion). Kostengünstig für kleine bis mittlere Radgrößen (normal: $d \leqq 200$ mm, $m \leqq 6$ mm; extrem d bis 1500 mm, m bis 18 mm), im mittleren Härtebereich (HRC = 45 bis 56) sicher beherrschbar, darüber erhöhte Rißgefahr. Gleichmäßige Verzahnungsqualität nur bei konstanten Werkstoffwerten und konstant gehaltener Wärmebehandlung [15].

Vergütungsstähle – Einzelzahn – Beidflankenhärtung (Flamm- oder Induktion). Kostengünstig für Großräder (d bis ca. 3000 mm, $m > 8$ mm); im mittleren Härtebereich (HRC = 45 bis 56) beherrschbar. Sorgfältige Vorbereitung (Härteprobestücke), konstante d. h. laufend überwachte Härte-Einstelldaten erforderlich. Verzugsarm, Verzahnungsschleifen meist nicht erforderlich. Zahngrund ungehärtet, reduzierte Fußfestigkeit [16].

Vergütungsstähle – Einzelzahn – Lückenhärtung (Flamm- oder Induktion). Zahngrund mitgehärtet. Kostengünstig für Großräder im mittleren Härtebereich (wie bei Beidflankenhärtung, aber Flamme nur bei $m > 16$ mm) (HRC = 45 bis 52, evtl. 56). Geringes Härterisiko (Härterisse) nur bei entsprechender Vorbereitung und Überwachung, langjährigen Erfahrungen, geeigneten Werkstoffen und optimalen Härtebedingungen (Härteprobestücke). Verzugsarm, aber häufig Teilungsfehler bei Härtebeginn; Verzahnungsschleifen oft erforderlich [16].

Al-freie Nitrierstähle, Vergütungsstähle, Einsatzstähle – nitriert *(Langzeitgasnitriert)*. Verzugsarmes, diffiziles Verfahren. Normal: Nitrierhärtetiefe Nht $\approx 0{,}3$ mm, $d < 300$ mm, $m \leqq 6$ mm; schwieriger: Nht $\approx 0{,}6$ mm, $d < 600$ mm, $m < 10$ mm. Bei Nitrierstählen für größere d und m geringere Festigkeit ansetzen! Hierbei und bei dünnwandigen Rädern wegen Verzug meist Verzahnungsschleifen nach dem Nitrieren. Hohe Festigkeit sicher erreichbar nur bei besonderer Werkstoffqualität, langjähriger Erfahrungen, optimalen Fertigungs- und Kontrolleinrichtungen. Sonst starke Schwankungen der Festigkeit möglich. Besonders Nitrierstähle sind empfindlich gegen Stöße und Kantentragen. Verbindungsschicht $< 15\ \mu$ anstreben.

Vergütungsstähle – nitrocarburiert (kurzzeit-gasnitriert). Neues verzugsarmes Verfahren, das viele Probleme des Kurzzeit-Badnitrierens vermeidet [17] und dieses weitgehend verdrängt hat. Nur wenig überlastbar.

Vergütungsstähle – nitrocarburiert (kurzzeit-badnitriert). Verzugsarmes Verfahren. Normal: $d < 300$ mm, $m < 6$ mm; schwieriger: d bis 600 mm, m bis 10 mm. Praktisch keine Diffusionszone, d. h. reduzierte Tragfähigkeit, wenn Verbindungsschicht ($< 30\ \mu$m dick) verschlissen.

Vergütungsstähle – carbonitriert. Härtetiefen (stickstoffhaltige Martensitschichten) 0,2 bis 0,6 mm. Möglichst hohe Kernfestigkeit zum Stützen der dünnen Härteschicht. Geeignet für kleine Zahnräder bei großen Stückzahlen.

8.5 Tragfähigkeit von Gerad- und Schrägstirnrädern

Load capacity of spur- and helical gears

8.5.1 Zahnschäden und Abhilfen

Types of tooth damage and remedies

Definitionen und Ursachen s. DIN 3979, vgl. **Bild 19**.

Gewaltbruch meist durch Unfall, Blockierungen o. ä.; Kräfte kaum abschätzbar. Abhilfe: Überlastschutz, Soll-Brechglieder.

Dauerbruch. Ermüdungsbruch nach längerer Laufzeit oberhalb der Dauerfestigkeit, meist ausgehend von Kerben, Härterissen, Werkstoff- oder Wärmebehandlungsmängeln im Zahnfuß. – *Abhilfe:* größere Moduln, Betriebseingriffswinkel (Profilverschiebung), Fußausrundung (Schleifkerben vermeiden), Oberflächenhärten (insbesondere Einsatzhärtung), Kugelstrahlen, genaue Verzahnung, Zahn-Endrücknahme oder Breitenballigkeit zur Entlastung der Zahnenden.

Grübchenbildung (pitting). Grübchenartige Ausbröckelungen insbesondere zwischen Fuß- und Wälzkreis infolge zu hoher Flankenpressung. Kleine Einlaufgrübchen (initial pitting) bauen bei Vergütungsstahl örtliche Überlastungen ab und kommen zum Stillstand – daher unschädlich. Fortschreitende Grübchenbildung (progressive pitting) führt zur Zerstörung der Zahnflanken. – Abhilfe: Große Krümmungsradien (Profilverschiebung), Oberflächenhärtung (insbesondere Einsatzhärtung) s. **Bild 19**, zähere Öle, genaue Verzahnung, kleine Flankenrauheit [72, 76, 79].

Graufleckigkeit (micropitting). Vielzahl von mikroskopisch kleinen Anrissen und Ausbrüchen, optischer Eindruck eines grauen Flecks. Abhilfe durch verbesserte Schmierbedingung (auch Einfluß des Additivs) [57].

Warmfressen. Riefen und Freßmarken im Bereich hoher Gleitgeschwindigkeiten infolge einer durch Werkstoff und Schmierstoff bedingten Grenztemperatur. – Abhilfe durch kleinere Moduln, Kopf- und Fußrücknahme, Nitrieren, kleine Flankenrauheit (Einlaufen), besonders wirksam: EP-Öle (Öle mit chemisch aktiven Zusätzen).

Kaltfressen. Riefenverschleiß mit starkem Materialabtrag bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten. – Abhilfe durch bessere Verzahnungsgenauigkeit, glattere Zahnflanken, zäheren Schmierstoff, Kopfrücknahme.

Abriebverschleiß. Flächenhafter Materialabtrag insbesondere an Kopf und Fuß, oft maßgebend bei kleinen Umfangsgeschwindigkeiten ($v_t < 0{,}5$ m/s) infolge mangelnder Schmierdruckbildung. – Abhilfe durch hohe Schmierstoff-Zähigkeit,

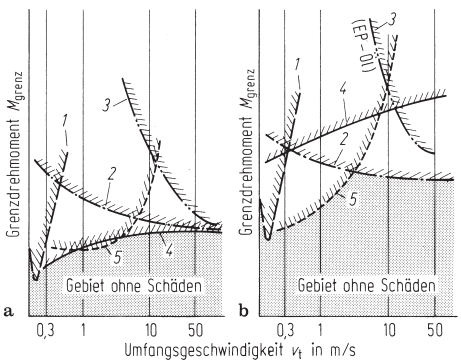


Bild 19a, b. Haupttragfähigkeitsgrenzen von Zahnrädern. **a** Vergütungsstahl; **b** Einsatzstahl. *1* Verschleißgrenze, *2* Zahnbruchgrenze, *3* Freßgrenze (Warmfressen), *4* Grübchengrenze, *5* Graufleckengrenze

gewisse synthetische Schmierstoffe, manche EP-Zusätze, MoS-Suspension, Oberflächenhärten oder Nitrieren. Wichtig: gleiche Flankenhärte an Ritzel und Rad.

8.5.2 Pflichtenheft. Checklist

Vor Beginn des Entwurfs alle Anforderungen und Einflüsse auf die Funktion des Getriebes zusammenstellen. Oft entscheidend für Erfolg oder Mißerfolg. Hinweise: **Tab. 6**.

8.5.3 Anhaltswerte für die Dimensionierung
Guide data for gear rating

Verzahnungsdaten: Übersetzung, Modul, Achsabstand Durchmesser, Überdeckung (s. **G 8.1.2**, **G 8.1.4**, **G 8.1.5**, **G 8.1.7**).

Ritzeldurchmesser d_1. Aus vereinfachtem Kennwert für die Wälzpressung $K^* = [F_t(u+1)/(bd_1u)]$ folgt:

$$d_1 \geqq \sqrt[3]{\frac{2M_1}{K^*(b/d_1)}\,\frac{u+1}{u}}. \qquad (40)$$

Entgegen DIN 3990 und sonstigen Getriebenormen wird das Drehmoment mit M statt mit T bezeichnet, um eine Einheitlichkeit aller Fachgebiete zu erhalten.

Erfahrungswerte für K^* nach ausgeführten Getrieben; Beispiele **Tab. 7**. Wahl von Werkstoff und Wärmebehandlung (s. **G 8.4**). Bei Vergütungsstählen Härte des Ritzelwerkstoffs um ca. HB = 40 höher als Härte des Radwerkstoffs wählen.

Zahnbreite b nach Anhaltswerten für b/d_1, **Tab. 8**. Bei größeren Breiten Flankenlinien-Korrekturen zum Ausgleich der Verformungen notwendig (insbesondere bei gehärteten Verzahnungen). Sprungüberdeckung: Gl. (13) beachten.

Zähnezahl und Modul. Übliche Ritzelzähnezahlen **Tab. 9**. Damit Modul aus Gl. (5) bestimmen. Mindestmoduln bedingt durch Zahn-Eckbruchgefahr **Tab. 10**. – Genormte Modulreihe **Tab. 1**.

Nach Bestimmung des Moduls prüfen, ob bei aufgestecktem Ritzel (Paßfeder o.ä.) ausreichende Kranzdicke unter Zahnfuß vorhanden (s. **Bild 49**) oder ob bei verzahnter Welle verbleibender Wellenquerschnitt ausreicht.

Geradverzahnung – Schrägverzahnung. Eigenschaften s. **G 8.1.4**. Wenn geräuscharmer Lauf gefordert und bei stoßhaftem Betrieb eher zu Schrägverzahnung und feinerer Qualität übergehen. – Für mittlere Verhältnisse:

Gerad: Bis $v_t = 1$ m/s mit Q 10–12, bis 5 m/s mit Q 8–9, bis 20 m/s mit Q 6–7.

Schräg oder Doppelschräg: Bei gehärteten Verzahnungen Q 8 oder feiner erforderlich, sonst erhöhte Zahneckbruchgefahr und keine Vorteile durch Schrägverzahnung. – Bei ungehärteten Stählen sowie Gußwerkstoffen auch für gröbere Qualitäten (einlauffähig, Überschuß an Bruchsicherheit).

Tabelle 6. Pflichtenheft für Zahnradgetriebe. (Hierzu Skizze mit den Anschlußmaßen)

Auswirkung auf: Abdichtung A, Anwendungsfaktor B, Fertigung F, Getriebebauart G, Gehäusekonstruktion H, Kühlung/Heizung K, Lager L, Schmierung S, Verzahnung V, zul. Spannung Z.

1. *Hauptfunktionen,* erforderlich für die Entwurfsrechnung

- ○ An-/Abtriebsdrehzahlen (Übersetzung konstant, Schaltstufe-Toleranz); Drehrichtung konstant/wechselnd. . . . . Z
- ○ Art der Arbeitsmaschine, der Antriebsmaschine. . . . . B
- ○ Kundenvorschriften zu den Hauptfunktionen: Getriebeart (Stirnräder, Kegelräder usw.) Einbauart (Stand-, Aufsteck-, Flanschgetriebe usw.) Sonstiges (Anwendungsfaktor, Mehrmotorenantrieb, Schwungräder, An-/Abtrieb links/rechts/wahlweise). . . . . K, B, F, V
- ○ Lage der Arbeitsmaschine zur Antriebsmaschine (Lage von Antriebswelle zu Abtriebswelle des Getriebes, veränderliche Lage, Grenzen) Getriebeart, evtl. Achsabstand. . . . . G
- ○ Leistung, Dauerbetriebsmoment, Nennmoment der Arbeits-/Antriebsmaschine, Maximalmoment, Anfahrmoment o. ä. B

2. *Sonstige Funktionen,* erforderlich für Entwurf, Nachrechnung und Gestaltung

2.1 *Betriebsdaten*

- ○ Anzahl der Anfahrten der Maschine. . B
- ○ Folgen eines Schadensfalles (Gefährdung von Menschenleben, Produktionsausfall). . . . . Z
- ○ Kipp-, Anfahr-, Abschaltmoment der Antriebsmaschine, Höhe, Anzahl und Dauer der Stöße im Betrieb, Spitzenmoment, Katastrophenmoment. . . . . B
- ○ Laufzeit pro Tag, % Einschaltdauer. . B
- ○ Überlastsicherung, Abschaltmoment. . B
- ○ Umkehr der Kraftrichtung (Reversierbetrieb). . . . . Z

2.2 *Fertigungsdaten*

- ○ Einschränkungen für Werkstoffwahl (Bearbeitbarkeit, Lieferzeit)
- ○ Maß- und Gewichtsbeschränkungen durch Werkzeugmaschinen, Ofenabmessungen, Härteeinrichtungen. . . . . F
- ○ Verfügbare Werkzeuge. . . . . F

2.3 *Kräfte am Getriebe*

- ○ Axialkräfte auf An- und Abtriebswelle (z.B. Zahnkupplung). . . . . H, L, V
- ○ Kräfte auf das Gehäuse. . . . . H, L
- ○ Radialkräfte auf An- und Abtriebswelle (z.B. Kettenrad, Riemenscheibe). . H, L
- ○ Rücklaufsperre. . . . . S

2.4 *Kundenforderungen: Vorschriften, Abnahmebedingungen*

- ○ Art der Kupplungen an An- und Abtrieb. . . . . L, V
- ○ Berechnungsvorschrift (z. B. Klassifikationsgesellschaften, Werksvorschriften). Z
- ○ Form der Wellenzapfen an An- und Abtrieb (Flansch angeschmiedet – Lochkreis, Paßfeder o. ä., eingerichtet für Ölpreßverband).
- ○ Geräusch, Wirkungsgrad, Garantie (Art des Probelaufes). . . . . V, H, F
- ○ Gestaltung (geschmiedete, geschweißte, geschrumpfte Zahnkränze; Wellen-Naben-Verbindung; gegossene geschweißte Gehäuse). . . . . Z, H
- ○ Unfallverhütungsvorschriften

2.5 *Schmierung*

- ○ Heizung (zum Anfahren)
- ○ Kühlung (Süß-, Salz-, Brackwasser oder Luft, Temperatur); Zentrale Kühlanlage oder Einzelkühlung.
- ○ Schmierstoff frei wählbar/Vorschriften.
- ○ Versorgung durch zentrale Schmieranlage (Schmierstoff, Viskosität, Druck) oder Einzelgetriebeschmierung.

2.6 *Umgebung, Aufstellungsort*

- ○ Aufstellungsort (Halle, gedeckt, im Freien). . . . . A, S, K
- ○ Beschränkungen für Montage, Einbau, Raum, Gewicht, Transport, Schmutz, Staub, Fremdkörper, Spritzwasser, Wasserdampf. . . . . A, H, F
- ○ Fundament (z. B. Stahlgerüst, Beton) starr; getrennt (gemeinsam mit An- und Abtrieb). . . . . H
- ○ Temperatur (max., min.), Sonneneinstrahlung. . . . . K, S

Tabelle 7. K^*-Faktoren ausgeführter Stirnradgetriebe (für Nennleistung, wenn nicht anders angegeben) nach Firmenangaben und [1, 2, 47, 48]. Werkstoff: Stahl (wenn nicht anders angegeben). Wärmebehandlung: v vergütet; eh einsatzgehärtet; n nitriert. Bearbeitung: f gefräst, gehobelt gestoßen; s geschabt; g geschliffen

Anwendung Antrieb/Abtrieb	v m/s	Ritzel: Werkstoff Wärmebehandlung Bearbeitung	Ritzel: Härte	Rad: Werkstoff Wärmebehandlung Bearbeitung	Rad: Härte	K^*-Faktor N/mm²	Bemerkungen
Turbine/Generator	>20	v, f	225 HB	v, f	180 HB	0,80	$K_A \approx 1{,}1$ [a])
	>20	n, s	>60 HRC	n, s	>60 HRC	2,0	
	>20	eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	2,8	
E-Motor/ Industriegetriebe (24-h-Betrieb)	5	v, f	210 HB	v, f	180 HB	1,2	$K_A \approx 1{,}3$ [a])
		v, f	350 HB	v, f	300 HB	2,0	
		eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	4,4	
	10	v, f	210 HB	v, f	180 HB	1,0	
		v, f	350 HB	v, f	300 HB	1,8	
		eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	4,0	
E-Motor/Großgetriebe (Aufzüge, Drehöfen, Mühlen)	<5	v, f	225 HB	v, f	180 HB	0,6	$K_A \approx 1{,}6$
		v, f	260 HB	v, f	210 HB	1,0	
	7,5	eh, g	>58 HRC	v, f	320 HB	1,5	
Konverter (für *Maximal*moment)	0,3	v, f	260 HB	GS, f	180 HB	1,3	*nicht* Katastrophenmoment
E-Motor/ Werkzeugmaschinen (Wälzfräsmaschinen)	22	eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	3,0	für *selten* auftretendes Spitzenmoment
	0,3	eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	9,0	
Fräsmaschinen (Spindelstock)	22	eh, g	>58 HRC	Gußpolyamid 12 g, f	75 Shore D	0,70	
E-Motor/ Kran-Hubwerk (für *max.* Hublast und Dauerbetrieb)	10 ...14	v, f	230/280 HB	v, f	190/230 HB	1,1	1. Stufe
	4 ... 8	v, f	230/280 HB	v, f	190/230 HB	1,3	2. Stufe
	2 ... 4	v, f	230/280 HB	v, f	190/230 HB	1,6	3. Stufe
	0,5... 2	v, f	230/280 HB	v, f	190/230 HB	1,8	4. Stufe
E-Motor/Greifer-Hubwerk (für *max.* Greifer-Schließmoment	12	eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	7,0	1. Stufe
	6	eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	11,0	2. Stufe
	3	eh, g	>58 HRC	eh, g	>58 HRC	15,0	3. Stufe
E-Motor/kleine Industriegetriebe	<5	v, f	350 HB	Hartgewebe		0,53	
		v, f	350 HB	Polyamid		0,35	
E-Motor/ kleine Geräte	<5	v, f	200 HB	Zink-Druckguß		0,20	
	<3	v, f	200 HB	Messing, Aluminium		0,20	
	<3	Messing, Aluminium		Messing, Aluminium		0,10	

[a]) Anwendungsfaktor für Nachrechnung.

Tabelle 8. Größtwerte für b/d_1 von ortsfesten Stirnradgetrieben mit steifem Fundament[a])

Gerad- und Schrägverzahnung; beidseitige, symmetrische Lagerung,	
normalisiert (HB ≦ 180):	$b/d_1 \leqq 1{,}6$
vergütet (HB ≧ 200):	$b/d_1 \leqq 1{,}4$
einsatz- oder randschichtgehärtet:	$b/d_1 \leqq 1{,}1$
nitriert:	$b/d_1 \leqq 0{,}8$
Doppel-Schrägverzahnung:	$B/d_1 \leqq 1{,}8$fache der o. a. b/d_1-Werte, B siehe *Bild 5*
Beidseitige, *un*symmetrische Lagerung:	80% der o. a. Werte
Gleich große Ritzel und Räder (Kammwalzen und $i=1$):	120% der o. a. Werte
Fliegende Lagerung:	50% der o. a. Werte

[a]) Bei leichter Bauform auf Stahlgerüst ca. 60% der Werte.

Tabelle 9. Übliche Ritzelzähnezahlen z_1. Unterer Bereich für Drehzahlen $n < 1000\ \text{min}^{-1}$, oberer Bereich für $n > 3000\ \text{min}^{-1}$

u[a])	1	2	4	8
vergütet oder gehärtet gegen vergütet bis 230 HB	32...60	29...55	25...50	22...45
über 300 HB	30...50	27...45	23...40	20...35
Grauguß	26...45	23...40	21...35	18...30
nitriert	24...40	21...35	19...31	16...26
einsatzgehärtet	21...32	19...29	16...25	14...22

$z = 12$	praktisch kleinste Zähnezahl für Leistungsgetriebe (Gegenzähnezahl ≥ 23)
$z = 7$	kleinste Zähnezahl für Bewegungsübertragung bei Bezugsprofil nach DIN 867, Geradverzahnung
$z = 5$	kleinste Zähnezahl für Bewegungsübertragung bei Bezugsprofil nach DIN 58 400 (Feinwerktechnik), Geradverzahnung
$z = 1...4$	für Bewegungsübertragung möglich mit Staffelrädern oder Schrägstirnrädern, $\varepsilon_\alpha < 1$

[a]) Bei Übersetzung ins Langsame: Zähnezahlverhältnis u = Übersetzung i

Tabelle 10. Mindestwerte für den Modul

DIN-Verzahnungsqualität	Lagerung	mind. m_n oder m_t
11 … 12	Stahlkonstruktion, leichtes Gehäuse	$b/10 \dots b/15$
8 … 9	Stahlkonstruktion oder fliegendes Ritzel	$b/15 \dots b/25$
6 … 7	gute Lagerung im Gehäuse	$b/20 \dots b/30$
6 … 7	genau parallele, starre Lagerung	$b/25 \dots b/35$
5 … 6	$b/d_1 \leq 1$, genau parallele, starre Lagerung	$b/40 \dots b/60$
Feinwerktechnik (DIN 58405)		$b/10$ Geradverzahnung $b/16$ Schrägverzahnung

Bis $v_t =$ 2 m/s mit Q 10–12 ungehärtet, Q 7–8 gehärtet,

bis $v_t =$ 5 m/s mit Q 8–9 ungehärtet, Q 7–8 gehärtet,

bis $v_t =$ 20 m/s mit Q 6–7, über v_t = 40 m/s mit Q 4–5.

Schrägungswinkel. *Einfache Schrägverzahnung* $\beta = 6$ bis 15° (Begrenzung der Axialkraft). – Sprungüberdeckung Gl. (13) prüfen: Bis $v_t = 20$ m/s: $\varepsilon_\beta \geqq 1{,}0(0{,}9)$; $\varepsilon_\gamma \geqq 2{,}2$; über 40 m/s: $\varepsilon_\beta \geqq 1{,}2$, $\varepsilon_\gamma \geqq 2{,}5$. *Doppelschrägverzahnung* nur wenn Einfach-Schrägverzahnung zu breit oder Axialkräfte zu groß: $\beta = 20$ bis 30°. Achtung: Nur eine Welle axial festlegen und prüfen ob Axialkräfte von außen eingeleitet werden (dann ungleichmäßige Kraftaufteilung!). – Pfeilspitze sollte i. allg. nacheilen. Grenzen der Herstellung (z. B. Fräserauslauf) beachten (s. **G 8.10.3**).

Bezugsprofil (s. **Bild 10**).

Profilverschiebung (s. **G 8.1.7**).

Lagerkräfte (Bild 20). Zahnnormalkraft $F_t/\cos\alpha_{wt}$ wirkt als Querkraft, Axialkraft $F_x = F_t \tan\beta$ am Hebelarm r auf Welle. Hieraus Radial- und Axial-Lagerkräfte bei A und B entsprechend den Abständen der Lager bestimmen. Bei Berechnung der Radiallagerkräfte Kippmoment der Axialkräfte beachten!

8.5.4 Nachrechnung der Tragfähigkeit

Evaluation of load capacity

Man prüft, ob das Getriebe bei geforderter Lebensdauer ausreichende rechnerische Sicherheiten gegen alle Schadensgrenzen aufweist.

Grundgedanke. Berechnung basiert auf der am Zahn angreifenden Nenn-Umfangskraft einer fehlerfreien, starren Verzahnung, mittleren Schmierbedingungen und auf Festigkeitswerten, die an Standard-Referenz-Prüfrädern bei Standard-Prüfbedingungen ermittelt wurden.
In Wirklichkeit liegen abweichende Voraussetzungen vor: Äußere Zusatzkräfte durch Anfahrstöße, Belastungsschwankungen; innere Zusatzkräfte durch Verzahnungsabweichungen und Verformungen; Baugrößeneinfluß, Schmierung (Umfangsgeschwindigkeit; Viskosität, Rauheit); Fußausrundung usw. Die Wirkung dieser Abweichungen wird durch Einflußfaktoren erfaßt.

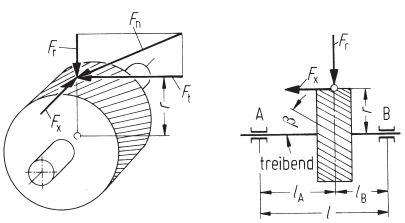


Bild 20. Zahnkraft-Komponenten zur Berechnung der Lagerkräfte

Eingangsgrößen s. Rechenschema mit Beispiel.

$$\text{Umfangskraft } F_t = 2M/d = 2P/(d\omega); \tag{41}$$

$$\text{Umfangsgeschwindigkeit } v_t = 0{,}5d\omega = \pi dn. \tag{42}$$

Anwendungsbereich für vereinfachte Berechnung von Industriegetrieben: Bezugsprofil DIN 867: $\alpha_0 = 20°$, $h_{a0}/m = 1{,}25 \pm 0{,}05$, $\varrho_{a0}/m = 0{,}25 \pm 0{,}05$. Ritzelzähnezahl: $20 \leqq z_1 \leqq 50$. Mittlere bis hohe Belastung: $K_A F_t/b \gtrapprox 200\,\text{N/mm}^2$ Zahnbreite. Betrieb im unterkritischen Bereich, s. **Bild 21**. Profilüberdeckung: $1{,}2 < \varepsilon_\alpha < 1{,}9$. $v_t > 1$ m/s. Rauheit in der Fußausrundung $R_z < 16\,\mu$m. Schmierstoff nach **Tab. 5** und **Bild 18**. Dauergetriebe. Bei Schrägverzahnung $\varepsilon_\beta \geqq 1$.
Bei *abweichenden* Voraussetzungen Berechnung nach DIN 3990, [1].

Kraftfaktoren

Sie dienen zur Bestimmung der maßgebenden Kraft pro mm Zahnbreite, gültig für alle Beanspruchungsgrenzen. Die Faktoren werden näherungsweise wie folgt berechnet: K_v mit Qualität der Verzahnung und $K_{H\beta}$ oder $K_{F\beta}$ mit Umfangskraft $F_t K_A K_v/b$. Manche Kraftfaktoren werden bei kleinen Fehlern und hohen äußeren Umfangskräften zu 1.

Anwendungsfaktor K_A. Er berücksichtigt die von Antrieb oder Abtrieb eingeleiteten Zusatzkräfte. – Anhaltswerte siehe **Tab. 11**. – Rechnet man mit dem Maximalmoment (s. **Tab. 11 c**), so ist $K_A = 1$ zu setzen.

Dynamikfaktor K_v berücksichtigt innere dynamische Zusatzkräfte: **Bild 21**.

Breitenfaktor $K_{H\beta}$ (Flanke) $\approx K_{F\beta}$ (Fuß) berücksichtigt Einfluß von Herstelltoleranzen f_{ma} und Gesamt-Verformung f_{shg}

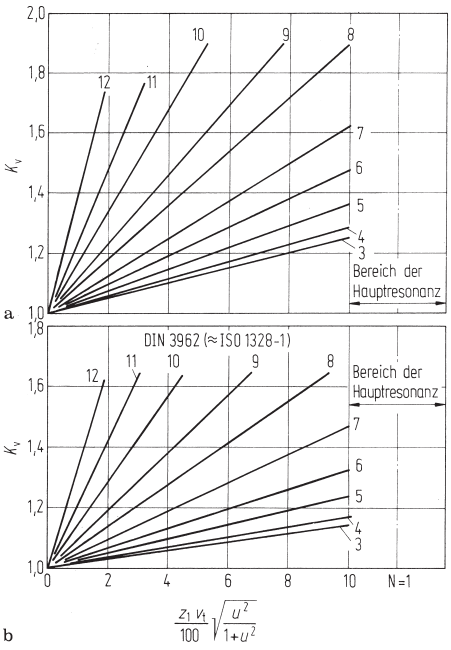


Bild 21 a, b. Dynamikfaktor K_v (DIN 3990/ISO 6336). **a** Geradstirnräder; **b** Schrägstirnräder mit $\varepsilon_\beta \gtrapprox 1$ (für $\varepsilon_\beta < 1$ s. DIN 3990, [1])

Tabelle 11. Anwendungsfaktoren für Zahnradgetriebe
a) Für Industrie-Getriebe ($n < 3600\ \mathrm{min}^{-1}, (z_1 v_t/100)\ [u^2/(1+u^2)]^{1/2} < 10$ mit v_t in m/s)

Arbeitsweise der Antriebsmaschine (Beispiele s. **Tab. 11 b**)	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleichmäßig	mäßige Stöße	mittlere Stöße	starke Stöße[a]
gleichmäßig	1,00	1,25	1,50	1,75
leichte Stöße	1,10	1,35	1,60	1,85
mäßige Stöße	1,25	1,50	1,75	2,0
starke Stöße	1,50	1,75	2,0	2,25 oder höher

[a]) Nitrierte oder nitrocarburierte Zahnräder im allgemeinen nicht geeignet.

b) Beispiele für Arbeitsweise der Antriebsmaschinen

Arbeitsweise	Antriebsmaschine
gleichmäßig	Elektromotor, Dampfturbine, Gasturbine bei gleichmäßigem Betrieb (geringe, selten auftretende Anfahrmomente)
leichte Stöße	Dampfturbine, Gasturbine, Hydraulikmotor, Elektromotor (größere, häufig auftretende Anfahrmomente)
mäßige Stöße	Mehrzylinder-Verbrennungsmotor
starke Stöße	Einzylinder-Verbrennungsmotor

c) Beispiele für Arbeitsweise der getriebenen Maschinen

Arbeitsweise	getriebene Maschine
gleichmäßig	Stromerzeuger, gleichmäßig beschickte Gurtförderer oder Plattenbänder, Förderschnecken, leichte Aufzüge, Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen, Lüfter, Turboverdichter, Rührer und Mischer für Stoffe mit gleichmäßiger Dichte, Stanzen bei Auslegung nach maximalem Schnittmoment.
mäßige Stöße	ungleichmäßig beschickte Gurtförderer oder Plattenbänder, Hauptantriebe von Werkzeugmaschinen, schwere Aufzüge, Drehwerke von Kränen, schwere Zentrifugen, Rührer und Mischer für Stoffe mit unregelmäßiger Dichte, Zuteilpumpen, Kolbenpumpen mit mehreren Zylindern.
mittlere Stöße	Mischer mit unterbrochenem Betrieb für Gummi und Kunststoffe, leichte Kugelmühlen, Holzbearbeitung, Einzylinder-Kolbenpumpen.
starke Stöße	Eimerkettenantriebe, Siebantriebe, Löffelbagger, schwere Kugelmühlen, Gummikneter, Hüttenmaschinen, schwere Zuteilpumpen, Rotary-Bohranlagen, Kollergänge.

- Die Tabellenwerte gelten für das Nennmoment der Arbeitsmaschine. Man kann hierfür ersatzweise das Nennmoment des Antriebsmotors benutzen, sofern dieses dem Momentbedarf der Arbeitsmaschine entspricht.
- Die Werte gelten nur für Getriebe, die nicht im Resonanzbereich arbeiten und nur bei gleichmäßigem Leistungsbedarf. Bei Anwendungen mit ungewöhnlich schweren Belastungen, Motoren mit hohen Anlaufmomenten, Aussetzbetrieb oder bei Betrieb mit extremen, wiederholten Stoßbelastungen muß man die Getriebe auf Sicherheit gegen statische und Zeitfestigkeit überprüfen.
- Sind für bestimmte Gebiete gesonderte Anwendungsfaktoren gefordert, so sind diese zu verwenden.
- Bei einer Bremse sind die aus den Massenträgheitsmomenten resultierenden Drehmomente zu beachten. Mitunter sind diese maßgebend für die maximale Getriebebeanspruchung.
- Bei einer hydraulischen Kupplung zwischen Motor und Getriebe können die K_A-Werte für mäßige mittlere und starke Stöße vermindert werden, wenn die Kennung der Kupplung dies gestattet.

auf Kraftverteilung über die Zahnbreite: Man bestimmt

$$F_{\beta y} = x_\beta F_{\beta x} = x_\beta (f_{ma} + f_{shg}) \tag{43}$$

und entnimmt $K_{H\beta} (\approx K_{F\beta})$ aus **Bild 22**.
x_β s. **Tab. 12**.
$f_{ma} \approx f_{H\beta}$ eines Rades nach **Tab. 3** oder nach Sondervorschrift einsetzen. f_{shg} nach bewährten Getrieben **Tab. 13**; die Konstruktion ist entsprechend steif auszuführen. Im Zweifelsfalle Verformung – insbesondere der Ritzelwelle – nachprüfen. Kontrolle nach Tragbild unter Last mit ölfestem Tragbildlack möglich (DIN 3990).

Stirnfaktoren $K_{H\alpha}$ (Flanke) und $K_{F\alpha}$ (Fuß) berücksichtigen ungleichmäßige Aufteilung der Umfangskraft auf die im Ein-

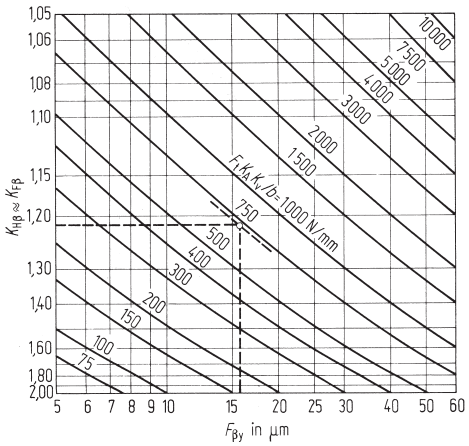


Bild 22. Breitenfaktor $K_{H\beta} (\approx K_{F\beta})$ (DIN 3990/ISO 6336)

Tabelle 12. Einlauf-Kennwert für Gl. (43)

Werkstoff	$\sigma_{H\,lim}$ N/mm²	x_β[a])
Gußeisen		0,45[b])
Vergütungsstahl	400	0,20[b])
Vergütungsstahl	800	0,60[b])
Vergütungsstahl	1 200	0,73[b])
einsatzgehärtet oder nitriert		0,85

[a]) Gültig für beliebiges $F_{\beta x} = (f_{ma} + f_{shg})$ bei $v_t \leqq 5$ m/s, für $F_{\beta x} < 80$ µm bei 5 m/s $\leqq v_t < 10$ m/s, für $F_{\beta x} < 40$ µm bei $v_t \geqq 10$ m/s. Bei größeren $F_{\beta x}$ s. DIN 3990, [1].

[b]) Gegebenenfalls linear interpolieren, auch bei unterschiedlichen Werkstoffen von Ritzel und Rad.

Tabelle 13. Anhaltswerte für zulässige Flankenlinienabweichungen durch Gesamt-Verformung f_{shg} in µm (für das Radpaar im Getriebe)

Zahnbreite b in mm	bis 20	über 20 bis 40	über 40 bis 100	über 100 bis 200	über 200 bis 315	über 315 bis 560	über 560
Sehr steife Getriebe (z.B. stationäre Turbogetriebe)	5	6,5	7	8	10	12	16
Mittlere Steifigkeit (meiste Industriegetriebe)	6	7	8	11	14	18	24
Nachgiebige Getriebe	10	13	18	25	30	38	50

Bei weichen anpassungsfähigen Rädern (z.B. geschweißten Einsteg-rädern und kleinen Schrägungswinkeln, bei kleinen Nabendurchmessern, kleinen Nabenbreiten) für die Berechnung f_{shg} aus Zeile 2 benutzen.

griff befindlichen Zahnpaare infolge von Teilungs- und Formabweichungen.
Für *Überschlags*rechnungen oder grobe Verzahnung bei niedriger Belastung:

$$\begin{aligned} &\text{Geradverz.:} \quad K_{H\alpha} = 1/Z_\varepsilon^2 \geqq 1{,}2; \\ &\text{Schrägverz.:} \quad K_{H\alpha} = \varepsilon_{\alpha n} \geqq 1{,}4. \end{aligned} \tag{44}$$

$$\left.\begin{aligned} &\text{Geradverz.:} \quad K_{F\alpha} = 1/Y_\varepsilon \geqq 1{,}2; \\ &\text{Schrägverz.:} \quad K_{F\alpha} = \varepsilon_{\alpha n} \geqq 1{,}4. \end{aligned}\right\} \tag{45}$$

Man rechnet hiermit auf der sicheren Seite, Z_ε s. Gl. (50), Y_ε s. Gl. (54).
Für normalbelastete Getriebe (Dauerbruchsicherheit $S_F \geqq 2$, Grübchensicherheit $S_G \geqq 1,3$) mit DIN Qualität 8 oder feiner bei Geradverzahnung bzw. 7 oder feiner bei Schrägverzahnung:

$$K_{H\alpha} = K_{F\alpha} \approx 1. \tag{46}$$

Sicherheit gegen Grübchenbildung

Die Flankenpressung (Hertzsche Pressung s. **C 4.2**) im Wälzpunkt muß kleiner als die zulässige Pressung sein; damit Bedingung für die Sicherheit:

$$S_H = \sigma_{H\lim} Z_X / (\sigma_{H0} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}) \geqq S_{H\min}. \tag{47}$$

Hierin ist $\sigma_{H\lim}$ die Dauer-Wälzfestigkeit nach Prüfstandversuchen und Erfahrungen mit ausgeführten Getrieben **Tab. 14**.

σ_{H0} *Nennwert der Flankenpressung:*

$$\sigma_{H0} = \underbrace{Z_H Z_E \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}}}_{p_C} Z_\varepsilon Z_\beta = Z_H Z_E \sqrt{K^*}\, Z_\varepsilon Z_\beta. \tag{48}$$

p_C: Hertzsche Pressung im Wälzpunkt
Z_X *Größenfaktor* für Grübchenfestigkeit **Bild 23**.
Z_H *Zonenfaktor,* erfaßt Krümmung im Wälzpunkt:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos\beta_b \cos\alpha_{wt}}{\cos^2\alpha_t \sin\alpha_{wt}}}. \tag{49}$$

Z_E *Elastizitätsfaktor:*

$$\text{St/St}: Z_E \approx 190\sqrt{\text{N/mm}^2},\ \text{St/GG}: Z_E \approx 165\sqrt{\text{N/mm}^2},$$
$$\text{GG/GG}: Z_E \approx 145\sqrt{\text{N/mm}^2}.$$

Z_ε Überdeckungsfaktor, Z_β Schrägenfaktor:

$$\left.\begin{aligned} &Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3} \quad \text{für Geradverzahnung,} \\ &Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} \quad \text{für Schrägverzahnung } (\varepsilon_\beta \geqq 1), \\ &Z_\beta = \sqrt{\cos\beta}. \end{aligned}\right\} \tag{50}$$

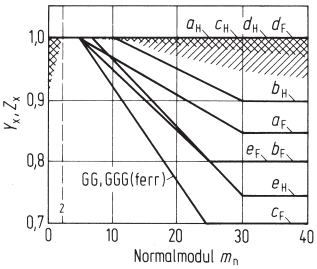
u *Zähnezahlverhältnis* z_2/z_1, bei Innenradpaaren negativ.

Schmierfilmeinfluß: Bei anderen Schmierstoffen und Zähigkeiten als nach **Tab. 5** und **Bild 18**: Einfluß auf $\sigma_{H\lim}$ nach DIN 3990 berücksichtigen. Bei gefrästen Zahnflanken 85% von $\sigma_{H\lim}$ einsetzen (Rauhigkeitseinfluß).
Bei gehärteten, geschliffenen Gegenrädern kann $\sigma_{H\lim}$ vergüteter Räder um Werkstoffpaarungsfaktor Z_W erhöht werden:

$$Z_W = 1{,}2 - (\text{HB} - 130)/1\,700 \tag{51}$$

mit HB des vergüteten Rades.
Gleichung (48) gilt für Schrägverzahnungen mit $\varepsilon_\beta \geqq 1$; sie ist auch brauchbar für Schrägverzahnungen mit $\varepsilon_\beta < 1$ und Geradverzahnungen, sofern die Profilverschiebungen nach **Bild 13** für hohe Fuß- und Flankentragfähigkeit gewählt werden. Andernfalls s. DIN 3990. Bei $z_{n1} < 20 : \sigma_{H0}$ auf inneren Einzelgriffspunkt B (s. **Bild 7**) umrechnen (DIN 3390), [1].
Mindest-Sicherheit $S_{H\min}$: Anhaltswerte s. **Tab. 15**.

Graufleckigkeit s. [24, 58], näherungsweise: $\lambda_{krit} \approx 0{,}7$. Bei $\lambda > \lambda_{krit}$ ist nach bisherigen Erfahrungen nicht mit Graufleckigkeit zu rechnen, λ s. **G 8.3**.



a_F, a_H Bau- und Vergütungsstähle, GGG perl., GTS perl.
b_F, b_H randgehärtete Stähle,
c_F, c_H Grauguß, GGG ferr.,
} Dauerfestigkeit
d_F, d_H alle Werkstoffe bei statischer Beanspruchung
e_F, e_H nitrierte Stähle

Bild 23. Größenfaktor für Zahnfußfestigkeit (Index F). Größenfaktor für Grübchentragfähigkeit (Index H) n. DIN 3990

Sicherheit gegen Dauerbruch

Die am Zahnfuß auftretende örtliche Spannung (unter Berücksichtigung der Kerbwirkung) muß kleiner als die zulässige Spannung sein. Damit Bedingung für die Sicherheit:

$$S_F = \sigma_{FE} Y_X / (\sigma_{F0} K_A K_v K_{F\beta} K_{F\alpha}) \geqq S_{F\min}. \tag{52}$$

Hierin ist $\sigma_{FE} = \sigma_{F\lim} \cdot 2{,}0$; $\sigma_{F\lim}$ die Biege-Nenn-Dauerfestigkeit des Standard-Referenz-Prüfrades mit Spannungskorrekturfaktor ($\approx$ Kerbformzahl) = 2,0; Anhaltswerte für σ_{FE} nach Prüfstandsversuchen s. **Tab. 14**.

Y_X *Größenfaktor* für Zahnfußfestigkeit **Bild 23**.

σ_{F0} Nennwert der Grundspannung:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_{FS} Y_\varepsilon Y_\beta. \tag{53}$$

Y_{FS} *Kopffaktor*, erfaßt Zahnform einschließlich Kerbform bei Kraftangriff am Kopf. Für Bezugsprofil nach DIN 867 s. **Bild 24**.
Y_ε Überdeckungsfaktor erfaßt Umrechnung auf Kraftangriff im äußeren Einzeleingriffspunkt (bei Schrägverzahnung für die Ersatzverzahnung im Normalschnitt, Gl. (34)). Y_β Schrägenfaktor.

$$\left.\begin{aligned} &Y_\varepsilon = 0{,}25 + 0{,}75/\varepsilon_{\alpha n} \\ &Y_\beta = 1 - \beta^\circ/120 \geqq 0{,}75. \end{aligned}\right\} \tag{54}$$

Bei großen Fußausrundungen muß man die Kerbempfindlichkeit berücksichtigen (DIN 3990), [1]. Einfluß von größerer Rauheit, Schleifkerben, Kugelstrahlen, Ausschleifen der Kerben [18, 77, 81].

Sicherheit gegen Warmfressen und Kaltfressen

Oft nachträgliche Abhilfemaßnahmen möglich (s. **G 8.5.1**) [1, 74, 80]. Berechnung s. [1] und DIN 3990.

Sicherheit gegen Gleitverschleiß

Notwendig bei Geschwindigkeiten unter 0,5 m/s. Nach [19] ist mit erhöhtem Verschleiß zu rechnen, wenn die rechnerische Mindestschmierfilmdicke nach Gl. (37) 0,1 µm unterschreitet (Verschleißhochlage bei ca. 0,01 bis 0,02 µm. Abhilfemaßnahmen (s. **G 8.5.1**). Berechnung s. [1].

Berechnung von *Zeitgetrieben,* Getrieben mit selten auftretenden *Belastungsspitzen* oder mit *Lastkollektiven*: [1, 19].

Rechenschema mit Beispiel

Nachrechnung der Tragfähigkeit der 1. Stirnradstufe eines Rührwerks. Antrieb: E-Motor. □ bedeutet Zeichnungsangabe.

Tabelle 14. Übliche Zahnradwerkstoffe, Anwendung, Festigkeit

Nr.	Art, Behandlung		δ [a]	Anwendung, Eigenschaften	HB Flanke	σ_{Hlim} in N/mm^2 [g]	σ_{FE} in N/mm^2 [g]
1	Grauguß	EN-GJL-200		für komplizierte Radformen, kostengünstig, leicht zerspanbar,	190	330…400 [h]	110…160 [h]
2	DIN EN 1561	EN-GJL-250		geräuschdämpfend – stoßempfindlich	220	360…435 [h]	140…190 [h]
3	Schwarzer	EN-GJMB-350-10	10%	für kleine Abmessungen, Eigenschaften	150	350 [h]	260 [h]
4	Temperguß DIN EN 1562	EN-GJMB-650-02	2%	zwischen GJL und GJS	235	470…575 [h]	360…440 [h]
5	Sphäroguß	EN-GJS-400-15	15%	auch für große Abmessungen; Eigenschaften	180	470 [h]	360 [h]
6	DIN EN 1563	EN-GJS-600-3	3%	zwischen GJL und GJS, auch Flamm- und	240	560…610 [h]	410…460 [h]
7	DIN EN 1564	EN-GJS-1000-5 [k]	5%	Induktionshärtung möglich	330	700…750 [h]	470…520 [h]
	Unlegierter Stahlguß			bei großen Abmessungen kostengünstiger als gewalzte oder			
8	DIN 1681	GS-52	18%	geschmiedete Räder – schwer vergießbar	160	280…415 [h]	230…360 [h]
9		GS-60	15%	(Lunker, Gussspannungen)	180	315…445 [h]	250…375 [h]
10	Allgemeine	S235JR	26%	S235JR gut schweißbar,	120	315…430 [h]	250…380 [h]
11	Baustähle	E295	20%	kein definiertes Gefüge	160	350…485 [h]	280…420 [h]
12	DIN EN 10025	E335	16%		190	375…540 [h]	320…450 [h]
	Vergütungsstähle DIN EN 10083 (auch als Stahlguß [m])		R_m in N/mm^2 für Vergütungsquerschnitt [b] nach DIN				
			∅ 20	∅ 50	∅ 100	∅ 250	∅ 500	∅ 1000			
13		2 C 45 N [c]	700	680	650				190	470…590 [h,m]	320…520 [h,m]
14		34 CrMo 4 V [d]	980	880	800	700			270	540…800 [h,m]	440…670 [h,m]
15		42 CrMo 4 V [e]	1080	960	870	740			300	580…840 [h,m]	460…690 [h,m]
16		34 CrNiMo 6 V	1190	1050	940	790			310	590…860 [h,m]	470…700 [h,m]
16A		30 CrNiMo 8		1160	1050	800; 1200 [f]	1000 [f]		320	610…870 [h,m]	480…710 [h,m]
16B		36 NiCrMo 16 V				1300 [f]	1200 [f]	1100 [f]	350	640…915 [h,m]	500…730 [h,m]
17	Vergütungsstähle flamm- oder	2 C 45		*Umlauf*härtung, kleine Abmessungen, $b < 20$							Fuß mitgehärtet
18	induktionsgehärtet	34 CrMo 4		Umlauf- oder Einzelzahnhärtung					50 HRC	980…1275	460…760
19		42 CrMo 4		*Umlauf*härtung (Einzelzahnhärtung)					56 HRC	1060…1330	540…820
20		34 CrNiMo 6		*Einzel*zahnhärtung, riss*un*empfindlich, für hohe Kernfestigkeit bei ungehärteten Zahnfuß							Fuß nicht mitgehärtet 300…460
21	Vergütungs- und Einsatzstähle	42 CrMo 4 V		Nht < 0,6; $R_m > 800$; $m < 16$; etwas einlauffähig, weniger kantenempfindlich als 31 CrMo V 9					48…57 HRC	780…1215	520…860
22	nitriert	16 MnCr 5 V		Nht > 0,6; $R_m > 700$; $m < 10$							
23	Nitrierstähle	31 CrMo V 9 V		Standardstahl Nht < 0,6, $R_m > 900$; $m < 16$; kantenempfindlich,					57…65 HRC	1125…1450	540…940
24	nitriert	15 CrMoV 5 9 V		für Nht > 0,6, $R_m > 900$, $m < 16$							
25	Vergütungs- und	1 C 45 N		geringer Verzug, günstiger Preis;					30…45 HRC	650…780	450…580
26	Einsatzstähle,	16 MnCr 5 N		$d < 300$; $m < 6$							
27	nitrocarboriert	42 CrMo 4 V		höhere Kernfestigkeit und Oberflächenhärte; $d < 600$; $m < 10$					45…57 HRC	650…950	450…770
28	carbonitriert	34 Cr 4 V		Kernfestigkeit bis 45 HRC, Kfz-Getriebe					55…60 HRC	1100…1350	600…900
29	Einsatzstähle	16 MnCr 5		Standardstahl; normal bis $m = 20$							
30	DIN EN 10084	15 CrNi 6		für große Abmessungen, über $m = 16$;					58…62 HRC	1300…1650	620…1050
31	einsatzgehärtet	18 CrNiMo 7-6		bei Stoßbelastung über $m = 5$							

[a] Bruchdehnung als Maß für die Zähigkeit.
[b] Beim unteren Drittel des Streubereichs.
[c] Preisgünstig, gut zerspanbar; bei günstigem glättungsfähigem Schwarz-Weiß-Gefüge σ_{Hlim} bis 700.
[d] Gut schweißbar
[e] Standardstahl für mittlere und große Räder.
[f] Erreichbar.
[g] Festigkeitskennwerte für σ_{Hlim} und σ_{FE} nach ISO 6336-5.
Obere Grenzwerte für Qualitäts-Industriegetriebe (Werkstoffqualität ME, kontrollierte Erschmelzung, hoher Reinheitsgrad, geschliffene Zahnflanken, Abnahme nach Werkszeugnis, langjährige Erfahrung mit sorgfältiger überwachter Wärmebehandlung, umfassender Kontrolle von Oberflächenhärte, Härteverlauf, Gefüge usw.)
Untere Grenzwerte und ohne Streubereich angegebene Werte sicher erreichbar. Sie gelten für Werkstoffe der Qualität ML aus Lagerhaltung und bei begrenzter Kontrolle der Haupt-Werkstoff- und Wärmebehandlungsdaten.
[h] Bei abweichender Härte in der Gruppe Nr. 1/2, 3/4, 5…7, 8/9, 10…12, 13…16B linear interpolieren.
[k] Zwischenstufenvergütet.
[m] Bei GS σ_{Hlim} und σ_{FE} um ca. 80 N/mm^2 niedriger.

Tabelle 15. Anhaltswerte für Sicherheitsfaktoren

Schadensgrenze	Dauerfestigkeit		
Lastannahme	Maximal-moment[b])	Nennmoment × Anwendungsfaktor	
(a) – (b) – (c)	(a)	(b)	(c)
Grübchen-Sicherheit $S_{H\min}$	0,5…0,7	1,0…1,2	1,3…1,6
Zahnbruch-Sicherheit $S_{F\min}$	0,7…1,0	1,3…1,5[a])	1,6…3,0[a])

(a) Bei Berechnungen mit *Maximal*moment gegen *Dauer*festigkeit (z.B. Scheren, Pressen, Konverter, Hubwerke); Werte gelten für vergütete oder einsatzgehärtete Zahnräder (Nitrieren vermeiden).
(b) Normalfall (meiste Industriegetriebe); Anlagengetriebe bei erhöhten Anforderungen; Werte im oberen Bereich.
(c) Hohe Zuverlässigkeit, kritische Fälle (sehr hohe Lastwechselzahlen, hohes Schadensrisiko, hohe Folgekosten, keine Ersatzteile, keine Überlastsicherung – z.B. Groß-, Turbo-, Schiffs-, Flugzeuggetriebe).

[a]) Ausreichende Sicherheit (ca. 1,5) gegen Maximalmoment (z.B. Anfahrstöße) vorsehen.
[b]) Rechnerisches Arbeitsmoment.

Gegeben: Motordrehzahl: $n_1 = 1000\,\mathrm{min}^{-1}$, Leistung $P = 51$ kW; ruhiger Lauf gefordert, s. a. G 8.5.3. Achsabstand a vorgegeben

- ☐ Verzahnungsqualität 6 nach DIN 3962 (s. a. **Tab. 3**), $f_{H\beta} = 10\,\mu\mathrm{m}$.
- ☐ Bezugsprofil nach DIN 867, $\alpha_n = 20°$, **Bild 10**.
- ☐ Zahnradwerkstoff: Ritzel 16 Mn Cr 5 (**Tab. 14**, Nr. 30), Rad 42 CrMo 4 V (**Tab. 14**, Nr. 15).
- ☐ Härte: Ritzel 60 HRC, Rad 300 HB.
- ☐ Flankenbearbeitung (Rauheit): geschliffen, $R_a = 0{,}5\,\mu\mathrm{m}$ (entsprechend $R_z \approx 3\,\mu\mathrm{m}$).
- ☐ Rauheit am Zahnfuß: $R_a \leqq 2\,\mu\mathrm{m}$ (entsprechend $R_z \approx 12\,\mu\mathrm{m}$).

Nachrechnung der Tragfähigkeit

Umfangskraft, Gl. (41), $F_t = 7561$ N.

K-Faktor,* Gl. (40) = 1,74 nach **Tab. 7** ausreichend dimensioniert.

Geometrie:	Rad 1	Rad 2	Einheit
☐ Normaleingriffswinkel α_n	20		°
☐ Normalmodul m_n	3,5		mm
☐ Achsabstand a	180		mm
☐ Zahnbreite b	53		mm
☐ Zähnezahl z	36	63	– –
– Zähnezahlverhältnis u	1,75		– –
☐ Schrägungswinkel β	12		°
☐ Profilverschiebungsfaktor x	0,5	0,3686	– –
☐ Teilkreisdurchmesser d, Gl. (5)	128,815	225,426	mm
☐ Fußkreisdurchmesser d_f, Gl. (28)	123,5	219,2	mm
☐ Kopfkreisdurchmesser d_a Gl. (29) mit $h_{fP} = 1{,}25\,\mathrm{m}$; $c = 0{,}25\,\mathrm{m}$	139,0	234,7	mm
Stirneingriffswinkel α_t, (s. G 8.1.5, Eingriffs-$\sphericalangle$)	20,4103		°
Grundkreis d_b, Gl. (20)	120,728	211,274	mm
Eingriffsteilung p_{et}, Gl. (21)	10,535		mm
Betriebseingriffs-$\sphericalangle$ α_{wt} Gl. (31)	22,7462		°
Eingriffsstrecke g_a, Gl. (23)	15,9		mm
Profilüberdeckung ε_α, Gl. (24)	1,51		– –
Sprungüberdeckung ε_β, Gl. (13)	1,00		– –
Gesamtüberdeckung ε_γ, Gl. (14)	2,51		– –

Umfangsgeschwindigkeit Gl. (42): $v_t = 6{,}7$ m/s.

Schmierölviskosität bei 40 °C, **Bild 18**: $\nu_{40} \approx 1{,}3 \cdot 10^2\,\mathrm{mm}^2/\mathrm{s}$, ISO-VG 220.

Kraftfaktoren

Anwendungsfaktor: $K_A = 1{,}3$ angesetzt (s. auch **Tab. 11**).

Dynamikfaktor: $K_v \approx 1{,}08$ nach **Bild 21 b** mit $(v_t \cdot z_1/100) \cdot [u^2/(1+u^2)]^{1/2} = 2{,}1$.

Breitenfaktor, $K_{H\beta}(\approx K_{F\beta})$:

Einlauf-Kennwert nach **Tab. 12** für $\sigma_{Hlim} = 750\,\mathrm{N/mm}^2$/eins. geh.: $x_\beta = 0{,}55/0{,}85$, $f_{ma} \approx f_{H\beta} = 10\,\mu\mathrm{m}$ (Verzahnungsqualität 6, s. oben), Flankenlinienabweichung durch Gesamtverformung: $f_{shg} = 8\,\mu\mathrm{m}$ nach **Tab. 13**. Mit Gl. (43): $F_{\beta y} = 12{,}6\,\mu\mathrm{m}$.

Aus **Bild 22**, mit $F_t K_A K_v / b = 200\,\mathrm{N/mm}^2$: $K_{H\beta}(\approx K_{F\beta}) \approx 1{,}6$.

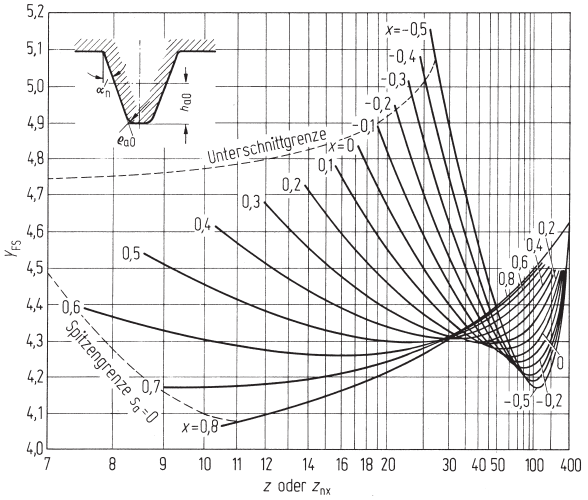


Bild 24. Kopffaktor (DIN 3990, ISO 6336). $Y_{FS}(= Y_{Fa} \cdot Y_{Sa})$ für Bezugsprofil: $\alpha_n = 20°$, $h_a/m_n = 1$, $h_{a0}/m_n = 1{,}25$, $\varrho_{a0}/m_n = 0{,}25$; für Zahnstange $Y_{FS} = 4{,}62$; für Innenstirnräder mit $\varrho_F = \varrho_{a0}/2$: $Y_{FS} = 5{,}79$.

Stirnfaktor, $K_{H\alpha}$ und $K_{F\alpha}$: Schrägverzahnung, DIN Qualität $\leqq 7$, Gl. (46): $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

Sicherheit gegen Grübchenbildung

Zonenfaktor, Gl. (49) mit β_b nach Gl. (35), α_t, α_{wt} : $Z_H \approx 2{,}3$.

Elastizitätsfaktor, für St/St: $Z_E \approx 190\sqrt{\text{N/mm}^2}$.

Überdeckungs- und Schrägenfaktor Gl. (50): $Z_\varepsilon Z_\beta \approx 0{,}8$.

Nennwert der Flankenpressung, Gl. (48): $\sigma_{H0} = 466\,\text{N/mm}^2$.

Größenfaktor, **Bild 23**: $Z_X = 1$.

Grübchen-Dauerfestigkeit, **Tab. 14** angesetzt für Ritzel $\sigma_{Hlim} = 1\,500\,\text{N/mm}^2$, für Rad 300 HB $\sigma_{Hlim} = 750\,\text{N/mm}^2$.

Werkstoffpaarungsfaktor (Rad) Gl. (51): $Z_W = 1{,}1$.

Sicherheitsfaktor für Grübchenbildung, Gl. (47): Ritzel $S_H = 2{,}1$, Rad $S_H = 1{,}2$. Nach **Tab. 15** ausreichend.

Sicherheit gegen Dauerbruch

Kopffaktor, **Bild 24**: $Y_{FS1} \approx 4{,}32, Y_{FS2} \approx 4{,}35$ (mit Gl. (34): $z_{n1} = 38{,}3$, $z_{n2} = 67$).

Überdeckungs- und Schrägenfaktor, Gl. (54): $Y_\varepsilon Y_\beta \approx 0{,}67$.

Nennwert der Grundspannung, Gl. (53): $\sigma_{F01} = 157\,\text{N/mm}^2$, $\sigma_{F02} = 158\,\text{N/mm}^2$.

Grunddauerfestigkeit, nach **Tab. 14** angesetzt für Ritzel $\sigma_{FE} = 900\,\text{N/mm}^2$, für Rad $\sigma_{FE} = 600\,\text{N/mm}^2$.

Größenfaktor, **Bild 23**: $Y_X = 1$.

Sicherheitsfaktor für Dauerbruch, Gl. (52): Ritzel $S_{F1} = 3{,}4$, Rad $S_{F2} = 2{,}2$. Nach **Tab. 15** ausreichend.

8.6 Kegelräder. Bevel gears

Eigenschaften (s. **G 8**, Einleitung). Gegenüber Schneckengetrieben höherer Wirkungsgrad und bei größeren Leistungen (oft als Kegel-Stirnradgetriebe, s. **G 8.10.1**) kostengünstiger. Gegenüber Stirnrädern schwieriger (Höhenversatz, Achsenwinkelabweichungen, starke Härteverzüge, axiale Lage von Rad und Ritzel, Ausbiegung bei fliegendem Ritzel). *Gegenmaßnahmen*: Beschränkung der Zahnbreite, breitenballige Verzahnung, Zusammen-Läppen und -Paaren von Ritzel und Rad oder Schleifen bzw. Hartschneiden, axiales Einstellen des Ritzels, Wälzlager (kleines Lagerspiel), steife Gehäuse (s. **G 8.6.5**).

8.6.1 Geradzahn-Kegelräder. Straight bevel gears

Normal bis $v = 6$ m/s, geschliffen bis 50 m/s (Flugzeugbau). Zahnhöhe i. allg. zur Kegelspitze abnehmend (proportionaler Zahnhöhenverlauf) [50]. Herstellung durch Fräsen oder Hobeln, häufig auch durch Gesenkschmieden oder Gießen. Verwendung: Kegelrad-Differentiale, kleine Verstellantriebe.

8.6.2 Kegelräder mit Schräg- oder Bogenverzahnung
Helical and spiral bevel gears

Geräuscharmer Lauf; gefräst oder gehobelt und geläppt bis $v = 40$ m/s; geschliffen oder hartgeschnitten bis 80 m/s (extrem bis 130 m/s); Axialkräfte beachten! Verwendung: Industriegetriebe, Fahrzeuggetriebe.

Schrägverzahnung. Konstanter Schrägungswinkel über die Breite, i. allg. proportionaler Zahnhöhenverlauf. Herstellung durch Fräsen oder Hobeln.

Bogenverzahnung. Spiralwinkel (Schrägungswinkel) über die Breite veränderlich. Flankenlinienverlauf, Zahnhöhenverlauf (proportional oder parallel = konst. Zahnhöhe) und Spiralwinkel weitgehend durch Herstellverfahren bedingt, traditionell abhängig von einzelnen Maschinenherstellern (s. **S 5.2**). Moderne CNC-Maschinen sind zunehmend für verschiedene Verfahren einsetzbar. Detaillierte Auslegung von Bogenverzahnungen nach Vorschriften der Maschinenhersteller.

8.6.3 Zahnform. Tooth profile

Geradflankiges Bezugsplanrad, realisiert durch Werkzeuge mit geraden Schneiden (meist getrennt für beide Flanken), führt zu *Oktoiden*-Verzahnung [3]. Deshalb Profilverschiebung nur als *V-Null-Verzahnung* (s. **G 8.1.7**), daneben Verstärkung des Ritzels zu Lasten des Rades durch Zahndickenänderung (Profil-Seitenverschiebung) und/oder unterschiedliche Flankenwinkel auf Vor- und Rückflanke möglich.

8.6.4 Kegelrad-Geometrie. Bevel gear geometry

Verzahnungsabmessungen (Bild 25). Maße am *äußeren* Teilkegel (Rückenkegel): Index e. Die Zahnform ist (auf dem Rückenkegel RK) näherungsweise gleich der einer Stirnradverzahnung mit den Radien r_{v1} und r_{v2} auf den Mantellinien der Rückenkegel. Für Schräg- und Bogenverzahnungen gelten die folgenden Beziehungen für die Stirnschnittwerte der Kegelräder und Ersatzstirnräder, d. h. $m = m_t = m_n/\cos\beta$.

Achsenwinkel $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$, meist $\Sigma = 90°$. (55)

Teilkegelwinkel δ_1 aus $\tan\delta_1 = \sin\Sigma/(u + \cos\Sigma)$. (56)

für $\Sigma = 90°$: $\tan\delta_1 = 1/u$, $\tan\delta_2 = u$. (57)

Äußere Teilkegellänge $R_e = 0{,}5\,d_e/\sin\delta$ (58)

für $\Sigma = 90°$: $R_e = (d_{e1}/2)\sqrt{u^2+1}$. (59)

Äußerer Teilkreisdurchmesser $d_{e1} = z_1 m_e$, $d_{e2} = z_2 m_e$ (60)

mit Modul am Rückenkegel m_e.

Zähnezahlverhältnis

$u = z_2/z_1 = d_{e2}/d_{e1} = \sin\delta_2/\sin\delta_1$, (61)

für $\Sigma = 90°$, siehe Gl. (57).

Kopfkreisdurchmesser $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1$, (62)

$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$, (63)

normal: $h_{ae1} = m_e(1 + x_h)$; $h_{ae2} = m_e(1 - x_h)$. (64)

Maße am inneren Teilkegel: Index i statt e.

Ersatz-Stirnräder, bezogen auf Mitte Zahnbreite (Maße: Index m) – maßgebend für die Tragfähigkeitsberechnung (unabhängig vom Zahnhöhenverlauf), **Bild 25**.

$d_{m1} = d_{e1} - b\sin\delta_1$, $d_{m2} = u d_{m1}$, (65)

für $\Sigma = 90°$: $d_{m1} = d_{e1} - (b/\sqrt{u^2+1})$. (66)

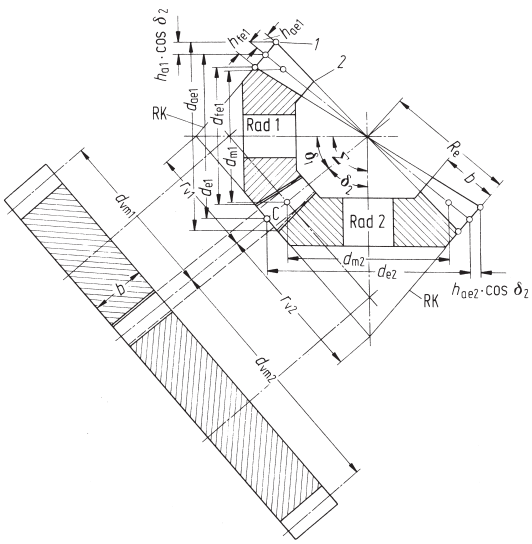


Bild 25. Kegelradpaar und Ersatzstirnräder zur Berechnung der Tragfähigkeit. *1* Ferse, *2* Zehe

Tabelle 16. Anhaltswerte für die Wahl von Ritzelzähnezahl[a]), Zahnbreite und Profilverschiebungsfaktor[b]) bei Kegelrädern mit $\Sigma = 90°$ und ohne Achsversetzung

u	1	1,12	1,25	1,6	2	2,5	3	4	5	6
z_1	18…40	18…38	17…36	16…34	15…30	13…26	12…23	10…18	8…14	7…11
$b/d_1 \leq$	0,212	0,226	0,240	0,284	0,336	0,404	0,474	0,615	0,75	0,75
x_h	0	0,03	0,06	0,12	0,18	0,24	0,28	0,36	0,42	0,45

Grenzwerte: $b/R_e \leqq 0{,}3$; $b/m \leqq 10$; bei Schräg- und Bogenverzahnung $\varepsilon_\beta \geqq 1{,}5$; Basis für b/d_1: $b/d_1 \leqq 0{,}15\sqrt{u^2+1}$

[a]) Für bogenverzahnte, gehärtete Kegelräder z_1 mehr an der unteren, für geradverzahnte, ungehärtete mehr an der oberen Grenze wählen.
[b]) Für geradverzahnte Kegelräder mit V-O-Verzahnung ($x_{h1} = -x_{h2}$) und normale Zahnhöhe ($h_{gP} = h_{fP} = m$, Bild 10), Profilverschiebung bei Schräg- oder Spiralverzahnung etwa 85% dieser Werte, Kontrolle auf Unterschnitt an den Ersatz-Stirnrädern.

Tabelle 17. Normale Flankenspiele für Kegel- und Schneckengetriebe

Modul m	bis 1,6	über 1,6 bis 5	über 5 bis 16	über 16
Flankenspiel	(0,08… 0,04) m	(0,05… 0,03) m	(0,04… 0,03) m	(0,03… 0,02) m

$$d_{vm1} = d_{m1}/\cos\delta_1,\ d_{vm2} = d_{m2}/\cos\delta_2, \quad (67)$$

für $\Sigma = 90°$: $d_{vm1} = d_{m1}\sqrt{(u^2+1)/u^2}$,

$$d_{vm2} = d_{vm1} \cdot u^2 \quad (68)$$

$$m_m = d_{m1}/z_1 = d_{m2}/z_2 = m_{vm} = d_{vm1}/z_{v1} = d_{vm2}/z_{v2}. \quad (69)$$

$$z_{v1} = z_1\sqrt{(u^2+1)/u^2},\quad z_{v2} = z_{v1} \cdot u^2. \quad (70)$$

Empfehlungen zur Wahl von Zähnezahl, Modul, Zahnbreite, Profilverschiebung, **Tab. 16**, Flankenspiel **Tab. 17**. Bezugsprofil für Geradzahn-Kegelräder s. **Bild 10**, ISO 677.

8.6.5 Tragfähigkeit. Load capacity

Die Tragfähigkeit wird für alle Kegelräder unabhängig vom Herstellverfahren für die Ersatz-Stirnräder nach Gl. (65) bis (70) mit $F_t = 2M_1/d_{m1}$ bestimmt. Detaillierte Berechnungsverfahren nach DIN 3991, ISO 10300 und [1, 73, 75, 82], ähnlich der Tragfähigkeitsberechnung für Stirnräder (s. **G 8.5.4**), jedoch unter Berücksichtigung kegelradtypischer Besonderheiten. Anhaltswerte für $K_{H\beta\alpha} = (K_{H\beta}K_{H\alpha}) \approx (K_{F\beta}K_{F\alpha})$ nach Gl. (47) und (52) wegen begrenzten Tragbildes (breitenballige Verzahnung):

$K_{\beta\alpha} =$ 2,0 bei beidseitiger Lagerung von Ritzel und Rad,
$K_{\beta\alpha} =$ 2,2 bei fliegendem Ritzel und beidseitig gelagertem Tellerrad.
$K_{\beta\alpha} =$ 2,5 bei fliegend gelagertem Ritzel und Tellerrad

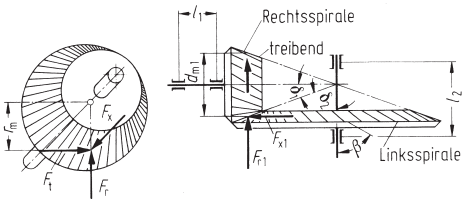


Bild 26. Zahnkraft-Komponenten zur Berechnung der Lagerkräfte

Kontrolle: Tragbild darf bei keinem Betriebszustand an einem Zahnende liegen (s. **G 8.6.7**).

8.6.6 Lagerkräfte. Bearing loads

Berechnung der Kraftkomponenten nach **Tab. 18** und **Bild 26**. Bei Berechnung der Radial-Lagerkräfte Kippmoment der Axialkräfte beachten.

8.6.7 Hinweise zur Konstruktion von Kegelrädern
Design hints for bevel gears

Bei Ritzeln, auf Welle aufgesteckt: Zahnkranzdicke unter der Zehe ≥ 2 m (evtl. Nut beachten). – Abstand der Lager nach **Bild 26**: $l_1 = (1{,}2\ldots2)d_1$ bei $u = 1\ldots2$; $l_1 = (2\ldots2{,}5)d_1$ bei $u = 3\ldots6$; ein Lager möglichst dicht am Ritzelkopf; $l_2 > 0{,}7d_2$. – Tragbild unter Vollast ca. $0{,}85b$ (Zahnenden frei) bei hoher Verzahnungs- und Gehäusegenauigkeit und steifer Ausführung, sonst kleiner (ca. $0{,}7b$). – Schrägungsrichtung so wählen, daß Axialkraft das Ritzel vom Eingriff

Tabelle 18. Berechnung der Zahnkraft-Komponenten am Kegelrad. – Werte der Winkel β, α und δ des Zahnrads verwenden, für das die Belastung bestimmt wird

Spiral- und Drehrichtung[a]) des treibenden Rades	Axialkraft	Radialkraft
Rechtsspirale, rechtsdrehend oder Linksspirale, linksdrehend	treibendes Rad $F_x = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \sin\delta + \sin\beta\cos\delta)$	treibendes Rad $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \cos\delta - \sin\beta\sin\delta)$
	getriebenes Rad $F_x = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \sin\delta - \sin\beta\cos\delta)$	getriebenes Rad $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \cos\delta + \sin\beta\sin\delta)$
Rechtsspirale, linksdrehend oder Linksspirale, rechtsdrehend	treibendes Rad $F_x = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \sin\delta - \sin\beta\cos\delta)$	treibendes Rad $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \cos\delta + \sin\beta\sin\delta)$
	getriebenes Rad $F_x = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \sin\delta + \sin\beta\cos\delta)$	getriebenes Rad $F_r = \frac{F_t}{\cos\beta}(\tan\alpha_n \cos\delta - \sin\beta\sin\delta)$

[a]) Spiralrichtung und Drehrichtung von der Kegelspitze aus gesehen.

weg drückt (Sichern des Flankenspiels). – Lagerung muß axiales Verschieben von Ritzel und Rad gestatten (Einstellen von Tragbild und Flankenspiel). – Zahnbreiten von Ritzel und Rad möglichst gleich (Einlaufkanten!) – Ölzufuhr zum hinteren Ritzellager sicherstellen.
Radkörper und Verzahnungstoleranzen DIN 3965, Verzahnungsangaben in Zeichnungen DIN 3966.

8.6.8 Sondergetriebe. Special gears

Hypoidgetriebe. Kegelräder mit sich kreuzenden Achsen (**Bild 1**). Ausführung durchweg mit Bogenverzahnung nach Angaben der Maschinenhersteller [25–28]. Verwendung insbesondere in Kfz-Hinterachsgetrieben. Tragfähigkeitsberechnung mit Hilfe von *Ersatz-Kegelrädern* [1] und anschließender Vorgehensweise nach **G 8.6.5**.

Kronenradgetriebe (Bild 27). Ritzel ist Gerad- oder Schrägstirnrad, Kronenrad wird durch Wälzstoßen mit Schneidrad, ähnlich dem Ritzel, hergestellt; auch Achsversetzung des Ritzels ist möglich. Ritzel unempfindlich gegen Tragbildverlagerung, muß nicht axial eingestellt werden. Tragfähigkeit geringer als bei Kegelrädern gleicher Baugröße [2].

Kegelige Stirnräder (Bild 28). Gerad- oder Schrägstirnräder mit über der Breite veränderlicher Profilverschiebung. Nach **Bild 28 a** geeignet zur Einstellung auf spielfreien Eingriff, nach **Bild 28 b** für kleine Teilkegelwinkel, die auf Kegelrad-Verzahnmaschinen nicht eingestellt werden können [21–23].

8.7 Stirnschraubräder. Crossed helical gears

Eigenschaften (s. **G 8**, Einleitung), Verwendung: Tachoantriebe, kleine Geräte, Textilmaschinen, Zentrifugen u. ä. [1, 43–49].

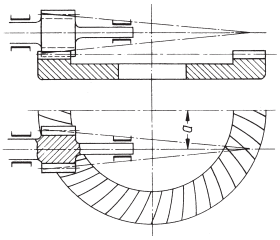


Bild 27. Kronenradgetriebe mit Achsversetzung a

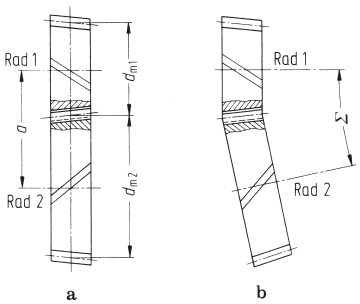


Bild 28 a, b. Kegelige Stirnräder. **a** als Stirnradpaar (parallele Achsen); **b** als Kegelradpaar (Achsenwinkel Σ)

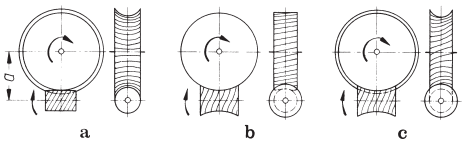


Bild 29 a–c. Paarungsarten der Schneckengetriebe. **a** Zylinder-Schneckengetriebe (Zylinderschnecke – Globoidrad); **b** Stirnrad-Schneckengetriebe (Globoidschnecke – Stirnrad); **c** Globoid-Schneckengetriebe (Globoidschnecke – Globoidrad)

8.8 Schneckengetriebe. Worm gears

Eigenschaften (s. **G 8**, Einleitung): Übliche Übersetzung in einer Stufe 5 ... 70 ins Langsame, 5 ... 15 ins Schnelle. Selbsthemmung bei treibendem Rad (d. h. $\eta' \leqq 0$) bedingt Wirkungsgrad $\eta < 50\%$ bei treibender Schnecke! Jede Änderung der Schnecke erfordert Änderungen des Werkzeugs (Paarverzahnung, s. **G 8.1.4**).
Hauptanwendung bis Achsabstand $a \leqq 160$ mm, n_1 bis 3 000 min^{-1}, ausgeführt bis $a = 2$ m und 1 000 kW Leistung. – Spielarme Duplex-Schnecken für Teilgetriebe [29].

Paarungsarten, **Bild 29**; am gebräuchlichsten sind Zylinder-Schneckengetriebe **Bild 29 a**. Globoid-Schneckengetriebe s. [30], Stirnrad-Schneckengetriebe [31].

Flankenform ergibt sich aus der Herstellung (s. **S 5.2**). ZA-, ZN-, ZK- und ZI-Schnecken unterscheiden sich nur wenig in Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit. ZC-(Hohlflanken-) Schnecken sind diesbezüglich etwas günstiger, jedoch empfindlicher gegen Belastungsschwankungen (Schneckendurchbiegungen).

8.8.1 Zylinderschnecken-Geometrie
Cylindrical worm gear geometry

Für Achsenwinkel $\Sigma = 90°$: Ausgangsgrößen sind Mittenkreisdurchmesser der Schnecke d_{m1} und Zahnprofil im Axialschnitt, **Bild 30**. Bei anderen Achsenwinkeln gelten die Beziehungen für zylindrische Schraubenräder sinngemäß (s. **G 8.7**).
Gleichungen folgen aus den Beziehungen zwischen *Zahnstangenprofil* der Schnecke (im Axialschnitt) und Schneckenrad (Zeichen: Z) oder aus Betrachtung der Schnecke als *Schrägstirnrad* (Zeichen: S) oder als *Gewindespindel* (Zeichen: G).

Hauptmaße und Verzahnungsdaten

S
Übersetzung: $i = n_{\ddot{a}}/n_b$ (71)
(bei treibender Schnecke $= n_1/n_2$).
Zähnezahlverhältnis: $u = z_2/z_1$ (72)
(bei treibender Schnecke $= i$).

Z
Achsabstand: $a = (d_{m1} + d_{m2})/2$
$= (d_{m1} + d_2 + 2xm)/2.$ (73)
Profilverschiebung $x \cdot m$: Da eine Zahnstange (= Axialschnitt der Schnecke) durch Profilverschiebung nicht verändert wird, kann nur das Schneckenrad eine Profilverschiebung $x \cdot m = x_2 \cdot m$ erhalten, dadurch verschiebt sich die Wälzgerade der Zahnstange, der Wälzkreis (= Teilkreis) des Rads bleibt unverändert. Wahl der Profilverschiebung (s. G 8.8.2).

G
Modul m, Axialteilung p_x, Formzahl q:
$m = m_{x1} = m_{t2} = p_x/\pi = p_{z1}/(\pi z_1) = d_{m1} \cdot q$
$= d_{m1} \tan \gamma_m / z_1.$ (74)

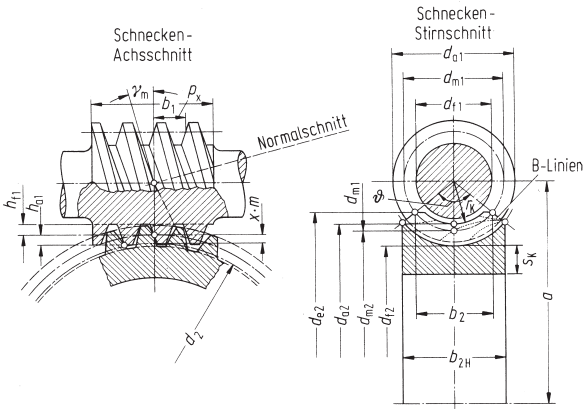


Bild 30. Bestimmungsgrößen eines Zylinderschneckengetriebes. S_k Kranzdicke, r_K Kopfkehlhalbmesser, ϑ Umfassungswinkel

Durchmesser:

$$d_{m1} = 2a - d_{m2}, \tag{75}$$

$$d_{a1} = d_{m1} + 2m, \tag{76}$$

$$d_{a2} = d_{m2} + 2m, \tag{77}$$

Bei normalem Schneckenprofil ist $2m$ als gemeinsame Zahnhöhe üblich

$$d_2 = z_2 m = d_{m2} - 2xm, \tag{78}$$

$$d_{e2} = d_{a2} + m, \tag{79}$$

(Teilkreis = Wälzkreis), s. Bemerkung zu Gl. (76) und (77)

$$d_{f1} = d_{m1} - 2(m + c_1), \tag{80}$$

$$d_{f2} = d_{m2} - 2(m + c_2). \tag{81}$$

Kopfspiel meist $c_1 = c_2 \approx 0{,}2m$.

Mittensteigungswinkel:

$$\tan\gamma_m = mz_1/d_{m1} = d_2/(ud_{m1}) = z_1/q, \tag{82}$$

$$\tan\gamma_m = [(2a/d_{m1}) - 1]z_1/(z_2 + 2x). \tag{83}$$

Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis:

$$v_{gm} = \pi d_{m1} n_1 / \cos\gamma_m. \tag{84}$$

Für ZI-Schnecken gelten ferner die Beziehungen für Evolventen-Schrägstirnräder (s. G 8.1.7) mit $\beta_m = 90° - \gamma_m$.

Berührlinien (B-Linien)

Berührpunkte und Zahnform des Rads können aus gegebenem Achsschnittprofil A der Schnecke bei gegebenem Wälzkreis (= Teilkreis) des Rads nach dem Verzahnungsgesetz berechnet oder konstruiert werden (s. **G 8.1.1**).
Dasselbe gilt für jeden Schnitt P parallel zum Schnecken-Achsschnitt. So erhält man *B-Linien*; Beispiel s. **Bild 30**. Da das Zahnprofil der Schnecke im Schnitt P von dem im Achsschnitt abweicht, ergibt sich hier auch ein anderes Gegenprofil.
Konstruktion s. [1, Berechnung 32, 33].

8.8.2 Auslegung. Rating

Vorab alle Anforderungen und Einflüsse auf Beanspruchung und Funktion sorgfältig klären. Vergleiche Pflichtenheft für Stirnradgetriebe, **Tab. 6**.
Man bestimmt Abmessungen und kontrolliert gemäß DIN 3996 die Sicherheiten S_H, S_F, S_W, S_δ bei hohen Drehzahlen sowie die Temperatursicherheit S_T und korrigiert – wenn nötig – die angenommenen Werte.

Achsabstand a , Übersetzung i und Leistung P_1 gegeben

Zähnezahl z_1 nach Erfahrung [BS 721] wählen (a in mm) Zahlenwertgleichung

$$z_1 \approx (7 + 2{,}4a^{1/2})/i, \tag{85}$$

Zähnezahl z_1 auf nächste ganze Zahl auf- oder abrunden; dann nach Gl. (72) z_2.
Beachten: Nicht ganzzahliges Verhältnis z_2/z_1 erleichtert Herstellen des Rades mit Schlagzahn und verringert schädliche Wirkung von Teilungsabweichungen. Mit der Radzähnezahl z_2 wächst die Laufruhe; möglichst $z_2 \geqq 30$ bei $\alpha_x = 20°$ und normaler Zahnhöhe.
Wahl des Durchmesser-Achsabstands-Verhältnisses d_{m1}/a nach **Bild 31**. Tendenzen von S_H, S_δ und η_z beachten!
Hinsichtlich eines möglichst hohen Wirkungsgrads strebt man also ein kleines d_{m1}/a an, jedoch ist die Durchbiegung zu beachten, Gefahr des Schneckenwellenbruchs.
Dann $d_{m1} = a$ (d_{m1}/a) *und* $\tan\gamma_m$ nach Gl. (83). Schließlich ist zu prüfen, ob vorhandene Werkzeuge (insbesondere Wälzfräser) verwendet werden können. Damit liegt meist auch die Zahnform fest.
Empfehlung für Profilverschiebungsfaktor x
– ZI-Schnecken: $-0{,}5 \leqq x \leqq +0{,}5$, vorzugsweise: $x \approx 0$;
– ZC-Schnecken: $0 \leqq x \leqq 1{,}0$, vorzugsweise: $x \approx 0{,}5$.

Weitere Größen: nach Gln. (74)–(81).
Anhaltswerte für weitere Maße (s. **Bild 30**):

$$b_1 \approx 2m(z_2 + 1)^{1/2},$$
$$b_{2H} \approx 2m[0{,}5 + (d_{m1}/m + 1)^{1/2}]. \tag{86}$$

Schnecke (d_{m1}, z_1, m) und Übersetzung i gegeben

Interessant, wenn Wälzfräser für das Verzahnen des Rades vorhanden sind. Weiter beachten, daß *eine* Schnecke (d. h. auch *ein* Wälzfräser) für verschiedene Übersetzungen verwendbar ist und hierfür unterschiedliche Achsabstände ergibt. Zunächst z_2 nach Gl. (72) bestimmen und x_2 wählen, d_{m2} nach Gl. (78) und a nach Gl. (73). Weiter wie oben beschrieben.

Radmoment T_2, Drehzahl n_2, Übersetzung i gegeben

Achsabstand a aus Gl. (105) und den dort angegebenen Größen berechnen. a auf nächsthöheren Wert der Reihe nach (DIN 3976) aufrunden. Weiter wie oben beschrieben.

8.8.3 Zahnkräfte, Lagerkräfte. Tooth loads, bearing loads

Berechnung der Umfangskraft F_t aus Drehmoment M, das sich mit Anwendungsfaktor K_A aus dem Nennmoment M_N bestimmt, s. **Tab. 11**. Auch die Zahnkräfte profilverschobener Räder werden für r_m angegeben [1].

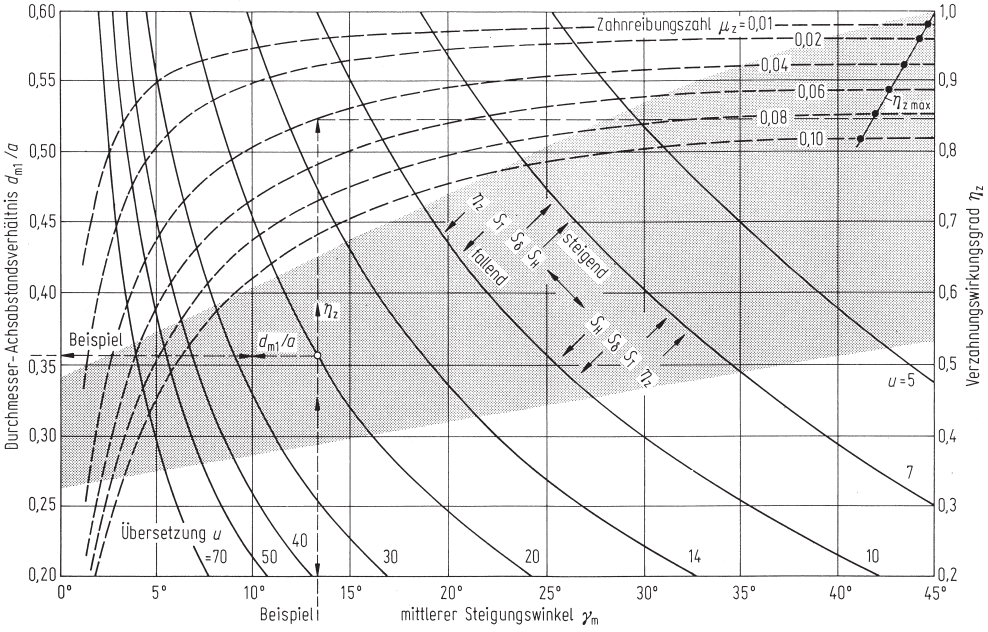


Bild 31. Durchmesser-Achsabstands-Verhältnis d_{m1}/a; nach Gl. (83) mit $x=0$; (*linke Ordinate*), Einfluß (Tendenzen) auf Sicherheiten S_δ, S_H, S_T und Wirkungsgrad η_z. Verzahnungswirkungsgrad bei treibender Schnecke η_z nach Gl. (101) (*rechte Ordinate*). Schraffiertes Feld begrenzt Bereich industriell ausgeführter Schneckengetriebe

$$F_{tm1} = F_{tm2}\tan(\gamma_m + \arctan\mu_{zm}) = -F_{xm2}. \tag{87}$$

μ_{zm} nach Gl. (100) (s. **G 8.8.5**).

$$F_{tm2} = -F_{xm1}, \tag{88a}$$

$$F_{rm1} = F_{rm2} = F_{tm2}\tan\alpha_x. \tag{88b}$$

Lagerkräfte ergeben sich aus diesen Kraftkomponenten, Radien und Lagerabständen, **Bild 32**. Dabei Kippmomente beachten:

$$M_{K1} = F_{tm2}r_{m1}, \quad M_{K2} = F_{tm1}r_{m2}. \tag{89}$$

Ebenso evtl. äußere Querkräfte auf Eingangs- oder Ausgangswelle berücksichtigen.

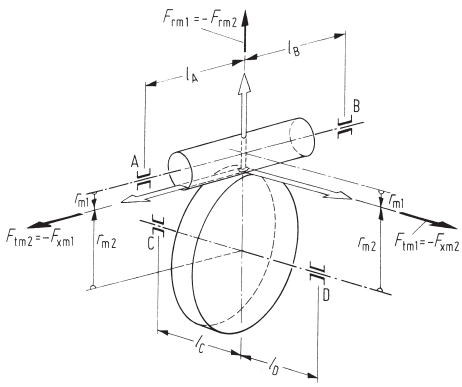


Bild 32. Zahnkräfte an einem Schneckengetriebe

8.8.4 Geschwindigkeiten, Beanspruchungskennwerte

Velocities, loading parameters

– Gleitgeschwindigkeit am Mittenkreis:

$$v_{gm} = \pi\, d_{m1} n_1 / \cos\gamma_m. \tag{90}$$

– Beanspruchungskennwerte:

Zur Beurteilung der Tragfähigkeit von Schneckengetrieben sind dimensionslose Kennwerte (p_m^* für die mittlere Flankenpressung σ_{Hm}, h^* für die mittlere Schmierspaltdicke h, s^* für den mittleren Gleitweg s_{gm}) eingeführt, die nur von der Geometrie der verwendeten Verzahnung abhängen. Diese sind für ZI-, ZA-, ZN- und ZK-Schneckengetriebe in Gl. (91) bis Gl. (93) als Näherungsgleichungen beschrieben.

$$p_m^* = 1{,}03 \cdot \left(0{,}4 + \frac{x}{u} + 0{,}01 \cdot z_2 - 0{,}083 \cdot \frac{b_{2H}}{m_x} + \frac{\sqrt{2q-1}}{6{,}9} + \frac{q + 50 \cdot (u+1)/u}{15{,}9 + 3{,}75 \cdot q}\right), \tag{91}$$

$$h^* = 0{,}018 + \frac{q}{7{,}86 \cdot (q+z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x}{110} - \frac{u}{36\,300} + \frac{b_{2H}}{370{,}4 \cdot m_x} - \frac{\sqrt{2q-1}}{213{,}9}, \tag{92}$$

$$s^* = 0{,}78 + 0{,}21 \cdot u + 5{,}6/\tan\gamma_m. \tag{93}$$

Für ZC-Schneckengetriebe sind Gl. (94) bis Gl. (96) relevant:

$$p_m^* = 1{,}03 \cdot \left(0{,}31 + 0{,}78 \cdot \frac{x}{u} + 0{,}008 \cdot z_2 - 0{,}065 \cdot \frac{b_{2H}}{m_x} + \frac{\sqrt{2q-1}}{8{,}9} + \frac{q + 50 \cdot (u+1)/u}{20{,}3 + 47{,}9 \cdot q}\right), \tag{94}$$

$$h^* = 0{,}025 + \frac{q}{5{,}83 \cdot (q + z_2)} + \frac{1}{z_2} + \frac{x}{81{,}6} - \frac{u}{26\,920} + \frac{b_{2H}}{274{,}7 \cdot m_x} - \frac{\sqrt{2q-1}}{158{,}6}, \quad (95)$$

$$s^* = 0{,}94 + 0{,}25 \cdot u + 6{,}7/\tan\gamma_m. \quad (96)$$

– Mittlere Flankenpressung σ_{Hm}:

$$\sigma_{Hm} = \frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{p_m^* \cdot M_2 \cdot 10^3 \cdot E_{red}}{a^3} \right)^{0,5}. \quad (97)$$

– Ersatz-*E*-Modul:

$$E_{red} = \frac{2}{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}. \quad (98)$$

Für verschiedene Werkstoffe ist der *E*-Modul sowie die Querkontraktionszahl ν in **Tab. 20** angegeben.

– Mittlere Schmierspaltdicke:

$$h_{min\,m} = 21 \cdot h^* \cdot \frac{c_\alpha^{0,6} \cdot \eta_{0M}^{0,7} \cdot n_1^{0,7} \cdot a^{1,39} \cdot E_{red}^{0,03}}{T_{M_2}^{0,13}}. \quad (99)$$

Näherungswert für Druckviskositätsexponenten für Mineralöle $c_\alpha = 1{,}7 \cdot 10^{-8}$ m²/N, für Polyglykole $c_\alpha = 1{,}3 \cdot 10^{-8}$ m²/N; η_{0M} dynamische Viskosität bei Massentemperatur ϑ_M, s. DIN 3996.

8.8.5 Reibungszahl, Wirkungsgrad

Coefficient of friction, efficiency

– Mittlere Zahnreibungszahl:

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_S \cdot Y_G \cdot Y_W \cdot Y_R. \quad (100)$$

Grundreibungszahl μ_{0T} ist aus **Bild 33** zu bestimmen; Baugrößenfaktor $Y_S = (100/a)^{0,5}$ im Bereich von $a =$ 65 … 250 mm; Geometriefaktor $Y_G = (0{,}07/h^*)^{0,5}$; Werkstoffaktor Y_W nach **Tab. 20**; Rauheitsfaktor $Y_R = (R_{a1}/0{,}5)^{0,25}$ mit R_{a1} als arithmetische Mittenrauheit der Schnecke.

– Verzahnungswirkungsgrad η_Z (Schnecke treibt):

$$\eta_z = \frac{\tan\gamma_m}{\tan(\gamma_m + \arctan\mu_{zm})}, \quad (101)$$

– Verzahnungsverlustleistung P_{Vz} bei treibender Schnecke:

$$P_{Vz} = \frac{0{,}1 \cdot M_2 \cdot n_1}{u} \cdot \left(\frac{1}{\eta_z} - 1 \right). \quad (102)$$

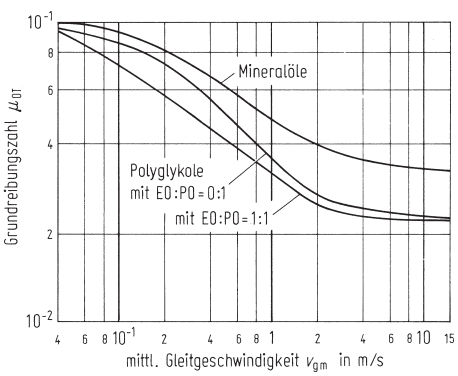


Bild 33. Grundreibungszahl μ_{0T} des Standard-Referenzgetriebes

Gesamtwirkungsgrad

Gesamtwirkungsgrad η ist mittels Gesamtverlustleistung P_V zu bestimmen:

$$\eta_{ges} = P_2/(P_2 + P_V) = (P_1 - P_V)/P_1 \quad (103)$$

$$P_V = P_{Vz} + P_{V0} + P_{VLP} + P_{VD} \quad (104)$$

P_{V0} Leerlaufverlustleistung, P_{VLP} Lagerverlustleistung infolge der Lagerbelastung und P_{VD} Dichtungsverlustleistung nach DIN 3996.

Anhaltswerte s. **Bild 34**. Tendenzen bezogen auf die dort angegebenen Werte decken einen Streubereich von ±2 … 3 % ab:

Radwerkstoff CuSn-Bronze
günstiger als GG, Al-Bronze, Messing;
Gehärtete, geschliffene Schnecke
günstiger als vergütete, gefräste Schnecke;
ZC-Schnecke günstiger als übrige Zahnformen;
Geeignete Syntheseöle
günstiger als Mineralöle
(Einlaufeigenschaft beachten);
Große Steigung (mehrgängige und dünne Schnecken –
Durchbiegung beachten)
günstiger als kleine Steigung
(eingängige und dicke Schnecken).

8.8.6 Nachrechnung der Tragfähigkeit

Evaluation of load capacity

Nachrechnung der Sicherheit gegen Grübchenbildung S_H

Zahlenwertgleichung

$$S_H = \sigma_{Hlim} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil}/\sigma_{Hm} \geq S_{Hlim} = 1{,}0 \quad (105)$$

(Einheiten s. Tabellen).

σ_{Hlim} Grübchenfestigkeit s. **Tab. 20**, σ_{Hm} mittlere Flankenpressung nach Gl. (97). – Lebensdauerfaktor $Z_h = (25\,000/L_h)^{1/6} \leq 1{,}6$ mit L_h in *h*; Geschwindigkeitsfaktor $Z_v = [5/(4 + \upsilon_{gm})]^{0,5}$; Baugrößenfaktor $Z_s = [3\,000/(2\,900 + a)]^{0,5}$; Schmierstoffaktor $Z_{oil} =$ 1,0 für Polyglykole bzw. $Z_{oil} = 0{,}89$ für Mineralöle.

Nachrechnung der Verschleißsicherheit S_W

Gefährdet sind in erster Linie die Flanken geringerer Härte, d. h. meist die Radflanken.

$$S_W = \delta_{Wlimn} \cdot E_{red}/(J_0 \cdot W_{ML} \cdot s^* \cdot \sigma_{Hm} \cdot a \cdot N_L) \geq S_{W\,min} = 11. \quad (106)$$

δ_{Wlimn} Grenzwert des Flankenabtrages – hierfür sind diverse Kriterien ansetzbar, z. B. Flankenspielkriterium $\delta_{Wlimn} = 0{,}3 \cdot m_x \cdot \cos\gamma_m$ oder Spitzgrenze $\delta_{Wlimn} = m_x \cdot \cos\gamma_m \cdot (\pi/2 - 2 \cdot \tan\alpha_0)$. J_0 Grundverschleißintensität nach **Bild 35**;

n_1 in U/min	Übersetzung *i*				
	5	10	20	40	70
15	77…89	73…86	63…79	49…69	38…58
150	84…94	81…92	70…89	59…82	45…72
1500	92…95	90…95	83…92	76…89	64…77
3000	93…96	91…95	85…93	78…89	69…79

Bild 34. Gesamtwirkungsgrade in % von Zylinderschneckengetrieben (Anhaltswerte), Wälzlagerung, übliches Polyglykol. Unterer Wirkungsgradbereich für Achsabstände $a < 200$ mm, oberer Bereich für a bis 500 mm. Bei Verwendung von Mineralöl sind die Werte um etwa 2% (niedrige Übersetzung) bis 10% (hohe Übersetzung) zu verringern. Für Wirkungsgrade geringer als 50% besteht Selbsthemmung oder Gefahr der Selbsthemmung

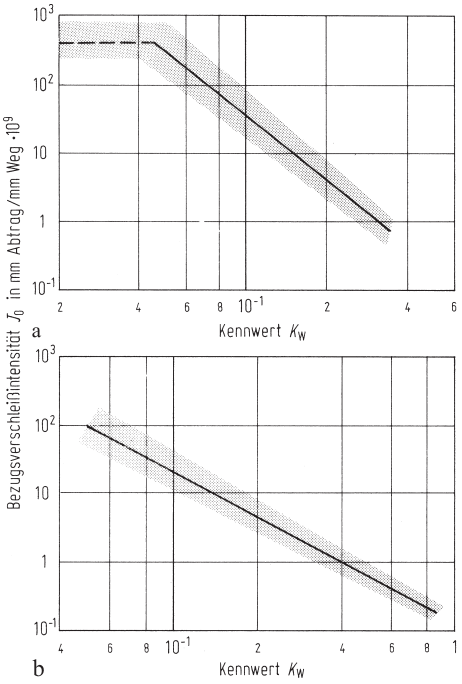


Bild 35 a, b. Bezugsverschleißintensität, Radwerkstoff GZ-CuSn 12 Ni (Mittelwerte und Streubereich) [78]. **a** Schmierung mit Mineralöl; **b** Schmierung mit Polyglykol

Schmierfilmdickenkennwert $K_W = h_{\min m} \cdot W_S$ mit $h_{\min m}$ nach Gl. (99) und Schmierstoff-Strukturfaktor $W_S = 1$ für Mineralöl, $W_S = 1/\eta_{0M}^{0,35}$ für Polyglykole; die dynamische Viskosität η_{0M} ist für die Radmassentemperatur ϑ_M einzusetzen, welche nach DIN 3996 zu bestimmen ist. Werkstoff/Schmierstoffaktor W_{ML} nach **Tab. 19**. s^* nach Gln. (93, 96); σ_{Hm} nach Gl. (97); N_L Lastspielzahl bis Lebensdauerende; E_{red} nach Gl. (98).

Nachrechnung der Zahnbruchsicherheit S_F

Durch zu hohe Zahnfußspannungen können die Schneckenradzähne plastisch verformt werden oder ausbrechen.

$$S_F = \tau_{Flim} \cdot Y_{NL} \cdot b_{2H} \cdot m_x / [F_{tm2} \cdot Y_{eps} \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K] \geq S_{Fmin} = 1{,}1. \quad (107)$$

Tabelle 19. Werkstoff/Schmierstoffaktor W_{ML}

Schnecke: 16 MnCr 5E	Werkstoff/Schmierstoffaktor W_{ML}		
Radwerkstoff	Mineralöl	Polyglykol (EO : PO = 0 : 1)	Polyglykol (EO : PO = 1 : 1)
GZ-CuSn 12 Ni	1,0 [a])	1,2 [a])	2,3 [b])
GZ-CuSn 12	1,6 [a])	1,5 [a])	– [e])
GZ-CuAl 10 Ni	2,5 [c])	– [d])	– [d])

[a]) Streubereich ± 25%.
[b]) Streubereich ± 30%.
[c]) gültig für $h_{\min m} < 0{,}07$ µm; für $h_{\min m} \geq 0{,}07$ µm: $J_W \cong \text{const} = 600 \cdot 10^{-9}$.
[d]) nicht betreibbar, Fressen.
[e]) keine Versuchsergebnisse bekannt.

τ_{Flim} Schubdauerfestigkeit s. **Tab. 20**, wenn Qualitätsverschlechterung tolerierbar sind nach DIN 3996 höhere Werte zugelassen. – Lebensdauerfaktor Y_{NL} nach **Bild 36**; Überdeckungsfaktor $Y_{eps} = 0{,}5$; Formfaktor $Y_F = 2{,}74 \cdot m_x / [(m_{t2} \cdot \pi/2 - \Delta s) + (d_{m2} - d_{f2}) \cdot \tan \alpha_0 / \cos \gamma_m]$ mit s als Abnahme der Zahnfußdickensehne durch Verschleiß innerhalb der geforderten Lebensdauer; Steigungsfaktor $Y_\gamma = 1/\cos \gamma_m$; Kranzdickenfaktor $Y_K = 1{,}0$ für Kranzdicke $s_K \geq 1{,}5 \cdot m_x$, $Y_K = 1{,}25$ für $s_K < 1{,}5 \cdot m_x$ (s_K s. **Bild 30**).

Nachrechnung der Durchbiegesicherheit S

Die Durchbiegung δ der Schnecke muß begrenzt werden, um Störungen des Eingriffs (Verletzung des Verzahnungsgesetzes, s. **G 8.1.1**) und größere Tragbildverlagerungen (örtliche Beanspruchungserhöhung, ungleichmäßiger Verschleiß) zu vermeiden.

$$S_\delta = \delta_{lim} \cdot d_{m1}^4 \cdot (l_A + l_B) / [3{,}2 \cdot 10^{-5} \cdot l_A^2 \cdot l_B^2 \cdot F_{tm2} \cdot \sqrt{\tan^2 (\gamma_m + \arctan \mu_{zm}) + \tan^2 \alpha_0 / \cos^2 \gamma_m}] \geq S_{\delta\,min} = 1{,}0 \quad (108)$$

δ_{lim} Grenzwert der Durchbiegung, nach Praxiserfahrungen $\delta_{lim} = 0{,}01 \cdot m_x$.

Nachrechnung der Temperatursicherheit S_T

Mit steigender Temperatur sinkt die Schmierstofflebensdauer rapide, Radialwellendichtringe werden angegriffen. Bei Einspritzschmierung kann $S_T = P_K / P_V$ durch Steigerung der Kühlleistung P_K erhöht werden. Bei Tauchschmierung ist die

Tabelle 20. Werkstoffkennwerte für Schneckengetriebe

Norm	Schneckenradwerkstoff	$R_{p0,2\,min}$ N/mm²	R_m N/mm²	HB	δ_5	E-Modul N/mm²	ν	ϱ_{Rad} mg/mm³	$\sigma_{H\,lim}$ [b]) N/mm²	$\tau_{F\,lim}$ N/mm²	Y_W
DIN 1705	GZ-CuSn 12	150	280	95	5	88 300	0,35	8,8	425	82	1,0
	GZ-CuSn 12 Ni	180	300	100	8	98 100	0,35	8,8	520	90	0,95
DIN 1714	GZ-CuAl 10 Ni [a]) [b])	300	700	160	13	122 600	0,35	7,4	660	120	1,1
DIN 1691	GG-25 [a])	165 [d])	250	220	0,8	98 100	0,3	7,0	350	70	1,4
DIN 1693	GGG-40 [a])	250	400	260	15	175 000	0,3	7,0	490	115	1,3
	GGG-70 [a])	440	700	–	2	175 000	0,3	7,0	490	–	–

[a]) Nur für Gleitgeschwindigkeiten $v_{gm} < 0{,}5$ m/s geeignet.
[b]) Grübchenfestigkeiten gelten innerhalb der Lebensdauer, in der die gemittelte Grübchenfläche einen Maximalwert von 50% nicht überschreitet. Werte gelten für einsatzgehärtete Schnecken (geschliffen, HRC 60 ± 2); für vergütete, ungeschliffene Schnecken: Werte für $\sigma_{H\,lim} \times 0{,}75$; für Grauguß-schnecken: Werte für $\sigma_{H\,lim} \times 0{,}5$.
[c]) Nur mit Mineralöl betreibbar, sonst Fressen.
[d]) Wert für $R_{p0,1}$.

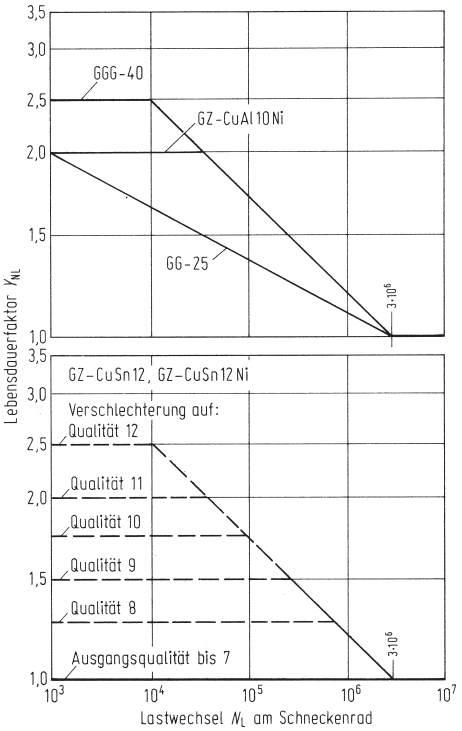


Bild 36. Lebensdauerfaktor Y_{NL} nach Versuchen [34]

Ölsumpftemperatur ϑ_S gemäß DIN 3996 zu überprüfen.

$$S_T = \vartheta_{S\lim}/\vartheta_S \geq S_{T\min} = 1{,}1. \qquad (109)$$

Nachrechnung der Freßsicherheit S_S

Fressen für Räder aus CuSn-Bronzen unkritisch, für Räder aus Eisenwerkstoffen kritisch für $v_{gm} > 0{,}5$ m/s; Anhaltswert nach [83].

8.8.7 Gestaltung, Werkstoffe, Lagerung, Genauigkeit, Schmierung, Montage

Embodiment design, materials, bearings, accuracy, lubrication, assembly

Gestaltung von Gehäusen (s. **G 8.10**). Beispiel s. **Bild 37**. Lage der Schnecke bei Tauchschmierung möglichst unten, bei $v_1 < 10$ m/s auch seitlich, bei $v_1 < 5$ m/s auch oben; bei Einspritzschmierung Lage beliebig.

Schnecke optimal aus Einsatzstahl (58…62 HRC) oder legiertem Vergütungsstahl randgehärtet (HRC<56) bei $v_g < 3$ m/s auch ungehärtet.
Bei Leistungsgetrieben meist als rechtssteigende Vollschnekke, **Bild 37**. Für – kostengünstige, niedrig belastete Getriebe auch Aufsteck-Hohlschnecke. Lagerabstand möglichst klein (Durchbiegung!): $l = (1{,}3 \ldots 1{,}5)a$.

Schneckenradkranz bei Leistungsgetrieben Schleuderbronze (GZ–CuSn 12 oder GZ–CuSn 12 Ni) am besten geeignet, da einlauffähig und Freßneigung gering. Al-Bronze, Sondermessing nur für niedrige Gleitgeschwindigkeiten (Freßgefahr, höherer Gleitverschleiß). GG nur für $v_{gm} < 0{,}5$ m/s.

Radkranz meist durch Paßschrauben mit Nabe verschraubt; elektronenstrahlgeschweißte, aufgeschrumpfte oder aufgegossene Radkränze s. [1].

Lagerabstand der Radwelle nicht zu klein (Kippgefahr!): $l_2 = l_C + l_D = (0{,}5 \ldots 0{,}7)d_2$ (s. **Bild 32**).

Lagerung durchweg in Wälzlagern, nur für hohe Laufruhe (z. B. bei Aufzügen) Gleitlager.

Schneckenwelle. Bei kleinen bzw. mittleren Abmessungen angestellte Lagerung mit Schulter- oder Schrägkugellagern bzw. Kegelrollenlagern Reihe 313. Bei großen Abmessungen Fest-Los-Lagerung z. B. mit zweireihigem Schrägkugellager).
Radwelle: Rillenkugellager Reihe 63 oder Kegelrollenlager Reihe 302, 322.

Genauigkeit, Flankenspiel. Qualitäten nach DIN 3974, *Einzel- und Sammelabweichungen:* DIN-Qualität 4 bis 5 für genaue Teilgetriebe, Richtgeräte u. ä.; DIN-Q. 5 bis 6 für Aufzüge und laufruhige Getriebe mit $v_1 < 5$ m/s; DIN-Q. 8 bis 9 für normale Industriegetriebe; DIN-Q. 10 bis 12 für Nebenantriebe, Handantriebe u. ä. mit $v_1 < 3$ m/s.

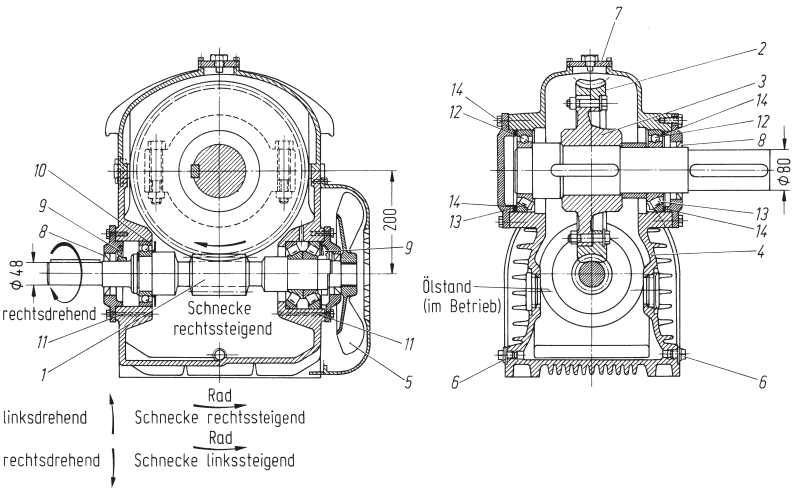


Bild 37. Schneckengetriebe (Flender, Bocholt). Nennleistung 24,5 kW, $n_1 = 1500$ min^{-1}, $i = 20$. *1* ZC-Schnecke, 16 MnCr5 einsatzgehärtet, geschliffen; *2* Radkranz GZ – CuSn 12 Ni; *3* Nabe St 37; *4* Gehäse GG 20 mit waagerechten Rippen; *5* Lüfter; *6* Ölablaß *7* Schaulochdeckel mit Entlüftung; *8* Radialdichtringe (nach innen dichtend); unterschiedliche Abdichtung der Schneckenwelle dargestellt; *9* zusätzliche Dichtringe; *10* Schleuderscheibe; *11* Ölrücklauf (versetzt gezeichnet); *12* Schulterkugellager (für leichten Betrieb); *13* Kegelrollenlager (für schweren Betrieb); *14* Paßscheiben für axiales Einstellen des Rads

Tragbild auf Auslaufseite einstellen (Schmierkeil!). *Einlaufen* (mit Nennmoment, niedriger Drehzahl, dünnflüssigem Öl) erhöht Wirkungsgrad und Flankentragfähigkeit, jedoch nur in Sonderfällen wirtschaftlich möglich.

Flankenspiel etwa nach **Tab. 17**. Spielarme Getriebe [29].

Schmierung. Anhalt für die Wahl der Ölviskosität und Schmierungsart s. **Bild 18**. Fettschmierung nur bei $v_1 < 1$ m/s oder Aussetzbetrieb (Wärmeabfuhr), Abrieb im Fett (schwierigen Fettwechsel beachten!). Mineralöle mit milden EP-Zusätzen erleichtern das Einlaufen. Syntheseöle ermöglichen niedrige Reibungszahlen d.h. hohen Wirkungsgrad und hohe Wärmegrenzleistung; reduzieren Verschleiß, Einlaufverhalten daher meist ungünstiger (gesteigerte Gefahr der Grübchenbildung). Ölwechsel nach Einlauf, dann nach ca. 3 000 h, dann etwa jährlich [35]. Z.T. Lebensdauerschmierung üblich.

8.9 Umlaufgetriebe. Epicyclic gear systems

basiert im wesentlichen auf der Fassung der 18. Auflage (Autor: H.W. Müller)

8.9.1 Kinematische Grundlagen, Bezeichnungen

Kinematic fundamentals, terminology

Umlaufgetriebe unterscheiden sich nur in einem Punkt wesentlich von einfachen, üblichen Übersetzungsgetrieben: Während bei Übersetzungsgetrieben das Gehäuse mitsamt den darin gelagerten Rädern fest mit einem Fundament verbunden ist, wird es bei Umlaufgetrieben drehbar mit einer zusätzlichen (Hohl-)Welle im Fundament gelagert. Dadurch entsteht aus dem zwangläufigen Übersetzungsgetriebe mit dem Laufgrad $F=1$ ein zwangloses *Differential- oder Überlagerungsgetriebe* mit dem Laufgrad $F=2$. (Der Laufgrad eines Getriebes gibt an, wie viele Bewegungen ihm beliebig vorgegeben werden können und müssen, um seinen Bewegungszustand eindeutig zu bestimmen.) Das ursprüngliche Gehäuse schrumpft dabei auf einen Steg *s* zusammen, der nur noch die Radlagerungen trägt. Schutz und Öldichtheit werden durch ein neues Gehäuse gewährleistet, das aber jetzt kinematisch ein Teil des Fundaments ist. Das Drehmoment der neuen Stegwelle *s* ist identisch mit dem Stützmoment des ursprünglichen Getriebegehäuses.

Auf diese Weise entstehen Umlaufgetriebe aus Zahn- und Reibradgetrieben (*Umlaufrädergetriebe*), hydrostatischen Getrieben, Zugmittel-, Gelenk- und sonstigen Getrieben [59]. Umlaufrädergetriebe (häufigste Bauarten s. **Bild 38**) werden auch als *„Planetengetriebe“* und ihre Räder mit umlaufenden Achsen als *„Planetenräder“* oder *„Planeten“* bezeichnet.

Wird die neue Stegwelle *s* momentan oder ständig festgehalten oder stillstehend gedacht, so wird das Umlaufgetriebe wieder zum *„Standgetriebe“* mit der *„Standübersetzung“* i_{12} seiner beliebig mit *1* und *2* bezeichneten *„Standgetriebewellen“* und den *„Standwirkungsgraden“* η in den beiden bei Vertauschung von An- und Abtrieb möglichen Richtungen des Leistungsflusses (Lfl):

Standübersetzung $\quad i_{12} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)_{(n_s=0)}$

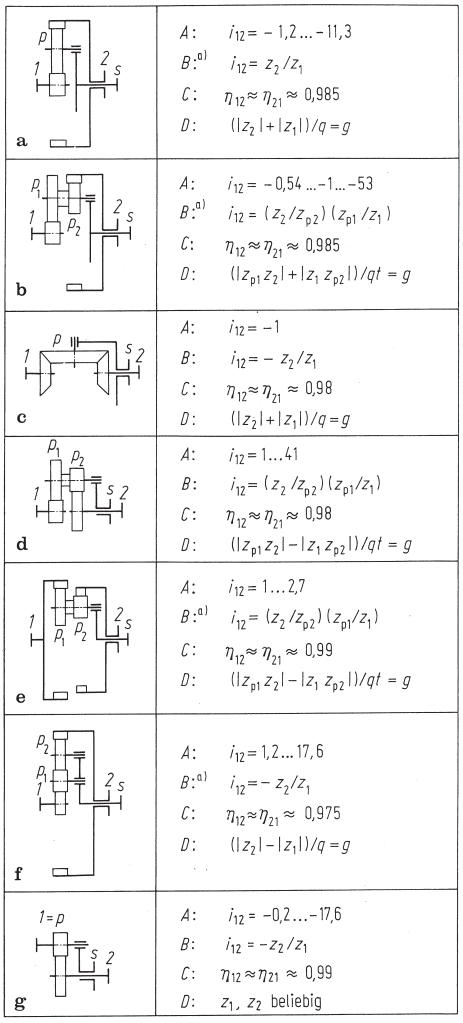
Standwirkungsgrad η_{12} bei Antrieb an Welle *1*, Abtrieb bei *2*

Standwirkungsgrad η_{21} bei Antrieb an Welle *2*, Abtrieb bei *1*.

Die Indices 1, 2, s kennzeichnen jeweils die zugeordneten Wellen mit ihren Rädern bzw. dem Steg. Die Reihenfolge der Indices bedeutet bei Drehzahlverhältnissen oder -übersetzungen: erster Index Zähler, zweiter Index Nenner, bei Wirkungsgraden: erster Index Antriebswelle, zweiter Index Abtriebswelle. Planetenräder werden mit *p* und dem Index des Rads, mit dem sie jeweils kämmen, bezeichnet, **Bild 38**.

Diese einheitliche Indizierung mit 1, 2 und s der Umlaufgetriebewellen vereinfacht und erleichtert die Berechnung und erlaubt z.B. das Betriebsverhalten aller Bauformen der Umlaufgetriebe mit einem einzigen, einfachen Rechenprogramm zu analysieren [60, 61].

Bei einem Zahnradstandgetriebe wird die Leistung ausschließlich als *„Wälzleistung“* P_W beim Abwälzen der Räder mit ihren *„Wälzdrehzahlen“* n_{w1} und n_{w2} über den Zahneingriff übertragen. Dabei geht die Zahnreibungsverlustleistung P_{vz} als Verlustwärme verloren.



a) Zähnezahlen von Hohlrädern sind negativ, s. DIN 3960

Bild 38a–g. Die häufigsten Bauarten von Planetengetrieben. **a** bis **c** Minusgetriebe; **d** bis **f** Plusgetriebe; **g** offenes Planetengetriebe. *z* Zähnezahlen; *A*: möglicher Bereich der Standübersetzung bei $q=3$ Planeten(sätzen) am Umfang, etwa gleiche Zahnfußspannung aller Räder, $z_{min} = 17$, $z_{max} = 300$; *B*: Standübersetzung; *C*: $\eta_{12} = \eta_{21}$ mit $\eta_{wa} = 0{,}99$ einer Stirnradstufe, $\eta_{wi} = 0{,}995$ einer Hohlradstufe; *D*: Zähnezahlbedingungen für gleichmäßige Anordnung von *q* Planeten(sätzen) am Umfang, $\pm g$ ganze Zahl, *t* größter gemeinsamer Teiler von z_{p1} und z_{p2} eines Stufenplaneten

Werden bei einem zunächst *stillstehenden* Standgetriebe der Steg s und die beiden Standgetriebewellen 1 und 2 mit gleichen Drehzahlen n_s, $n_1 = n_s$ und $n_2 = n_s$ in Bewegung gesetzt, so rotiert das gesamte Getriebe einschließlich der beiden Standgetriebewellen ohne innere Relativbewegung, wie eine Kupplung. Es kann dabei *„Kupplungsleistung“* P_k verlustlos mit der *„Kupplungsdrehzahl“* n_s übertragen. Wird eine Kupplungsdrehzahl n_s einem *laufenden* Standgetriebe überlagert, so entsteht der typische Betriebszustand eines Umlaufgetriebes mit drei laufenden Wellen mit den Drehzahlen n_s, $n_1 = n_{w1} + n_s$ und $n_2 = n_{w2} + n_s$. Dabei überlagern sich zugleich auch die nur zwischen den Radwellen *1* und *2* übertragbare Wälzleistung P_w und die verlustfrei zwischen allen drei Wellen übertragene Kupplungsleistung P_k, vgl. **G 8.9.4**.

Umgekehrt ergeben sich die Wälzdrehzahlen eines mit drei Wellen laufenden Getriebes zu $n_{w1} = n_1 - n_s$ und $n_{w2} = n_2 - n_s$ sowie die Standübersetzung

$$i_{12} = \frac{n_{w1}}{n_{w2}} = \frac{n_1 - n_s}{n_2 - n_s}. \tag{110}$$

Umgeformt vereinfacht sich diese für alle Umlaufgetriebebauarten gültige *Drehzahl-Grundgleichung* zu

$$n_1 - n_2 i_{12} - n_s(1 - i_{12}) = 0. \tag{111}$$

Während die *Übersetzung* i_{12} eines zwangläufigen Standgetriebes durch seine geometrischen Daten, z. B. Raddurchmesser, unveränderlich festgelegt ist, können beim dreiwelligen Umlaufgetriebe zwei *beliebige* Drehzahlen vorgegeben werden, die seinen Bewegungszustand bestimmen. Die mit solchen Drehzahlen gebildeten Drehzahlverhältnisse können nicht mehr als bauartabhängige „Übersetzung“ i bezeichnet werden, sondern werden *„freie Drehzahlverhältnisse“* k genannt. Diese Unterscheidung ist besonders zu beachten, weil beide Größen in *einer* Gleichung vorkommen können. So ergibt sich z. B. aus Gl. (111) bei beliebig vorgegebenen freien Drehzahlen n_1 und n_2:

$$k_{1s} = n_1/n_s = (1 - i_{12})/(1 - i_{12}/k_{12}).$$

Wird jedoch eine der drei Wellen festgehalten, z. B. $n_2 = 0$, oder $n_1 = 0$, so wird das Getriebe wieder zwangläufig und es ergeben sich mit Gl. (111) die *„Umlaufübersetzungen“*

$$i_{1s} = 1 - i_{12}, \quad i_{2s} = 1 - 1/i_{12} \tag{112}$$

sowie deren Reziprokwerte, bei denen Steg und Planetenräder umlaufen. Die jeweils im Index einer Übersetzung i nicht genannte Welle steht still.

8.9.2 Allgemeingültigkeit der Berechnungsgleichungen
Generalization of calculations

Kinematisch sind die beiden Standgetriebewellen und die Stegwelle eines Umlaufgetriebes gleichrangig. Daher kann Gl. (111) auch in allgemeiner Form geschrieben werden [58]:

$$n_a - n_b i_{ab} - n_c(1 - i_{ab}) = 0, \tag{113}$$

wobei a, b und c in beliebiger Zuordnung durch 1, 2 oder s ersetzt werden können. Daraus folgt z. B. **Tab. 21** zur unmittelbaren Berechnung eines beliebigen freien Drehzahlverhältnisses k oder $1/k$, wenn eine beliebige Stand- oder Umlaufübersetzung i und ein beliebiges freies Drehzahlverhältnis k oder $1/k$ eines Getriebes bekannt sind. Daraus folgt in weiterer Konsequenz, daß auch die Gleichungen *aller* Betriebsdaten, also auch für Drehmomente, Leistungen und Wirkungsgrade, gültig bleiben, wenn die Indices der Wellen in beliebiger aber in allen Gleichungen in gleicher Weise vertauscht werden.

Da diese Betriebsgrößen nur von einer Standübersetzung und den zugehörigen Standwirkungsgraden, nicht aber vom inneren Aufbau eines Umlaufgetriebes abhängen, gelten die für einfache Umlaufgetriebe gegebenen Gleichungen auch für beliebig zusammengesetzte Getriebe, solange diese mit drei äußeren Anschlußwellen a, b und c den Laufgrad $F = 2$ aufweisen und sofern ihre Drehzahlen und Drehmomente nicht gegenseitig voneinander anhängen, wie etwa bei hydrodynamischen Wandlern. Dabei ist es gleichgültig, welche drei aus einer Vielzahl von im Getriebe vorhandenen Gliedern bzw. Wellen als äußere Anschlußwellen gewählt werden.

Bei ungleichmäßig übersetzenden Getrieben, z. B. Gelenkgetrieben, gelten die Gleichungen jeweils nur für *eine* relative Gliedlage ihrer *zwangläufigen* kinematischen Kette [62] und die zugehörige *momentane* Übersetzung zwischen zwei der drei Anschlußwellen.

Aus der beliebigen Vertauschbarkeit der Indices folgt der für die Getriebesynthese nützliche Satz:

Stimmt eine beliebige Stand- oder Umlaufübersetzung eines Umlaufgetriebes mit einer beliebigen Stand- oder Umlaufübersetzung eines anderen Umlaufgetriebes überein, so sind beide Getriebe kinematisch gleichwertig, d. h., beide haben dieselben sechs Übersetzungen, jedoch in der Regel unterschiedliche Wirkungsgrade.

Beispiel für kinematisch gleichwertige Getriebe s. **Bild 39**.

Tabelle 21. Allgemein gültige Umrechnung von freien Drehzahlverhältnissen k oder $1/k$ eines Getriebes mit einer bekannten Stand- oder Umlaufübersetzung i_{ab}. Für a und b die Indices der bekannten Übersetzung, für c den Index der übrigen Welle einsetzen

Gesucht	In Abhängigkeit vom freien Drehzahlverhältnis		
	k_{ab} oder k_{ba}	k_{bc} oder k_{cb}	k_{ca} oder k_{ac}
$k_{ab} =$	$1/k_{ba}$	$k_{cb}(1 - i_{ab}) + i_{ab}$	$\frac{k_{ac} \cdot i_{ab}}{k_{ac} - 1 + i_{ab}}$
$k_{bc} =$	$\frac{1 - i_{ab}}{k_{ab} - i_{ab}}$	$1/k_{cb}$	$\frac{k_{ac} + i_{ab} - 1}{i_{ab}}$
$k_{ca} =$	$\frac{1 - i_{ab}\, k_{ba}}{1 - i_{ab}}$	$\frac{1}{1 - i_{ab}(1 - k_{bc})}$	$1/k_{ac}$

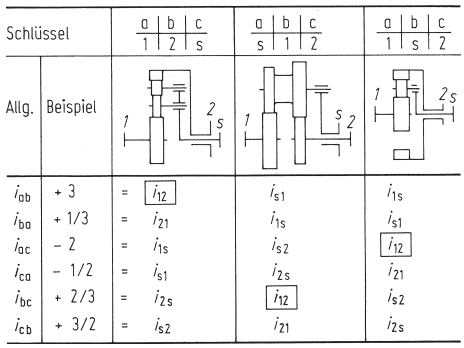


Bild 39. Beispiel für drei kinematisch gleichwertige Planetengetriebe

8.9.3 Vorzeichenregeln. Sign conventions

Drehzahlen. Alle Drehzahlen paralleler Wellen mit gleicher Drehrichtung haben gleiche Vorzeichen. Die positive Drehrichtung $(n > 0)$ wird beliebig gewählt. Drehzahlen mit entgegengesetzter Drehrichtung sind dann negativ. Daraus folgt

Übersetzungen i und freie Drehzahlverhältnisse k sind bei gleichsinnig laufenden Wellen positiv $(i, k > 0)$, bei gegenläufigen Wellen negativ $(i, k < 0)$.

Der Drehsinn gesuchter Drehzahlen ergibt sich dann nach derselben Regel aus ihrem nach Gl. (111), Gl. (113) oder **Tab. 21** errechneten Vorzeichen.

Drehmomente. Ein äußeres Drehmoment ist positiv ($M>0$), wenn es in der positiv definierten Drehrichtung auf (!) das Getriebe wirkt; in der entgegengesetzten Wirkungsrichtung ist es negativ ($M<0$).

Leistungen. Aus vorstehenden Definitionen folgt: Einem Getriebe zugeführte Antriebsleistung ist stets positiv ($P_{an}=2\pi M_{an}n_{an}>0$), weil eine Antriebswelle stets die Drehrichtung im Drehsinn des antreibenden Drehmoments annimmt. Abtriebsleistungen sind dagegen negativ ($P_{ab}<0$), weil das äußere, *auf* das Getriebe bremsend wirkende Abtriebsmoment der Abtriebsdrehrichtung entgegengerichtet ist. Verlustleistungen sind als abgeführte Leistungen negativ ($P_v<0$).

8.9.4 Drehmomente, Leistungen, Wirkungsgrade

Torques, powers, efficiencies

Drehmomente. Das *Verhältnis* der Drehmomente wird allein durch die Standübersetzung i_{12} und die Standwirkungsgrade η_{12} und η_{21} bestimmt. Es verändert sich nicht, wenn einem laufenden Standgetriebe beliebige Kupplungsdrehzahlen n_s (verlustfrei) überlagert werden.

Aus den Gleichgewichtsbedingungen folgt das Momentengleichgewicht

$$M_1+M_2+M_s=0. \tag{114}$$

Für das Standgetriebe folgt aus der Leistungsbilanz in den beiden Lfl.-Richtungen:

Antrieb bei 1: $M_2n_2=-M_1n_1\eta_{12}$,
Antrieb bei 2: $M_2n_2=-M_1n_1/\eta_{21}$.

Durch Zusammenfassen der beiden Wirkungsgrade im Ausdruck η_0^{w1} lassen sich die Drehmomentverhältnisse unabhängig vom Leistungsfluß formulieren:

$$\frac{M_2}{M_1}=-\frac{n_1}{n_2}\eta_0^{w1}=-i_{12}\eta_0^{w1}. \tag{115}$$

Mit Gln. (114) und (115) folgt

$$\frac{M_s}{M_1}=i_{12}\eta_0^{w1}-1, \tag{116}$$

$$\frac{M_s}{M_2}=\frac{1}{i_{12}\eta_0^{w1}}-1. \tag{117}$$

Dabei folgt der Exponent w1 aus dem Vorzeichen der Wälzleistung P_{w1} der Welle *1*: Ist $P_{w1}>0$, fließt die Wälzleistung von Welle *1* nach *2*, ist $P_{w1}<0$, von *2* nach *1*. Daraus folgt die Definition von η_0^{w1} für die Berechnung: Ist $P_{w1}^*=M_1^*(n_1-n_s)$

$$\cdot 2\pi\begin{cases}>0: & w1=+1\rightarrow\eta_0^{w1}=\eta_{12}\\ <0: & w1=-1\rightarrow\eta_0^{w1}=1/\eta_{21}\end{cases} \tag{118}$$

wobei M_1^* das vorgegebene Drehmoment ist, oder bei Vorgabe von M_2 oder M_s, mit $\eta_0^{w1}=1$ (!) aus Gl. (115) oder (116) berechnet wird. Die Gln. (115) bis (117) zeigen, daß die Verhältnisse der drei Wellenmomente zueinander nur von der Standübersetzung i_{12} und den Standwirkungsgraden η_0^{w1} bestimmt werden und somit bei jedem der beiden Wälzleistungsflüsse konstant sind

$$M_1:M_2:M_s=f(i_{12},\,\eta_0^{w1})=\text{const}. \tag{119}$$

Diese für Differentialgetriebe charakteristische Gleichung gilt unabhängig von den jeweiligen Drehzahlen, auch wenn eine Welle stillgesetzt ist. Wird über die drei Wellen eines Umlaufgetriebes Leistung zwischen drei Maschinen übertragen, so müssen Gl. (111) für die Drehzahlen wie auch Gl. (114) und (119) für die Drehmomente erfüllt sein. Dabei regelt sich ein Betriebszustand ein, bei dem die noch freie gegenseitige Zuordnung von Drehzahlen und Drehmomenten durch die Kennlinien $M=f(n)$ der angeschlossenen Maschinen erfolgt [59]. Ist damit kein stabiler Zustand erreichbar, geht die Anlage durch oder bleibt stehen. Ist eines der Drehmomente $M=0$ (z. B. Maschine abgekuppelt), so werden nach Gl. (119) auch die übrigen Momente gleich Null, das Getriebe läuft leer, Leistungsübertragung ist nicht möglich. Zusammenfassung der Drehmomentgleichungen s. **Tab. 22**.

Tabelle 22. Formeln für die Drehmomente. Mit w1 = +1 : $\eta_0^{w1}=\eta_{12}$ oder w1 = -1: $\eta_0^{w1}=1/\eta_{21}$, w1 aus **Tab. 23** für Übersetzungsgetriebe, aus **Tab. 24** für Überlagerungsgetriebe oder aus Gl. (102)

$M_1+M_2+M_s=0$	$M_1:M_2:M_s=f(i_{12},\eta_0^{w1})=\text{const}$	
$M_2/M_1=-i_{12}\,\eta_0^{w1}$	$M_s/M_1=i_{12}\,\eta_0^{w1}-1$	$M_s/M_2=1/(i_{12}\,\eta_0^{w1})-1$

Nach Gl. (114) muß eines der drei Wellenmomente das entgegengesetzte Vorzeichen der beiden übrigen haben und im Betrag gleich deren Summe sein. Diese Welle heißt *Summenwelle*, die anderen beiden *Differenzwellen*. Bei Umlaufgetrieben mit negativer Standübersetzung (*Minusgetriebe*) ist die Stegwelle stets Summenwelle, bei positiver Standübersetzung (*Plusgetriebe*) ist es die langsamer laufende Standgetriebewelle. Wird die Summenwelle stillgesetzt, entsteht an den beiden laufenden Differenzwellen wegen ihrer gleichsinnigen Drehmomente stets eine negative Übersetzung, bei Stillsetzung einer Differenzwelle eine positive. Daher kann jedes einfache Umlaufgetriebe zwei reziproke negative und vier paarweise reziproke positive Übersetzungen erzeugen.

Leistungen. Mit M in Nm (kNm), n in s^{-1}, werden die Wellenleistungen und die Verlustleistung P_v:

$$P_1=M_1n_1\,2\pi\,\text{W (kW)}, \tag{120}$$

$$P_2=M_2n_2\,2\pi\,\text{W (kW)}, \tag{121}$$

$$P_s=M_sn_s\,2\pi\,\text{W (kW)} \tag{122}$$

$$P_v=-M_1(n_1-n_s)\,2\pi\,(1-\eta_0^{w1})\,\text{W (kW)}. \tag{123}$$

Ein charakteristisches Merkmal der Umlaufgetriebe ist die Entstehung der Wellenleistungen P_1 und P_2 als Summe (Überlagerung) von Wälz- und Kupplungsleistung. Mit $\omega=2\pi n$ wird:

$$\begin{aligned}&\textit{Wellenleistung}=\textit{Wälzleistung}+\textit{Kupplungsleistung}\\ &P_1=P_{w1}+P_{k1}=M_1(\omega_1-\omega_s)+M_1\omega_s\\ &P_2=P_{w2}+P_{k2}=M_2(\omega_2-\omega_s)+M_2\omega_s\\ &P_s=\qquad P_{ks}=M_s\omega_s.\end{aligned}$$

Je nach Wahl der Drehzahlen können Wälz- und Kupplungsleistung gleiche oder entgegengesetzte Vorzeichen, d. h. gleich- oder einander entgegengerichtete Leistungsflüsse aufweisen. Daher können sich die Wellenleistungen P_1 und P_2 als Summe oder als Differenz dieser beiden Teilleistungen ergeben. Im ersten Fall bleibt die verlustbehaftete Wälzleistung kleiner als die Wellenleistung, dann wird der Gesamtwirkungsgrad höher als der Standwirkungsgrad. Bei entgegengerichteten Teilleistungsflüssen kann die Wälzleistung aber beliebig größer als die Wellenleistung werden; der Gesamtwirkungsgrad wird dann entsprechend niedriger als der Standwirkungsgrad. Er kann sogar negativ werden und dadurch zur Selbsthemmung des Getriebes führen, s. **G 8.9.5**. Diese Betrachtung der Teilleistungen gibt Einblick in das Betriebsverhalten eines einfachen Planetengetriebes, sie ist aber zur Berechnung der Betriebsdaten nicht erforderlich. Durch Überlagerung *beliebiger* Wälz- und Kupplungsleistungen kann bei *jedem* Umlaufgetriebe *jeder* der sechs möglichen Leistungsflüsse erzeugt werden: je drei mit Welle *1*, *2* oder *s* als alleiniger Antriebswelle und zwei Abtriebswellen (Leistungsteilung) oder *1*, *2* oder *s* als alleiniger Abtriebswelle mit zwei Antriebswellen (*Leistungssummierung*). Welches die alleini-

ge An- oder Abtriebswelle (*Gesamtleistungswelle GLW*) ist, wird allein durch die Standübersetzung i_{12} und ein beliebiges freies Drehzahlverhältnis k bestimmt, s. **Tab. 24**.

Soll ein Überlagerungsgetriebe mit seiner GLW als einziger Antriebswelle (Motor) und zwei Abtriebswellen (Arbeitsmaschinen) laufen, so können die Drehzahlverhältnisse k_{12}, k_{1s} bzw. k_{2s} nur innerhalb der in **Tab. 24** dafür angegebenen Bereiche liegen. Werden einem Überlagerungsgetriebe bei Anschluß von zwei Motoren und einer Arbeitsmaschine die Drehzahlen vorgegeben und ist dabei die Abtriebswelle zugleich GLW, so herrscht Leistungssummierung. Ist jedoch einer der beiden Motoren an die GLW angeschlossen, so treibt er allein das Getriebe an, während der andere Motor neben der Arbeitsmaschine einen Abtrieb bilden muß und übersynchron als Bremse angetrieben wird, vgl. **G 8.9.7**.

Wirkungsgrad. Mit den allgemeinen Definitionen

$$\text{Wirkungsgrad} \quad \eta = -(P_{ab}/P_{an}) = 1 - \zeta \tag{124}$$

$$\text{Verlustgrad} \quad \zeta = -(P_v/P_{an}) = 1 - \eta \tag{125}$$

wird der Gesamtwirkungsgrad eines Planetengetriebes mit zwei oder drei laufenden Wellen

$$\eta_{ges} = 1 + \frac{P_v}{\Sigma P_{an}} = 1 - \frac{M_1(n_1 - n_s)2\pi(1-\eta_0^{w1})}{\Sigma P_{an}} \tag{126}$$

mit P_v nach Gl. (123) und der einen oder den beiden Wellenleistungen nach Gl. (120) bis (122), die sich durch ihr *positives Vorzeichen* als Antriebsleistungen P_{an} ausweisen. (Bei einem selbsthemmungsfähigen Getriebe darf jedoch eine Abtriebswelle, deren Leistung nur infolge von Selbsthemmung (s. **G 8.9.5**) ein positives Vorzeichen annimmt, jedoch ohne Sh. mit M aus Gln. (115)–(117) für $\eta_0^{w1} = 1$ negativ wäre, *nicht* berücksichtigt werden.) Die Minuszeichen in den Definitionsgleichungen (124) und (125) sind erforderlich, damit η und ζ, wie gewohnt, trotz der negativen Quotienten (P_v, $P_{ab} < 0$) einen positiven Wert annehmen.

Der Wirkungsgrad läßt sich bei Übersetzungsgetrieben auch allein durch Standübersetzung und Standwirkungsgrad, bei Überlagerungsgetrieben zusätzlich durch ein freies Drehzahlverhältnis, z. B. k_{12}, das die GLW bestimmt, ausdrücken, **Tab. 23, 24** [59], wobei die zutreffende Gleichung noch vom jeweils zugehörigen Leistungsfluß abhängt.

Tabelle 23. Wirkungsgrade der Umlauf-Übersetzungsgetriebe (Für einfache Zahnradplanetengetriebe gilt: $\eta_{12} \approx \eta_{21}$, für Planeten-Koppelgetriebe η_{II} und η_{III} getrennt bestimmen; erster Index Antriebswelle, zweiter Abtriebswelle.)

i_{12}	<0	$0 \ldots 1$	>1
η_{1s}	$\frac{i_{12}\eta_{12}-1}{i_{12}-1}$	$\frac{i_{12}/\eta_{21}-1}{i_{12}-1}$	$\frac{i_{12}\eta_{12}-1}{i_{12}-1}$
w1	$+1$	-1	$+1$
η_{s1}	$\frac{i_{12}-1}{i_{12}/\eta_{21}-1}$	$\frac{i_{12}-1}{i_{12}\eta_{12}-1}$	$\frac{i_{12}-1}{i_{12}/\eta_{21}-1}$
w1	-1	$+1$	-1
η_{2s}	$\frac{i_{12}-\eta_{21}}{i_{12}-1}$	$\frac{i_{12}-\eta_{21}}{i_{12}-1}$	$\frac{i_{12}-1/\eta_{12}}{i_{12}-1}$
w1	-1	-1	$+1$
η_{s2}	$\frac{i_{12}-1}{i_{12}-1/\eta_{12}}$	$\frac{i_{12}-1}{i_{12}-1/\eta_{12}}$	$\frac{i_{12}-1}{i_{12}-\eta_{21}}$
w1	$+1$	$+1$	-1

Tabelle 24. Wirkungsgrade der Überlagerungsgetriebe und Zuordnung der Bereiche von k_{12}, k_{1s} und k_{2s} zur Lage der Gesamtleistungswelle GLW [59]; Lfl. Leistungsfluß

i_{12}	k_{12}	k_{1s}	k_{2s}	GLW	Lfl.	Wirkungsgrad η_{ges}	w1	Lfl.	Wirkungsgrad η_{ges}	w1
<0	$<i_{12}$	$>i_{1s}$	<0	1	$1 < \frac{2}{s}$	$\frac{k_{12}-i_{12}+i_{12}\eta_{12}(1-k_{12})}{k_{12}(1-i_{12})}$	$+1$	$\frac{2}{s} > 1$	$\frac{k_{12}\eta_{21}(1-i_{12})}{\eta_{21}(k_{12}-i_{12})+i_{12}(1-k_{12})}$	-1
	$i_{12} \ldots 0$	<0	$>i_{2s}$	2	$2 < \frac{1}{s}$	$\frac{k_{12}-i_{12}+\eta_{21}(1-k_{12})}{1-i_{12}}$	-1	$\frac{1}{s} > 2$	$\frac{\eta_{12}(1-i_{12})}{\eta_{12}(k_{12}-i_{12})+1-k_{12}}$	$+1$
	$0 \ldots 1$	$0 \ldots 1$	$1 \ldots i_{2s}$	s	$s < \frac{1}{2}$	$\frac{(k_{12}-i_{12}\eta_{12})(1-i_{12})}{(k_{12}-i_{12})(1-i_{12}\eta_{12})}$	$+1$	$\frac{1}{2} > s$	$\frac{(k_{12}-i_{12})(\eta_{21}-i_{12})}{(k_{12}\eta_{21}-i_{12})(1-i_{12})}$	-1
	>1	$1 \ldots i_{1s}$	$0 \ldots 1$	s	$s < \frac{1}{2}$	$\frac{(k_{12}\eta_{21}-i_{12})(1-i_{12})}{(k_{12}-i_{12})(\eta_{21}-i_{12})}$	-1	$\frac{1}{2} > s$	$\frac{(k_{12}-i_{12})(1-i_{12}\eta_{12})}{(k_{12}-i_{12}\eta_{12})(1-i_{12})}$	$+1$
$0 \ldots 1$	<0	$0 \ldots i_{1s}$	$i_{2s} \ldots 0$	s	$s < \frac{1}{2}$	$\frac{(k_{12}-i_{12}\eta_{12})(1-i_{12})}{(k_{12}-i_{12})(1-i_{12}\eta_{12})}$	$+1$	$\frac{1}{2} > s$	$\frac{(k_{12}-i_{12})(\eta_{21}-i_{12})}{(k_{12}\eta_{21}-i_{12})(1-i_{12})}$	-1
	$0 \ldots i_{12}$	<0	$<i_{2s}$	2	$2 < \frac{1}{s}$	$\frac{k_{12}-i_{12}+\eta_{21}(1-k_{12})}{1-i_{12}}$	-1	$\frac{1}{s} > 2$	$\frac{\eta_{12}(1-i_{12})}{\eta_{12}(k_{12}-i_{12})+1-k_{12}}$	$+1$
	$i_{12} \ldots 1$	>1	>1	1	$1 < \frac{2}{s}$	$\frac{k_{12}-i_{12}+i_{12}\eta_{12}(1-k_{12})}{k_{12}(1-i_{12})}$	$+1$	$\frac{2}{s} > 1$	$\frac{k_{12}\eta_{21}(1-i_{12})}{\eta_{21}(k_{12}-i_{12})+i_{12}(1-k_{12})}$	-1
	>1	$i_{1s} \ldots 1$	$0 \ldots 1$	1	$1 < \frac{2}{s}$	$\frac{\eta_{21}(k_{12}-i_{12})+i_{12}(1-k_{12})}{k_{12}\eta_{21}(1-i_{12})}$	-1	$\frac{2}{s} > 1$	$\frac{k_{12}(1-i_{12})}{k_{12}-i_{12}+i_{12}\eta_{12}(1-k_{12})}$	$+1$
>1	<0	$i_{1s} \ldots 0$	$0 \ldots i_{2s}$	s	$s < \frac{1}{2}$	$\frac{(k_{12}\eta_{21}-i_{12})(1-i_{12})}{(k_{12}-i_{12})(\eta_{21}-i_{12})}$	-1	$\frac{1}{2} > s$	$\frac{(k_{12}-i_{12})(1-i_{12}\eta_{12})}{(k_{12}-i_{12}\eta_{12})(1-i_{12})}$	$+1$
	$0 \ldots 1$	$0 \ldots 1$	$i_{2s} \ldots 1$	2	$2 < \frac{1}{s}$	$\frac{\eta_{12}(k_{12}-i_{12})+1-k_{12}}{\eta_{12}(1-i_{12})}$	$+1$	$\frac{1}{s} > 2$	$\frac{1-i_{12}}{k_{12}-i_{12}+\eta_{21}(1-k_{12})}$	-1
	$1 \ldots i_{12}$	>1	>1	2	$2 < \frac{1}{s}$	$\frac{k_{12}-i_{12}+\eta_{21}(1-k_{12})}{1-i_{12}}$	-1	$\frac{1}{s} > 2$	$\frac{\eta_{12}(1-i_{12})}{\eta_{12}(k_{12}-i_{12})+1-k_{12}}$	$+1$
	$>i_{12}$	$<i_{1s}$	<0	1	$1 < \frac{2}{s}$	$\frac{k_{12}-i_{12}+i_{12}\eta_{12}(1-k_{12})}{k_{12}(1-i_{12})}$	$+1$	$\frac{2}{s} > 1$	$\frac{k_{12}\eta_{21}(1-i_{12})}{\eta_{21}(k_{12}-i_{12})+i_{12}(1-k_{12})}$	-1

Einfache Zahnrad-Planetengetriebe sind als *Standgetriebe* wie übliche Zahnrad-Übersetzungsgetriebe praktisch verlustsymmetrisch, d. h. $\eta_{12} = \eta_{21}$. Bei *Umlaufgetrieben*, insbesondere bei Plusgetrieben, können die Wirkungsgrade in jeweils entgegengesetzten Leistungsflußrichtungen wegen der Überlagerung von Wälz- und Kupplungsleistung jedoch sehr unterschiedlich sein. Bei Minusgetrieben sind die Umlaufwirkungsgrade stets höher als der Standwirkungsgrad.
In Gl. (126) und **Tab. 23**, **24** wird – wie auch in der übrigen Literatur – angenommen, daß bei umlaufendem Steg die Zahnreibungs- und Planetenlagerverluste bei Übertragung der Wälzleistung P_w der Last proportional und gleich groß wie beim Standgetriebe seien. Nur diese Verluste werden der Berechnung zugrunde gelegt. Bei mitrotierendem Steg auftretende zusätzliche Plansch- und Ventilationsverluste, Verluste durch Dichtringreibung sowie Einflüsse durch die Schmierölführung können gegebenenfalls *nach* der Berechnung von η_{ges} zusätzlich berücksichtigt werden.
Bei der Bestimmung des Standwirkungsgrads dürfen nur die genannten *lastabhängigen* Verluste herangezogen werden. Liegen genauere Angaben nicht vor, so genügt es für praktische Berechnungen, einen Wälzwirkungsgrad $\eta_{wa} \approx 0{,}99$ für eine außenverzahnte Stirnradpaarung und $\eta_{wi} = 0{,}995$ für eine Hohlradstufe mit einer Innenverzahnung anzunehmen, vgl. **Bild 36**; für genauere Wirkungsgradbestimmung s. [70].

8.9.5 Selbsthemmung und Teilhemmung
Selflocking and partial locking

Bei Selbsthemmung (Sh) kann ein Getriebe auch mit beliebig großen Antriebsmomenten nicht bewegt werden; es wird durch den Antriebsmoment proportionale Reibkräfte innerlich blockiert. Seine Reibungsverlustleistung P_v wäre größer als die Antriebsleistung P_{an}. Es läuft jedoch, wenn ihm die zur Überwindung der Reibung noch fehlende Leistung bzw. das zum Lösen der Verklemmung erforderliche *„Lösemoment"* durch Antreiben der Abtriebswelle in Abtriebsdrehrichtung zusätzlich zugeführt wird.

Beispiel: Selbsthemmende Hubwerke müssen zum Senken einer (antreibenden) Last am eigentlichen Abtrieb angetrieben werden.

Einfache Planetengetriebe mit zwei oder drei angeschlossenen Wellen sind bei einer Standübersetzung $\eta_{12} < i_{12} < 1/\eta_{21}$ selbsthemmungsfähig. Selbsthemmung tritt jedoch nur ein, wenn Welle *s* einzige Abtriebswelle ist. Analog sind beliebig zusammengesetzte Planetengetriebe mit $\eta_{ab} < i_{ab} < 1/\eta_{ba}$ und Laufgrad 2 selbsthemmungsfähig aber nur selbsthemmend, wenn Welle *c* die einzige Abtriebswelle bildet (vgl. **G 8.9.2**).
Bei Leistungsfluß in Selbsthemmungsrichtung kehren das Drehmoment M_j der *Abtriebswelle j* und somit die „Abtriebsleistung" P_j im Vergleich zu einem reibungsfreien Betrieb ($\eta_{12} = \eta_{21} = 1$) ihr Vorzeichen um. Die dabei positiv werdende „Abtriebsleistung" P_j wird aber nicht zu einer „echten" Antriebsleitung. So bleiben z. B. die tragenden Flanken dieselben wie wenn *j* eine Abtriebswelle wäre, sie wechseln nicht auf die bei „echtem" Antrieb tragende andere Seite. Deshalb darf die positiv gewordene „Abtriebsleistung" nicht als P_{an} in Gln. (124) bis (126) eingesetzt, sondern nur als $P_{ab} gt; 0$ in Gl. (124) berücksichtigt werden!
Damit ergibt sich als Kriterium für Selbsthemmung ein *negativer Wirkungsgrad* für den *Laufzustand* mit Leistungsfluß in Selbsthemmungsrichtung.
Ist Welle *s* (bzw. *c*) eines selbsthemmungsfähigen Getriebes nur eine von zwei Abtriebswellen, so tritt *Teilhemmung* ein, ausführlich s. [59, 61].
Dabei kann die Welle *s* (bzw. *c*) höchstens ihr „Lösemoment" M_L in Antriebsrichtung *auf* die angeschlossene Maschine übertragen und nimmt eine Drehzahl an von
a) $n = 0$, wenn die Maschine mit M_L nicht zu bewegen ist,
b) $n = n_{an}$, wenn die Maschine nur $M < M_L$ fordert,
c) $0 < n = f(M_L)$ nach Kennlinie der Maschine $< n_{an}$.
Der Wirkungsgrad wird dabei je nach Antriebsfall:

$$\eta_a = \eta_{12} \quad \text{bzw.} \quad \eta_a = \eta_{21}; \quad \eta_{12}, \quad \eta_{21} < \eta_b, \quad \eta_c < 1.$$

Die Gln. (114) bis (117) gelten auch für den *Laufzustand* in Selbsthemmungsrichtung. Das errechnete Drehmoment einer „gehemmten" Welle ist dabei zugleich das erforderliche „Lösemoment" zum Senken einer Last bzw. zum Bewegen dieser Welle bei Teilhemmung. Der den Wert 1 des Verlustgrades (Gl. (125)) übersteigende Betrag kennzeichnet die Sicherheit einer Selbsthemmung.
Sh eines Planetengetriebes tritt auch auf, wenn sein Wälzleistungsfluß mit dem gehemmten Leistungsfluß eines selbsthemmungsfähigen Standgetriebes übereinstimmt.

8.9.6 Konstruktive Hinweise.
Hints for design

Planetengetriebe weisen gegenüber einfachen Übersetzungsgetrieben einige konstruktive Besonderheiten auf [63]. Mittels Leistungsverzweigung über *q* am Umfang angeordnete Planetenräder oder Planetenradsätze läßt sich die übertragbare Leistung von Planetengetrieben oder gleichartig aufgebauten Standgetrieben, Verzweigungs- oder Sterngetriebe genannt, um den Faktor *q* steigern, wenn gleichmäßiges Tragen aller Verzahnungen einer solchen statisch überbestimmten Anordnung gesichert ist, z. B. dadurch, daß die elastische Nachgiebigkeit im Verzahnungsbereich größer ist als die hier wirksamen Maßabweichungen. Bei $q = 3$ Planeten(sätzen) am Umfang ist das Getriebe *statisch bestimmt* , wenn eines der drei Getriebeglieder *1*, *2* oder *s*, wie häufig ausgeführt, ohne Lagerung im Getriebegehäuse nur durch die Zahneingriffe unter Last zentriert wird. Trotzdem sind *dynamische* Zusatzbelastungen vorhanden s. [64]. Alle vorstehenden Berechnungen werden von der Anzahl *q* dieser Planeten(sätze) nicht beeinflußt. Eine gleichmäßige Verteilung mehrerer Planeten am Umfang ist geometrisch nur möglich, wenn die Zähnezahlbedingungen nach **Bild 38** (für andere Getriebebauformen s. [59]) ganzzahlig erfüllt sind. Bei *„Stufenplaneten"*, **Bild 38 b, d, e** ist zusätzlich eine genaue gegenseitige Lagezuordnung ihrer beiden Planetenzahnkränze und eine Markierung der in Montagestellung kämmenden Zahnpaare erforderlich. Getriebe mit Einfachplaneten sind deshalb einfacher zu fertigen. Bei der Lebensdauerberechnung der Planetenlager sind die Fliehkräfte der Planeten zu berücksichtigen und deren *Relativdrehzahlen* ($n_p - n_s$) gegenüber dem Steg zugrunde zu legen [65]. Für Getriebe nach **Bild 38** sind diese

$$(n_{p1} - n_s) = (n_1 - n_s) z_1 / z_{p1} = (n_{p2} - n_s) = (n_2 - n_s) z_2 / z_{p2}.$$

Bei Getrieben nach **Bild 38 a, c, f** ist $z_{p1} = z_{p2} = z_p$ und $n_{p1} = n_{p2} = n_p$ zu setzen.

8.9.7 Auslegung einfacher Planetengetriebe
Design of simple planetary trains

Übersetzungsgetriebe

Beispiel: $i_{soll} = +3$, kleinste Zähnezahl $z_n = 19$, $q = 3$ Planeten am Umfang. Es gibt drei mögliche Standübersetzungen nach Gl. (112), mit jeweils geeigneten Bauarten nach **Bild 38**:

$i_{soll} = i_{12} = +3$, Bauarten **d**, **f**

$i_{soll} = i_{1s}: \; i_{12} = 1 - i_{1s} = 1 - 3 = -2$, Bauarten **a**, **b**

$i_{soll} = i_{s1}: \; i_{12} = 1 - 1/i_{s1} = 1 - 1/3 = 2/3$, Bauarten **d**, **e**, **f**

$i_{soll} = i_{21}$, i_{s2}, i_{2s} ergibt gleiche Getriebe mit vertauschten Bezeichnungen 1 und 2. Geeignete Bauart: Getriebe nach **Bild 38 a** mit $i_{12} = -2$ führt zur einfachsten Konstruktion, s. **Bild 39**. Bestimmung der Zähnezahlen: Zugleich müssen die Gleichungen *B* und *D* nach **Bild 38 a** sowie für die Achsabstände $a_{1p} = a_{2p}$ erfüllt sein. Für ein Nullgetriebe ($x_1 = x_2 = 0$, G 8.1.5) folgt:

$$z_2 = i_{12} z_1 = (-2)34 = -68.$$

$a_{1p} = a_{2p} = (z_1 + z_p)m/2 = (|z_2| - z_p)m/2$; somit werden $z_p = (|z_2| - z_1)/2 = 17$. $(z_1 + |z_2|)/q = (34 + 68)/3 = 34$ ganzzahlig, Montagebedingung erfüllt. Falls sie nicht erfüllt ist, z_{min} variieren und Achsabstände mittels Profilverschiebung angleichen, s. **G 8.1.7**. Abschließend die Berechnung des Moduls nach **G 8.5** und den konstruktiven Entwurf unter Berücksichtigung der auf die Planetenradlager wirkenden Fliehkräfte ausführen.

Überlagerungsgetriebe

Bei jedem Überlagerungsgetriebe sind mit dessen Standübersetzung i_{12} und zwei Drehzahlen n oder einem freien Drehzahlverhältnis k die Gesamtleistungswelle bestimmt und durch ein Drehmoment zusätzlich der Leistungsfluß (Lfl) und der Gesamtwirkungsgrad η_{ges} festgelegt. Daher kann die Zuordnung eines gewollten Lfl zu vorgegebenen Drehzahlen nur in begrenzten Bereichen der freien Drehzahlverhältnisse k realisiert werden, s. **Tab. 24**. Die Bereichsgrenzen sind jeweils durch Stillstand einer Welle bei einer Stand- oder Umlaufübersetzung oder durch den „Kupplungspunkt" $(n_1 = n_2 = n_s)$ gekennzeichnet.

Drehzahlen konstant. Werden drei konstante *Drehzahlen* n_a, n_b, n_c vorgegeben, so ergibt sich die dazu erforderliche Standübersetzung $i_{12} = i_{soll}$ aus Gl. (110). Setzt man dabei n_a, n_b, n_c in den sechs möglichen Kombinationen als n_1, n_2 und n_s ein, so erhält man drei Paare von zueinander reziproken Standübersetzungen und damit drei verschiedene, kinematisch gleichwertige Getriebe, z. B. nach **Bild 39**, mit jeweils vertauschten Indices 1 und 2 der Standgetriebewellen. Aus der kinematischen Gleichwertigkeit dieser drei Getriebe folgt, daß bei jedem die Welle mit derselben Drehzahl n_a, n_b oder n_c Gesamtleistungswelle ist. Somit liegt bei Vorgabe von drei Drehzahlen die Leistungsverteilung zwischen den zugehörigen Wellen fest und zwar unabhängig davon, wo und wie diese Wellen in der schließlich gewählten Getriebebauart angeordnet sind, s. **Tab. 24**.

Beispiel: n_a, n_b, $n_c = 18, 9, 12\ s^{-1}$. Mit z. B. $n_1 = 9$, $n_2 = 12$, $n_s = 18$ folgt mit Gl. (110): $i_{12} = 1{,}5$, $k_{12} = 9/12$, damit aus **Tab. 24** unter $i_{12} > 1$ und $k_{12} = 0 \ldots 1 \rightarrow$ GLW ist Welle 2, d. h. die Welle mit $n = 12\ s^{-1}$.

Werden zwei konstante *Drehzahlverhältnisse*, z. B. k_{ab}, k_{cb} vorgegeben, so errechnet man i_{ab} aus **Tab. 21** und findet mit $i_{ab} = i_{soll}$ drei Standübersetzungen sowie geeignete Bauarten wie im Abschnitt Übersetzungsgetriebe.

Drehzahlen stufenlos veränderlich. Bei einem Überlagerungsgetriebe mit stufenlos veränderlichen Drehzahlen erfolgen die Berechnungen jeweils für dessen beide, beliebig mit ° und * bezeichneten Drehzahl-Verstell *grenzen* wie bei konstanten Drehzahlen. Bei einer Anordnung nach **Bild 40** seien den Getriebewellen *a*, *b* und *c*, Drehzahlen wie folgt zugeordnet:

n_a variable Abtriebsdrehzahl

$$\varphi_a = n_a^\circ / n_a^* = k_{ab}^\circ / k_{ab}^* \text{ Stellverhältnis Welle } a \qquad (127)$$

n_b = konstant vorgegeben (Hauptmotor H)

n_c einstellbar vorgegeben (Nebenmotor N)

$$\varphi_c = n_c^\circ / n_c^* = k_{cb}^\circ / k_{cb}^* \text{ Stellverhältnis Welle } c. \qquad (128)$$

Bei einer Drehzahlumkehr innerhalb eines Stellbereichs wird $\varphi < 0$. Die Zuordnung der jeweils minimalen und maximalen Drehzahlverhältnisse k zu ° oder * ist beliebig; somit ergeben sich vier mögliche Kombinationen: ein beliebig gewähltes φ_a mit zwei zueinander reziproken φ_c (ergibt zwei Lösungen) und das reziproke φ_a mit denselben φ_c (ergibt die gleichen zwei Lösungen). Aus jeder lassen sich durch Anwendung der Gl. (113) auf die Stellgrenzen ° und * zwei Gleichungen zur Bestimmung der Stand- oder Umlaufübersetzung i_{ba} (bei $n_c = 0$) eines geeigneten Planetengetriebes entweder für gegebenes $k_{ab,soll}^*$ oder gegebenes $k_{cb,soll}^*$ ableiten:

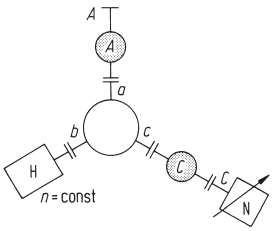


Bild 40. Symbol eines Überlagerungsgetriebes mit stufenlos veränderlicher Abtriebsdrehzahl. H Hauptmotor mit konstanter Drehzahl; N Nebenmotor mit stufenlos einstellbarer Drehzahl; *A*, *C* mögliche Lagen eines Ergänzungsgetriebes

$$i_{ba,a} = \frac{1 - \varphi_c}{k_{ab,soll}^* (\varphi_a - \varphi_c)} \qquad (129a)$$

oder

$$i_{ba,c} = 1 + \frac{1 - \varphi_a}{k_{cb,soll}^* (\varphi_a - \varphi_c)}. \qquad (130a)$$

Das jeweils nicht vorgegebene Drehzahlverhältnis k ergibt sich für beide Grenzen ° und * (sowie für beliebige Zwischendrehzahlen) mit der aus Gl. (113) abgeleiteten Stellfunktion:

$$k_{cb,a} = \frac{1 - i_{ba,a}\, k_{ab}}{1 - i_{ba,a}} \qquad (129b)$$

bzw.

$$k_{ab,c} = \frac{1 - k_{cb}(1 - i_{ba,c})}{i_{ba,c}}. \qquad (130b)$$

Diese so berechneten Grenz-Drehzahlverhältnisse $k_{cb,a}^\circ$, $k_{cb,a}^*$ oder $k_{ab,c}^\circ$, $k_{ab,c}^*$ erfüllen zwar das vorgegebene Stellverhältnis φ_c bzw. φ_a, in der Regel aber nicht die gewünschten Drehzahlverhältnisse k_{soll}. Daher ist eine Anpassung durch *ein* zusätzliches *Übersetzungsgetriebe C* an Welle *c* erforderlich, wenn nach Gln. (129a, b) gerechnet wurde, bzw. *A* an *a* nach Gln. (130a, b), s. **Bild 40**. Die Übersetzung eines solchen *Ergänzungsgetriebes A* oder *C* wird

$$i_{Cc} = k_{cb,soll}/k_{cb,a} \quad \text{bzw.} \quad i_{Aa} = k_{ab,soll}/k_{ab,c}.$$

Die Lage *A* oder *C* eines solchen Ergänzungsgetriebes beeinflußt die Absolutdrehzahlen im Getriebe, so daß es nach Durchrechnung aller Möglichkeiten an diejenige Stelle plaziert wird, die zu den günstigsten Drehzahlen und Drehmomenten in der Gesamtanlage führt. Das geeignetste Planetengetriebe wählt man aus den vier Lösungen für $i_{ba} = i_{soll}$ mit je drei möglichen Bauarten wie im Abschnitt Übersetzungsgetriebe aus. Die Aufteilung der Antriebsleistung auf Hauptmotor H und Nebenmotor N läßt sich für die gefundenen Lösungen nach **G 8.9.4** berechnen. Sie läßt sich auch bei verlustlos gedachtem Betrieb (Index 0) als erstes aus φ_a und φ_c bestimmen [66], um ungeeignete Drehzahlvorgaben von vorn herein zu erkennen: Mit der auf die gesamte Antriebsleistung bezogenen Leistung des Nebenmotors N

$$\varepsilon_0 = P_c/(P_b + P_c) = -P_c/P_a$$

gilt an den Stellgrenzen

$$\varepsilon_0^* = \frac{1 - \varphi_a}{1 - \varphi_c} \quad \text{und} \quad \varepsilon_0^\circ = \frac{\varphi_c}{\varphi_a}\varepsilon_0^*. \qquad (131, 132)$$

Nach **Bild 41** lassen sich günstige Kombinationen von φ_a und φ_c z. B. für $\varepsilon_0 = -0{,}5 \ldots +0{,}5$ vor Beginn der Auslegung für beide Stellgrenzen abschätzen. Bei $\varepsilon_0 < 0$ läuft der Nebenmotor *N* als Generator, $P_c < 0$.

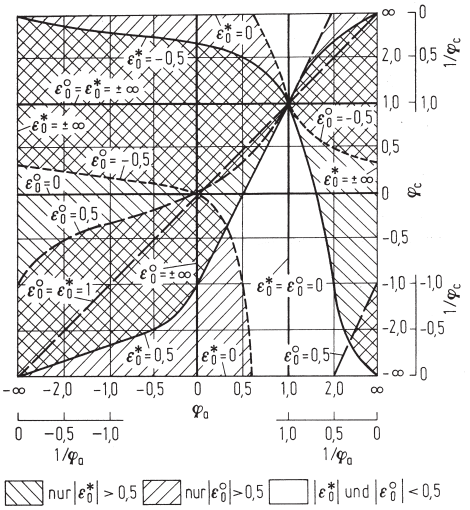


Bild 41. Abhängigkeit der Leistungsverhältnisse ε_0 von der Kombination der Stellverhältnisse φ_a und φ_c eines Überlagerungsgetriebes nach **Bild 40** sowie $\varphi(=\varphi_a)$ und $\varphi'(=\varphi_c)$ eines Stellkoppelgetriebes nach (**Bild 45**)

Beispiel mit Lösungen *1* und *2*: gefordert $n_a = 66 \ldots 40\ s^{-1}$, $n_b = 25\ s^{-1}$, $n_{c,1} = 33 \ldots -50\ s^{-1}$, $n_{c,2} = -50 \ldots 33\ s^{-1}$. Daraus $\varphi_a = n_a^\circ/n_a^* = 66/40 = 1{,}650$, $\varphi_{c,1} = n_c^\circ/n_c^* = 33/-50 = -0{,}660$, $\varphi_{c,2} = -50/33 = -1{,}515$.

Lösung 1: $k^*_{ab,soll} = 40/25 = 1{,}60$, $k^*_{cb,soll,1} = -50/25 = -2$, Gl. (129a): $i_{ba,a1} = (1 + 0{,}660)/[1{,}60(1{,}650 + 0{,}660)] = 0{,}449$, Gl. (129b): $k^*_{cb,al} = (1 - 0{,}449 \cdot 1{,}60)/(1 - 0{,}449) = 0{,}511 \neq k^*_{cb,soll,1}$, Ergänzungsgetriebe *C*: $i_{Cc,1} = 2{,}00/0{,}511 = -3{,}914$.

Lösung 2: $k^*_{ab,soll} = 1{,}60$, $k^*_{cb,soll,2} = 33/25 = 1{,}320$, Gl. (129a): $i_{ba,a2} = (1 + 1{,}515)/[1{,}60(1{,}650 + 1{,}515)] = 0{,}497$, Gl. (129b): $k^*_{cb,a2} = (1 - 0{,}497 \cdot 1{,}60)/(1 - 0{,}497) = 0{,}407 \neq k_{cb,soll,2}$, $i_{Cc,2} = 1{,}320/0{,}409 = 3{,}243$. Die beiden weiteren Lösungen mit Gln. (130) folgen aus Gl. (130a): $i_{ba,c1} = 1{,}141$ bzw. $i_{ba,c2} = 0{,}844$, Gl. (130b): $k^*_{ab,c1} = 0{,}627 \neq k \neq k^*_{ab,soll}$ bzw. $k^*_{ab,c2} = 0{,}941 \neq k^*_{ab,soll}$, daraus $i_{Aa,1} = 1{,}60/0{,}629 = 2{,}544$, und $i_{Aa,2} = 1{,}60/0{,}941 = 1{,}70$. Gleiche Rechnung mit umgepoltem Hauptmotor, $n_b = -25$, ergibt gleiche Leistungsverhältnisse ε_0, gleich große aber negative Standübersetzungen i_{ba} aber andere Ergänzungsgetriebe. $\varepsilon^*_{0,1} = (1 - 1{,}65)/(1 + 0{,}66) = -0{,}39$ (Nebenmotor läuft als Generator), $\varepsilon^\circ_{0,1} = -0{,}66(-0{,}39)/1{,}65 = 0{,}16$ (Nebenmotor läuft mit geringer Antriebsleistung, wie erwünscht). $\varepsilon^*_{0,2} = (1 - 1{,}65)/-0{,}258$,

$\varepsilon^\circ_{0,2} = -1{,}52(-0{,}258)/1{,}65 = 0{,}24$.

8.9.8 Zusammengesetzte Planetengetriebe
Compound planetary trains

Getriebesymbole und Wellenbezeichnungen

Getriebesymbole nach **Bild 42**, die nur noch die für die Berechnung erforderlichen Informationen (Lage der Wellen und deren Koppelungen) enthalten, erleichtern die Übersicht und vereinfachen die Analyse und Synthese zusammengesetzter Planetengetriebe erheblich. Die Wellen aller Teilgetriebe eines zusammengesetzten Planetengetriebes werden weiterhin mit *1*, *2* und *s* bezeichnet, wobei für die Wellen des zweiten Getriebes ein Strich ($1'$, $2'$, s') und für die Wellen eines etwa vorhandenen dritten Planetengetriebes zwei Striche ($1''$, $2''$, s'') hinzugefügt werden usw. **Bilder 43**, **44**. Damit können alle bisher angegebenen Gleichungen einschließlich der **Tab. 21** bis **24** oder ein vorhandenes Rechenprogramm [60] unmittelbar für jedes Teilgetriebe benutzt werden. Die zur Identifizierung des Teilgetriebes hinzugefügten Striche werden bei der Rechnung jeweils ignoriert und danach wieder angebracht.

Bauarten zusammengesetzter Planetengetriebe

Reihen-Planetengetriebe, **Bild 43**, sind in Reihe geschaltete Planeten-Übersetzungsgetriebe mit je *einer* festgehaltenen Welle zur Verwirklichung hoher Übersetzungen mit gutem Wirkungsgrad. Geringer Bauraum bei besten Gesamtwirkungsgraden wird mit Minusgetrieben nach **Bild 38a, b** erzielt. Berechnung von Gesamtübersetzung und -wirkungsgrad analog einfachen mehrstufigen Übersetzungsgetrieben, **Bild 43** (s. auch **G 8** Einleitung und **G 8.1.2**).

Planeten-Koppelgetriebe, **Bild 44**, bestehen aus zwei Planetengetrieben, die mit *je zwei* Wellen miteinander gekoppelt sind. Solche Getriebe erreichen als Übersetzungs- oder Überlagerungsgetriebe besonders geringes Leistungsgewicht und -volumen bei Übersetzungen bis zu $i > |50|$ [60, 67]. Mit den

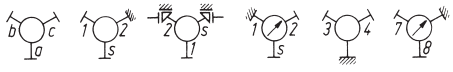


Bild 42a–f. Symbole für Umlaufgetriebe. **a** mit beliebiger oder unbekannter Lage der Stegwelle; **b** Welle *2* konstruktiv stillgesetzt; **c** Wellen *2* und *s* können an- oder abgekuppelt oder festgebremst werden; **d** Umlauf-Stellgetriebe mit stufenlos verstellbarer Standübersetzung, z. B. hydrostatisches Umlauf-Stellgetriebe; **e** einfaches Übersetzungsgetriebe mit stillstehendem Gehäuse und zwei Anschlußwellen, bezeichnet mit Ziffern >2; **f** einfaches Stellgetriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung, stillstehendem Gehäuse und Wellenbezeichnungen >2, z. B. Keilriemen-Stellgetriebe

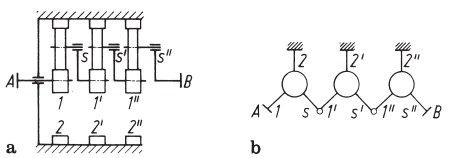


Bild 43. Beispiel eines dreistufigen Reihen-Planetengetriebes. **a** Schema; **b** Symbol mit den aus **a** übertragenen Wellenbezeichnungen, hier $i_{AB} = i_{1s} i_{1's'} i_{1''s''}$; $\eta_{AB} = \eta_{1s} \eta_{1's'} \eta_{1''s''}$; $\eta_{BA} = \eta_{s''1''} \eta_{s'1'} \eta_{s1}$

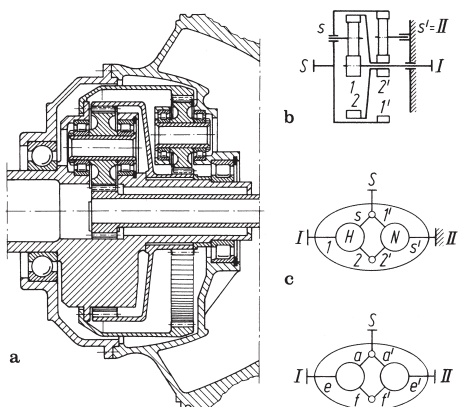


Bild 44a–d. Beispiel eines Planeten-Koppelgetriebes als Turboprop. Reduktionsgetriebe [69]. **a** Schnittzeichnung; **b** Schema mit Wellenbezeichnungen; **c** Getriebesymbol mit lagegerecht aus **b** übernommenen Wellenbezeichnungen; **d** Symbol eines Planeten-Koppelgetriebes mit funktionsorientierter Bezeichnung seiner Wellen nach ihrer Lage: *a*, *a'* **a**ngeschlossene Koppelwelle, *f*, *f'* **f**reie Koppelwelle, *e*, *e'* **E**inzelwellen; *I*, *II*, *S* analog dem einfachen Umlaufgetriebe bezeichnete äußere Anschlußwellen

äußeren Anschlußwellen *I*, *II* und *S* nach **Bild 44 b** bis **d** hat ein Planeten-Koppelgetriebe drei Anschlußwellen mit dem Freiheitsgrad $F=2$, wie ein einfaches Planetengetriebe. Daher hat es als Gesamtgetriebe auch das gleiche Betriebsverhalten und läßt sich genau wie ein solches mit denselben Gleichungen und den **Tab. 21** bis **24** berechnen, wenn man die Indices 1, 2 und s statt der analogen Wellenbezeichnungen *I*, *II* und *S* einsetzt [59]. Wird die angeschlossene Koppelwelle *S* festgehalten, so wirkt das Getriebe als Reihengetriebe wie ein Standgetriebe und seine *„Reihenübersetzung“* (analoge Standübersetzung) i_{II} sowie seine Reihenwirkungsgrade (analoge Standwirkungsgrade) η_{III} und η_{III} lassen sich wie für Reihengetriebe, **Bild 43**, bestimmen, s. Beispiel.

Läuft ein Planeten-Koppelgetriebe als Überlagerungsgetriebe, so sind seine beiden Teilgetriebe in ihren Funktionen gleichwertig. Wird eine seiner Einzelwellen, z. B. Welle *II*, **Bild 44 b, c**, festgehalten, so läuft das zugehörige Teilgetriebe als Übersetzungsgetriebe und kann durch ein Planetengetriebe mit einer stillgesetzten Welle oder durch ein einfaches Übersetzungsgetriebe mit stillstehendem Gehäuse gebildet werden. Als „Nebengetriebe“ N hat es hier nur die Aufgabe, das Drehzahlverhältnis $k_{2\mathrm{s}}=i_{2'1'}$ des mit den äußeren Anschlußwellen verbundenen „Hauptgetriebes“ H vorzugeben. Die äußere Übersetzung des Planeten-Koppelgetriebes $i_{\mathrm{IS}}=k_{\mathrm{ea}}$ läßt sich dann mit **Tab. 21** berechnen. Ersetzt man die Funktionsorientierten Bezeichnungen nach **Bild 44 d** durch die allgemeinen Bezeichnungen (s. **G 8.9.2**), z. B. $e\rightarrow a$, $a\rightarrow b$, $f\rightarrow c$, so wird in **Tab. 21**, 1. Zeile, das gesuchte Drehzahlverhältnis $k_{\mathrm{ea}}=k_{\mathrm{ab}}=k_{\mathrm{cb}}(1-i_{\mathrm{ab}})+i_{\mathrm{ab}}$ und rücktransformiert zu den ursprünglichen Bezeichnungen nach **Bild 44 d**:

$$i_{\mathrm{IS}}=k_{\mathrm{ea}}=k_{\mathrm{fa}}(1-i_{\mathrm{ea}})+i_{\mathrm{ea}}, \tag{133}$$

wobei i_{ea} die Übersetzung des Hauptgetriebes bei stillstehend gedachter Welle *f* bedeutet.

Beispiel: Für das Getriebe nach **Bild 44** gilt: $i_{12}=-4{,}3$, $i_{1'2'}=-0{,}36$. Damit wird in vorstehender Gleichung $k_{\mathrm{fa}}=k_{2\mathrm{s}}=i_{2'1'}=1/-0{,}36=-2{,}778$ und $i_{\mathrm{ea}}=i_{1\mathrm{s}}=1-i_{12}=1+4{,}3=5{,}3$, somit Gl. (133) $i_{\mathrm{IS}}=k_{\mathrm{ea}}=-2{,}778(1-5{,}3)+5{,}3=17{,}24$. Gleiches Ergebnis und zusätzlich die Wirkungsgrade erhält man, wenn man das einem einfachen Planetengetriebe analoge Planeten-Koppelgetriebe erzeugt: Nach **Bild 44 d, c** und Gl. (112) wird $i_{\mathrm{II}}=i_{\mathrm{ef}}\cdot i_{\mathrm{f'e'}}=i_{12}\cdot i_{2's'}=i_{12}\cdot(1-1/i_{1'2'})=-4{,}3\cdot(1-1/-0{,}36)=-16{,}24$. Daraus mit Gl. (112) $i_{\mathrm{IS}}=1-i_{\mathrm{II}}=1-(-16{,}24)=17{,}24$. Reihenwirkungsgrad: $\eta_{\mathrm{II}}=\eta_{\mathrm{ef}}\cdot\eta_{\mathrm{f'e'}}=\eta_{12}\cdot\eta_{2's'}=0{,}985\cdot0{,}989=0{,}974$, mit $\eta_{2's'}=(i_{1'2'}-\eta_{2'1'})/(i_{1'2'}-1)$ nach **Tab. 23** und mit $\eta_{12}=\eta_{21}=\eta_{1'2'}=\eta_{2'1'}=0{,}985$. Daraus nach **Tab. 23** unter $i_{12}<0$: $\eta_{\mathrm{IS}}=(i_{\mathrm{II}}\eta_{\mathrm{II}}-1)/(i_{\mathrm{II}}-1)=(-16{,}24\cdot0{,}974-1)/(-16{,}24-1)=0{,}976$.

Die durch das Nebengetriebe fließende Leistung hängt bei Vernachlässigung der Reibung (Index 0) nur von den Übersetzungen ab und läßt sich mit Bezeichnungen nach **Bild 44 d** leicht abschätzen: Mit der Definition des Leistungsverhältnisses

$$\varepsilon_0=\frac{\text{Antriebsleistung des Nebengetriebes}}{\text{Antriebsleistung des Koppelgetriebes}}$$

$$=\frac{P_{\mathrm{f'}}}{P_{\mathrm{I}}}=\frac{P_{\mathrm{a'}}}{P_{\mathrm{S}}}\ \text{gilt[59]} \tag{134}$$

$$\varepsilon_0=1-i_{\mathrm{ea}}/k_{\mathrm{ea}}=1-i_{\mathrm{ea}}/i_{\mathrm{IS}}\quad\text{oder auch}$$

$$\varepsilon_0=(1-1/i_{\mathrm{IS}})/(1-1/i_{\mathrm{f'a'}}).$$

Mit diesen Gleichungen wird für das Beispiel zu **Bild 44** $\varepsilon_0=(1-1/17{,}24)/1-1/-2{,}778)=0{,}693$.

Stellkoppelgetriebe (**Bild 45**) sind Planeten-Koppelgetriebe, die als Nebengetriebe ein Stellgetriebe mit stufenlos verstellbarer Übersetzung $i_{\mathrm{f'a'}}$ enthalten und damit auch eine stufenlos verstellbare Gesamtübersetzung i_{IS} bieten. Ihre Wirkungsweise entspricht derjenigen eines Überlagerungsgetriebes mit stufenlos veränderlichen Drehzahlen, **Bild 40**, bei dem statt eines drehzahlveränderlichen Nebenmotors *N* ein Nebengetriebe *N* mit stufenlos veränderlicher Übersetzung eingesetzt wird, **Bild 45 c**. Das Stellverhältnis φ (Stellbereich) eines Stellkoppelgetriebes ist für ein beliebiges Stellverhältnis φ' des Nebengetriebes N bei geeigneter Auslegung des Hauptgetriebes H beliebig wählbar. In der Regel wird als Nebengetriebe ein handelsübliches Stellgetriebe verwendet, dessen Gehäuse als festgehaltene „Stegwelle“ der Einzelwelle e' des Nebengetriebes entspricht. Die Berechnung erfolgt, wie für Planeten-Koppelgetriebe mit konstanter Übersetzung, je einmal für die beiden Übersetzungsgrenzen des Stellbereichs. Dabei werden alle einander zugeordneten Größen an einer beliebigen der beiden Übersetzungsgrenzen mit °, die entsprechenden Werte der anderen Übersetzungsgrenze mit * bezeichnet. Damit werden die Stellverhältnisse φ des Koppelgetriebes und φ' des Nebengetriebes wie folgt definiert:

$$\varphi=i^{\circ}_{\mathrm{IS}}/i^{*}_{\mathrm{IS}},\quad \varphi'=i^{\circ}_{\mathrm{f'a'}}/i^{*}_{\mathrm{f'a'}} \tag{135}$$

Bei Drehzahlumkehr innerhalb eines Stellbereichs werden φ und/oder φ' negativ. Der durch das Nebengetriebe fließende Anteil ε_0 der äußeren Leistung läßt sich bei *reibungsfrei* (Index o) gedachtem Betrieb bereits aus den Stellverhältnissen abschätzen: Mit ε_0 nach Gl. (134) werden an den Stellgrenzen

$$\varepsilon^{*}_0=(1-\varphi)/(1-\varphi'),\qquad \varepsilon^{\circ}_0=\varepsilon^{*}_0\varphi'/\varphi.$$

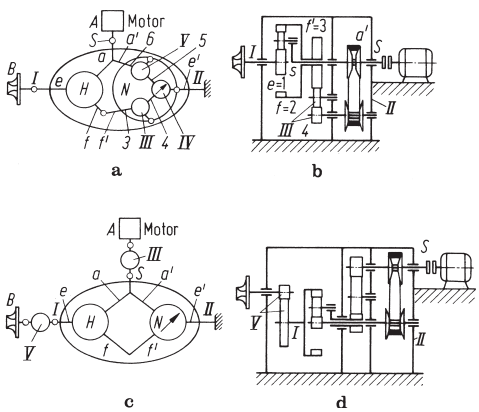
Bild 41 zeigt die Bereiche für $\varepsilon_0<|0{,}5|$ und $\varepsilon_0>|0{,}5|$ für die möglichen Kombinationen der Stellverhältnisse φ und φ'. Zur Verwirklichung der vorgegebenen Stellverhältnisse φ und φ' ist ein Planetengetriebe mit der Übersetzung i_{ea} zwischen den Wellen *e* und *a* bei stillstehend gedachter Welle *f* auszulegen. Je nachdem, ob dabei von der Übersetzungsgrenze i^{*}_{IS} oder $i^{*}_{\mathrm{f'a'}}$ ausgegangen wird, ergibt sich

$$i_{\mathrm{ea}}=i^{*}_{\mathrm{IS}}(\varphi-\varphi')/(1-\varphi') \tag{136}$$

oder

$$1/i_{\mathrm{ea}}=1+(1-\varphi)/[i^{*}_{\mathrm{f'a'}}(\varphi-\varphi')]. \tag{137}$$

Die jeweils nicht vorgegebene Übersetzungsgrenze $i^{*}_{\mathrm{f'a'}}$ bzw. i^{*}_{IS} ergibt sich dann mit $k_{\mathrm{fa}}=i_{\mathrm{f'a'}}$ aus Gl. (133). Sie weicht in der Regel von der gewollten Sollübersetzung i_{soll} ab, so daß Ergänzungsgetriebe *III* und/oder *V* nach **Bild 45 a , b** bei Auslegung mit Gl. (136) oder nach **Bild 45 c, d** mit Gl. (137) er-



45 a–d. Stellkoppelgetriebe mit stufenlos verstellbarem Keilriemengetriebe [71]. **a** Symbol einer Ausführung mit zum Nebengetriebe zählenden Ergänzungsgetrieben *III* und *V*; **b** Räderschema eines Stellkoppelgetriebes nach **a** mit Ergänzungsgetriebe *III*; **c** symbolische Darstellung mit äußeren Ergänzungsgetrieben *III* und *V*; **d** Räderschema eines Getriebes nach **c** mit Ergänzungsgetriebe *V* und einem zusätzlichen zweistufigen Getriebe mit $i=1$ zur Achsabstandsüberbrükkung

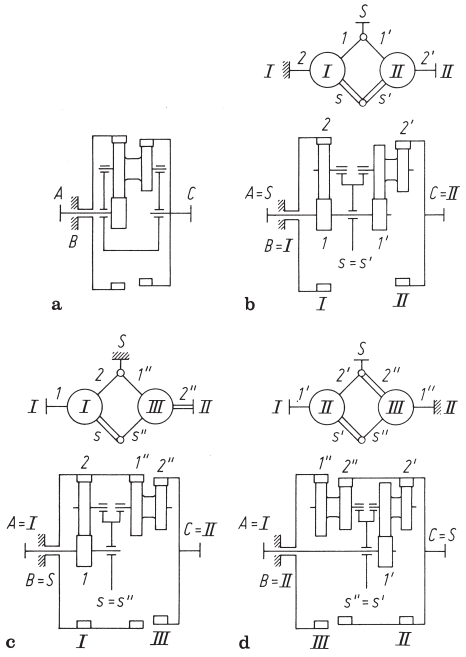


Bild 46a–d. Reduziertes Planeten-Koppelgetriebe. **a** Schema des reduzierten Koppelgetriebes; **b** bis **d** schematische Darstellung und Symbole (mit Doppelstrich für Summenwelle) der drei davon herleitbaren kinematisch gleichwertigen einfachen Planeten-Koppelgetriebe mit **c** als dem wirkungsgleichen

forderlich sind. Die Übersetzungen dieser Ergänzungsgetriebe werden sinngemäß wie in Unterabschnitt 8.9.7 Überlagerungsgetriebe bestimmt. Die Zuordnung von i_{IS} zu $i_{f'a'}$ ergibt sich für beliebige Betriebspunkte innerhalb des Stellbereichs aus Gl. (133), ausführlicher s. [71].

Reduzierte Planeten-Koppelgetriebe sind Planeten-Koppelgetriebe, bei denen die Stege der beiden Teilgetriebe die freie Koppelwelle ff' (**Bild 44 d**) bilden und dadurch zu einem Bauteil zusammengefaßt werden können. Außerdem sind die auf der angeschlossenen Koppelwelle sitzenden Zahnräder der beiden Teilgetriebe und die mit ihnen kämmenden Planetenräder gleich groß; sie lassen sich deshalb auf ein einziges Räderpaar reduzieren [59, 68], **Bild 46**. Ein gegebenes reduziertes Koppelgetriebe läßt sich jedoch zu drei verschiedenen Planeten-Koppelgetrieben erweitern, je nachdem, ob Welle *A*, *B* oder *C* als dessen angeschlossene Koppelwelle *S* betrachtet wird. Alle drei haben bezüglich der Wellen *A*, *B* und *C* das gleiche Drehzahlverhalten und sind deshalb kinematisch gleichwertig, jedoch können ihre Wirkungsgrade erheblich voneinander abweichen. Das einzige, dem reduzierten Koppelgetriebe „wirkungsgleiche" einfache Koppelgetriebe ist dasjenige, bei dem die Drehmomente der zur angeschlossenen Koppelwelle gehörigen Zentralräder gleiche Wirkungsrichtungen haben und somit gleichgerichtete Leistungsflüsse erzeugen. Sein Kennzeichen: Seine Einzelwellen *I* und *II* bilden je eine Differenz- und eine Summenwelle ihres Teilgetriebes, **G 8.9.4** [59, 61]. Dieses hat zugleich den höchsten Wirkungsgrad. Seine Ermittlung geschieht durch einen einfachen Formalismus [61]: Ist eine Standübersetzung $i_{xy} > 1$, so ist y Summenwelle, andernfalls, also auch bei negativer Standübersetzung, ist y eine Differenzwelle. Man bezeichne nacheinander die Welle *S* in **Bild 46 b** bis **d** mit x und die jeweils mit *I* und *II* verbundenen Wellen der Teilgetriebe *I*, *II* und *III* mit y. Dann wird i_{12} oder i_{21} zu i_{xy}. In **Bild 46** sind die Summenwellen in den Symbolen durch Doppelstriche markiert. Kombination **Bild 46 c** erweist sich als das wirkungsgleiche Planeten-Koppelgetriebe, das nun stellvertretend für das reduzierte Koppelgetriebe analysiert wird, wie es zum **Bild 44** beschrieben wurde.

8.10 Gestaltung der Zahnradgetriebe
Design of geared transmissions

Die hier angegebenen Regeln und Anhaltswerte basieren auf vielen ausgeführten Konstruktionen im Maschinenbau für mittlere Verhältnisse. Die so ermittelten Maße sind sinnvoll aufzurunden. Andere Abmessungen sind nach Erfahrungen in bestimmten Bereichen oder nach Einzeluntersuchungen zweckmäßig oder notwendig. Wenn möglich, sind Festigkeit und Steifigkeit nachzurechnen.

8.10.1 Bauarten. Types

Stirnradgetriebe

Normalbauform nach **Bild 47 a, b** – einfach, betriebssicher, gut zugänglich. Für größere, mehrstufige Getriebe symmetrische Bauart nach **Bild 47 c** – größere Gesamtzahnbreite, kompakt.

Koaxialer An- und Abtrieb. Bei Bauart nach **Bild 48 a** erste Stufe schlecht ausgenutzt. Durch Leistungsverzweigung, z. B. nach **Bild 48 b** kleinere und leichtere Getriebe – (jedoch komplizierter, Lastausgleichselemente nötig); Planetengetriebe (s. **G 8.9**).

Aufteilung der Gesamtübersetzung für die Bedingung: Minimales Gesamtvolumen der Räder, freie Wahl von b/d oder b/a (überprüfen nach **Tab. 8**); Index I erste Stufe usw. σ_{Hlim}-Werte siehe **Tab. 14**.

Zweistufiges Getriebe:

$$u_I \approx 0{,}8(u\sigma_{HlimI}/\sigma_{HlimII})^{2/3}. \quad (138)$$

Dreistufiges Getriebe:

$$u_I \approx 0{,}6u^{4/7}(\sigma_{HlimI}/\sigma_{HlimII})^{2/7}(\sigma_{HlimI}/\sigma_{HlimII})^{4/7}, \quad (139)$$

$$u_{II} \approx 1{,}1u^{2/7}(\sigma_{HlimII}/\sigma_{HlimI})^{4/7}(\sigma_{HlimII}/\sigma_{HlimIII})^{2/7}. \quad (140)$$

$$\text{Gesamt } u = u_I u_{II} \ldots \quad (141)$$

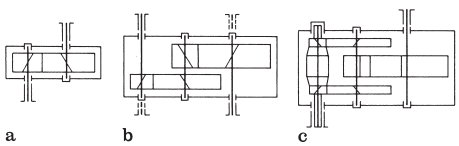


Bild 47 a–c. Getriebe mit seitlich versetztem An- und Abtrieb. **a** einstufig für $i < 6(8)$; **b** zweistufig für $6 < i < 25(35)$, Ritzel der 1. Stufe so angeordnet, daß Verdrehung und Biegung entgegenwirken; **c** schweres Getriebe

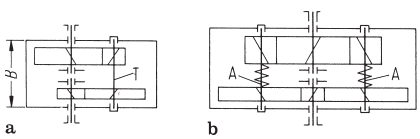


Bild 48 a, b. Getriebe mit koaxialem An- und Abtrieb. **a** ohne, **b** mit Leistungsverzweigung. *B* große Baulänge, *T* lange Zwischenwelle, A drehelastische Wellen

Kegel-Stirnradgetriebe

Für $i > (3 \ldots 5)$ nach **Bild 49** steifer und kostengünstiger als Kegelradgetriebe (große Tellerräder, dünne Ritzelwellen). Meist Kegelräder in 1. Stufe (für größere Momente in 2. und 3. Stufe Stirnräder kostengünstiger und unempfindlicher); Ausnahme: Schnellaufende Getriebe mit hohen Geräuschanforderungen [1] oder Baukastengetriebe [36].

a zur *Entlastung* der Zahnenden:
bei $b > 10\,m : h_A \approx m$, bei $b < m : h_A \approx 1 + 0{,}1\,m$.
P_1 *Richtflächen* (innen oder außen) für Zahnräder, die nicht auf Welle oder Spanndorn verzahnt werden können, ab ca. 700 mm Durchmesser: $h_P \approx 0{,}1$ mm, $b_P \approx 10$ mm. 2. Richtfläche P_2 bei $b > 500$ mm.

Planlaufabweichung: N bei $v_t \leqq 25$ m/s, T bei $v_t > 25$ m/s.

Transport-, Spann- und *Erleichterungslöcher,*
Anzahl n: $d_a < 300$: – (Spannen durch Bohrung)
$300 < d_a < 500$: $n = 4$,
$500 < d_a < 1500$: $n = 5$,
$1500 < d_a < 3000$: $n = 6$,
$d_a > 3000$: $n = 8$,
(Spannmöglichkeit der Werkstatt prüfen) – keine Löcher bei Schnellaufgetrieben; bei Vollscheibenrädern schwerer als 15 kg Gewindesacklöcher G zum Transport.

Nabendurchmesser $d_N = (1{,}2 \ldots 1{,}6) d_{sh}$ (je nach Werkstoff, Schrumpf; kleine Werte bei großem d_{sh}); Nabenbreite $b_N \geqq d_{sh}$ und $b_N \geqq d_a/6$ (bei Schrägverzahnung Kippen durch Aufhebung des Spiels oder Klaffen des Schrumpfsitzes prüfen). – V Vorstehende Nabe vermeiden (vgl. **Bild 51**).

b zum *Schutz* gegen *Transportschäden*:
Kantenbruch $a \approx 0{,}5 + 0{,}01 d_{sh}$,
Kopfkantenbruch $k \approx 0{,}2 + 0{,}045\,m$,
Stirnkantenbruch $t \approx 3\,k$.
Kanten*abrundung* mit Radius $\approx k$ bzw. t bei höchsten Anforderungen (z. B. Flugzeuggetriebe) und nitrierten Verzahnungen (s. auch **G 8.4**).

c *Restnabendicke:*
ungehärtet oder nitriert $h_R > 2{,}5\,m$,
Einsatz-, Flamm-, Induktions-, Flanken-, oder Lückenhärtung $h_R > 3{,}5\,m$,
flamm- oder induktive Umlaufhärtung $h_R > 6\,m$
(Lage der Paßfeder und Schrumpfspannung beachten).

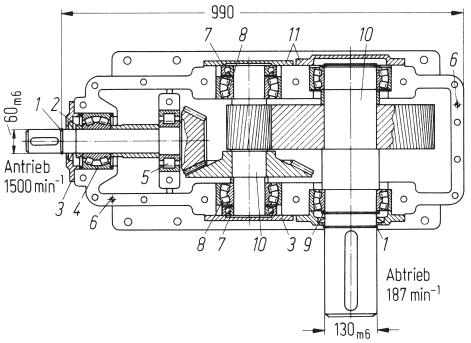


Bild 49. Kegelstirnradgetriebe (Lohmann & Stolterfoht, Witten). Nennleistung $P = 280$ kW, Tauchschmierung 35 l Öl, Gewicht ohne Öl 495 kg, Ölstandskontrolle durch Peilstab, Stirnräder einsatzgehärtet und geschliffen, Kegelräder einsatzgehärtet und geläppt. *1* Sprengringe als Anschlag für Kupplungsnaben, *2* Wellenmutter, Sicherungsring und Scheibe, *3* Einpaßtiefe der Deckel bei Montage angepaßt, *4* Ölzuführung aus Fangtasche, *5* NUP Lager in Gehäusebohrung H 7, *6* Paßstifte, *7* Axiallager, *8* Radiallager, *9* Sprengring mit scharfkantiger Beilegscheibe, *10* Schrumpfsitz H 6/u6, *11* Abdichtung der Deckel durch Dichtpaste

Bei *Oberflächenhärtung* angeben, welche Bereiche weich bleiben müssen, z. B. Gewindelöcher, evtl. Bohrungen).

Schnecken-Stirnradgetriebe

Je nach Baugröße ab $i > 12$ wirtschaftlich. Möglichst Schneckengetriebe in 1. Stufe (Wirkungsgrad, Geräusch, Baugröße); Ausnahme: Wenn Stirnritzel direkt auf Motorwelle sitzt, z. B. bei Getriebemotoren (keine Kupplung, keine gesonderte Ritzellagerung erforderlich).

8.10.2 Anschluß an Motor und Arbeitsmaschine

Connection to driving and driven machine

Bei *Getriebemotoren* bis 50 kW (meist 0,4 bis 4 kW) E-Motor oft direkt am Getriebe angeflanscht (keine Kupplung, keine getrennte Aufstellung, kein Ausrichten).
Bei *größeren Leistungen* meist getrennte Aufstellung, Anschluß an Motor und Arbeitsmaschine durch Ausgleichkupplungen (s. **G 3**). Durch Quer- und Winkelversatz oder überhängende Kupplungen, Axialbewegungen des Motorankers und des Abtriebs können – trotz Ausgleichkupplungen – erhebliche Kräfte eingeleitet werden (bei Dimensionierung der Lager, Gehäuse, Wellen und Kraftaufteilung auf zwei Pfeilhälften beachten!). Dies trifft bei Zapfen-(Aufsteck-)getrieben für die Abtriebswelle nicht zu, bei angeflanschtem Motor auch nicht für die Antriebsseite. Die Getriebe-Abtriebswelle ist fest mit der Welle der Arbeitsmaschine verbunden, das Getriebe reitet auf ihr. Getriebegewicht und Querkräfte aus dem Abstützmoment müssen von dieser Welle und einer Drehmomentstütze aufgenommen werden.

8.10.3 Gestalten und Bemaßen der Zahnräder

Detail design and measures of gears

Fertig – einschließlich Verzahnung – gegossene (auch Spritzguß-)Zahnräder bei kleinen Abmessungen, geringen Beanspruchungen und großen Stückzahlen, evtl. mit angegossenen Nocken, Klauen usw., für hohe Belastungen auch fertiggeschmiedet (z. B. Differentialkegelräder). Im Maschinenbau für kleine und mittlere Abmessungen meist *Voll-* oder *konturgedrehte* Scheibenräder; bei größeren Abmessungen haben *geschweißte* Räder (auch bei Legierungsstählen bis 300 HB evtl. 340 HB) Guß-, Schrumpf- und Schraubkonstruktionen weitgehend verdrängt (s. **G 8.4**).

Zahnradbauarten

Bei $d < 500$ mm und Serien – gesenkgeschmiedet, bei Einzelfertigung – Vollscheiben oder Stegräder (Leichtbau) aus geschmiedetem Rundmaterial; bei $500 < d < 1\,200$ mm Scheibenräder oder Stegräder freiformgeschmiedet oder/und evtl. konturgedreht, bei hohen Sicherheitsanforderungen auch für größere Abmessungen; bei $d > 700$ mm meist geschweißt ($b/d < 0{,}15 \ldots 0{,}20$: Einscheiben-, darüber Zweischeiben-, $b > 1\,000 \ldots 1\,500$ mm: Dreischeibenräder). – Übergang bei den kleineren Werten bei hoher Beanspruchung, dicker Bandage, senkrechter Welle, wenn hohe axiale Steifigkeit nötig (großes β), bei feinerer Verzahnungsqualität (Steifigkeit beim Verzahnen)!

Allgemeine Gestaltungsregeln. Bild 50. Wenn h_R den hier angegebenen Grenzwert unterschreitet, muß die Verzahnung in die Welle geschnitten werden. Bei aufgeschrumpften, dünnen Zahnkränzen Schrumpfspannung und Zahnfußbeanspruchung beachten [37]. – Stets prüfen, ob Spannen zum Verzahnen und Verzahnungschleifen möglich. Voll- und Scheibenräder s. **Bild 51**, geschweißte Räder s. **Bild 52**.

Angaben für Verzahnungen und Radkörpermaße in Zeichnungen s. DIN 3966 und DIN 7184.

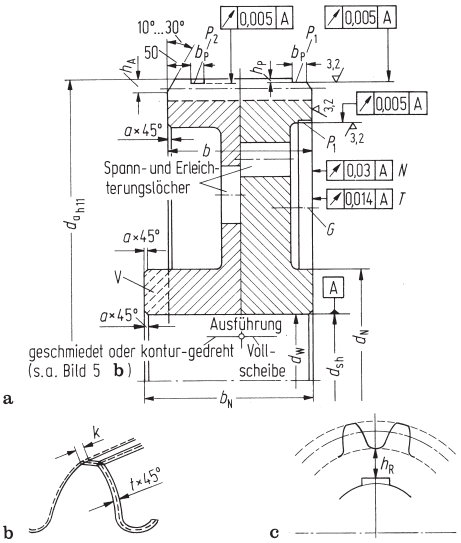


Bild 50 a–c. Radkörperabmessungen – allgemein

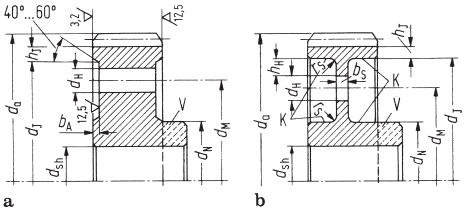


Bild 51 a, b. Abmessungen von gedrehten oder geschmiedeten und gedrehten Radkörpern. – V Vorstehende Nabe vermeiden (Bearbeitung der Planfläche, Paketspannung).
a *Normalform* (sofern keine Gewichtsbeschränkung) aus geschmiedetem Rundstahl; seitliche Ausdrehung wegen Bearbeitungskosten und für eindeutige Auflage auf Planscheibe nur bei $(d_J - d_N)/2 > 25$ mm. Kostengünstig für ungehärtete und gehärtete Zahnräder (geringes Zerspanvolumen, wenig Härteverzug).
$h_J \geqq 3\,m$; $b_A = 0{,}5 + 0{,}1\,m$, max. 2 mm.
Querlöcher (Anzahl: **Bild 50**):
$d_M \approx 0{,}55(d_N + d_J)$, $d_H \approx d_a/20 \geqq 30$ mm, Randabstand zwischen Löchern $\geqq 0{,}8 d_H$, d_N s. **Bild 50**.
b *Leichtbau*-Ausführung (z. B. Luft- und Raumfahrzeuge, – kleine Schwungmasse, nach Prototyperprobung):
$h_H > 2r_S$; $d_H = (0{,}1 \ldots 0{,}2) d_a$; Lochzahl s. **Bild 50**; $h_J = h_R \geqq 1\,m$ (nach **Bild 50 c**); $r_S \approx t$ nach **Bild 50 b**; d_N s. **Bild 50**; d_M s. **Bild 51 a**.
Ungehärtet, nitriert, einsatzgehärtet (sehr leicht): $b_S = 1{,}5\,m + 0{,}1\,b$.
Flamm- oder induktiv gehärtet, einsatzgehärtet (weniger leicht): $h_J \approx h_R$ nach **Bild 50 c**; $b_S = 2\,m + 0{,}15\,b$.
Gesenk- oder freiformgeschmiedet: Mantel-Linien K: 5 bis 10° konisch

8.10.4 Gestalten der Gehäuse

Embodiment design of gear cases

Meist Gesamtgehäuse als tragende Konstruktion, Beispiele s. **Bilder 49** und **37**.
Bei größeren Getrieben mitunter steifer Unterkasten mit aufgesetzten Lageroberteilen. Oberkasten hat dann nur Schutzfunktion, gute Inspizierbarkeit [1].

Allgemeine Gestaltungsregeln

Gegossene Gehäuse bei mehr als 3 Stück vorzugsweise aus GG 20, Großgetriebe GG 18 (leicht vergießbar, Schwund und Verzug gering, leicht zerspanbar), GGG 40, GS 38.1 (schweißbar!) (höhere Festigkeit, schwierigere Verarbei-

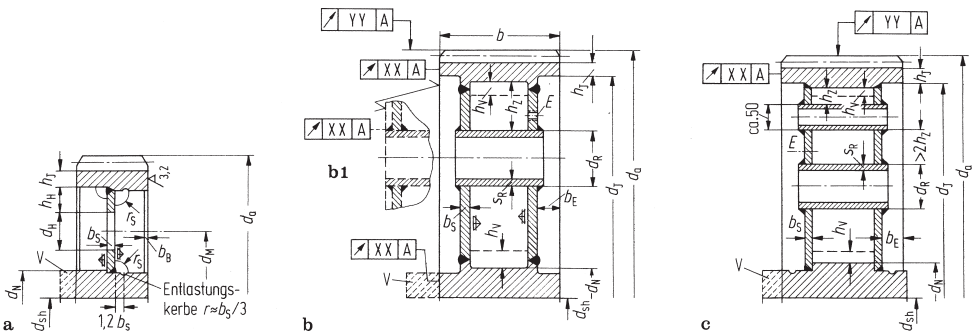


Bild 52 a–c. Abmessungen geschweißter Radkörper. Stegbleche und Rippen meist aus St 37.1 oder 2, Nabe aus St 52.3. Ausbildung der Nahtstöße nach Beanspruchung und Fertigungsmöglichkeiten. $h_J = h_R$ nach **Bild 50 c**; d_H, d_M, h_H nach **Bild 51 b**; Anzahl der Löcher bzw. Rohre s. **Bild 50**. **a** Einscheibenrad: $b_S \approx 0{,}12\,d_a + (5 \ldots 10$ mm) je nach Schwere des Betriebs evtl. dicker, wenn genaue Herstellung (Spannen) erschwert.
Ohne seitliche Rippen, wenn $\beta < 10°$.
Mit seitlichen Rippen allgemein, wenn $\beta > 10°$; Dicke der seitlichen Rippen $= 0{,}6 b_S$; $b_B \approx 1{,}5 b_S$; $r_S = 1{,}5 b_S$ (mindestens 10 mm). Anzahl der Rippen:
bei $10° < \beta < 20° =$ Anzahl der Löcher,
bei $\beta > 20° =$ doppelte Anzahl der Löcher.
b, c Zweischeibenräder: $b_S \approx 0{,}08 d_a + (5 \ldots 10$ mm) je nach Schwere des Betriebs; $b_E \approx b/7$; $h_R > 40$ mm; $d_R = (0{,}12 \ldots 0{,}20)(d_J - d_N)$, mindestens 50 mm; $s_R = (0{,}3 \ldots 0{,}5) b_S$ für kleine … große Rohrdurchmesser. Versteifungsrippen zwischen den Rohren ca. $0{,}8 b_S$ dick; $h_V \approx 2 b_S$; r_S und Anzahl der Rippen nach **a**. Sonstige Maße und Anzahl der Versteifungsrohre s. **Bild 50**.
E Entlüftungsloch ca. ∅ 6 mm, nach Spannungsarmglühen zuschweißen oder mit Schraube verschließen.
b Ausführung für $d_a < 2000$ mm. $h_R > 40$ mm. Form b1) bei vor- oder zurückstehender Nabe (gestrichelt). Dann Auflage zum Verzahnen auf Radkranz und Rohr. Sichere, (teure) Ausführung der Schweißnahtanschlüsse für hohe dynamische Beanspruchungen. (Auch bei Bauarten nach **Bild 52 a** und **Bild 52 c** sinnvoll.);
c Ausführung für $d_a > 2000$ mm. Kleineres Rohr nahe Zahnkranz ($h_Z \approx 40$ mm; so klein wie möglich) zum Durchlaß der Spannschraube; größeres Rohr zum Durchlaß des Spannpilzes. – Übrige Maße wie **b**

tung). Bei Leichtmetallen höhere Wärmedehnung und geringere Steifigkeit beachten.

Geschweißte Gehäuse ermöglichen Gewichtsersparnis (Versteifung durch Rippen oder Profile); geeignet für Einzelfertigung und Stoßbeanspruchung. Werkstoff meist St 37-1 oder 2 (hochbeansprucht: St 52-3).

Ungeteilte Gehäuse bei Kleingetrieben bevorzugt; Einbau durch seitliche Öffnungen. Im übrigen *waagerechte Teilfuge* in Wellenebene günstig für Abdichtung, Montage, Inspektion.

Lagerschrauben entsprechend statischer Zahnfußtragfähigkeit auslegen. Anziehen auf 70 bis 80% R_e. – Mindestens 2 *Paßstifte* ($d \approx 0{,}8$ Flanschschraubendurchmesser) im Teilfugen-Flansch vorsehen, bei größeren Getrieben weitere nahe den Lagern. – *Schrauben* im *Getriebeinneren* mit Draht sichern. – Im Oberflansch mind. zwei gegenüberliegende Gewinde für *Abdrückschrauben* vorsehen.

Fußschrauben aus Abstützmoment des Getriebes berechnen. – Bei Stahlrahmenfundamenten *Paßstifte* und **Einstellschrauben** (mit Feingewinde) im Getriebefuß zweckmäßig.

Abstand zwischen Rädern und Gehäusewänden groß genug, um Einklemmen von Bruchstücken und Hochpumpen des Öls zu vermeiden. Abstand zwischen Rädern sowie zwischen Rädern und Gehäusewänden seitlich und am Durchmesser nach Zahlenwertgleichung

$$s_A \approx 2 + 3m + B \quad \text{mit} \quad B = 0{,}65(v_t - 25) \geqq 0, \quad (v_t \text{ in m/s})$$

zum Boden etwa $2\,s_A$, sofern der Ölvorrat ausreicht. Bei Einspritzschmierung große Ablauföffnung wichtig: Durchmesser ca. $(3 \ldots 4)s_A$.

Bei Tauchschmierung *Ölablaßschraube* (evtl. mit Magnetkerze s. unten) an der tiefsten Stelle. Neigung des Getriebebodens zur Ablaßöffnung 5 bis 10%.

Ausrichtflächen bei größeren Getrieben an den Schmalseiten des Unterflansches ca. 120 mm × 40 mm vorstehend, bei Großgetrieben auch an den äußeren Lagerstellen. Mit Wasserwaage kann Tragbild reproduzierbar eingestellt werden.

Bearbeitung der Flanschflächen $R_z = 25\,\mu$, Lagersitze und Lagerstirnflächen $R_z = 16\,\mu$m, Schaulochdeckel, Fußflächen $R_z = 100\,\mu$m.

Schaulochdeckel soll Inspektion aller Zahneingriffe über die ganze Zahnbreite und der Schmierölversorgung gestatten. Bei Verliergefahr Klappdeckel und -schrauben vorsehen (z. B. bei Krangetrieben).

Durchgangsbohrungen zum Gehäuseinneren vermeiden (Öldichtigkeit).

Hebenasen, Ringschrauben o. ä. zum Abheben des Oberkastens und zum Heben des Getriebes (am Unterkasten) vorsehen.

Entlüftung zum Druckausgleich mit Filter (gegen Schmutz und Feuchtigkeit) an der höchsten Stelle (Spritzrichtung beachten!). – Bei Tauchschmierung *Schauglas* oder *Peilstab* erforderlich. Der Peilstab kann mit *Magnetkerze* versehen werden (Verschleißkontrolle). Bei Einspritzschmierung Anschlüsse für Überwachung von *Öldruck, Durchflußmenge, Temperatur* [1].

Gehäuseabmessungen werden durch die Formsteifigkeit (nicht die Festigkeit) bestimmt. Anhaltswerte siehe **Tab. 25.**

Tabelle 25. Anhaltswerte für die Maße von Getriebegehäusen (L = größte Gehäuselänge in mm)

Bauteil		Bez.	Gußkonstruktion[b])	Schweißkonstruktion
Wanddicke für Unterkasten		w_W[a])		
a) ungehärtete Verzahnung	GG		0,007 L + 6 mm[c])	0,004 L + 4 mm
	GGG, GS		0,005 L + 4 mm	
b) gehärtete Verzahnung	GG		0,010 L + 6 mm[c])	0,005 L + 4 mm
	GGG, GS		0,007 L + 4 mm	
	minimal		GG, GGG: 8 mm; GS: 12 mm	4 mm
	maximal		50 mm	25 mm
mittragender Oberkasten, Lagerdeckel		w_0[d])	0,8 w_W	0,8 w_W
nicht mittragende Haube		w_H[d])	0,5 w_W	0,5 w_W
Versteifungs- und Kühlrippen		w_R	0,7 · Dicke der zu versteifenden Wände	
Flanschdicke		w_F[e])	1,5 w_W	2 w_W
Flanschbreite (vorstehender Teil)		b_F	3 w_W + 10 mm	4 w_W + 10 mm
durchgehende Fußleiste mit Ausnehmung		w_L	3 w_W (Wanddicke w_W)	
durchgehende Fußleiste ohne Ausnehmung		w_L	1,8 w_W	3,5 w_W
durchgehende Quer-Fußleiste		w_Q	1,5 w_W	1,5 w_W
Breite der Fußleiste (vorstehender Teil)		b_L	3,5 w_W + 15 mm	4,5 w_W + 15 mm
Außendurchmesser der Lagergehäuse		D_G	1,2 · Lageraußendurchmesser	
Lagerschraubendurchmesser[f])		d_S	2 w_W	3 w_W
Flanschschraubendurchmesser[g])		d_F	1,2 w_W	1,5 w_W
Abstand der Flanschschrauben		L_F	(6 … 10) d_F[h])	(6 … 10) d_F[h])
Fundamentschrauben[i])		d_U	1,6 w_W	2 w_W
Schaulochdeckelschrauben		d_D	0,8 w_W	1 w_W

[a]) Bei Getrieben ab ca. $L = 3000$ mm, Unterkasten oft doppelwandig mit 70% der o. a. Wanddicke.
[b]) Aushebeschräge ca. 3°.
[c]) Bei Turbogetrieben: + ca. 10 mm (Schwingungs- und Geräuschdämpfung).
[d]) Evtl. dicker, entsprechend gefordertem Geräuschpegel.
[e]) Für Durchsteckschrauben.
[f]) Möglichst dicht am Lager.
[g]) = Abdrückschraubendurchmesser.
[h]) Je nach Dichtigkeitsanforderungen.
[i]) Anzahl ≈ 2× Anzahl der Lagerschrauben.

8.10.5 Lagerung. Bearings

Wälzlager durchweg bevorzugt (s. **G 4**). *Gleitlager* nur bei Schnellaufgetrieben (etwa $v_t > 30\,m/s$), sehr großen Abmessungen oder besonderer Laufruhe (s. **G 5**).
Lager möglichst *dicht* neben den Zahnrädern (Mindestabstand s. **G 8.10.4**), jedoch Mindest-Lagerabstand $0{,}7d_2$ (Auswirkung von Achsabstandsabweichungen, Lagersteifigkeit, Kippmoment aus Axialkraft).

Fliegende Lagerung vermeiden. Gegebenenfalls Lagerabstand ca. 2- bis 3mal Überhang wählen, Wellendurchmesser > Überhang.

Bei *Doppelschrägverzahnung* nur eine Welle axial festlegen, i. allg. die Radwelle (mit den größeren Massen; über die oft größere Axialkräfte von außen eingeleitet werden).
Bei *kleinen* Getrieben meist Rillen-Kugellager, Fest-Los-Lagerung wirtschaftlich, bei *mittleren* Größen Rillenkugellager als Festlager, Zylinderrollenlager als Loslager oder Kegelrollenlager in 0-Anordnung (sofern Lagerabstand nicht zu groß). – Bei *Gerad-* oder *Schräg*stirnrädern mit $F_a/F_r \leqq 0{,}3$ Zylinderrollenlager möglich. – *Hohe Axialkräfte* in getrennten Axiallagern aufnehmen:

Vierpunktlager (auch bei Umkehr der Axialkraft),

Pendelrollenlager bis $F_a/F_r = 0{,}55$; hierbei beachten: Bei $F_a/F_r > 0{,}1 \ldots 0{,}25$ zentrieren die Lager ein, darunter nicht; evtl. Schiefstellung bei Umkehr der Axialkraft und relativ großes Axialspiel beachten. *Zweireihige Kegelrollenlager* für hohe Axialkräfte und Richtungswechsel geeignet, **Bild 37**.

Einstellbare Lagerung z. B. durch Exzenterbüchsen bei Groß- und Schnellaufgetrieben zum Einstellen des Tragbildes angewendet.

Lagerschmierung bei Seriengetrieben durch Spritzöl oder durch Ölfangtaschen, von denen aus Öl oder Bohrungen ($d \approx 0{,}01 \times$ Lageraußendurchmesser, mindestens 3 mm) hinter die Lager geleitet wird. Bei Groß- und Schnellaufgetrieben meist Einspritzschmierung (Öldüsendurchmesser ≧2,5 mm wegen Verstopfungsgefahr, entsprechend ca. 3 l/min); Ölrücklauf aus dem Raum hinter dem Lager durch Bohrung ($d \approx 0{,}03 \times$ Lageraußendurchmesser, mindestens 10 mm oder mehrere Bohrungen) sicherstellen (in der Höhe der unteren Wälzkörper, dadurch Ölvorrat für Anfahren).

G

9 Getriebetechnik
Mechanism-engineering, kinematics

H. Kerle, Braunschweig

9.1 Getriebesystematik. Systematics of mechanisms

9.1.1 Grundlagen. Fundamentals

Getriebedefinition. Getriebe sind mechanische Systeme zum Wandeln oder Übertragen von Bewegungen und Kräften (Drehmomenten). Sie bestehen mindestens aus drei Gliedern, eines davon muß als *Gestell* festgelegt sein [R3]. Hinsichtlich Vollständigkeit unterscheidet man zwischen der *kinematischen Kette*, dem *Mechanismus* und dem *Getriebe*. Der Mechanismus entsteht aus der Kette, wenn von dieser ein Glied als Gestell gewählt wird. Das Getriebe entsteht aus dem Mechanismus, wenn dieser an einem oder mehreren Gliedern angetrieben wird.

Getriebeaufbau. Strukturelle Untersuchungen hinsichtlich der Art, Anzahl und Anordnung der Glieder und der sie verbindenden Gelenke beginnen meist bei der kinematischen Kette. Es gibt *offene* und *geschlossene* sowie *offene verzweigte* und *geschlossene verzweigte* kinematische Ketten, **Bild 1**.
Punkte auf Gliedern *ebener* Getriebe bewegen sich auf Bahnen in zueinander parallelen Ebenen; Punkte auf Gliedern (allgemein) *räumlicher* Getriebe bewegen sich auf Raumkurven oder auf Bahnen in nicht zueinander parallelen Ebenen; *sphärische* Getriebe sind spezielle räumliche Getriebe mit Punktbahnen auf konzentrischen Kugeln, **Bild 2**.
Ein *Elementenpaar* aus zwei sich berührenden Elementen(teilen) bestimmt das *Gelenk*. Ebene Getriebe brauchen zum Aufbau ebene Gelenke mit bis zu zwei *Gelenkfreiheiten* (Drehungen und Schiebungen), räumliche Getriebe dagegen neben ebenen Gelenken sehr oft zusätzlich räumliche Gelenke mit bis zu fünf Gelenkfreiheiten, **Bild 3**. Beispielsweise ist das Dreh- und das Drehschubgelenk durch Welle und Bohrung, das Schubgelenk durch Voll- und Hohlprisma, das Schraubgelenk durch Schraube und Mutter, das Kugelgelenk durch Vollkugel und Kugelpfanne gekennzeichnet. *Niedere* Ele-

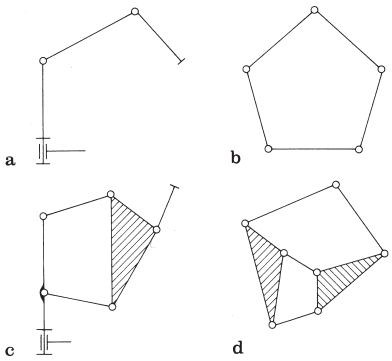


Bild 1 a–d. Kinematische Ketten. **a** offen; **b** geschlossen; **c** offen verzweigt; **d** geschlossen verzweigt

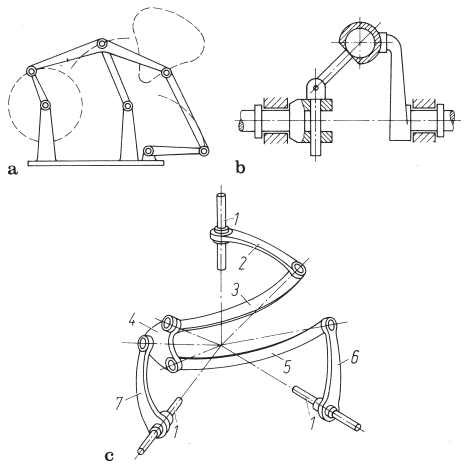


Bild 2 a–c. Getriebebeispiele. **a** eben; **b** allgemein räumlich (Wellenkupplung); **c** sphärisch. *1* Gestell

mentenpaare oder Gleitgelenke berühren einander in Flächen (z. B. Welle und Bohrung), *höhere* in Linien (z. B. Kurvenscheibe und Rolle) oder in Punkten (z. B. Kugel auf Platte). *Formschlüssige* Gelenke sichern die Berührung der Elemente durch angepaßte Formgebung; bei *kraftschlüssigen* Gelenken bedarf es einer oder mehrerer zusätzlicher äußerer Kräfte, um die Berührung dauernd aufrechtzuerhalten.

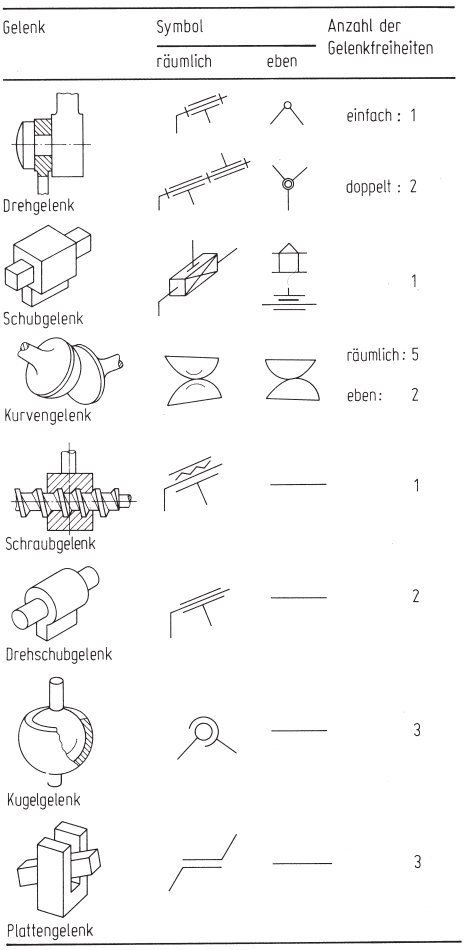


Bild 3. Gelenke und Gelenksymbole

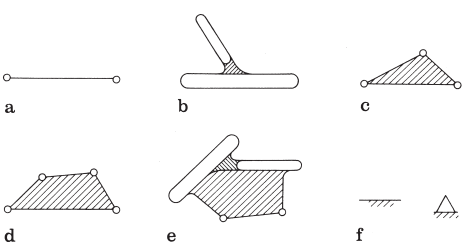


Bild 4a–f. Gliedersymbole für ebene Getriebe. **a** binäres (n_2-)Glied mit zwei Drehgelenkelementen; **b** binäres (n_2-)Glied mit zwei Schubgelenkelementen; **c** ternäres (n_3-)Glied mit drei Drehgelenkelementen; **d** quaternäres (n_4-)Glied mit vier Drehgelenkelementen; **e** quaternäres (n_4-)Glied mit zwei Drehgelenk- und zwei Schubgelenkelementen; **f** Gestellglied

Bei *ebenen* Getrieben mit zumeist Dreh- und Schubgelenken ist es sinnvoll, die Getriebeglieder mit der Zahl der Elemententeile in binäre (n_2-), ternäre (n_3-) und quaternäre (n_4-) Glieder zu unterteilen (**Bild 4**), zumal zusätzlich ein ebenes Kurvengelenk kinematisch durch ein binäres Glied ersetzt werden kann (vgl. **G 9.1.2**).

Getriebe-Laufgrad (Getriebe-Freiheitsgrad). Der Laufgrad oder Freiheitsgrad F eines Getriebes ist von der Zahl n der Glieder (einschließlich Gestell), der Zahl g der Gelenke mit dem jeweiligen *Gelenkfreiheitsgrad* f (= Anzahl der Gelenkfreiheiten) und dem *Bewegungsgrad* b abhängig:

$$F = b(n-1) - \sum_{i=1}^{g}(b - f_i). \qquad (1)$$

Für allgemein räumliche Getriebe ist $b=6$, für sphärische und ebene Getriebe $b=3$ einzusetzen. Wenn obendrein einzelne Glieder bewegt werden können, ohne daß das ganze Getriebe bewegt werden muß (z. B. drehbar gelagerte Rolle auf Kurvenscheibe), ist F um diese *identischen Freiheiten* zu verringern. Für ebene Getriebe, die nur Dreh- und Schubgelenke mit $f=1$ besitzen, gilt die *Grüblersche Laufbedingung*

$$F = 3(n-1) - 2g. \qquad (2)$$

$F=1$ bedeutet Zwanglauf nach der Definition von Reuleaux, z. B. für das viergliedrige Getriebe (**Bild 5a**) mit $n=4$ und $g=4$. Für ein fünfgliedriges Getriebe (**Bild 5b**) mit $n=5$ und $g=5$ gilt $F=2$. Der Laufgrad eines Getriebes gibt an, wieviel Antriebe bzw. Antriebsimpulse ein Getriebe mindestens erhalten muß, um eine im voraus berechenbare Funktion zu erfüllen. Bei $F=2$ müssen an zwei Stellen unabhängig voneinander Bewegungen eingeleitet werden (z. B. Haupt- und Verstellantrieb), oder es sind zwei voneinander unabhängige Kräfte bzw. Momente als Abtriebsimpulse wirksam (Differentialgetriebe oder selbsteinstellende Getriebe). Für $F>2$ gelten entsprechend höhere Mindestvoraussetzungen.

9.1.2 Arten ebener Getriebe. Types of planar mechanisms

Viergliedrige Drehgelenkgetriebe. Ein viergliedriges Drehgelenkgetriebe ist umlauffähig, wenn die *Grashof-Bedingung* erfüllt ist: Die Summe aus den Längen des kürzesten und des längsten Glieds muß kleiner sein als die Summe aus den Längen der beiden anderen Glieder. Es kann nur ein „kürzestes" (l_{min}), aber bis zu drei „längste" Glieder (Längengleichheit) geben. Je nach Zuordnung von l_{min} zu den vier Längen *a, b, c, d* (**Bild 5a**) entsteht die Kurbelschwinge ($l_{min}=a$, c), die Doppelkurbel ($l_{min}=d$) oder die Doppelschwinge ($l_{min}=b$). Die nicht umlauffähigen viergliedrigen Drehgelenkgetriebe werden als *Totalschwingen* bezeichnet. Sämtliche Relativ-Schwingbewegungen erfolgen symmetrisch zum benachbarten Glied. Es gibt Innen- und Außenschwingen. Totalschwingen können nur ein „längstes", aber bis zu drei „kürzeste" Glieder enthalten [1]. Als dritte Gruppe gibt es die *durchschlagfähigen* Getriebe mit Längengleichheit je zweier Gliederpaare, z. B. Parallelkurbelgetriebe [R9].

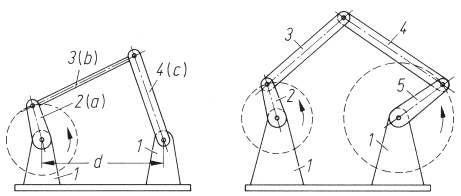


Bild 5a, b. Ebene Drehgelenkgetriebe. **a** viergliedriges Getriebe ($F=1$); **b** fünfgliedriges Getriebe ($F=2$)

Viergliedrige Schubgelenkgetriebe. Beim Ersatz von Drehgelenken durch Schubgelenke entstehen Schubgelenk-Ketten und -Getriebe. *Schleifen*bewegungen entstehen, wenn das Schubgelenk zwei bewegte Glieder verbindet. Aus dem Gelenkviereck (kinematische Kette jedes viergliedrigen Getriebes) kommen drei Ketten zustande (**Bild 6**): Kette *I* mit einem Schubgelenk, Kette *II* mit zwei benachbarten und Kette *III* mit zwei Diagonal-Schubgelenken. Die drei Ketten führen durch *kinematische Umkehrung* (Elementenumkehrung und Gestellwechsel) zu sechs viergliedrigen Schubgelenkgetrieben. Jedes Schubgelenk verursacht – unbeeinflußt von den Getriebeabmessungen – Winkelgeschwindigkeits-Gleichheiten, z. B. bei der Kette *I* $\omega_{12} = \omega_{13}$ und $\omega_{24} = \omega_{34}$. Allgemein gilt: $\omega_{ij} = -\omega_{ji}$ ist die Winkelgeschwindigkeit des Glieds *i* gegenüber dem Glied *j*. Schubgelenkgetriebe sind deshalb teilweise gleichmäßig übersetzende Getriebe (konstante Übersetzungsverhältnisse).

Mehrgliedrige Gelenkgetriebe. Für jede Gruppe kinematischer Ketten gleicher Gliederzahl und gleichen Laufgrads gibt es eine eindeutig bestimmbare Zahl unterschiedlicher Ketten und Getriebe. **Bild 7** zeigt sechsgliedrige zwangläufige Ketten ($F = 1$) auf der Grundlage der *Wattschen* und *Stephensonschen Kette* (Varianten durch Gestellwechsel) mit zwei Anwendungsbeispielen. Bei Verwendung von *Doppelgelenken* kommen noch fünf unterschiedliche Ketten hinzu. Die Aufbaugleichungen (**Bild 8**) führen zu achtgliedrigen zwangläufigen Ketten mit zwei quaternären und sechs binären, mit einer quaternären, zwei ternären und fünf binären sowie mit vier ternären und vier binären Gliedern. Wenn auch Mehrfachgelenke berücksichtigt werden, gibt es nach *Hain* 60 unterschiedliche achtgliedrige zwangläufige Ketten, aus denen durch kinematische Umkehrung insgesamt 330 Getriebe entstehen.

Kurvengetriebe. Die Standard-Kurvengetriebe sind dreigliedrige Kurvengetriebe, bestehend aus *Kurvenglied, Eingriffsglied* (Stößel bzw. Schieber oder Schwinge) und *Steg*. Kurvenglied und Eingriffsglied berühren einander im *Kurvengelenk* (Berührpunkt *K*) – in vielen Fällen verbessert dort ein zusätzliches Abtastglied, z. B. eine drehbar im Eingriffsglied gelagerte Rolle mit einer identischen Freiheit, die Laufeigenschaften, ohne die Kinematik zu verändern –; der Steg verbindet Kurvenglied und Eingriffsglied [R10]. Im Normalfall ist der Steg das Gestell *1*, das Kurvenglied das Antriebsglied *2* und das Eingriffsglied das Abtriebsglied *3*.

Alle dreigliedrigen Kurvengetriebe lassen sich durch *Gestellwechsel* aus der dreigliedrigen *Kurvengelenkkette* mit Dreh- und Schubgelenken ableiten, die wiederum aus einer entsprechenden viergliedrigen Kette (*Ersatzkette*) hervorgeht

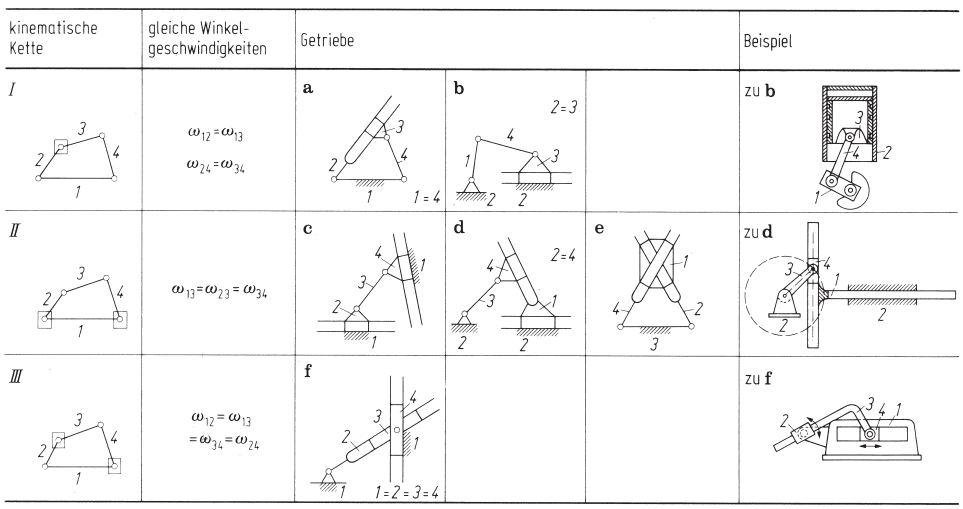


Bild 6a–f. Viergliedrige Schubgelenkgetriebe. **a** Kurbelschleife; **b** Schubkurbel; **c** Doppelschieber; **d** Kreuzschubkurbel; **e** Doppelschleife (Oldham-Kupplung); **f** Schubschleife

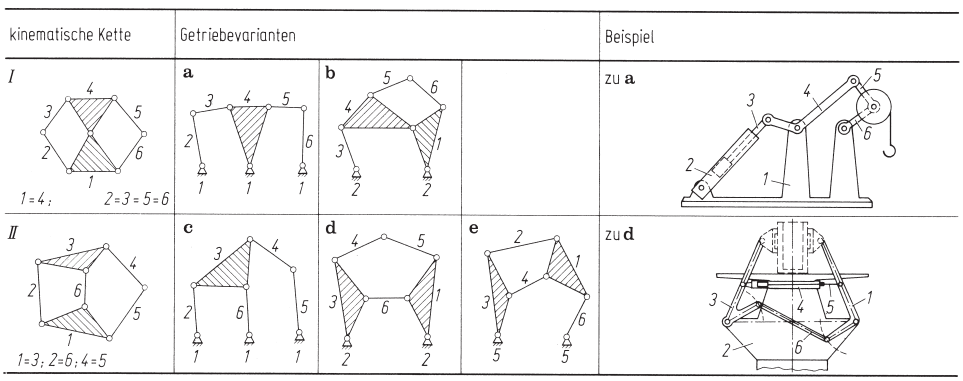


Bild 7a–e. Sechsgliedrige zwangläufige kinematische Ketten und Getriebebeispiele (*I*: Wattsche, *II*: Stephensonsche Kette)

(**Bild 9**) [2]. In dieser Ersatzkette verbindet ein binäres Glied die augenblicklich im Berührpunkt *K* zugeordneten Krümmungsmittelpunkte von Kurvenglied und Eingriffsglied bzw. Abtastglied. Der in der Getriebetechnik bekannte *„Dreipolsatz“* sagt aus, daß die Relativbewegungen dreier Glieder *i*, *j*, *k* (beliebige Gliednummern) zueinander durch die drei auf einer Geraden (*Polgerade*) liegenden *Momentan(dreh)pole ij*, *ik* und *jk* festgelegt werden (Doppel- und Mehrfachgelenke stellen in einem Punkt entartete Polgeradenstücke dar). Gerade bei Kurvengetrieben hat dieser Satz sowohl für die Systematik (Ersatzgetriebe, Gleit- oder Wälzkurvengetriebe) als auch für die Analyse (Geschwindigkeitsermittlung) als auch für die Synthese (Ermittlung der Hauptabmessungen) besondere Bedeutung.

Allgemein entstehen aus jeder Kette mit Drehgelenken und mindestens vier Gliedern Kurvengelenkketten, wenn je ein binäres Glied durch ein Kurvengelenk ersetzt wird. Ist das Verbindungsgelenk dieses binären Glieds zum Nachbarglied ein *Umlaufgelenk* [3, 4], so wird die zugehörige Kurve als geschlossene Kurve voll umrollt, ist ein *Schwinggelenk* vorhanden, so kann nur eine teilberollte Kurve (Kulisse) mit Hin- und Rückgang des Abtastglieds in dieser Kulisse vorgesehen werden. Die Austauschbarkeit zwischen Ketten bzw. Getrieben mit Dreh- und Kurvengelenken (Theorie der Ersatzgetrie-

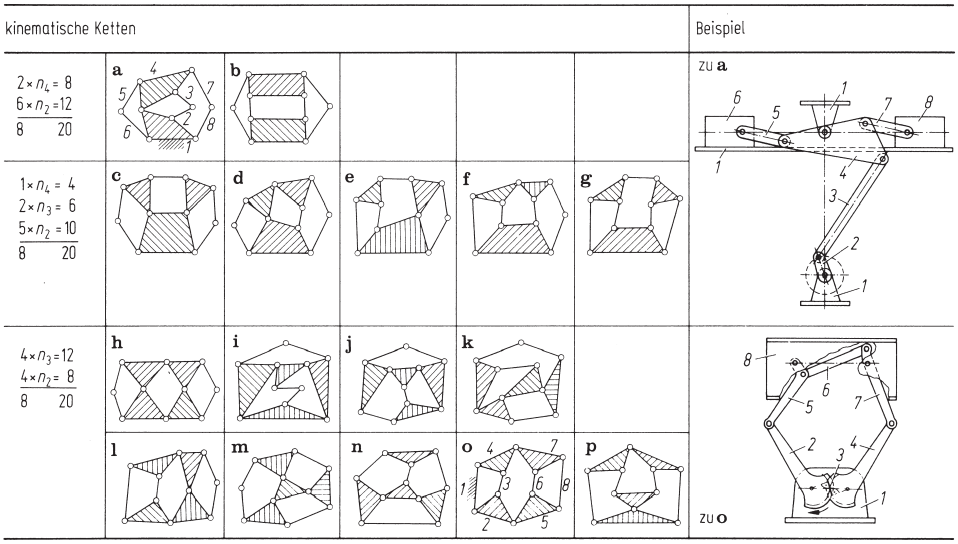


Bild 8a–p. Achtgliedrige zwangläufige kinematische Ketten und Getriebebeispiele

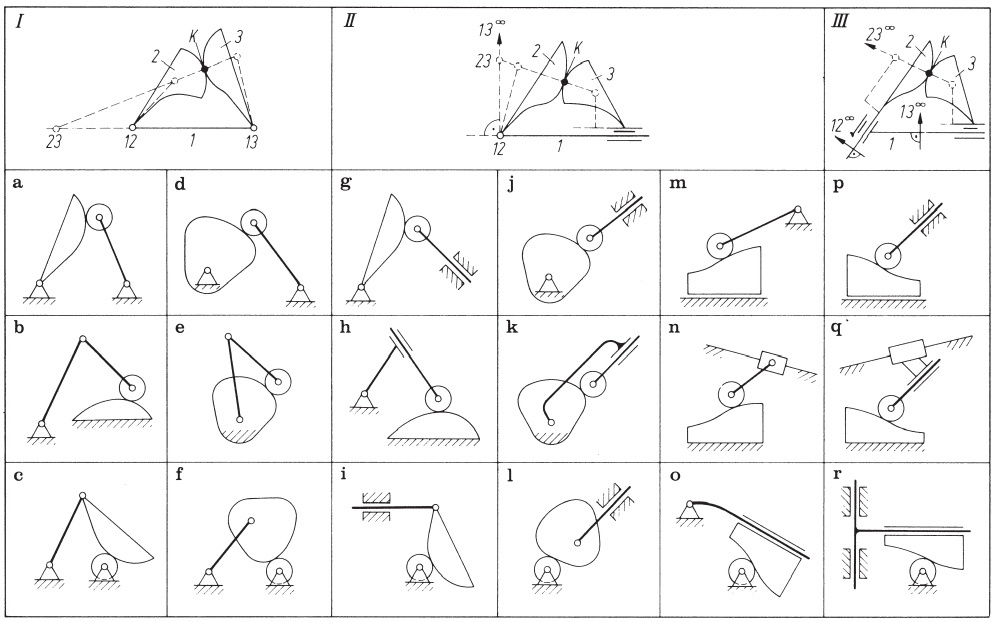


Bild 9a–r. Systematik dreigliedriger Kurvengetriebe mit Dreh- und Schubgelenken

be) reicht bis zur Beschleunigungsstufe bei den kinematischen Berechnungsmethoden, vgl. **G 9.2**.
Im allgemeinen stellt sich im (ebenen) Kurvengelenk *Gleiten* und *Wälzen* (= Rollen) der sich berührenden Glieder entsprechend den beiden Gelenkfreiheiten ein; die meisten Kurvengetriebe sind deshalb *Gleitkurvengetriebe*. Im speziellen Fall der *Wälzkurvengetriebe* findet im Kurvengelenk reines Rollen statt, weil der Momentanpol *23* in einem dreigliedrigen Kurvengetriebe (**Bild 9**) mit dem Berührpunkt *K* zusammenfällt. *Zahnradgetriebe* mit zwei kämmenden Kurvenflanken ordnen sich als Gleitkurvengetriebe hier problemlos ein.

9.2 Getriebeanalyse. Analysis of mechanisms

9.2.1 Kinematische Analyse ebener Getriebe
Kinematic analysis of planar mechanisms

Zeichnungsfolge-Rechenmethode

Übertragungsfunktionen der viergliedrigen Getriebe. *Lagenbeziehungen.* Bei Gelenkgetrieben im allgemeinen und bei viergliedrigen Getrieben im besonderen besteht eine wichtige Aufgabe darin, bestimmte Relativlagen zweier Getriebeglieder zueinander festzulegen. Diese Zuordnung wird als *„Übertragungsfunktion nullter Ordnung"* bezeichnet. Bei der Schubkurbel mit der kinematischen Versetzung e ist die augenblickliche Lage des Gleitsteins c als Abtriebsglied der Lage der Kurbel a als Antriebsglied in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ zuzuordnen (**Bild 10 a**):

$$s = a\cos\varphi + \sqrt{b^2 - (a\sin\varphi - e)^2}. \tag{3}$$

Für die Kurbelschleife (**Bild 10 b**) kennzeichnet die Lage ψ des Schleifenhebels c die Beziehung zur Lage der Kurbel a:

$$\psi = \psi^* - \arcsin(e/m^*). \tag{4}$$

Beim viergliedrigen Drehgelenkgetriebe gilt in Übereinstimmung mit **Bild 10 c**

$$\psi = \psi^* - K\arccos\left(\frac{m^{*2} + c^2 - b^2}{2m^*c}\right). \tag{5}$$

$K = +1$ für $\psi^* > \psi$ bzw. $K = -1$ für $\psi^* < \psi$ ist Kennwert für die Einbaulage des Getriebes.
Für die Gln. (4) und (5) gelten

$$\psi^* = 180^\circ - \arccos\left(\frac{d - a\cos\varphi}{m^*}\right)$$

und

$$m^* = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad\cos\varphi}.$$

Geschwindigkeitszustand als Übertragungsfunktion 1. Ordnung. Für die Schubkurbel (**Bild 10 a**) stellt die vorzeichenorientierte (gerichtete) „Drehschubstrecke" m (nach *Hain*) die auf die Winkelgeschwindigkeit ω_a der Kurbel bezogene Geschwindigkeit v_B des Gleitsteins dar:

$$m = \text{ÜF1} = v_B/\omega_a = \mathrm{d}s/\mathrm{d}\varphi. \tag{6}$$

Die Drehschubstrecke als Übertragungsfunktion 1. Ordnung (ÜF1) des Gleitsteins kann senkrecht auf der Schubrichtung als Abstand des Relativpols Q vom Kurbeldrehpunkt A_0 abgegriffen werden.
Für die Kurbelschleife (**Bild 10 b**) und für das viergliedrige Drehgelenkgetriebe (**Bild 10 c**) wird die ÜF1 des Glieds c durch das Winkelgeschwindigkeitsverhältnis ω_c/ω_a oder reziproke Übersetzungsverhältnis $1/i$ mit den Polabständen q_a und q_b ausgedrückt

$$\text{ÜF1} = \omega_c/\omega_a = \mathrm{d}\psi/\mathrm{d}\varphi = 1/i = q_a/q_b. \tag{7}$$

Der Pol Q entspricht dem Wälzpunkt zweier im Eingriff stehender Zahnräder und kann sowohl innerhalb (Außenverzahnung) als auch außerhalb (Innenverzahnung) der Strecke $\overline{A_0B_0}$ zu liegen kommen.

Beschleunigungszustand als Übertragungsfunktion 2. Ordnung. Die Übertragungsfunktion 2. Ordnung (ÜF2) kann mit Hilfe des Kollineationswinkels λ und der ÜF1 bestimmt werden. Die kinematische Ableitung beruht auf dem Gesetz, daß die Geschwindigkeit des Relativpols Q auf der Gestellgeraden A_0B_0 ein Maß für die Beschleunigung des Abtriebsglieds c ist. Mit λ als Winkel zwischen Koppel b (bei der Kurbelschleife zwischen der Normalen auf der Schubrichtung) und Kollineationsachse k als Verbindung der beiden Momentanpole P und Q gilt für den Gleitstein der Schubkurbel (**Bild 10 a**)

$$\text{ÜF2} = \mathrm{d}^2s/\mathrm{d}\varphi^2 = \text{ÜF1}/\tan\lambda. \tag{8}$$

Für die Kurbelschleife und für das viergliedrige Drehgelenkgetriebe gilt als ÜF2 des Glieds c (**Bilder 10 b** und **10 c**)

$$\text{ÜF2} = \mathrm{d}^2\psi/\mathrm{d}\varphi^2 = \text{ÜF1}(1 - \text{ÜF1})/\tan\lambda. \tag{9}$$

Mit Hilfe der Übertragungsfunktionen wiederum läßt sich die Beschleunigung a_B des Gleitsteins bzw. Winkelbeschleunigung α_c des Glieds c bei Kurbelschleife und viergliedrigem Drehgelenkgetriebe ermitteln:

$$a_B, \alpha_c = \text{ÜF2}\cdot\omega_a^2 + \text{ÜF1}\cdot\alpha_a. \tag{10}$$

Die umlauffähige Kurbelschleife und das umlauffähige viergliedrige Drehgelenkgetriebe können für zwei verschiedene Hauptbewegungen verwendet werden, nämlich zur Erzeugung schwingender und umlaufender Abtriebsbewegungen. Es

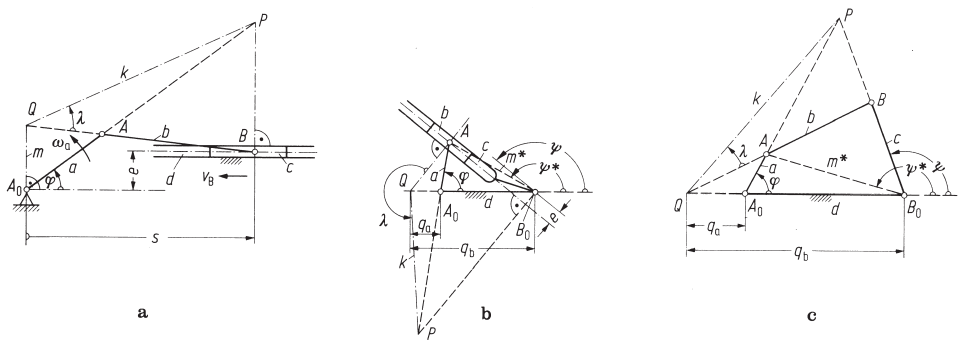


Bild 10 a–c. Geometrische Grundlagen zu den Übertragungsfunktionen **a** der Schubkurbel; **b** der Kurbelschleife; **c** des viergliedrigen Drehgelenkgetriebes

stehen die schwingende $(d>a+e)$ und die umlaufende $(d<a+e)$ Kurbelschleife sowie das viergliedrige Drehgelenkgetriebe als Kurbelschwinge und als Doppelkurbel zur Verfügung. Die schwingende Kurbelschleife und die Kurbelschwinge werden für hin und her gehende Bewegungen verwendet, die umlaufende Kurbelschleife und die Doppelkurbel dienen zur Erzeugung ungleichmäßiger Umlaufbewegungen, z. B. als *Vorschaltgetriebe* [5, R9].

Schleifen-Iterationsmethode

Die Struktur des zu untersuchenden Getriebes wird in die komplexe (*Gauß*sche) Zahlenebene gelegt, **Bild 11**. Die komplexe Zahl

$$z = x + iy = r\exp(i\varphi), \quad i = \sqrt{-1}, \tag{11}$$

beschreibt dann die Verbindungsgerade zweier Gelenkpunkte. Zunächst geht man von einer vorgegebenen Anfangslage des Antriebsglieds (der Antriebsglieder) – $r = r_{an}$ für einen Antriebsschieber und $\varphi = \varphi_{an}$ für eine Antriebskurbel – und dazu passend geschätzten Lagegrößen (Wege r_j und/oder Winkel φ_j im Bogenmaß) der übrigen Glieder aus:

$$r_j^* = r_j + \Delta r_j, \quad \varphi_j^* = \varphi_j + \Delta\varphi_j. \tag{12}$$

Die Abweichungen Δr_j und/oder $\Delta\varphi_j$ dieser Schätzwerte von den exakten Werten r_j^* bzw. φ_j^* werden als Unbekannte in einem linearen Gleichungssystem so lange iterativ berechnet, bis sie vom Betrage her einen vorzuschreibenden kleinen positiven Wert nicht mehr überschreiten. Dann wird r_{an} bzw. φ_{an} um ein Inkrement erhöht, wobei die zuvor iterierte Lage des Getriebes als neue Schätzlage dient, usw. [6, 46]. Grundlage der Iterationsrechnung bilden die *„Geschlossenheitsbedingungen“* der das Getriebe ersetzenden Polygone oder Schleifen aus den komplexen Zahlen z_j:

$$\varepsilon_k = \sum_{j=1}^{m}(z_j) = \sum_{j=1}^{m}[r_j\exp(i\varphi_j)] = 0; \quad k = 1(1)p \tag{13}$$

(Summation über m Gelenkabstände). Die Gl. (13) ist p-mal auszuwerten. Die Anzahl p der voneinander unabhängigen Schleifen errechnet sich unabhängig vom Laufgrad F eines Getriebes mit n Gliedern und g Gelenken zu [7]

$$p = g - (n-1). \tag{14}$$

Für das Getriebe in **Bild 11** ergibt sich $p = 7 - (6-1) = 2$ und folglich

$$\varphi_{an} = \varphi_2 = \varphi_2^* \quad \text{(Antriebsgleichung)},$$
$$r_2\exp(i\varphi_2) + r_3\exp(i\varphi_3) - r_8\exp(i\varphi_8) - ir_1 - r_6 = 0,$$
$$r_7\exp(i\varphi_7) + r_5\exp(i\varphi_5) - r_4\exp(i\varphi_4) - ir_1 - r_6 = 0.$$

Mit den konstanten Winkeln β_2 und β_4 gilt $\varphi_7 = \varphi_2 + \beta_2$ bzw. $\varphi_8 = \varphi_4 + \beta_4$. Die Längen r_j sind bis auf r_6 ebenfalls konstant und wie φ_{an} vorgegeben.

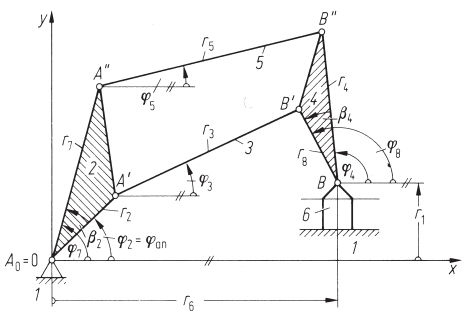


Bild 11. Sechsgliedriges Getriebe mit Verzweigung $(F=1)$. *2* Antriebskurbel, *6* Abtriebsschieber

Mit den Geschlossenheitsbedingungen stehen $2p$ (Real- und Imaginärteil) transzendente Gleichungen für die Ermittlung ebenso vieler Lagegrößen des Getriebes zur Verfügung. Eine Taylorreihen-Entwicklung für

$$z_j^* = z_j + \Delta z_j, \tag{15}$$

die nur die Reihenglieder 1. Ordnung berücksichtigt, führt nach dem Einsetzen in die Gl. (13) auf die Iterationsvorschrift

$$\Delta r_{an} \quad \text{bzw.} \quad \Delta\varphi_{an} = 0 \quad \text{(Antriebsgleichung)} \tag{16a}$$

$$\sum_{j=1}^{m}[\exp(i\varphi_j)\Delta r_j + ir_j\exp(i\varphi_j)\Delta\varphi_j] = -\varepsilon_k; \quad k = 1(1)p. \tag{16b}$$

Aus Real- und Imaginärteil der Gl. (16 b) und aus Gl. (16 a) entsteht auf diese Weise ein lineares Gleichungssystem

$$\boldsymbol{K}\,\Delta\boldsymbol{e} = \boldsymbol{b}_L \tag{17}$$

mit einer $(2p+1)\cdot(2p+1)$-Koeffizientenmatrix $\boldsymbol{K}$ für die Komponenten des Korrekturvektors $\Delta\boldsymbol{e}$, der die Abweichungen Δr_j und/oder $\Delta\varphi_j$ enthält, $j=1(1)\,m$. Nach jedem Iterationsschritt erfolgt eine Verbesserung des (Start-)Vektors $\boldsymbol{b}_L$ – bestehend aus den Real- und Imaginärteilen der komplexen Summen ε_k in Gl. (13) – entsprechend Gl. (12). Für die exakt berechnete Lage des Getriebes verschwinden die ε_k (Kontrollmöglichkeit und Abbruchkriterium). Der Wert der Determinante der Koeffizientenmatrix $\boldsymbol{K}$ ist fortwährend zu beobachten. Wenn das Gleichungssystem (17) keine Lösung besitzt, ist entweder eine Geschlossenheitsbedingung verletzt oder eine Sonderstellung des Getriebes mit schlechten Übertragungseigenschaften hinsichtlich der Bewegungen und Kräfte erreicht. Ein Vorzeichenwechsel der Determinante weist auf einen Wechsel der Einbaulage hin.

Zur Ermittlung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen werden die Geschlossenheitsbedingungen – Gl. (13) – ein- bzw. zweimal nach der Zeit abgeleitet. Das führt auf zwei weitere lineare Gleichungssysteme mit der bekannten Koeffizientenmatrix $\boldsymbol{K}$, die jetzt nur einmal zu lösen sind

$$\boldsymbol{K}\,\dot{\boldsymbol{e}} = \boldsymbol{b}_V \tag{18}$$

bzw.

$$\boldsymbol{K}\ddot{\boldsymbol{e}} = \boldsymbol{b}_A. \tag{19}$$

Die Vektoren $\dot{\boldsymbol{e}}$ und $\ddot{\boldsymbol{e}}$ enthalten die Geschwindigkeiten $\dot r_j$ und/oder $\dot\varphi_j$ bzw. Beschleunigungen $\ddot r_j$ und/oder $\ddot\varphi_j$, $j=1(1)m$; der Vektor $\boldsymbol{b}_V$ enthält bis auf die Antriebsgeschwindigkeit $\dot r_{an}$ bzw. $\dot\varphi_{an}$ lauter Nullen; im Vektor $\boldsymbol{b}_A$ treten im wesentlichen Normal- und Coriolisbeschleunigungsterme auf.

Modul-Methode

Diese Methode erweist sich als besonders anwenderfreundlich für Gelenkgetriebe, die sich aus *„Zweischlägen“* (zwei gelenkig verbundene binäre Glieder) mit Dreh- und Schubgelenken zusammensetzen. Voraussetzung ist ferner, daß die Antriebsgrößen (Weg oder Drehwinkel, bezogen auf das Gestell) als Zeitfunktionen vorliegen. Die in **Bild 12** skizzierte Struktur eines zwangläufigen achtgliedrigen Gelenkgetriebes (Doppelpresse) enthält die einfacheren Kinematikbaugruppen (*Module*) *„Antriebskurbel (ANK)“* A_0A', *„Zweischlag mit drei Drehgelenken (DDD)“* $A'C'C_0$, $C_0C'C''$, $A'A_0A''$ und *„Zweischlag mit Abtriebsschieber (DDA)“* $C''D$, $A''B$ [8, 9, R23]. Die Ausgabegrößen A (Koordinaten x, y eines Gliedpunkts P und Winkel w eines Glieds mit zeitlichen Ableitungen) eines Moduls sind entweder variable Eingabegrößen EV für das nachfolgende Modul oder Endergebnisse. Konstante Eingabe-

größen EK stellen z. B. Gelenkpunktabstände l, Kurbelradien r, statische Versetzungen υ und Lagekennwerte K dar. Ein ternäres Glied mit drei Drehgelenken (Glieder *2* und *6* in **Bild 12**) läßt sich formal auf einen Zweischlag DDD zurückführen.

Modul „Antriebskurbel (ANK)". Berechnung der Koordinaten x, y in m mit zeitlichen Ableitungen $\dot{x}$, $\dot{y}$ in m/s und $\ddot{x}$, $\ddot{y}$ in m/s^2 des Gelenkpunkts P bei Vorgabe der Koordinaten x_0, y_0 in m des Gestellpunkts P_0, des Kurbelradius r in m, der Winkellage w in Grad oder rad, der Winkelgeschwindigkeit $\dot{w}$ in rad/s und der Winkelbeschleunigung $\ddot{w}$ in rad/s^2, **Bild 13 a**.

Eingabe: r, $P_0[x_0, y_0]$; $W[w, \dot{w}, \ddot{w}]$

Ausgabe: $P[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}]$

Rechengang:

$$x = x_0 + r\cos(w), \quad y = y_0 + r\sin(w), \tag{20}$$

$$\dot{x} = (y_0 - y)\dot{w}, \quad \dot{y} = (x - x_0)\dot{w}, \tag{21}$$

$$\ddot{x} = (y_0 - y)\ddot{w} + (x_0 - x)\dot{w}^2, \tag{22a}$$

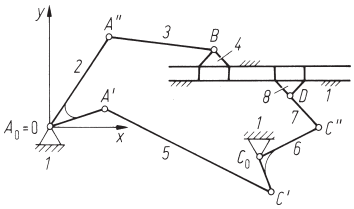


Bild 12. Aus einfachen Modulen zusammengesetztes achtgliedriges Getriebe ($F = 1$). *2* Antriebskurbel, *4* und *8* Abtriebsschieber

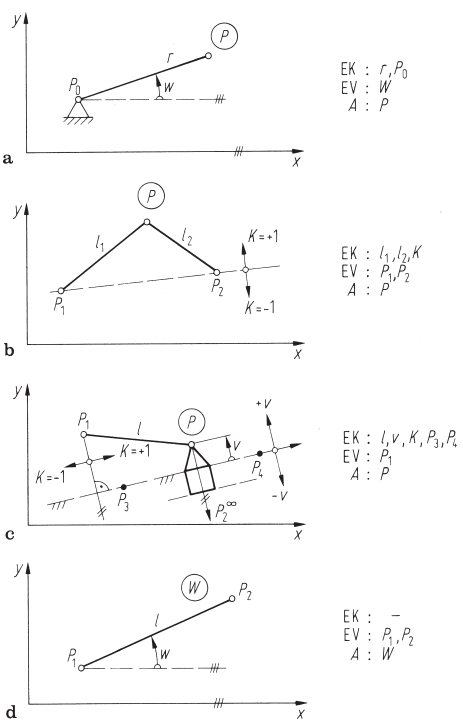


Bild 13 a–d. Ebene Kinematikmodule. **a** Antriebskurbel (ANK); **b** Zweischlag mit drei Drehgelenken (DDD); **c** Zweischlag mit Abtriebsschieber (DDA); **d** Glied mit zwei Drehgelenken (HDD)

$$\ddot{y} = (x - x_0)\ddot{w} + (y_0 - y)\dot{w}^2. \tag{22b}$$

Modul „Zweischlag mit drei Drehgelenken (DDD)". Berechnung der Koordinaten x, y in m mit zeitlichen Ableitungen $\dot{x}$, $\dot{y}$ in m/s und $\ddot{x}$, $\ddot{y}$ in m/s^2 des Gelenkpunkts P bei Vorgabe der Koordinaten x_1, y_1, x_2, y_2 in m mit zeitlichen Ableitungen $\dot{x}_1$, $\dot{y}_1$, $\dot{x}_2$, $\dot{y}_2$ in m/s und $\ddot{x}_1$, $\ddot{y}_1$, $\ddot{x}_2$, $\ddot{y}_2$ in m/s^2, der Abstände l_1, l_2 in m der Gelenkpunkte P_1, P_2 und des Lagekennwerts K ($K = +1$, falls die Reihenfolge der Punkte $P_1 P_2 P$ mathematisch positiv orientiert ist, sonst $K = -1$), **Bild 13 b**.

Eingabe: l_1, l_2, K; $P_1[x_1, y_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \ddot{x}_1, \ddot{y}_1]$, $P_2[x_2, y_2, \dot{x}_2, \dot{y}_2, \ddot{x}_2, \ddot{y}_2]$

Ausgabe: $P[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}]$

Rechengang:

$$H_1 = x_2 - x_1, \quad H_2 = y_2 - y_1, \quad H_3 = H_1^2 + H_2^2,$$

$$H_4 = l_1^2 - l_2^2 + H_3, \quad H_5 = K\sqrt{4H_3 l_1^2 - H_4^2},$$

$$H_6 = (H_1 H_4 - H_2 H_5)/(2H_3),$$

$$H_7 = (H_2 H_4 + H_1 H_5)/(2H_3),$$

$$x = x_1 + H_6, \quad y = y_1 + H_7, \tag{23}$$

$$H_8 = \dot{x}_2 - \dot{x}_1, \quad H_9 = \dot{y}_2 - \dot{y}_1,$$

$$H_{10} = H_6 - H_1, \quad H_{11} = H_7 - H_2,$$

$$H_{12} = H_8 H_{10} + H_9 H_{11},$$

$$H_{13} = H_7 H_{10} - H_6 H_{11},$$

$$H_{14} = H_7 H_{12}/H_{13}, \quad H_{15} = -H_6 H_{12}/H_{13},$$

$$\dot{x} = \dot{x}_1 + H_{14}, \quad \dot{y} = \dot{y}_1 + H_{15}, \tag{24}$$

$$H_{16} = \ddot{x}_2 - \ddot{x}_1, \quad H_{17} = \ddot{y}_2 - \ddot{y}_1,$$

$$H_{18} = (H_{14} - H_8)H_7 + H_{10}H_{15} - (H_{15} - H_9)H_6 - H_{11}H_{14},$$

$$H_{19} = (H_{14} - H_8)H_8 + H_{10}H_{16} + (H_{15} - H_9)H_9 + H_{11}H_{17},$$

$$\ddot{x} = \ddot{x}_1 + (H_{12}H_{15} + H_7 H_{19} - H_{14}H_{18})/H_{13}, \tag{25a}$$

$$\ddot{y} = \ddot{y}_1 - (H_{12}H_{14} + H_6 H_{19} + H_{15}H_{18})/H_{13}. \tag{25b}$$

Modul „Zweischlag mit Abtriebsschieber (DDA)". Berechnung der Koordinaten x, y in m mit zeitlichen Ableitungen $\dot{x}$, $\dot{y}$ in m/s und $\ddot{x}$, $\ddot{y}$ in m/s^2 des Gelenkpunkts P bei Vorgabe der Koordinaten x_1, y_1 in m mit zeitlichen Ableitungen $\dot{x}_1$, $\dot{y}_1$ in m/s und $\ddot{x}_1$, $\ddot{y}_1$ in m/s^2, der Schubgeraden mit Richtung durch die Koordinaten x_3, y_3 und x_4, y_4 in m zweier Punkte P_3, P_4, des Abstands l in m der Gelenkpunkte P_1, P, der statischen Versetzung υ in m ($\upsilon > 0$, falls die Reihenfolge der Punkte $P_3 P_4 P$ mathematisch positiv orientiert ist, sonst $\upsilon < 0$) und des Lagekennwerts K ($K = +1$, falls die Reihenfolge der Punkte $P_1 P_2^{\infty} P$ mathematisch positiv orientiert ist, sonst $K = -1$), **Bild 13 c**.

Eingabe: l, υ, K, $P_3[x_3, y_3]$, $P_4[x_4, y_4]$; $P_1[x_1, y_1, \dot{x}_1, \dot{y}_1, \ddot{x}_1, \ddot{y}_1]$

Ausgabe: $P[x, y, \dot{x}, \dot{y}, \ddot{x}, \ddot{y}]$

Rechengang:

$$H_1 = x_4 - x_3, \quad H_2 = y_4 - y_3,$$

$$H_3 = H_1^2 + H_2^2, \quad H_4 = H_1/\sqrt{H_3},$$

$$H_5 = H_2/\sqrt{H_3},$$

$$H_6 = x_3 - x_1, \quad H_7 = y_3 - y_1,$$

$$H_8 = H_4 H_7 - H_5 H_6 + \upsilon,$$

$$H_9 = H_6^2 + H_7^2 - \upsilon^2 - l^2 + (2\upsilon H_8),$$

$$H_{10} = H_4 H_6 + H_5 H_7, \quad H_{11} = K\sqrt{H_{10}^2 - H_9} - H_{10},$$

$$x = x_3 + H_4 H_{11} - \upsilon H_5, \quad y = y_3 + H_5 H_{11} + \upsilon H_4, \tag{26}$$

$$H_{12} = (x - x_1)/l, \quad H_{13} = (y - y_1)/l,$$

$$H_{14} = H_4 H_{12} + H_5 H_{13},$$
$$H_{15} = (\dot{x}_1 H_{12} + \dot{y}_1 H_{13})/H_{14},$$
$$\dot{x} = H_4 H_{15}, \quad \dot{y} = H_5 H_{15}, \tag{27}$$
$$H_{16} = (\dot{x}_1 H_5 - \dot{y}_1 H_4)/H_{14},$$
$$H_{17} = (H_{16}^2/l - \ddot{x}_1 H_{12} - \ddot{y}_1 H_{13})/H_{14},$$
$$\ddot{x} = -H_4 H_{17}, \quad \ddot{y} = -H_5 H_{17}. \tag{28}$$

Hilfsmodul „Glied mit zwei Drehgelenken (HDD)“. Berechnung der Winkellage w in Grad oder rad, der Winkelgeschwindigkeit $\dot{w}$ in rad/s und der Winkelbeschleunigung $\ddot{w}$ in rad/s^2 des Getriebeglieds bei Vorgabe der Koordinaten x_1, y_1, x_2, y_2 in m mit zeitlichen Ableitungen $\dot{x}_1$, $(\dot{y}_1)$, $\dot{x}_2$, $(\dot{y}_2)$ in m/s und $\ddot{x}_1$, $(\ddot{y}_1)$, $\ddot{x}_2$, $(\ddot{y}_2)$ in m/s^2 der Gelenkpunkte P_1, P_2 (Werte in ( ) alternativ), **Bild 13 d**.

Eingabe: $P_1[x_1, y_1, \dot{x}_1, (\dot{y}_1), \ddot{x}_1, (\ddot{y}_1)]$,
$P_2[x_2, y_2, \dot{x}_2, (\dot{y}_2), \ddot{x}_2, (\ddot{y}_2)]$

Ausgabe: $W[w, \dot{w}, \ddot{w}]$

Rechengang:

$$l = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2},$$
$$w = \arccos[(x_2 - x_1)/l]\ \mathrm{sign}(y_2 - y_1), \quad -180° \le w \le +180°, \tag{29}$$
$$\dot{w} = (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)/(y_1 - y_2) = (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)/(x_1 - x_2), \tag{30}$$
$$\ddot{w} = [\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 + \dot{w}^2(x_1 - x_2)]/(y_2 - y_1) = [\ddot{y}_1 - \ddot{y}_2 + \dot{w}^2(y_1 - y_2)]/(x_1 - x_2). \tag{31}$$

9.2.2 Kinetostatische Analyse ebener Getriebe

Kinetostatic analysis of planar mechanisms

Bei der Berechnung der in den Gelenken übertragenen Kräfte zwischen den Getriebegliedern verzichtet man im ersten Ansatz auf die Berücksichtigung der Reibung, d. h. in einem Schubgelenk wirkt die Gelenkkraft senkrecht zur Schubrichtung, in einem Kurvengelenk in Richtung der Normalen im Berührpunkt. Man setzt ferner voraus, daß das Antriebsglied sich mit konstanter Geschwindigkeit bzw. Winkelgeschwindigkeit Ω bewegt. Die dafür notwendige Antriebskraft bzw. das Antriebs(dreh)moment kann ermittelt werden.

Die Gelenkkräfte im Gelenk *jk* zwischen zwei Getriebegliedern *j* und *k* ergeben sich stets paarweise durch „Freischneiden“ (Schnitt durch das Gelenk *jk*). Wenn G_{jk} die Gelenkkraft vom Glied *j* auf das Glied *k* darstellt, gilt $G_{jk} = -G_{kj}$ sowohl für die Richtung der Gelenkkraft als Vektor als auch für die Komponenten X_{jk} und Y_{jk} in *x*- und *y*-Richtung, **Bild 14**. Die Gelenkkräfte an einem Glied *k* stehen nach den drei Bedingungen der ebenen Statik mit den übrigen am Glied *k* wirkenden Kräften und Momenten im Gleichgewicht. Dazu zählen auch die Trägheitskraft – in Komponenten $-m_k\ddot{x}_k$ und $-m_k\ddot{y}_k$ – im Schwerpunkt S_k (Masse m_k in kg), der sich mit den Beschleunigungen $\ddot{x}_k$ und $\ddot{y}_k$ in *x*- bzw. *y*-Richtung bewegt, und das Trägheitskraftmoment $-J_k\ddot{\varphi}_k$ (Massenträgheitsmoment J_k in kgm^2 bezüglich des Schwerpunkts) des mit der augenblicklichen Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_k$ in der *x*-*y*-Ebene drehenden Glieds.

Für ein ternäres Antriebsglied mit der Gliednummer *2*, das im Gestell *1* drehbar gelagert und mit den Gliedern *l* und *m* durch Drehgelenke verbunden ist und an dem neben den Trägheitswirkungen (hier: eine Zentrifugalkraft allein) das Antriebsmoment M_{an}, ein zusätzliches Moment M_2 und im Punkt P_2 eine äußere Kraft F_2 angreifen, lauten die Gleichgewichtsbedingungen für $\varphi_2 = \varphi_{an} = \Omega t$ (Zeit *t*), **Bild 15 a**:

$$X_{12} + X_{12} + X_{m2} = -m_2 r_2 \Omega^2 \cos(\varphi_2 + \gamma_2) - F_2 \cos(\tau_2), \tag{32}$$

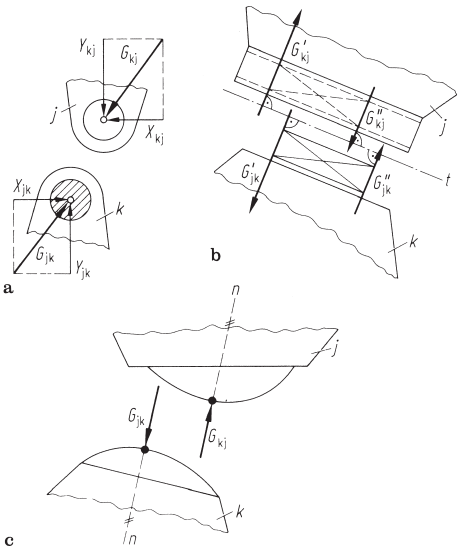


Bild 14 a–c. Kräfte in einem reibungsfreien Gelenk. **a** Drehgelenk; **b** Schubgelenk (Schubrichtung *t*); **c** Kurvengelenk (Normalenrichtung *n*)

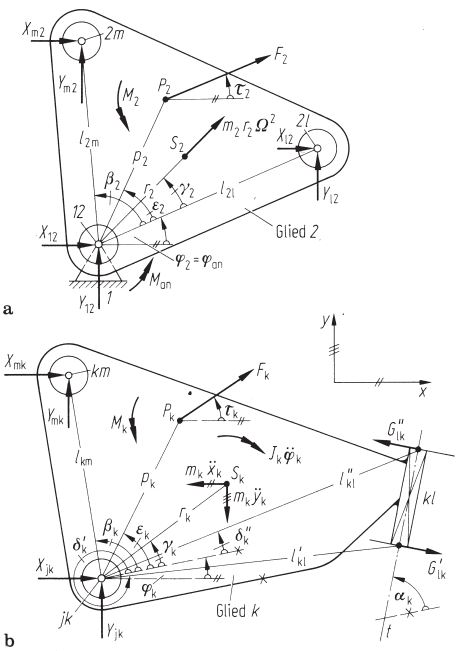


Bild 15 a, b. Kräfte und Momente an ternären Getriebegliedern mit Dreh- und Schubgelenkelementen. **a** Antriebsglied; **b** allgemein bewegtes Glied

$$Y_{12} + Y_{12} + Y_{m2} = -m_2 r_2 \Omega^2 \sin(\varphi_2 + \gamma_2) - F_2 \sin(\tau_2), \tag{33}$$
$$-X_{12} l_{21} \sin(\varphi_2) - X_{m2} l_{2m} \sin(\varphi_2 + \beta_2) + Y_{12} l_{21} \cos(\varphi_2) + Y_{m2} l_{2m} \cos(\varphi_2 + \beta_2) + M_{an} = -F_2 p_2 \sin(\tau_2 - \varphi_2 - \varepsilon_2) - M_2. \tag{34}$$

Für ein allgemein bewegtes ternäres Glied mit der Gliednummer k, das mit den Gliedern j und m durch Drehgelenke, mit dem Glied l durch ein Schubgelenk verbunden ist, gilt das Gleichgewicht (**Bild 15 b**)

$$X_{jk} + (G'_{lk} - G''_{lk})\sin(\varphi_k + \alpha_k) + X_{mk} = m_k \ddot{x}_k - F_k \cos(\tau_k), \tag{35}$$

$$Y_{jk} - (G'_{lk} - G''_{lk})\cos(\varphi_k + \alpha_k) + Y_{mk} = m_k \ddot{y}_k - F_k \sin(\tau_k), \tag{36}$$

$$\begin{aligned} &- G'_{lk}\, l'_{kl} \cos(\alpha_k - \delta'_k) + G''_{lk} l''_{kl} \cos(\alpha_k - \delta''_k) \\ &- X_{mk}\, l_{km} \sin(\varphi_k + \beta_k) + Y_{mk}\, l_{km} \cos(\varphi_k + \beta_k) \\ &= m_k\, r_k [\ddot{y}_k \cos(\varphi_k + \gamma_k) - \ddot{x}_k \sin(\varphi_k + \gamma_k)] \\ &- F_k\, p_k \sin(\tau_k - \varphi_k - \varepsilon_k) - M_k + J_k \ddot{\varphi}_k. \end{aligned} \tag{37}$$

Im allgemeinen sind bis auf φ_2, φ_k, τ_2, τ_k die angegebenen Winkel und Längen konstant. Der Übergang zu binären Gliedern geschieht durch Nullsetzen der entsprechenden Gelenkabstände und der dazugehörigen Gelenkkräfte bzw. Gelenkkraftkomponenten.

Für die bewegten $n-1$ Glieder eines n-gliedrigen Getriebes mit dem Laufgrad F, g_1 Dreh- und Schubgelenken sowie g_2 Kurvengelenken sind $3(n-1)$ lineare Gleichungen für F Antriebsgrößen (Kraft oder Drehmoment), $2g_1$ und g_2 Gelenkkräfte bzw. Komponenten aufzustellen:

$$3(n-1) = 2g_1 + g_2 + F. \tag{38}$$

Unter Berücksichtigung von $G_{kj} = -G_{jk}$, $X_{kj} = -X_{jk}$ und $Y_{kj} = -Y_{jk}$ entsteht für jede Getriebestellung das lineare Gleichungssystem

$$\boldsymbol{A}\,\boldsymbol{x} = \boldsymbol{r} \tag{39}$$

mit dem Unbekannten-Vektor $\boldsymbol{x}$, der die Gelenkkräfte bzw. ihre Komponenten und die Antriebsgrößen enthält, der Koeffizientenmatrix $\boldsymbol{A}$, die durch Streichen derjenigen Spalten, die nur ein von null verschiedenes Element enthalten, und der zugehörigen Zeilen auf eine „Kernmatrix" reduziert werden kann, und dem Vektor $\boldsymbol{r}$, der sich im wesentlichen aus den bekannten (vorgegebenen) Kräften und Momenten zusammensetzt.

9.2.3 Kinematische Analyse räumlicher Getriebe

Kinematic analysis of spatial mechanisms

Eine geschlossen analytische Darstellung der Kinematik räumlicher Getriebe ist nur in Einzelfällen möglich [10, 11, R16, R17]. Deswegen empfiehlt sich eine iterative Methode – vgl. **G 9.2.1** – auf der Basis von Kugelkoordinaten (räumliche Polarkoordinaten r_j, α_j, β_j) für jedes Getriebeglied j [7, 12, 13] in der Vektorform

$$\boldsymbol{r}_j = r_j\, \boldsymbol{e}_j \tag{40a}$$

mit der Länge r_j und dem Einheitsvektor

$$\boldsymbol{e}_j = \begin{bmatrix} \cos(\alpha_j) \cdot \cos(\beta_j) \\ \cos(\alpha_j) \cdot \sin(\beta_j) \\ \sin(\alpha_j) \end{bmatrix}, \tag{40b}$$

Bild 16 a. Die Beschreibung der Struktur des räumlichen Getriebes (Beispiel in **Bild 16 c**) erfolgt anhand des *„vektoriellen Ersatzsystems"*, **Bild 16 d**. Die konstanten Koordinaten sind die Baugrößen, die variablen Koordinaten die zu berechnenden stellungs- und zeitabhängigen Bewegungsgrößen des Getriebes mit zeitlichen Ableitungen (Geschwindigkeiten und Beschleunigungen); variabel sind ebenfalls die vorzugebenden zeitabhängigen Antriebsgrößen r_{an} oder α_{an} oder β_{an} entsprechend dem Laufgrad F (Gl. (1)). Die Geschlossenheitsbedingung

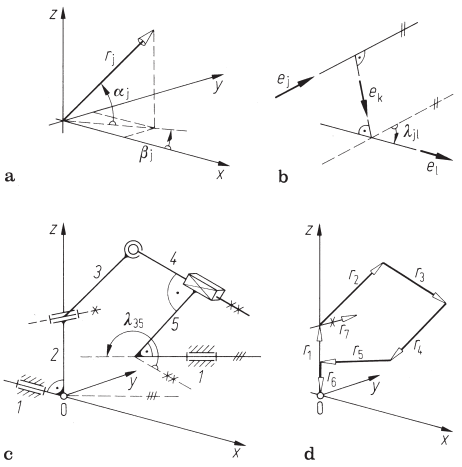


Bild 16 a–d. Zur kinematischen Analyse räumlicher Getriebe. **a** Kugelkoordinaten; **b** Einheitsvektoren sich kreuzender und sich schneidender Bewegungsachsen; **c** Beispielgetriebe Wellenkupplung; **d** vektorielles Ersatzsystem für *c*

$$\sum_j (\boldsymbol{r}_j) = \boldsymbol{0} \tag{41}$$

ist p-mal auszuwerten (p nach Gl. (14)). Die während der Bewegung dauernd aufrechtzuerhaltende Lage von Bewegungsachsen (z. B. Dreh-, Schub- und Schraubachsen) zueinander kann einerseits durch Skalarprodukte

$$\boldsymbol{e}_j \cdot \boldsymbol{e}_l = \cos(\lambda_{jl}), \tag{42}$$

andererseits durch Vektorprodukte

$$\boldsymbol{e}_j \times \boldsymbol{e}_l = \boldsymbol{e}_k \sin(\lambda_{jl}), \tag{43}$$

ausgedrückt werden (Kreuzungswinkel $\lambda_{jl} = \text{const.}$), **Bild 16 b**. Hierzu verwendet man entweder die bereits in Gl. (41) definierten Vektoren $\boldsymbol{r}_j$ oder führt neue ein, z. B. $\boldsymbol{r}_7$ in **Bild 16 d**.

Die Auswertung der Gln. (41) bis (43) geschieht iterativ mit Hilfe der nach den Gliedern 1. Ordnung abgebrochenen Taylorreihen-Entwicklungen

$$\begin{aligned} \boldsymbol{e}_j^* &= \boldsymbol{e}_j + \boldsymbol{e}_{j,\alpha} \Delta\alpha_j + \boldsymbol{e}_{j,\beta} \Delta\beta_j, \\ \boldsymbol{e}_{j,\alpha} &= \partial \boldsymbol{e}_j / \partial\alpha_j, \quad \boldsymbol{e}_{j,\beta} = \partial \boldsymbol{e}_j / \partial\beta_j, \end{aligned} \tag{44a}$$

$$\boldsymbol{r}_j^* = r_j \boldsymbol{e}_j^* + \boldsymbol{e}_j \Delta r_j. \tag{44b}$$

Setzt man die exakten Werte $\boldsymbol{e}_j^*$ und $\boldsymbol{r}_j^*$ in die Gln. (41) bis (43) ein, läßt sich ein lineares Gleichungssystem für die Korrekturen Δr_j, $\Delta\alpha_j$ und $\Delta\beta_j$ der Schätzwerte $\boldsymbol{e}_j$ und r_j aufbauen. Begonnen wird mit einer Anfangsstellung des Antriebsglieds und dazugehörigen Schätzwerten für die Bewegungsgrößen des Getriebes nach Zeichnung oder Überschlagsrechnung; die genügend genau iterierte Lage liefert die Schätzwerte für die nächste Lage nach einer Inkrementierung der Antriebsgröße usw. Die Werte der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsstufe lassen sich aus den ein- bzw. zweimaligen zeitlichen Ableitungen der Gln. (41) bis (43) ermitteln.

9.2.4 Laufgüte der Getriebe

Running quality of mechanisms

Die Laufgüte der Getriebe hängt von den geometrischen und kinematischen Größen, von konstruktiven und materiellen Eigenschaften der Glieder und Gelenke sowie vom Kräftespiel bzw. Leistungsfluß im Getriebe ab [14, 15]. Wichtige Kenn-

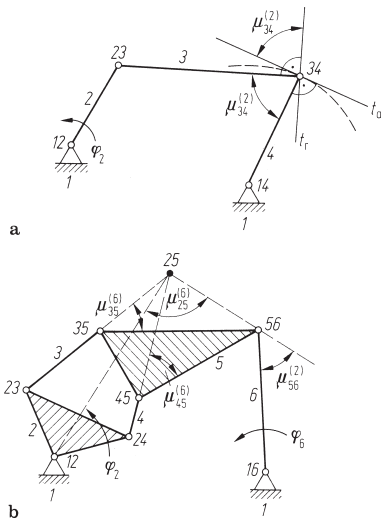


Bild 17 a, b. Übertragungswinkel. **a** viergliedriges Getriebe; **b** sechsgliedriges Getriebe mit Verzweigung

größen für den letztgenannten Einfluß sind – zumindest für ebene Getriebe – der Übertragungswinkel und das dynamische Laufkriterium.

Übertragungswinkel

Der Übertragungswinkel gibt durch seine Abweichung vom Bestwert 90° die Güte der Bewegungsübertragung vom Antrieb zum Abtrieb an. Er ist definiert als Winkel μ zwischen der Tangente t_a an die absolute Bahn des zu untersuchenden Gelenkpunkts am *Gelenkführungsglied* [16] (im Gestell gelagerte Abtriebsglieder sind immer Gelenkführungsglieder) und der Tangente t_r an die relative Bahn des das Gelenkführungsglied treibenden (Übertragungs-)Glieds gegenüber dem Antriebsglied. Beim viergliedrigen Drehgelenkgetriebe ist dies auch der Winkel μ_{34} zwischen den Gliedern *3* und *4* (**Bild 17 a**), wenn das Glied *2* antreibt; bei einer Schubkurbel ist die Richtung *1434* durch die Normale zur Schubrichtung zu ersetzen. Zu kleine μ-Werte signalisieren Klemmgefahr.
Bei mehrgliedrigen Getrieben mit Verzweigungen sind gegebenenfalls mehrere Übertragungswinkel zu beachten, deren Ermittlung nur mit Kenntnis der Momentanpol-Konfiguration erfolgen kann. Bei dem in **Bild 17 b** skizzierten sechsgliedrigen Getriebe $(F=1)$ gilt $\mu_{56}^{(2)}$ für die Bewegungsübertragung vom Antriebsglied *2* auf das Abtriebsglied *6*; in umgekehrter Richtung mit dem Antriebsglied *6* und dem Abtriebsglied *2* gelten dagegen die Winkel $\mu_{25}^{(6)}$, $\mu_{35}^{(6)}$ und $\mu_{45}^{(6)}$.

Dynamisches Laufkriterium

Bei einem massebehafteten Getriebe kann der Leistungsfluß während einer Bewegungsperiode fortlaufend seine Richtung ändern; der Übertragungswinkel hat deswegen bei Gelenkgetrieben nur eine auf den Begriff *„Gegen-Klemmwinkel"* beschränkte Bedeutung. Schnellaufende Gelenkgetriebe sollten anhand des dynamischen Laufkriteriums bewertet werden, bei dem sowohl der Einfluß der Trägheitswirkungen als auch der äußeren Belastung Berücksichtigung findet [17, 18].

9.3 Getriebesynthese. Synthesis of mechanisms

Mit Hilfe der Getriebesynthese (Maßsynthese) werden Getriebelösungen für vorgegebene Übertragungs- und Führungsaufgaben von Punkten und Gliedlagen gesucht [19]. Sie verwendet die in der Getriebesystematik vorgestellten Bauformen und die in der Getriebeanalyse ermittelten geometrisch-kinematischen Eigenschaften der Getriebe. Parallel zu bestimmten Syntheseverfahren werden mit geeigneten Analyse-Rechenprogrammen Getriebe ebenfalls nach der Methode „Synthese durch iterative Analyse" gefunden.

9.3.1 Viergelenkgetriebe. Four-bar linkages

Übertragungs- und beschleunigungsgünstige Schwingbewegungen

Das viergliedrige Drehgelenkgetriebe (**Bild 18**) wandelt als Kurbelschwinge eine Umlaufbewegung in eine Schwingbewegung um. Dem Schwingwinkel ψ_0 ist der Kurbelwinkel φ_0 zugeordnet. Für φ_0 und ψ_0 gibt es unendlich viele Kurbelschwingen [20]. $\psi_0/2$ in B_0 und $\varphi_0/2$ in A_0 an d ($\overline{A_0B_0}=d$) angetragen, ergeben den Schnittpunkt R. Die Mittelsenkrechte von $\overline{A_0R}$ in M_a schneidet B_0R in M_b. Kreise mit $\overline{M_aR}=r_a$ und $\overline{M_bR}=r_b$ sind geometrische Orte für Kurbellagen A_a und Schwingenlagen B_a einer Kurbelschwinge in *äußerer Totlage* $A_0A_aB_aB_0$ bei beliebigem Winkel β. Wenn d angenommen wird, ergeben sich die Abmessungen zu

$$a = 2r_a \cos(180° - \beta - \varphi_0/2), \tag{45}$$

$$b = 2r_b \cos(180° - \delta - \beta - \varphi_0/2) - a,\ \delta = (\varphi_0 - \psi_0)/2 \tag{46}$$

und

$$c = \sqrt{d^2 + (a+b)^2 - 2d(a+b)\cos\beta}. \tag{47}$$

Mit β lassen sich die übertragungsgünstigsten Kurbelschwingen [R4], die übertragungsgünstigste Verstellmöglichkeit bei veränderlichen φ_0 und ψ_0, die übertragungsgünstigsten sechsgliedrigen Reihengetriebe sowie die beschleunigungsgünstigste Kurbelschwinge mit der kleinsten Maximalbeschleunigung im Hin- oder Rückgang bestimmen.
Für die Schubkurbel gibt es eine ähnliche Konstruktion und entsprechende Ergebnisse für die übertragungs- und beschleunigungsgünstigsten Abmessungen [R1, R2, R4].

Winkelzuordnungen

Mit Hilfe der *Burmesterschen Kreispunkt- und Mittelpunktkurve* lassen sich vier (homologe) Lagen einer Ebene und nach Schnitt zweier solcher Kurven fünf derartige Lagen beherrschen. Einfachere Verfahren ergeben sich bei Benutzung der Sonderlagen [21]. Der programmierbare Rechner ermöglicht die Berechnung der maßsynthetischen Kurven ohne Benutzung der Burmester-Theorie mittels selbsttätig ablaufender Iterationen [22, 23]. Weitere Möglichkeiten ergeben sich mit *Punktlagenreduktionen* [24].

Beispiel: Die drei Winkel φ_{12}, φ_{13}, φ_{14} sollen den Winkeln ψ_{12}, ψ_{13}, ψ_{14} zugeordnet werden (**Bild 19**). – Man trägt z. B. die Winkel $\varphi_{12}/2$

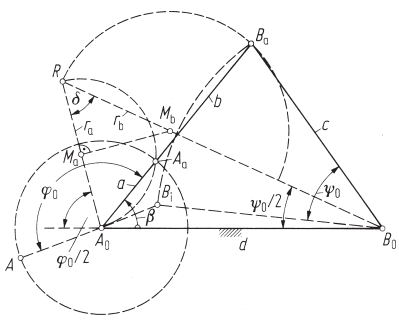


Bild 18. Geometrische Grundlagen der Altschen Totlagenkonstruktion für Kurbelschwingen

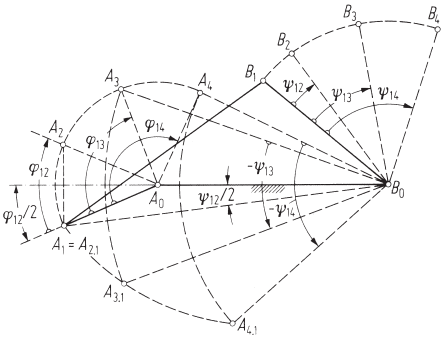


Bild 19. Synthese des viergliedrigen Drehgelenkgetriebes für gegebene Winkellagen

in A_0 und $\psi_{12}/2$ in B_0 an A_0B_0 an, deren freie Schenkel einander in A_1 schneiden. Mit der Kurbellänge $\overline{A_0A_1}$ werden die Kurbellagen A_0A_2, A_0A_3, A_0A_4 mit den zugehörigen φ-Winkeln festgelegt. Die Punkte A_2, A_3, A_4 dreht man um B_0 im entgegengesetzten Sinn der gegebenen ψ-Winkel, also um $-\psi_{12}, -\psi_{13}, -\psi_{14}$, und findet die Punkte $A_{2,1}$, $A_{3,1}$, $A_{4,1}$, von denen $A_{2,1}$ als Punktlagenreduktion mit A_1 zusammenfällt. Der Kreis durch die drei Punkte $A_1 = A_{2,1}, A_{3,1}, A_{4,1}$ ergibt als Mittelpunkt die Gelenkpunktlage B_1 und damit alle Abmessungen des gesuchten Getriebes in seiner Lage *1*. Zu Beginn der Konstruktion können auch anstelle von A_1 ein Gelenkpunkt B_1, also eine Gliedlänge $\overline{B_0B_1}$, und außerdem andere zugeordnete Anfangs-Winkelpaare gewählt werden. Bei sechsgliedrigen Getrieben kann man sechs und unter gewissen Voraussetzungen sogar acht zugeordnete Winkelpaare mit entsprechend erweiterter Punktlagenreduktion definieren.

Erzeugung gegebener ebener Kurven

Theoretisch läßt sich eine gegebene ebene Kurve in neun Punkten genau durch die sog. *Koppelkurve* eines viergliedrigen Drehgelenkgetriebes erzeugen. Praktische Verfahren für allgemeine Lagen sind bisher nur, wie im folgenden Beispiel, für sieben Punkte bekannt geworden.

Beispiel: Sind fünf Punkte E_1 bis E_5 auf einer Kurve gegeben (**Bild 20**), so schneiden z. B. die Mittelsenkrechten der Strecken $\overline{E_1E_4}$ und $\overline{E_2E_3}$ einander in B_0, von dem ein beliebiger Strahl x_0 ausgeht. An diesen trägt man die Strahlen x_1, x_2 so an, daß sie mit x_0 die Winkel $\psi_{14}/2$ und $\psi_{23}/2$ einschließen, die von den Mittelsenkrechten und B_0E_1 sowie B_0E_2 gebildet werden. Mit beliebiger gleicher Länge werden $\overline{E_1A_1} = \overline{E_2A_2}$ mit A_1 auf x_1 und A_2 auf x_2 abgetragen. Die Mittelsenkrechte von $\overline{A_1A_2}$ schneidet x_0 in A_0, und es läßt sich der Kreis um A_0 durch A_1 und A_2 zeichnen, auf dem sich A_3, A_4, A_5 als Schnittpunkte der Kreise um E_3, E_4, E_5 mit $\overline{E_1A_1}$ als Halbmesser ergeben. Mit $\Delta E_1A_1B_{02} = \Delta E_2A_2B_0$, $\Delta E_1A_1B_{05} = \Delta E_5A_5B_0$ werden die Punkte B_{02} und B_{05} gefunden. Entsprechendes ergäbe sich mit den Punkten A_3 und A_4 zu $B_{03} = B_{02}$ und $B_{04} = B_0$ als Punktlagenreduktionen. Der Kreis durch die drei Punkte $B_0 = B_{04}$, $B_{02} = B_{03}$ und B_{05} ergibt durch

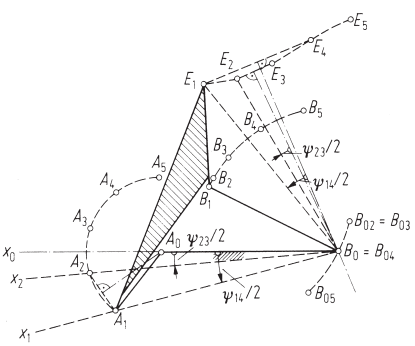


Bild 20. Synthese des viergliedrigen Drehgelenkgetriebes für gegebene Koppelpunktlagen

seinen Mittelpunkt die Punktlage B_1 und damit das gesuchte Getriebe in seiner Lage *1*. Zu Beginn kann man auch andere *E*-Punkte paaren und damit einen anderen Schnittpunkt B_0 erhalten. Da der Strahl x_0 und die Längen $\overline{E_1A_1}$ beliebig angenommen wurden, läßt sich die Koppelkurve mit der gegebenen Kurve auch in sieben *E*-Punkten zur Deckung bringen.

9.3.2 Kurvengetriebe. Cam mechanisms

Das dreigliedrige Kurvengetriebe mit dem Steg als Gestell [R10] wird meist zur Erzeugung von periodischen Bewegungen mit Rasten (Stillständen des Abtriebsglieds) und beschleunigungsgünstigen Übergängen verwendet. Die technologische Aufgabenstellung innerhalb eines übergeordneten *Maschinenzyklogramms* bestimmt den *Bewegungsplan* (**Bild 21 a**) eines Kurvengetriebes mit einzelnen Bewegungsabschnitten *ik*. Damit liegt grob die funktionale Abhängigkeit der Abtriebsbewegung *s* für einen Rollenstößel (**Bild 21 b**)

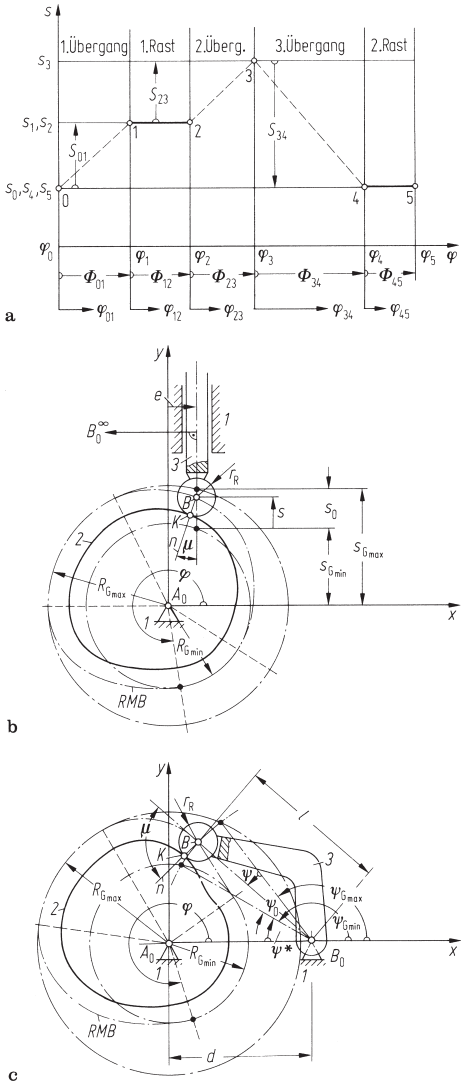


Bild 21 a–c. Bezeichnungen an ebenen dreigliedrigen Kurvengetrieben. **a** Bewegungsplan; **b** Getriebe mit Rollenstößel; **c** Getriebe mit Rollenhebel

oder ψ für einen Rollenhebel (**Bild 21 c**) von der Antriebsbewegung φ (Drehwinkel der Kurvenscheibe) vor. Formal läßt sich ein Hebeldrehwinkel ψ im Bogenmaß über die Beziehung $s = l\ \psi$ (Hebellänge $l = \overline{B_0 B}$) in einen Stößelhub umrechnen. Mit Ausnahme der Rasten wird jedem Bewegungsabschnitt ein „Bewegungsgesetz" in normierter, d. h. auf den Teilhub $S_{ik} = s_k - s_i$ bzw. $\Psi_{ik} = \psi_k - \psi_i$ und Teildrehwinkel $\Phi_{ik} = \varphi_k - \varphi_i$ bezogener Schreibweise zugeordnet [R5–R8]:

$$(s - s_i)/S_{ik} = f_{ik}[(\varphi - \varphi_i)/\Phi_{ik}] = f(z). \tag{48}$$

Die Funktionen $f(z)$ sind in der Hauptsache Potenzfunktionen $f(z) = A_0 + A_1 z + A_2 z^2 + \ldots + A_n z^n$ oder trigonometrische Funktionen $f(z) = A\cos(\nu z) + B\sin(\nu z)$ oder Kombinationen aus beiden. Die Randwerte der Ableitungen nach dem Drehwinkel φ oder Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung an den Stellen i und k bestimmen den Typ der Bewegungsaufgabe und sind unbedingt stoßfrei (kein Sprung von s' bzw. ψ') und ruckfrei (kein Sprung von s'' bzw. ψ'') anzupassen. Weitere Gütekriterien ergeben sich aus den Maximalbeträgen folgender Ableitungen der normierten Gesetze nach z:

Geschwindigkeitskennwert	C_v	$= \max(\lvert f' \rvert)$,
Beschleunigungskennwert	C_a	$= \max(\lvert f'' \rvert)$,
Ruckkennwert	C_j	$= \max(\lvert f''' \rvert)$,
statischer Momentenkennwert	C_{Mstat}	$= C_v$,
dynamischer Momentenkennwert	C_{Mdyn}	$= \max(\lvert f' f'' \rvert)$.

Die kleinsten Werte obiger Kennwerte für die ausgewählte Funktion $f(z)$ sind jeweils optimal.

Für eine vorgeschriebene Bewegungsaufgabe gibt es unendlich viele Kurvenprofile, von denen das übertragungsgünstigste (Kleinstwert des Übertragungswinkels μ am wenigstens von 90° abweichend) bestimmt werden kann. Die hierfür gültigen „Hauptabmessungen" sind beim Kurvengetriebe mit Rollenstößel die Versetzung e und der Radius des „Grundkreises" R_{Gmin} der Rollenmittelpunktsbahn (RMB) bzw. der „Grundhub" S_{Gmin} und beim Kurvengetriebe mit Rollenhebel die Hebellänge l und der „Grundwinkel" ψ_{Gmin} bzw. ψ^* zwischen Hebel und Gestell.

9.4 Sondergetriebe. Special mechanisms

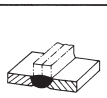
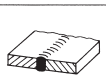
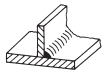
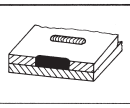
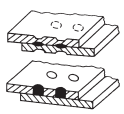
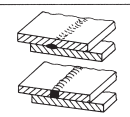
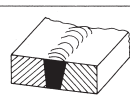
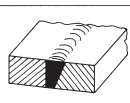
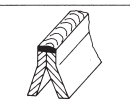
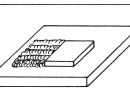
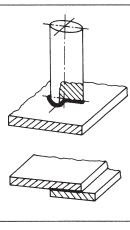
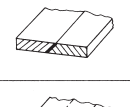
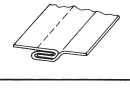
Für die Gruppe der Sondergetriebe zur Erfüllung spezieller Bewegungsaufgaben bei zum Teil außergewöhnlichen konstruktiven Randbedingungen sei auf die spezielle Literatur und die jeweiligen VDI-Richtlinien hingewiesen:

Räumliche Gelenkgetriebe und Gelenkwellen [27, 28, R12, R13, R15], räumliche Kurvengetriebe [29, 30], Schrittgetriebe (Schaltgetriebe) [31–33, 36, R14], Räderkurbelgetriebe als Kombinationen aus Gelenkgetrieben und aus mindestens zwei Rädern für Umlaufrast- und Pilgerschrittbewegungen [34–36].

10 Anhang G: Diagramme und Tabellen
Appendix G: Diagrams and tables

Anh. G 1 Tabelle 1. Grund-, Zusatz- und Ergänzungssymbole zur Darstellung von Schweißnähten nach DIN EN 22 553

a Grundsymbole für Nahtarten

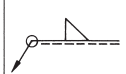
Nr.	Benennung	Darstellung	Symbol
1	Bördelnaht[1] (die Bördel werden ganz niedergeschmolzen)		
2	I-Naht		
3	V-Naht		
4	HV-Naht		
5	Y-Naht		
6	HY-Naht		
7	U-Naht		
8	HU-Naht (Jot-Naht)		
9	Gegenlage		
10	Kehlnaht		
11	Lochnaht		
12	Punktnaht		
13	Liniennaht		
14	Steilflankennaht		
15	Halb-Steilflankennaht		
16	Stirnflachnaht		
17	Auftragung		
18	Flächennaht		
19	Schrägnaht		
20	Falznaht		

[1]) Bördelnähte (Symbol 1), die nicht durchgeschweißt sind, werden als I-Nähte (Symbol 2) mit der Nahtdicke *s* dargestellt.

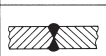
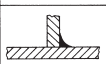
b Zusatzsymbole

Form der Oberflächen oder der Naht	Symbol
a) flach (üblicherweise flach nachbearbeitet)	—
b) konvex (gewölbt)	⌒
c) konkav (hohl)	⌣
d) Nahtübergänge kerbfrei	J
g) verbleibende Beilage benutzt	M
h) Unterlage benutzt	MR

c Ergänzungssymbole

Verlauf u. Art der Naht	Ergänzungssymbol
ringsum-verlaufende Naht, z.B. Kehlnaht	
Baustellennaht	

d Grund- und Zusatzsymbole (Beispiele)

Benennung	Darstellung	Symbol
Flache V-Naht		
Gewölbte Doppel-V-Naht		
Hohlkehlnaht		
Flache V-Naht mit flacher Gegenlage		
Y-Naht mit Gegenlage		
Flach nachbearbeitete V-Naht		[1])
Kehlnaht mit kerbfreiem Nahtübergang		

[1]) Symbol nach ISO 1302; es kann auch das Hauptsymbol ▽— benutzt werden.

G

Anh. G 1 Tabelle 2. Normen, Vorschriften und Richtlinien für die Festigkeitsberechnung geschweißter Bauteile

Anwendungsgebiet	Allgemeine Berechnungsgrundsätze	Schweißnahtberechnung
1. Maschinenbau	FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, 4. Aufl. 2002, VDMA-Verlag; Klassifikations- und Bauvorschriften, I. Schiffstechnik, Teil 1 – Seeschiffe, Kap. 2 Maschinenanlagen 2002 [a])	
		IIW: Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile, IIW-Dokument XIII-1965-03 / XV-1127-03 [b]) Zweckmäßig: DIN 15018 – vgl. unter Fördertechnik Anhang II der DV 952 – vgl. Fahrzeugbau
2. Fahrzeugbau	DIN EN 12663 Bahnanwendungen-Festigkeitsanforderungen an Wagenkästen von Schienenfahrzeugen; UIC-Kodex [c])	Anhang II „Bemessung von Schweißverbindungen im Schienenfahrzeugbau“ der DV 952 Vorschrift für das Schweißen metallischer Werkstoffe in Privatwerken [d]) IIW-Dokument XIII-1965-03/XV-1127-03 [b])
3. Schiffbau	Klassifikations- und Bauvorschriften. I. Schiffstechnik, Teil 1 – Seeschiffe, Kap. 1 Schiffskörper 2002, Teil 2 – Binnenschiffe, Kap. 1 Schiffskörper 1990, II. Werkstoffe und Schweißtechnik 1998, Teil 3 – Schweißen 1999 [a])	
4. Tankbau	DIN 4119 T2 – Oberirdische zylindrische Flachboden-Tankbauwerke aus metallischen Werkstoffen; siehe auch Lagerbehälter für brennbare Flüssigkeiten	DIN 18800 T1 – vgl. unter Hochbau DIN 4113 T2 – vgl. unter Hochbau
5. Druckbehälterbau	Technische Regeln Druckbehälter (TRB) [e]) Merkblätter der Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter (AD-Merkblätter) [f]) Klassifikations- und Bauvorschriften, I. Schiffstechnik, Teil 1 – Seeschiffe, Kap. 2 Maschinenanlagen 2002, Teil 2 – Binnenschiffe, Kap. 2 Maschinenanlagen 1990 [a])	
6. Kessel- und Kesselrohrbau	Technische Regeln für Dampfkessel (TRD) [c]) Klassifikations- und Bauvorschriften. I. Schiffstechnik, Teil 1 – Seeschiffe, Kap. 2 Maschinenanlagen 2002, Teil 2 – Binnenschiffe, Kap. 2 Maschinenanlagen 1990 [a])	
7. Lagerbehälter für brennbare Flüssigkeiten	Verordnung über brennbare Flüssigkeiten (VbF) [e]), Fassung vom 13.12.1996. BGBl. I, S. 1938 (1996), berichtigt BGBl , I, S. 447 (1997), BGBI. I, S. 2785 Art. 334 (2001); Technische Regeln für brennbare Flüssigkeiten (TRbF) [e]), BArBl 2002-07/08 S. 143	
8. Ferngasleitung	Technische Regeln für Gashochdruckleitungen (TRGL) [e])	
	DIN 2470 T1 Gasleitungen aus Stahlrohren mit Betriebsdrükken bis 16 bar DIN 2470 T2 Gasleitungen aus Stahlrohren mit Betriebsdrükken von mehr als 16 bar	DIN EN 13480 T3 Metallische industrielle Rohrleitungen – Konstruktion und Berechnung; TRGL 121 Technische Regeln für Gashochdruckleitungen – Konstruktion und Berechnung
9. Hochbau	DIN 18800 T1 Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion DIN 18800 T1/A1 (Nachtrag zu DIN 18800 T1) DIN 18800 T2 Stahlbauten; Stabilitätsfälle; Knicken von Stäben und Stabwerken DIN 18800 T3 Stahlbauten; Stabilitätsfälle, Plattenbeulen DIN 18800 T3/A1 (Nachtrag zu DIN 18800 T3) DIN 18800 T4 Stahlbauten; Stabilitätsfälle; Schalenbeulen DIN 1055 T1 bis T6 Einwirkungen auf Bauwerke	DIN EN 18800 T1 Stahlbauten-Bemessung und Konstruktion
	DIN 18801 Stahlhochbau; Bemessung, Konstruktion, Herstellung	
		DIN 18808 Stahlbauten; Tragwerke aus Hohlprofilen unter vorwiegend ruhender Beanspruchung
	DIN 4112 Fliegende Bauten; Richtlinien für Bemessung und Ausführung	DIN 18800 T1 Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion
	DIN V EN V1993 T1.1 Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten, Teil 1.1 Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau; DIN V ENV 1993-1-1/A1 Eurocode 3: Änderung A1; DIN V ENV 1993-1-1/A2 Eurocode 3: Änderung A2	
	DIN 4113 T1 Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung; Berechnung und bauliche Durchbildung DIN 4113 T1/A1 (Nachtrag zu DIN 4113 T1)	DIN 4113 T2 Geschweißte Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung; Berechnung geschweißter Konstruktionen
	DIN V ENV 1999-1-1 Eurocode 9, Bemessung und Konstruktion von Alumiumbauten – Teil 1-1 Allgemeine Bemessungsregeln; DIN V ENV 1999-2 Eurocode 9, Bemessung und Konstruktion von Aluminiumbauten – Teil 2 Ermüdungsanfällige Tragwerke	
10. Brückenbau	DIN 18809 Stählerne Straßen- und Wegbrücken; Bemessung, Konstruktion, Herstellung	DIN 18800 T1 – vgl. unter Hochbau
	DS 804 Vorschriften für Eisenbahnbrücken und sonstige Ingenieurbauten (VEI) [d])	
11. Fördertechnik	DIN 4118 Fördergerüste und Fördertürme für den Bergbau; Lastannahmen, Berechnungs- und Konstruktionsgrundlagen	DIN 18800 T1 – vgl. unter Hochbau
	DIN 4132 Kranbahnen, Stahltragwerke; Grundsätze für die Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung DIN 15018 T1 Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung DIN 15018 T3 Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung von Fahrzeugkranen	
12. Gerüste	DIN 4420 Arbeits- und Schutzgerüste (in Verbindung mit DIN 18800 T1, DIN 18808)	DIN 18800 T1 – vgl. unter Hochbau DIN 18808 – vgl. unter Hochbau

[a]) Germanischer Lloyd, Hamburg
[b]) International Institute of Welding, Paris
[c]) Union International de Chemins de fer (Internationaler Eisenbahnverband), Paris
[d]) Deutsche Bahn, Frankfurt
[e]) Aktueller Stand ersichtlich im Internet: http://www.umwelt-online.de
[f]) Aktueller Stand: http://www.beuth.de mit Suchwort „AD“ oder „AD 2000“
Aktueller Stand der Normen: http://www.beuth.de

Anh. G 1 Tabelle 3. Schweißnähte mit besonderen Güteeigenschaften, DIN 15 018

Nahtart	Naht-güte	Nahtausführung	Sinnbild Beispiele	Prüfung auf fehlerfreie Ausführung	
				Prüfverfahren	Kurz-zeichen
Stumpf-naht	Sonder-güte	Wurzel ausgeräumt, Kapplage gegengeschweißt, blecheben in Spannungsrichtung bearbeitet, keine Endkrater		Zerstörungsfreie Prüfung der Naht auf 100% der Nahtlänge, z.B. Durchstrahlung	P 100
	Normal-güte	Wurzel ausgeräumt, Kapplage gegengeschweißt, keine Endkrater		Wie bei Sondergüte, jedoch nur bei Zug mit max $\sigma_z \geqq 0{,}8 \cdot \text{zul}\,\sigma_z$ im Zugschwellbereich mit max $\sigma_z \geqq 0{,}8 \cdot \text{zul}\,\sigma_{zD}$ im Wechselbereich mit max $\sigma_z \geqq 0{,}8 \cdot \text{zul}\,\sigma_{zD}$ oder max $\sigma_d \geqq 0{,}8 \cdot \text{zul}\,\sigma_{dD}$	P 100
				Zerstörungsfreie Prüfung der wichtigsten übrigen Nähte in Stichproben auf mindestens 10% der Nahtlänge jedes Schweißers, z.B. Durchstrahlung	P
DHV-Naht mit Doppel-kehlnaht	Sonder-güte	Wurzel ausgeräumt, durchgeschweißt, Nahtübergang kerbfrei, erforderlichenfalls bearbeitet		Zerstörungsfreie Prüfung des quer zu seiner Ebene auf Zug beanspruchten Bleches auf Doppelung und Gefügestörung im Nahtbereich, z.B. Durchschallung	D
	Normal-güte	Breite der Restfuge an der Wurzel bis 3 mm oder bis 0,2mal Dicke des angeschweißten Teiles. Der kleinere Wert ist maßgebend			
Kehl-naht	Sonder-güte	Nahtübergang kerbfrei, erforderlichenfalls bearbeitet			
	Normal-güte				

G

Anh. G 1 Tabelle 4. Metrisches ISO-Gewinde, Regel- und Feingewinde-Auswahlreihen (nach DIN 13, Teil 12, Teil 12 Beiblatt und Teil 28)

Nenn-durchmesser d	Regelgewinde			Feingewinde (fein)			Feingewinde (extra fein)		
	Steigung P	Kernquerschnitt A_3	Spannungsquerschnitt A_S	Steigung P	Kernquerschnitt A_3	Spannungsquerschnitt A_S	Steigung P	Kernquerschnitt A_3	Spannungsquerschnitt A_S
in mm	in mm	in mm²	in mm²	in mm	in mm²	in mm²	in mm	in mm²	in mm²
4	0,7	7,75	8,78	(0,5)	9,01	9,79	(0,35)	10,02	10,6
5	0,8	12,69	14,2	(0,75)	13,07	14,5	(0,5)	15,12	16,1
6	1	17,89	20,1	(0,75)	20,27	22,0	(0,5)	22,79	24,0
8	1,25	32,84	36,6	1	36,03	39,2	(0,75)	39,37	41,8
10	1,5	52,30	58,0	1,25	56,29	61,2	0,75	64,75	67,9
12	1,75	76,25	84,3	1,25	86,03	92,1	1	91,15	96,1
(14)	2	104,7	115	1,5	116,1	125	1	128,1	134
16	2	144,1	157	1,5	157,5	167	1	171,4	178
(18)	2,5	175,1	193	1,5	205,1	216	1	221,0	229
20	2,5	225,2	245	1,5	259,0	272	1	276,8	285
(22)	2,5	281,5	303	1,5	319,2	333	1	338,9	348
24	3	324,3	353	2	364,6	384	1,5	385,7	401
(27)	3	427,1	459	2	473,2	496	1,5	497,2	514
30	3,5	519	561	2	596,0	621	1,5	622,8	642
(33)	3,5	647,2	694	2	732,8	761	1,5	762,6	784
36	4	759,3	817	3	820,4	865	1,5	916,5	940
(39)	4	913	976	3	979,7	1028	1,5	1085	1110
42	4,5	1045	1121	3	1153	1206	1,5	1267	1294
(45)	4,5	1224	1306	3	1341	1398	1,5	1463	1492
48	5	1377	1473	3	1543	1604	1,5	1674	1705
(52)	5	1652	1758	3	1834	1900	2	1928	1973
56	5,5	1905	2030	4	2050	2144	2	2252	2301
(60)	5,5	2227	2362	4	2384	2485	2	2601	2653
64	6	2520	2676	4	2743	2851	2	2975	3031
(68)	6	2888	3055	4	3127	3242	2	3374	3434

Nenn-durchmesser d	Feingewinde (fein 1)			Feingewinde (fein 2)			Feingewinde (extra fein)		
	Steigung P	Kernquerschnitt A_3	Spannungsquerschnitt A_S	Steigung P	Kernquerschnitt A_3	Spannungsquerschnitt A_S	Steigung P	Kernquerschnitt A_3	Spannungsquerschnitt A_S
in mm	in mm	in mm²	in mm²	in mm	in mm²	in mm²	in mm	in mm²	in mm²
72	6	3287	3463	4	3536	3658	2	3799	3862
(76)	6	3700	3889	4	3970	4100	2	4248	4315
80	6	4144	4344	4	4429	4566	2	4723	4794
(85)	6	4734	4945	4	5038	5190	2	5352	4530
90	6	5364	5590	4	5687	5840	2	6020	6100
(95)	6	6032	6270	4	6375	6540	2	6727	6810
100	6	6740	7000	4	7102	7280	2	7473	7560
(105)	6	7488	7760	4	7869	8050	2	8259	8350
110	6	8273	8560	4	8674	8870	2	9084	9180
(115)	6	9100	9400	4	9519	9720	2	9948	10100
(120)	6	9965	10300	4	10404	10600	2	10852	11000
125	6	10869	11200	4	11327	11500	2	11795	11900
(130)	6	11813	12100	4	12290	12500	2	12777	12900
140	6	13818	14200	4	14334	14600	2	14859	15000

Anh. G 1 Tabelle 5. Nennmaße für metrisches ISO-Trapezgewinde (Auswahl) nach DIN 103 Teil 4 (Steigung nach Vorzugsreihe DIN 103 Teil 2)

Gew.-Nenn-durchmesser d mm	Steigung P mm	Flanken-durchmesser $d_2 = D_2$ mm	Mutter-außen-durchmesser D_4 mm	Bolzen-kern-durchmesser d_3 mm	Mutter-kern-durchmesser D_1 mm	Bolzen-kern-querschnitt $\pi d_3^2/4$ mm²
10	2	9,0	10,5	7,5	8,0	44
12	3	10,5	12,5	8,5	9,0	57
16	4	14,0	16,5	11,5	12,0	104
20	4	18,0	20,5	15,5	16,0	189
24	5	21,5	24,5	18,5	19,0	269
28	5	25,5	28,5	22,5	23,0	398
(30)	6	27,0	31,0	23,0	24,0	415
32	6	29,0	33,0	25,0	26,0	491
36	6	33,0	37,0	29,0	30,0	661
40	7	36,5	41,0	32,0	33,0	804
44	7	40,5	45,0	36,0	37,0	1018
48	8	44,0	49,0	39,0	40,0	1195
(50)	8	46,0	51,0	41,0	42,0	1320
52	8	48,0	53,0	43,0	44,0	1452
(55)	9	50,5	56,0	45,0	46,0	1590
60	9	55,5	61,0	50,0	51,0	1964
(65)	10	60,0	66,0	54,0	55,0	2290
70	10	65,0	71,0	59,0	60,0	2734
(75)	10	70,0	76,0	64,0	65,0	3217
80	10	75,0	81,0	69,0	70,0	3739
90	12	84,0	91,0	77,0	78,0	4657
100	12	94,0	101,0	87,0	88,0	5945

Anh. G 1 Tabelle 6. Mindesteinschraubtiefen in Sacklochgewinde [77]

	Empfohlene Einschraubtiefe für die Festigkeitsklassen				
	8.8	8.8	10.9	10.9	12.9
Gewindefeinheit d/P	<9	$\geqq 9$	<9	$\geqq 9$	<9
Mutterwerkstoff					
harte Al-Leg. AlCuMg1	1,1 d	1,4 d		–	
Grauguß GG25	1,0 d	1,25 d		1,4 d	
Stahl St37, C15N	1,0 d	1,25 d		1,4 d	
Stahl St50, C35N	0,9 d	1,0 d		1,2 d	
Stahl vergütet mit $R_m > 800 \left[\frac{N}{mm^2}\right]$	0,8 d	0,9 d		1,0 d	

Anh. G 1 Tabelle 7. Spannkräfte F_{Sp} und Anziehdrehmomente M_{Sp} für Schaft- und Taillen-Schrauben mit metrischen ISO-Regelgewinden nach DIN 13, Bl. 13 und Kopfauflagen nach DIN 912 bzw. 931, für Reibungszahl $\mu_G = \mu_K = 0{,}12$ bei 90%iger Streckgrenzenausnutzung (nach VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1986)

Abmessung	F_{Sp} in N			M_{Sp} in Nm		
	8.8[a])	10.9[a])	12.9[a])	8.8[a])	10.9[a])	12.9[a])
Schaftschrauben						
M 4	4050	6000	7000	2,8	4,1	4,8
M 5	6600	9700	11400	5,5	8,1	9,5
M 6	9400	13700	16100	9,5	14,0	16,5
(M 7)	13700	20100	23500	15,5	23,0	27,0
M 8	17200	25000	29500	23,0	34,0	40,0
M 10	27500	40000	47000	46,0	68,0	79,0
M 12	40000	59000	69000	79,0	117,0	135,0
M 14	55000	80000	94000	125,0	185,0	215,0
M 16	75000	111000	130000	195,0	280,0	330,0
M 18	94000	135000	157000	280,0	390,0	460,0
M 20	121000	173000	202000	390,0	560,0	650,0
M 22	152000	216000	250000	530,0	750,0	880,0
M 24	175000	249000	290000	670,0	960,0	1120,0
M 27	230000	330000	385000	1000,0	1400,0	1650,0
M 30	280000	400000	465000	1350,0	1900,0	2250,0
Taillenschrauben ($d_T = 0{,}9 \cdot d_3$)						
M 5	4500	6600	7800	3,8	5,5	6,5
M 6	6300	9300	10900	6,5	9,5	11,1
(M 7)	9500	14000	16400	10,9	16,0	18,5
M 8	11800	17300	20200	16,0	23,0	27,1
M 10	18900	27500	32500	32,0	47,0	55,0
M 12	27500	40500	47500	55,0	81,0	95,0
M 14	38000	56000	65000	88,0	130,0	150,0
M 16	53000	79000	92000	135,0	200,0	235,0
M 18	66000	94000	110000	195,0	280,0	320,0
M 20	86000	123000	144000	280,0	400,0	460,0
M 22	109000	155000	182000	380,0	540,0	630,0
M 24	124000	177000	207000	480,0	680,0	800,0
M 27	166000	236000	275000	720,0	1020,0	1190,0
M 30	200000	285000	335000	970,0	1400,0	1600,0

[a]) Festigkeitsklassen nach DIN ISO 898 T 1.

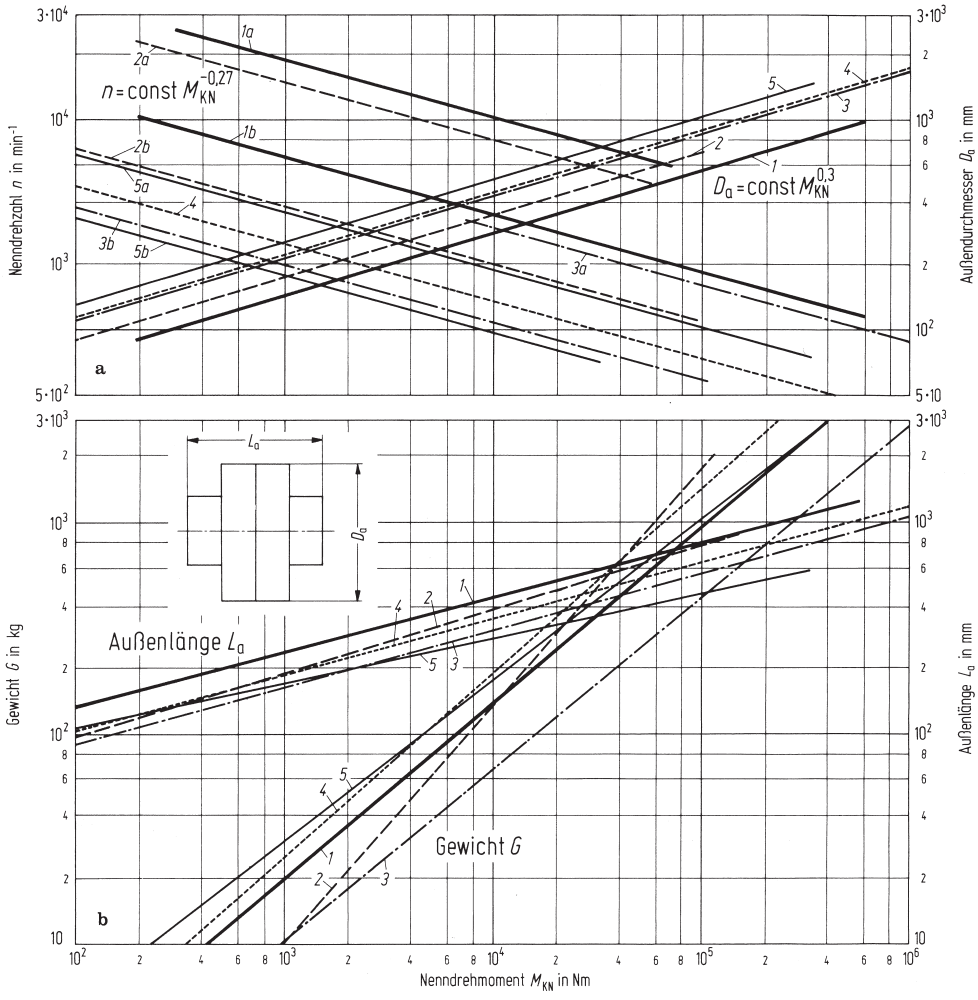
Anh. G 1 Tabelle 8. Grenzflächenpressung p_G in N/mm² für gedrückte Teile verschiedener Werkstoffe (nach VDI-Richtlinie 2230), Ausgabe 1986 – Die Neufassung vom Okt. 2001 enthält zum Teil deutlich geänderte Pressungen p_G)

Werkstoff	Zugfestigkeit R_m (N/mm²)	Grenzflächenpressung[a] p_G (N/mm²)
St 37	370	260
St 50	500	420
C 45	800	700
42 CrMo 4	1000	850
30 CrNiMo 8	1200	750
X 5 CrNiMo 18 10[b])	500 bis 700	210
X 10 CrNiMo 18 9[b])	500 bis 750	220
Rostfreie, ausscheidungshärternde Werkstoffe	1200 bis 1500	1000 bis 1250
Titan, unlegiert	390 bis 540	300
Ti–6 Al–4 V	1100	1000
GG 15	150	600
GG 25	250	800
GG 35	350	900
GG 40	400	1100
GGG 35.3	350	480
GDMgAl 9	300 (200)	220 (140)
GKMgAl 9	200 (300)	140 (220)
GKAlSi 6 Cu 4	–	200
AlZnMgCu 0,5	450	370
Al 99	160	140
GFK-Verbundwerkstoff	–	120
GFK-Verbundwerkstoff	–	140

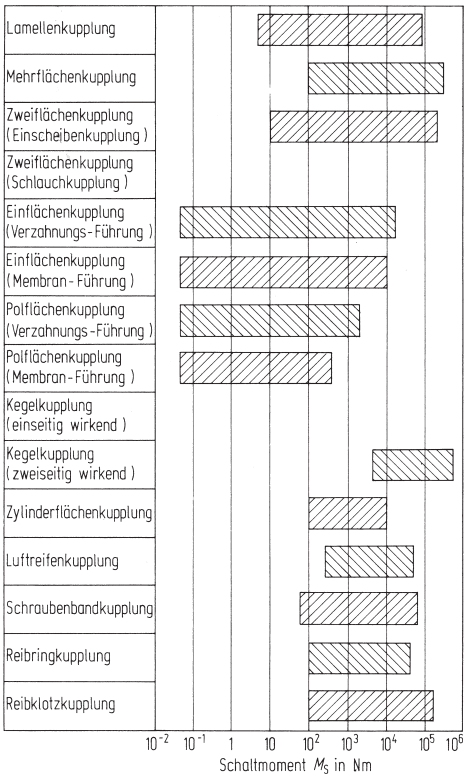
[a]) Beim motorischen Anziehen können die Werte der Grenzflächenpressung bis zu 25% kleiner sein.
[b]) Bei kaltverfestigten Werkstoffen liegen Grenzflächenpressungen wesentlich höher.

Anh. G 3 Tabelle 1. Merkmale von oft angewendeten Reibpaarungen [48]

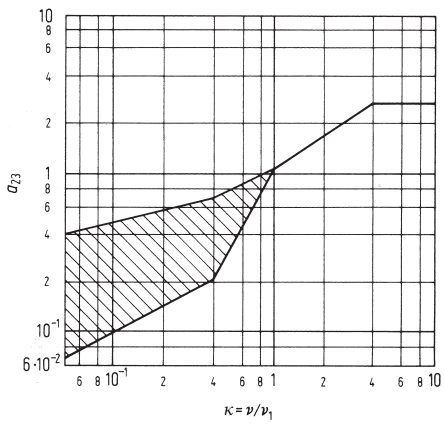
	Naßlauf				Trockenlauf		
Reibpaarungen	Sinterbronze/ Stahl	Sintereisen/ Stahl	Papier/ Stahl	Stahl, gehärtet/ Stahl gehärtet	Sinterbronze/ Stahl	Organische Beläge/ Grauguß	Stahl, nitriert/ Stahl, nitriert
Reibungszahlen							
Gleitreibungszahl μ	0,05 … 0,10	0,07 … 0,10	0,10 … 0,12	0,05 … 0,08	0,15 … 0,30	0,3 … 0,4	0,3 … 0,4
Haftreibungszahl μ_0	0,12 … 0,14	0,10 … 0,14	0,08 … 0,10	0,08 … 0,12	0,2 … 0,4	0,3 … 0,5	0,4 … 0,6
Verhältnis μ_0/μ	1,4 … 2	1,2 … 1,5	0,8 … 1	1,4 … 1,6	1,25 … 1,6	1,0 … 1,3	1,2 … 1,5
Technische Daten (Richtwerte)							
max. Gleitgeschwindigkeit v_R in m/s	40	20	30	20	25	40	25
max. Reibflächenpressung p_R in N/mm²	4	4	2	0,5	2	1	0,5
zulässige flächenbezogene Schaltarbeit bei einmaliger Schaltung q_{AE} in J/mm²	1 … 2	0,5 … 1	0,8 … 1,5	0,3 … 0,5	1 … 1,5	2 … 4	0,5 … 1
zulässige flächenbezogene Reibleistung $\dot{q}_{A0}$ [W/mm²] (vgl. VDI 2241 Bl. 1, Abschnitt 3.2.2)	1,5 … 2,5	0,7 … 1,2	1 … 2	0,4 … 0,8	1,5 … 2,0	3 … 6	1 … 2



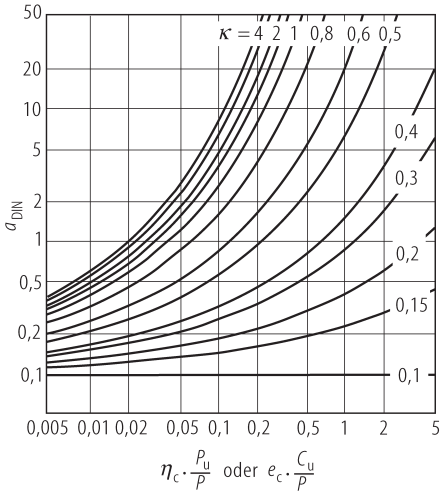
Anh. G 3 Bild 1 a, b. Kenngrößen nicht schaltbarer Kupplungen [5]. **a** Drehzahl n bzw. Außendurchmesser D_a; **b** Gewichte G bzw. Längen L_a nach Katalogangaben. *1* Doppelzahnkupplungen, *2* Membran- und Federlaschenkupplungen, *3* Metallelastische (drehelastische) Kupplungen, *4* Elastomerkupplungen mittlerer Elastizität, *5* Elastomerkupplungen hoher Elastizität, *a* schnellaufende Typen, *b* mittelschnellaufende Typen



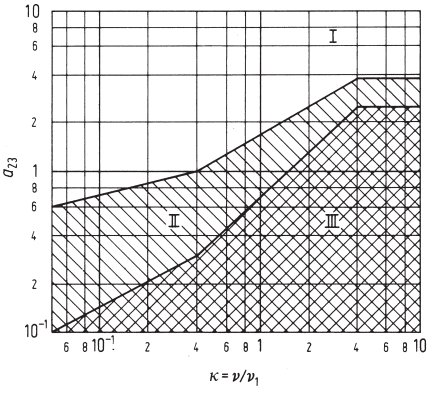
Anh. G 3 Bild 2. Schaltmomentbereiche der Bauarten fremdbetätigter, reibschlüssiger Schaltkupplungen [6]



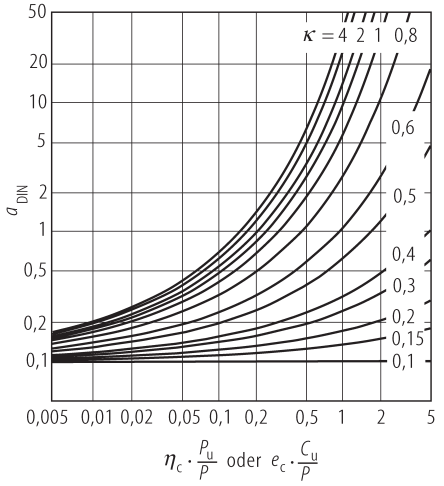
Anh. G 4 Bild 2. a_{23}-Diagramm nach [20]. Höhere Werte im Bereich der Rasterfläche bei Verwendung von EP-Zusätzen



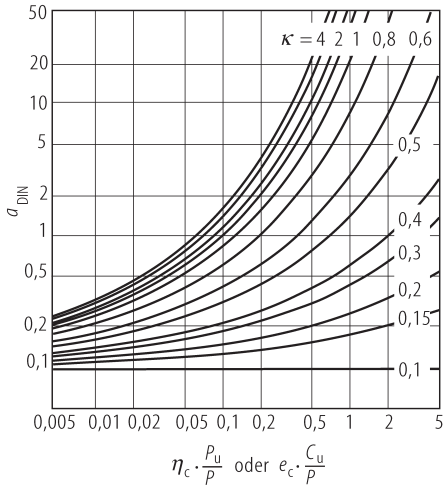
Anh. G 4 Bild 3. Beiwert a_{DIN} für alle Kugellager mit Ausnahme der Axialkugellager ([20] und Entwurf DIN UA8 AK8.2).



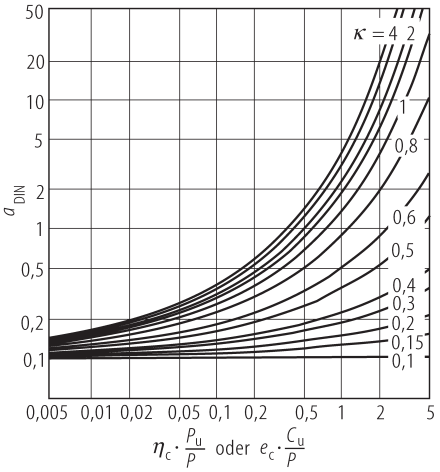
Anh. G 4 Bild 1. a_{23}-Diagramm nach [21] – ν Betriebsviskosität des Schmierstoffs, ν_1 Bezugsviskosität – Bereich I: Übergang zur Dauerfestigkeit. Voraussetzung: Höchste Sauberkeit im Schmierspalt und nicht zu hohe Belastung ($p_0 < 1800\,\mathrm{N/mm^2}$), wenn Dauerfestigkeit angestrebt wird. II: Gute Sauberkeit im Schmierspalt. Geeignete Additive im Schmierstoff. III: Ungünstige Betriebsbedingungen, Verunreinigungen im Schmierstoff, ungeeignete Schmierstoffe



Anh. G 4 Bild 4. Beiwert a_{DIN} für alle Rollenlager mit Ausnahme der Axialrollenlager ([20] und Entwurf DIN UA8 AK8.2).



Anh. G 4 Bild 5. Beiwert a_{DIN} für Axialkugellager ([20] und Entwurf DIN UA8 AK8.2).



Anh. G 4 Bild 6. Beiwert a_{DIN} für Axialrollenlager ([20] und Entwurf DIN UA8 AK8.2).

Anh. G 4 Tabelle 1. Wälzlagerfette und ihre Eigenschaften

Nr.	Eindicker	Grundöl	Gebrauchstemperatur °C[a])	Verhalten gegen Wasser	Besondere Hinweise
1	Natrium-Seife	Mineralöl	−20…+100	nicht beständig	emulgiert mit Wasser, wird daher u. U. flüssig
2	Lithium-Seife[b])	Mineralöl	−20…+130	beständig bis 90 °C	emulgiert mit wenig Wasser, wird aber bei größeren Mengen weicher, Mehrzweckfett
3	Lithiumkomplex-Seife	Mineralöl	−30…+150	beständig	Mehrzweckfett mit hoher Temperaturbeständigkeit
4	Calcium-Seife[b])	Mineralöl	−20…+50	sehr beständig	gute Dichtwirkung gegen Wasser, eingedrungenes Wasser wird nicht aufgenommen
5	Aluminium-Seife	Mineralöl	−20…+70	beständig	gute Dichtwirkung gegen Wasser
6	Natriumkomplex-Seife	Mineralöl	−20…+130	beständig bis etwa 80 °C	für höhere Temperaturen und Belastungen geeignet
7	Calciumkomplex-Seife[b])	Mineralöl	−20…+130	sehr beständig	Mehrzweckfett, geeignet für höhere Temperaturen und Belastungen
8	Bariumkomplex-Seife[b])	Mineralöl	−20…+150	beständig	für höhere Temperaturen und Belastungen sowie auch Drehzahlen (abhängig von der Grundölviskosität) geeignet: dampfbeständig)
9	Polyharnstoff[b])	Mineralöl	−20…+150	beständig	für höhere Temperaturen, Belastungen und Drehzahlen geeignet
10	Aluminiumkomplex-Seife[b])	Mineralöl	−20…+150	beständig	für höhere Temperaturen und Belastungen sowie auch Drehzahlen (abhängig von der Grundölviskosität) geeignet
11	Bentonit	Mineralöl und/oder Esteröl	−20…+150	beständig	Gelfett, für höhere Temperaturen bei niedrigen Drehzahlen geeignet
12	Lithium-Seife[b])	Esteröl	−60…+130	beständig	für niedrige Temperaturen und hohe Drehzahlen geeignet
13	Lithiumkomplex-Seife	Esteröl	−50…+220	beständig	Mehrbereichsschmierfett für weiten Temperaturbereich
14	Bariumkomplex-Seife	Esteröl	−60…+130	beständig	für hohe Drehzahlen und niedrige Temperaturen geeignet, dampfbeständig
15	Lithium-Seife	Siliconöl	−40…+170	sehr beständig	für höhere und niedrige Temperaturen bei geringer Belastung bis zu mittleren Drehzahlen geeignet

[a]) Abhängig von Lagerart und Schmierfrist. Durch Auswahl geeigneter Mineralöle kann bei den Fetten 1 bis 10 das Kälteverhalten verbessert werden (z. B. −30 °C in Sonderfällen bis zu −55 °C).
[b]) Auch mit EP-Zusätzen.

Anh. G 4 Tabelle 2. Fettauswahl nach verschiedenen Kriterien [8]

Kriterien für die Auswahl des Fettes	Eigenschaften des zu wählenden Fettes
Betriebsbedingungen	Fettauswahl nach **Anh. G4 Tab. 1**
Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$	
Belastungsverhältnis *P/C*	
Forderungen an Laufeigenschaften	
geringe Reibung, auch beim Start	Fett der Konsistenzklasse 1…2 mit synthetischem Grundöl niedriger Viskosität
niedrige und konstante Reibung im Beharrungszustand, aber höhere Startreibung zulässig	Fett der Konsistenzklasse 3…4, Fettmenge <30% des freien Lagerraums oder Fett der Konsistenzklasse 2…3, Fettmenge <20% des freien Lagerraums
geringes Laufgeräusch	gefiltertes Fett (hoher Reinheitsgrad) der Konsistenzklasse 2, bei besonders hohen Forderungen an Geräuscharmut sehr gut gefiltertes Fett der Konsistenzklasse 1…2 mit Grundöl hoher Viskosität
Einbauverhältnisse	
Stellung der Lagerachse schräg oder senkrecht	haftfähiges Fett der Konsistenzklasse 2…3
Außenring dreht, Innenring steht oder auf Lager wirkt Fliehkraft	Fett der Konsistenzklasse 3…4 mit hohem Dickungsmittelanteil
Wartung	
häufige Nachschmierung	weiches Fett der Konsistenzklasse 1…2
gelegentliche Nachschmierung, for-life-Schmierung	walkstabiles Fett der Konsistenzklasse 2…3, Gebrauchstemperatur deutlich höher als Betriebstemperatur
Umweltverhältnisse	
hohe Temperatur, for-life-Schmierung	temperaturstabiles Fett mit synthetischem Grundöl und mit temperaturstabilem (eventuell synthetischem) Verdicker
hohe Temperatur, Nachschmierung	Fett, das bei hoher Temperatur keine Rückstände bildet
tiefe Temperatur	Fett mit dünnem synthetischem Grundöl und geeignetem Verdicker, Konsistenzklasse 1…2
staubige Umgebung	festes Fett der Konsistenzklasse 3
Kondenswasser	emulgierendes Fett, zum Beispiel Natron- oder Lithiumseifenfett
Spritzwasser	wasserabweisendes Fett, zum Beispiel Kalziumseifenfett
aggressive Medien (Säuren, Basen usw.)	Sonderfett, bei Wälzlager oder Schmierstoffhersteller erfragen
radioaktive Strahlung	bis Energiedosis $2 \cdot 10^4$ J/kg Wälzlagerfette nach Din 51825, bis Energiedosis $2 \cdot 10^7$ J/kg: bei Wälzlagerherstellern zurückfragen
Schwingungsbeanspruchung	Lithium-EP-Fett der Konsistenzklasse 2, häufige Nachschmierung. Bei mäßiger Schwingungsbeanspruchung Barium-Komplex-Seifenfett der Konsistenzklasse 2 mit Festschmierstoffzusätzen oder Lithiumseifenfett der Konsistenzklasse 3
Vakuum	bis 10^{-5} Wälzlagerfette nach DIN 51825, bei höheren Vakua bei Wälzlagerherstellern zurückfragen

Anh. G 4 Tabelle 3. Kennwerte verschiedener Öle [8]

	Mineralöl	Polyalpha-olefine	Polyglykol (wasserunlöslich)	Ester	Silikonöl	Alkosyfluoröl
Viskosität bei 40 °C in mm²/s	2…4500	15…1200	20…2000	7…4000	4…100000	20…650
Eisatz für Ölsumpf-Temperatur in °C bis	100	150	100…150	150	150…200	150…220
Einsatz für Ölumlauf-Temperatur in °C bis	150	200	150…200	200	250	240
Pourpoint in °C	–20[b])	–40[b])	-40	–60[b])	–60[b])	–30[b])
Flammpunkt in °C	220	230…260[b])	200…260	220…260	300[b])	–
Verdampfungsverluste	mäßig	niedrig	mäßig bis hoch	niedrig	niedrig[b])	sehr niedrig[b])
Wasserbeständigkeit	gut	gut	gut[b]), schlecht trennbar, da gleiche Dichte	mäßig bis gut	gut	gut
V–T-Verhalten	mäßig	mäßig bis gut	gut	gut	sehr gut	mäßig bis gut
Druck-Viskositäts-Koeffizient in m²/N[c])	$1,1 \ldots 3,5 \cdot 10^8$	$1,5 \ldots 2,2 \cdot 10^8$	$1,2 \ldots 3,2 \cdot 10^8$	$1,5 \ldots 4,5 \cdot 10^8$	$1,0 \ldots 3,0 \cdot 10^8$	$2,5 \ldots 4,4 \cdot 10^8$
Eignung für hohe Temperaturen (≈ 150 °C)	mäßig	gut	mäßig bis gut [b])	gut[b])	sehr gut	sehr gut
Eignung für hohe Last	sehr gut[a])	sehr gut[a])	sehr gut[a])	gut	schlecht[b])	gut
Verträglichkeit mit Elastomeren	gut	gut[b])	mäßig, bei Anstrichen prüfen	mäßig bis schlecht	sehr gut	gut
Preisrelationen	1	6	4…10	4…10	40…100	200…800

[a]) Mit EP-Zusätzen.
[b]) Abhängig vom Öltyp.
[c]) Gemessen bis 200 bar. Höhe ist abhängig vom Öltyp und der Viskosität.

Anh. G 4 Tabelle 4. Wahl des Schmierverfahrens [8]

Schmierstoff	Schmierverfahren	Geräte für das Schmierverfahren	Konstruktive Maßnahmen	Erreichbarer Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ in $\text{min}^{-1} \cdot \text{mm}$ [a])	Geeignete Lagerbauarten, Betriebsverhalten
Festschmierstoff	for-life-Schmierung	–	–	≈1500	vorwiegend Rillenkugellager
	Nachschmierung	–	–		
Fett	for-life-Schmierung	–	–	$\approx 0{,}5 \cdot 10^6$	alle Lagerbauarten, außer Axial-Pendelrollenlager, jedoch abhängig von Drehgeschwindigkeit und Fettart. Niedrige Reibung und günstiges Geräuschverhalten mit Sonderfetten
	Nachschmierung	Handpresse, Fettpumpe	Zuführbohrungen, eventuell Fettmengenregler, Auffangraum für Altfett	$\approx 1 \cdot 10^6$ für geeignete Sonderfette, Schmierfristen nach **Bild 22**	
	Sprühschmierung	Verbrauchsschmieranlage[b])	Zuführung durch Rohre oder Bohrungen, Auffangraum für Altfett		
Öl (größere Ölmenge)	Ölsumpfschmierung	Peilstab, Standrohr, Niveaukontrolle	Gehäuse mit ausreichendem Ölvolumen, Überlaufbohrungen, Anschluß für Kontrollgeräte	$0{,}5 \cdot 10^6$	alle Lagerbauarten, Geräuschdämpfung abhängig von der Ölviskosität, höhere Lagerreibung durch Ölplanschverluste, gute Kühlwirkung, Abführung von Verschleißteilchen bei Umlauf- und Spritzschmierung
	Ölumlaufschmierung durch Eigenförderung der Lager oder dem Lager zugeordnete Förderelemente		Ölzulaufbohrungen, Lagergehäuse mit ausreichendem Volumen. Förderelemente, die auf Ölviskosität und Drehgeschwindigkeit abgestimmt sind. Förderwirkung der Lager beachten	muß jeweils ermittelt werden	
	Ölumlaufschmierung	Umlaufschmieranlage[b])	ausreichend große Bohrungen für Ölzulauf und Ölablauf	$\approx 1 \cdot 10^6$	
	Öleinspritzschmierung	Umlaufschmieranlage mit Spritzdüsen	Ölzulauf durch gerichtete Düsen, Ölablauf durch ausreichend große Bohrungen	bis $4 \cdot 10^6$ erprobt	
Öl (Minimalmenge)	Ölimpulsschmierung Öltropfschmierung	Verbrauchsschmieranlage[b]), Tropföler, Ölsprühschmieranlage	Ablaufbohrungen	$\approx 1{,}5 \cdot 10^6$ abhängig von Lagerbauart, Ölviskosität, Ölmenge, konstruktiver Ausbildung	alle Lagerbauarten. Geräuschdämpfung abhängig von der Ölviskosität, Reibung von der Ölmenge und der Ölviskosität abhängig
	Ölnebelschmierung	Ölnebenanlage[c]), evtl. Ölabscheider	eventuell Absaugvorrichtung		
	Öl-Luft-Schmierung	Öl-Luft-Schmieranlage[d])	eventuell Absaugvorrichtung		

[a]) Von Lagerbauart und Einbauverhältnissen abhängig.
[b]) Zentralschmieranlage bestehend aus Pumpe, Behälter, Filter, Rohrleitungen, Ventilen, Drosseln. Umlaufanlage mit Ölrückführung, eventuell mit Kühler. Verbrauchsanlage mit zeitlich gesteuerten Dosierventilen geringer Fördermenge (5...10 mm³/Hub).
[c]) Ölnebelanlage bestehend aus Behälter, Mikronebelöler, Leitungen, Rückverdichterdüsen, Steuerung, Druckluftversorgung.
[d]) Öl-Luft-Schmieranlage bestehend aus Pumpe, Behälter, Leitungen, volumetrischem Öl-Luft-Dosierverteiler, Düsen, Steuerung, Druckluftversorgung

Anh. G 4 Tabelle 5. Empfohlene Mindestwerte der statischen Tragsicherheit für Wälzlager [19]

Einsatzfall	S_0
Ruhiger, erschütterungsarmer Betrieb und normaler Betrieb mit geringen Ansprüchen an die Laufruhe; Lager mit nur geringen Drehbewegungen	≥1
Normaler Betrieb mit höheren Anforderungen an die Laufruhe	≥2
Betrieb mit ausgeprägten Stoßbelastungen	≥3
Lagerung mit hohen Ansprüchen an Laufgenauigkeit und Laufruhe	≥4

Anh. G 4 Tabelle 6. Erfahrungswerte für erforderliche Lebensdauer

	h
Kraftfahrzeuge (Vollast)	
Personenwagen	900...1600
Lastwagen u. Omnibusse	1700...9000
Schienenfahrzeuge	
Achslager Förderwagen	10000...34000
Straßenbahnwagen	30000...50000
Reisezugwagen	20000...34000
Lokomotiven	30000...100000
Getriebe von Schienenfahrzeugen	15000...70000
Landmaschinen	2000...5000
Baumaschinen	1000...5000
Elektromotoren für Haushaltsgeräte	1500...4000
Serienmotoren	20000...40000
Großmotoren	50000...100000
Werkzeugmaschinen	15000...80000
Getriebe im Allg. Maschinenbau	4000...20000
Großgetriebe	20000...80000
Ventilatoren, Gebläse	12000...80000
Zahnradpumpen	500...8000
Brecher, Mühlen, Siebe	12000...50000
Papier- und Druckmaschinen	50000...200000
Textilmaschinen	10000...50000

Anh. G 4 Tabelle 7. Statischer Härtefaktor f_{H0} und dynamischer Härtefaktor f_H [19]

Härte			Statischer Härtefaktor f_{H0}		Dynamischer Härtefaktor f_H
Vickers HV	Rockwell HRC[1)]	Brinell HB[1)]	Kugellager	Zylinderrollen- u. Nadellager	Alle Lagerbauarten
700	60,1	–	1	1	1
650	57,8	–	0,99	1	0,93
600	55,2	–	0,84	0,98	0,78
550	52,3	–	0,71	0,95	0,65
500	49,1	–	0,59	0,88	0,52
450	45,3	428	0,47	0,71	0,42
400	40,8	380	0,38	0,57	0,33
350	35,5	333	0,29	0,43	0,25
300	29,8	285	0,21	0,32	0,18
250	22,2	238	0,15	0,23	0,12
200	–	190	0,09	0,15	0,07

[1)] Umgewertet nach DIN 50150

Anh. G 4 Tabelle 8. Temperaturfaktor f_T [19]

Lagertemperatur °C	Temperaturfaktor f_T
125	1
150	1
175	0,92
200	0,88
250	0,73
300	0,6

Anh. G 4 Tabelle 9. Beiwert η_c bzw. e_c (Richtwerte) für verschiedene Grade der Verunreinigung [20]

Betriebsverhältnisse	Beiwert η_c [a)]
größte Sauberkeit (Teilchengröße der Verunreinigungen in der Größenordnung der Schmierfilmdicke)	1
große Sauberkeit (entspricht den Verhältnissen, die für fettgefüllte Lager mit Dichtscheiben auf beiden Seiten typisch sind)	0,8
normale Sauberkeit (entspricht den Verhältnissen, die für fettgefüllte Lager mit Deckscheiben auf beiden Seiten typisch sind)	0,5
Verunreinigungen (entspricht den Verhältnissen, die für Lager ohne Deck- oder Dichtscheiben typisch sind; Grobfilterung des Schmierstoffs und/oder von außen eindringende feste Verunreinigungen	0,5 ... 0,1
starke Verunreinigungen [b)]	0

[a)] Die angegebenen η_c-Werte gelten nur für typische feste Verunreinigungen; lebensdauermindernde Einflüsse bei Eindringen von Wasser oder sonstigen Flüssigkeiten in die Lagerung sind hier nicht berücksichtigt.

[b)] Bei extrem starker Verunreinigung überwiegt der Verschleiß; die Lebensdauer liegt in diesem Fall weit unter dem errechneten Wert für L_{naa}.

Anh. G 4 Tabelle 10. Koeffizienten f_{0r} und f_{1r} für verschiedene Lagerbauarten und Maßreihen bei Referenzbedingungen nach ISO CD (Committee Draft) 15312, Referenz-Nr. ISO/TC 4/SC 8 N224

Lagerbauart	Maßreihe	f_{0r}	f_{1r}
Einreihige Rillenkugellager	18		
	28	1,7	0,0001
	38		
	19		
	39	1,7	0,00015
	00		
	10		
	02	2	
	03	2,3	0,0002
	04	2,3	
Pendelkugellager	02	2,5	0,00008
	22	3	0,00008
	03	3,5	0,00008
	23	4	0,00008
Einreihige Schrägkugellager $22° < \alpha \leq 40°$	02	2	0,00025
	03	3	0,00035
Zweireihige oder gepaarte Schrägkugellager	32	5	0,00035
	33	7	0,00035
Vierpunktlager	02	2	0,00037
	03	3	
Einreihige Zylinderrollenlager mit Käfig	10	2	0,0002
	02	2	0,0003
	22	3	0,0004
	03	2	0,00035
	23	4	0,0004
	04	2	0,0004
Vollrollige einreihige Zylinderrollen-lager	18	5	0,00055
	29	6	0,00055
	30	7	0,00055
	22	8	0,00055
	23	12	0,00055
Vollrollige zweireihige Zylinderrollenlager	48	9	0,00055
	49	11	0,00055
	50	13	0,00055
Nadellager	48	5	0,0005
	49	5,5	0,0005
	69	10	0,0005

Tabelle 10 (Fortsetzung)

Lagerbauart	Maßreihe	f_{0r}	f_{1r}
Pendelrollenlager	39	4,5	0,00017
	30	4,5	0,00017
	40	6,5	0,00027
	31	5,5	0,00027
	41	7	0,00049
	22	4	0,00019
	32	6	0,00036
	03	3,5	0,00019
	23	4,5	0,0003
Kegelrollenlager	02		
	03		
	30	3	0,0004
	29		
	20		
	22		
	23		
	13	4,5	0,0004
	31		
	32		
Axial-Zylinderrollenlager	11	3	0,0015
	12	4	0,0015
Axial-Nadellager	*	5	0,0015
Axial-Pendelrollenlager	92	3,7	0,0003
	93	4,5	0,0004
	94	5	0,0005
Axial-Pendelrollenlager, modifizierte Bauart	92	2,5	0,00023
	93	3	0,0003
	94	3,3	0,00033

* Maßreihe nach ISO 3031

Anh. G 5 Tabelle 1. Erfahrungsrichtwerte für die höchstzulässige spezifische Lagerbelastung $\bar{p}_{\mathrm{lim}}$ nach DIN 31652

Lagerwerkstoff-Gruppe	$\bar{p}_{\mathrm{lim}}$ in N/mm$^{2\,*)}$
Pb- und Sn-Legierungen	5 (15)
Cu Pb-Legierungen	7 (20)
Cu Sn-Legierungen	7 (25)
Al Sn-Legierungen	7 (18)
Al Zn-Legierungen	7 (20)

*) Klammerwerte nur ausnahmsweise aufgrund besonderer Betriebsbedingungen, z.B. bei sehr niedrigen Gleitgeschwindigkeiten, zulässig.

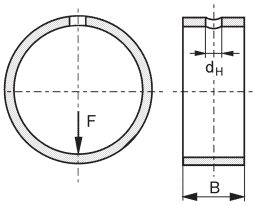
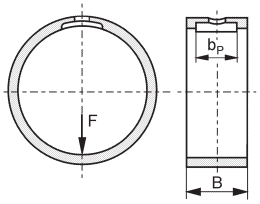
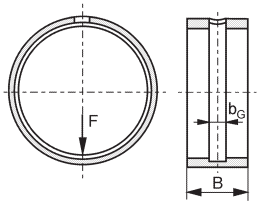
Anh. G 5 Tabelle 2. Erfahrungsrichtwerte für das mittlere relative Lagerspiel $\bar{\psi}$ in ‰ nach DIN 31652

Wellendurchmesser D_J in mm	Gleitgeschwindigkeit der Welle U_J m/s				
	< 3	3 – 10	10 – 25	25 – 50	50 – 125
< 100	1,3	1,6	1,9	2,2	2,2
100 bis 250	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2
> 250	1,1	1,1	1,3	1,6	1,9

Anh. G 5 Tabelle 3. Erfahrungsrichtwerte für die kleinstzulässige minimale Schmierfilmdicke h_{lim} im Betrieb in µm nach DIN 31652

Wellendurchmesser D_J in mm	Gleitgeschwindigkeit der Welle U_J m/s				
	< 1	1 – 3	3 – 10	10 – 30	> 30
24 bis 63	3	4	5	7	10
63 bis 160	4	5	7	9	12
160 bis 400	6	7	9	11	14
400 bis 1000	8	9	11	13	16
1000 bis 2500	10	12	14	16	18

Anh. G 5 Tabelle 4. Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl infolge Zuführdruck Q_{P}^{*} nach DIN 31652 (Auszug). d_{H} Bohrungsdurchmesser des Schmierlochs, b_{P} Schmiertaschenbreite, b_{G} Schmiernutbreite

Schmierloch, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet		$Q_{\mathrm{P}}* = \frac{\pi}{48}\frac{(1+\varepsilon)^3}{\ln\,(B/d_{\mathrm{H}})\cdot q_{\mathrm{H}}}$ $q_{\mathrm{H}} = 1,204 + 0,368\left(\frac{d_{\mathrm{H}}}{B}\right) - 1,046\left(\frac{d_{\mathrm{H}}}{B}\right)^2 + 1,942\left(\frac{d_{\mathrm{H}}}{B}\right)^3$
Schmiertasche, entgegengesetzt zur Lastrichtung angeordnet		$Q_{\mathrm{P}}* = \frac{\pi}{48}\frac{(1+\varepsilon)^3}{\ln\,(B/b_{\mathrm{P}})\cdot q_{\mathrm{P}}}$ $q_{\mathrm{P}} = 1,188 + 1,582\left(\frac{b_{\mathrm{P}}}{B}\right) - 2,585\left(\frac{b_{\mathrm{P}}}{B}\right)^2 + 5,563\left(\frac{b_{\mathrm{P}}}{B}\right)^3$ für $0,05 \le \left(\frac{b_{\mathrm{P}}}{B}\right) \le 0,7$
Schmiernut, umlaufend in Lagermitte angeordnet (Ringnut)		$Q_{\mathrm{P}}* = \frac{\pi}{24}\frac{1+1,5\,\varepsilon^2}{(B/D)}\cdot\frac{B}{B-b_{\mathrm{G}}}$

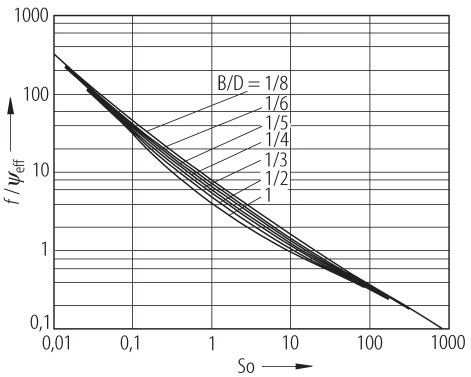
Anh. G 5 Tabelle 5. Erfahrungswerte für die höchstzulässige Lagertemperatur T_{lim} nach DIN 31652

Art der Lagerschmierung	T_{lim} in °C[a] Verhältnis von Gesamtschmierstoffvolumen zu Schmierstoffvolumen pro Minute (Schmierstoffdurchsatz)	
	bis 5	über 5
Druckschmierung (Umlaufschmierung)	100 (115)	110 (125)
drucklose Schmierung (Eigenschmierung)	90 (110)	

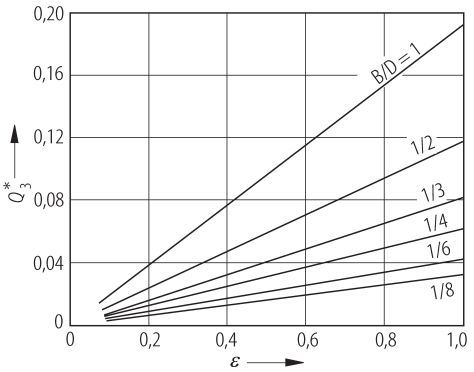
[a] Klammerwerte nur ausnahmsweise bei besonderen Betriebsbedingungen zulässig

Anh. G 5 Tabelle 6. Richtwerte für die mindestzulässige Schmierfilmdicke im Betrieb h_{lim} in µm für Axialkippsegmentlager bei $F_{st}/F = 1$ nach DIN 31654. Werte in Klammern gelten bei $F_{st}/F = 0{,}25$. Für Segmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen nach DIN 31653 Tabellenwerte für h_{lim} verdoppeln. Bei $F_{st}/F = 0$ Werte der 1. Spalte verwenden

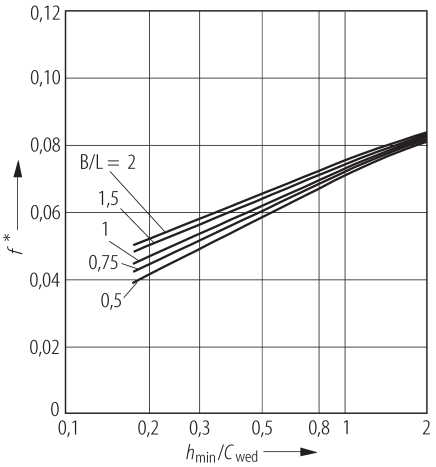
mittl. Gleitdurchmesser D in mm	mittl. Gleitgeschwindigkeit der Spurscheibe U in m/s					
	1–2,4	2,4–4	4–6,3	6,3–10	10–24	24–40
24 bis 63	4 (4)	4 (4)	4,8 (4)	6 (4)	8,5 (4,3)	12 (6)
63 bis 160	6,5 (6,5)	6,5 (6,5)	7,5 (6,5)	9,5 (6,5)	14 (7)	19 (9,5)
160 bis 400	10 (10)	10 (10)	12 (10)	15 (10)	22 (11)	30 (15)
400 bis 1000	16 (16)	16 (16)	19 (16)	24 (17)	35 (17)	48 (24)
1000 bis 2500	26 (26)	26 (26)	30 (26)	38 (26)	55 (27)	75 (37)



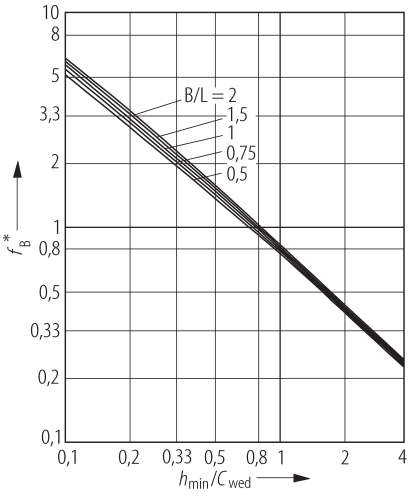
Anh. G 5 Bild 1. Bezogene Reibungszahl f/ψ_{eff} für vollumschlossene Radialgleitlager in Abhängigkeit von B/D und So nach DIN 31652



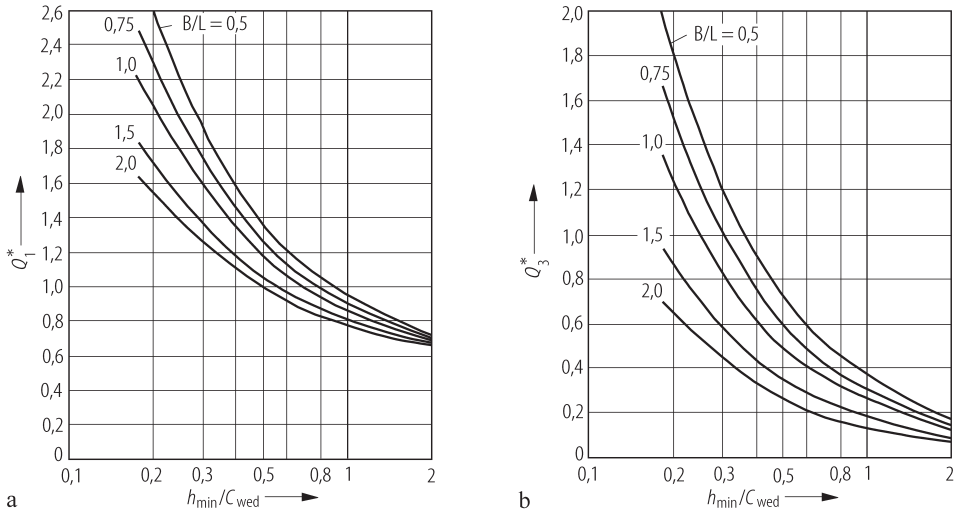
Anh. G 5 Bild 2. Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl infolge hydrodynamischer Druckentwicklung Q_3^* für vollumschlossene Radialgleitlager in Abhängigkeit von B/D und ε nach DIN 31652



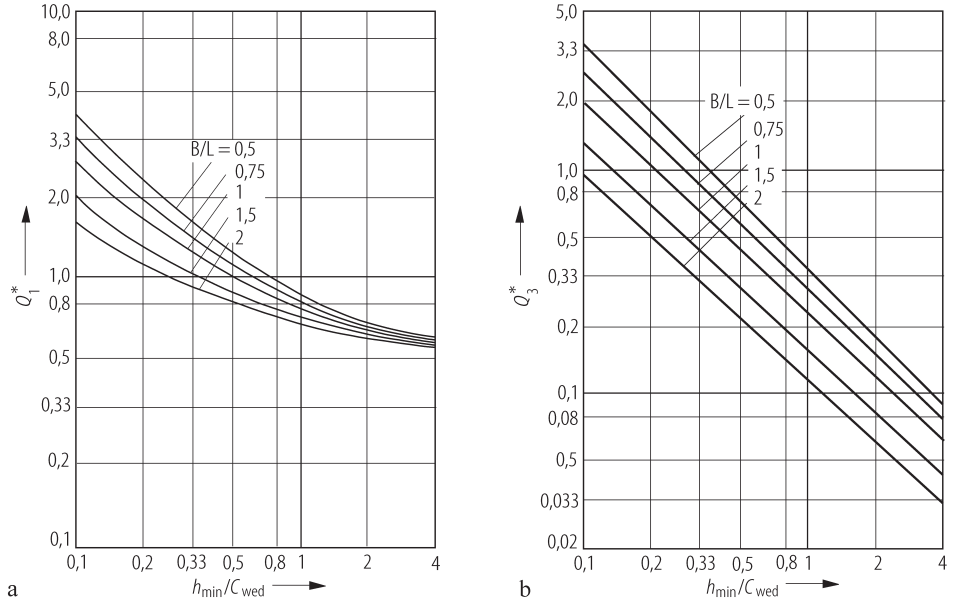
Anh. G 5 Bild 3. Reibungskennzahl f^* für Axialkippsegmentlager in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed} nach DIN 31654



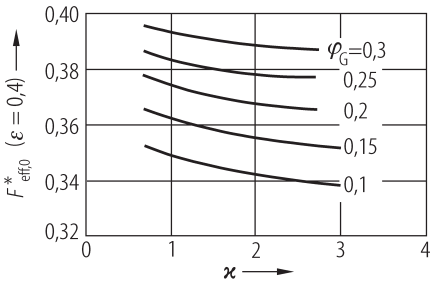
Anh. G 5 Bild 4. Reibungskennzahl f_B^* für Axialsegmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed} nach DIN 31653



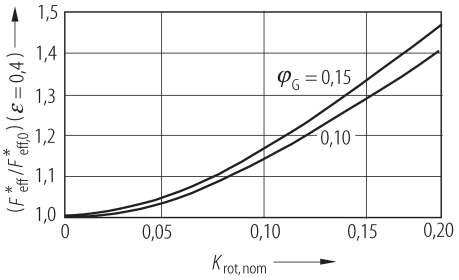
Anh. G 5 Bild 5. Schmierstoffdurchsatz-Kennzahlen für Axialkippsegmentlager nach DIN 31654. **a** Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl am Eintrittsspalt Q_1^* in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed}; **b** Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl an den Seitenrändern Q_3^* in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed}



Anh. G 5 Bild 6. Schmierstoffdurchsatz-Kennzahlen für Axialsegmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen nach DIN 31653. **a** Schmierstoffdurchsatz-Kennzahl am Eintrittsspalt Q_1^* in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed}; **b** Schmierspaltdurchsatz-Kennzahl an den Seitenrändern Q_3^* in Abhängigkeit von B/L und h_{min}/C_{wed}



Anh. G 5 Bild 7. Effektive Tragkraftkennzahl $F^*_{\text{eff},0}$ bei $\varepsilon = 0{,}4$ in Abhängigkeit von $\varkappa$ und φ_G für $z = 4$, $\alpha = 0$, $\xi = 1$ und $\omega_J = 0$ nach DIN 31656



Anh. G 5 Bild 8. Verhältnis der effektiven Tragkraftkennzahlen $F^*_{\text{eff}}/F^*_{\text{eff},0}$ bei $\varepsilon = 0{,}4$ in Abhängigkeit von $K_{\text{rot,nom}}$ und φ_G für $z = 4$, $\alpha = 0$, $\xi = 1$ und $\varkappa = 1$ bis 2 nach DIN 31656

Anh. G 6 Tabelle 1. Flachriemen (Siegling, Hannover) Extremultur 80/85 G (Laufschicht Elastomer) oder L (Laufschicht Chromleder). Zugmodul (EA^*), Riemendicke s. Riemenmasse pro Lauffläche ϱ', * ≙ bezogen auf 1 mm Riemenbreite

Typ Nr.:			10	14	20	28	40	54	80
$d_{1,\min}$		mm	63	100	140	200	280	385	540
F^*_{uN}		N/mm	8	12,5	17,5	25	35	48,5	67,5
$EA^* = F^*/\varepsilon$		N/mm	500	700	1000	1400	2000	2700	4000
s	G	mm	1,5	1,7	2,5	2,9	3,5	4,3	5,7
	L	mm	2,2	2,7	3,0	3,7	4,5	5,7	7,5
ϱ'	G	kg/m²	1,5	11,7	2,7	3,1	3,8	4,7	6,1
	L	kg/m²	2,1	2,4	3,1	3,6	4,5	6,1	7,4

Anh. G 6 Tabelle 4. Genormte Rollenketten (Auswahl)

DIN 8187	DIN 8195		DIN 8188	DIN 8195		
Ketten-Nr.	P_0 kW ≈	n_0 min^{-1} ≈	Ketten-Nr.	P_0 kW ≈	n_0 min^{-1} ≈	p mm
06 B	3,5	1700				9,525
08 B	7,5	1400	08 A	8,5	1950	12,7
10 B	11,0	1200	10 A	14,8	1550	15,875
12 B	14,7	1050	12 A	19,0	1300	19,05
16 B	32,0	680	16 A	34,2	980	25,4
20 B	47,5	500	20 A	54,0	720	31,75
24 B	68,0	350	24 A	70,0	550	38,1
28 B	78,0	300	28 A	85,0	440	44,45
32 B	92,0	250	32 A	105	320	50,8
40 B	120	180	40 A	120	205	63,5
48 B	140	125	48 A	100	100	76,2
56 B	160	80				88,9
64 B	160	54				101,6
72 B	124	30				114,3

Anh. G 6 Tabelle 2. Keilriemen-Abmessungen (Auswahl) und Riemenkennwerte zur Abschätzung der übertragbaren Nennleistung P_N nach Gl. (11) in Anlehnung an Herstellerangaben [6, 7], gültig für Drehzahlen der kleineren Scheibe $n_1 \le n_{1,\max}$ und $v \le v_{\max}$. Profilbezeichnung nach DIN 7753 T 1 (entspricht ISO) bzw. DIN 2215 (Zahl) oder ISO (Buchstabe)

Profilbezeichnung		Wirkbreite	Bezugslänge	Leistung	Geschwindigkeit	Geschwindigkeit	Drehzahl	Durchmesser	Leistungskenngrößen		
DIN	ISO	b_w mm	L_0 mm	P_0 kW	v_0 m/s	$v_{\max}$ [d] m/s	$n_{\max}$ [d] min^{-1}	$d_{w,\min}$ mm	K_2	$K_3 = (1-K_4)/2$	K_4
SPZ[c]	SPZ	8,5	1600	1,90	19,50	44,0	8000	63	4,610	0,250	0,500
SPA[c]	SPA	11	2500	3,57	20,73	44,0	6000	90	4,268	0,270	0,460
SPB[c]	SPB	14	3550	9,43	25,95	41,9	5000	140	2,832	0,330	0,340
SPC[c]	SPC	19	5600	21,54	28,15	44,5	3500	224	2,339	0,353	0,294
6[a] [b]	Y	5,3	315	0,21	12,22	35,2	12000	20	4,730	0,200	0,600
10[a] [c]	Z	8,5	822	0,53	13,02	32,7	6000	45	4,725	0,250	0,500
13[a] [c]	A	11	1730	1,04	11,52	33,5	6000	71	5,950	0,160	0,680
17[a] [c]	B	14	2283	2,99	16,42	33,4	4000	112	4,113	0,240	0,520
22[a] [c]	C	19	3802	8,28	21,02	33,4	2850	180	2,725	0,300	0,400
32[a] [c]	D	27	6375	21,45	24,54	34,2	1450	315	1,994	0,330	0,340
40[a] [c]	E	32	7182	30,18	24,62	33,5	1200	450	1,713	0,350	0,300

[a]) Stimmt überein mit maximaler Breite b_0 nach **Bild 12a**.

[b]) Flankenoffene Ausführung.

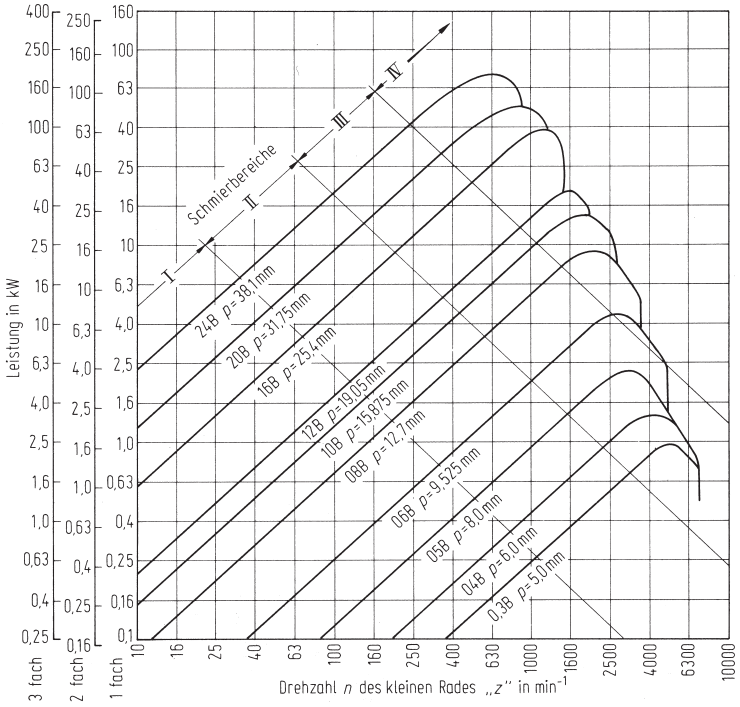
[c]) Mit Gewebe-Ummantelung.

[d]) Obere Grenze der Katalogangaben.

Anh. G 6 Tabelle 3. Kennwerte gebräuchlicher Synchronriemen für Überschlagsberechnung in Anlehnung an Herstellerangaben mit Glasfaserlitze Gf [6] und Stahllitze St [10].

Typ	Zugfaser	Teilung p_b mm	P_0 kW	v_0 m/s	b_{s0} mm	$z_{1,\min}$ für n_1 in $\min^{-1}$	v_{max} m/s	n_{max} $\min^{-1}$
XL	Gf	5,080	3,61	29,85	25,4	$10\left(\frac{n_1}{950}\right)^{0,20}$	25,4	10000
L	Gf	9,525	4,72	28,96	25,4	$12\left(\frac{n_1}{950}\right)^{0,30}$	46	6000
H	Gf	12,700	16,33	38,94	25,4	$16\left(\frac{n_1}{950}\right)^{0,24}$	61	6000
XH	Gf	22,225	16,94	29,85	25,4	$20\left(\frac{n_1}{950}\right)^{0,17}$	50	4400
XXH	Gf	31,750	20,31	29,21	25,4	$22\left(\frac{n_1}{950}\right)^{0,15}$	50	3000
T2,5	St	2,5	0,95[b])	25,00	25,4	10/18[a])	(25)	15000
T5	St	5,0	9,38[b])	86,16	25,4	10/15[a])	80	15000
T10	St	10	16,32[b])	65,98	25,4	12/20[a])	60	15000
T20	St	20	22,91[b])	50,18	25,4	15/25[a])	45	6000

[a]) Höhere Mindestzähnezahl bei Gegenbiegung.
[b]) Gerechnet für 6 tragende Zähne (nach Herstellerangaben $z_{e\max} = 15$).



Anh. G 6 Bild 1. Leistungsbereiche von Rollenketten nach DIN 8187 (ISO 606) für Schmierungsbereiche *I*: Handschmierung, *II*: Tropfschmierung, *III*: Tauchschmierung, *IV*: Druckumlaufschmierung (Arnold & Stolzenberg, Einbeck [15])

Anh. G 8 Tabelle 1. Evolventenfunktion evα = tan α – arc α (neue Schreibweise: inv α = tan α – arc α)

α°	0′	10′	20′	30′	40′	50′
12	0,003117	0,003250	0,003387	0,003528	0,003673	0,003822
13	0,003975	4132	4294	4459	4629	4803
14	0,004982	5165	5353	5545	5742	5943
15	0,006150	6361	6577	6798	7025	7256
16	0,007493	7735	7982	8234	8492	8756
17	0,009025	9299	9580	9866	10158	10456
18	0,010760	11071	11387	11709	12038	12373
19	0,012715	13063	13418	13779	14148	14523
20	0,014904	0,015293	0,015689	0,016092	0,016502	0,016920
21	0,017345	17777	18217	18665	19120	19583
22	0,020054	20533	21019	21514	22018	22529
23	0,023049	23577	24114	24660	25214	25777
24	0,026350	26931	27521	28121	28729	29348
25	0,029975	30613	31260	31917	32583	33260
26	0,033947	34644	35352	36069	36798	37537
27	0,038287	39047	39819	40602	41395	42201
28	0,043017	43845	44685	45537	46400	47276
29	0,048164	49064	49976	50901	51838	52788
30	0,053751	0,054728	0,055717	0,056720	0,057736	0,058765

11 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu G 1 Bauteilverbindungen

[1] *DIN 7190:* Preßverbände, Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln. Berlin: Beuth 1988. – [2] *DIN 4768, T1 mit Beiblatt 1:* Ermittlung der Rauheitsmeßgrößen R_a, R_z, R_{max} mit elektrischen Tastschnittgeräten; Grundlagen und Umrechnung der Meßgrößen R_a in R_z und umgekehrt. – [3] *DIN 7154 T1 und T2:* ISO-Passungen für Einheitsbohrung; Toleranzfelder, Abmaße und Paßtoleranzen, Spiele und Übermaße. – [4] *DIN 18800 T1:* Stahlbauten, Bemessung und Konstruktion, März 1981. – [5] *DIN 254:* Kegel, Begriffe und Vorzugswerte. – [6] *DIN 1448:* Kegelige Wellenenden mit Außengewinde, Abmessungen. – [7] *DIN 1449:* Kegelige Wellenenden mit Innengewinde, Abmessungen. – [8] DDR-Standard TGL 19340 T4: Maschinenbauteile; Dauerschwingfestigkeit; Kerbwirkungszahlen β_k für Achsen und Wellen. – [9] *VDI-Richtlinie 2029:* Preßpassungen in der Feinwerktechnik, Okt. 1958. – [10] *Kollmann, F.G.:* Welle-Nabe-Verbindungen. Konstruktionsbücher Bd. 32. Berlin: Springer 1984. – [11] *Leidich, F.:* Beanspruchung von Preßverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch. Diss. TH Darmstadt 1983. – [12] *Seefluth, R.:* Dauerfestigkeit an Wellen-Naben-Verbindungen. Diss. TU Berlin 1970. – [13] *Galle, G.:* Tragfähigkeit von Querpreßverbänden. Schriftenreihe Konstruktionstechnik (Hrsg. *Beitz, W.*), Heft 4, TU Berlin 1981. – [14] *Kreitner, L.:* Die Ausbreitung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile. Diss. TH Darmstadt (1976). – [15] *Häusler, N.:* Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen. Diss. TH Darmstadt (1974). – [16] *Müller, H.W.:* Drehmoment-Übertragung in Preßverbindungen. Konstruktion 14 (1962) 47–52 und 112–115. – [17] *Lundberg, G.:* Die Festigkeit von Preßsitzen. Kugellager 19 (1944) 1/2, 1–11. – [18] *SKF-Zeitschrift:* Der Druckölverband. Schweinfurt 1977. – [19] *Kollmann, F.G.:* Die Auslegung elastisch-plastisch beanspruchter Querpreßverbände. Forsch. Ingenieurwes. 28 (1978) 1–11. – [20] *Gamer, U.; Kollmann, F.G.:* A theory of rotating elastoplastic shrink fits. Ing. Arch. 56 (1986) 254–264. – [21] *Schmid, E.A.:* Theoretische und experimentelle Untersuchung des Mechanismus der Drehmomentübertragung von Kegelpreßverbindungen. VDI-Fortschr. Ber. Reihe 1, Nr. 16 (1969). – [22] *Michligk, Th.:* Statisch überbestimmte Flanschverbindungen mit gleichzeitigem Reib- und Formschluß. Diss. TU Berlin (1988). – [23] *Roland, G.:* Beitrag zur Konstruktion von Fördertrommeln mit durchgeführter Welle in Spannsatzausführung. VDI-Fortschr. Ber. Reihe 13, Nr. 24 (1984). – [24] BIKON-Technik: Welle-Nabe-Verbindungen. Grevenbroich, 1989. – [25] BIKON-Technik: Grundwissen, Hinweise Lieferprogramm. Grevenbroich (ohne Jahr). – [26] Deutsche Star: Toleranzringe. Schweinfurt 1988. – [27] *Fenner:* Taper-Lock-Spannbuchsen. Nettetal-Breyell 1988. – [28] *Hochreuter & Baum:* DOKO Spannelemente. Ansbach (ohne Jahr). – [29] *Ringfeder:* Spannsätze. Krefeld 1988. – [30] *Ringfeder:* Spannelemente. Krefeld 1988. – [31] *Ringfeder:* Schrumpfscheiben. Krefeld 1988. – [32] *Ringspann:* TOLLOK Konus-Spannelemente. Bad Homburg 1989. – [33] *Ringspann:* Sternscheiben und Spannscheiben für Welle-Nabe-Verbindungen. Bad Homburg 1989. – [34] *SKF Kugellagerfabriken:* Druckölverband. Schweinfurt 1977. – [35] *Spieth-Maschinenelemente:* Druckhülsen. Esslingen (ohne Jahr). – [36] *Spieth-Maschinenelemente:* Fabrikations-Programm. Esslingen (ohne Jahr). – [37] *Stüwe:* Schrumpfscheiben-Verbindung. Hattingen 1989. – [38] *Lenze, Südtechnik:* ETP-Spannbuchsen für Wellen-Nabenverbindungen. Waiblingen (ohne Jahr). – [39] *Handbuch Antriebstechnik:* Tabellenwerte über Lieferanten und Produktdaten. Krausskopf: erscheint jährlich. – [40] *DIN-Taschenbuch 43:* Mechanische Verbindungselemente 2, Bolzen, Stifte, Niete, Keile, Stellringe, Sicherungsringe. Berlin: Beuth 1988. – [41] *DIN-Taschenbuch 69:* Stahlhochbau (Normen, Richtlinien). Berlin: Beuth 1986. – [42] *DIN 18809:* Stählerne Straßen- und Wegebrücken, Bemessung, Konstruktion, Herstellung. – [43] *DIN 4113 T1:* Aluminiumkonstruktionen unter vorwiegend ruhender Belastung; Berechnung und bauliche Durchbildung 1980. – [44]

DIN 15018 T1: Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung. *DIN 15018 T2:* Krane; Stahltragwerke; Grundsätze für die bauliche Durchbildung und Ausführung. *DIN 15018 T3:* Krane, Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung von Fahrzeugkranen. – [45] *DIN 18800 T1:* Stahlbauten, Bemessung und Konstruktion. – [46] *LN 29730:* Nietrechnungswerte bei statischer Beanspruchung für Universal-Nietverbindungen. – [47] *LN 29731:* Nietrechnungswerte bei statischer Beanspruchung für Senknietverbindungen. – [48] *DASt Bau-Richtlinien* für Verbindungen mit Schließringbolzen im Anwendungsbereich des Stahlhochbaus mit vorwiegend ruhender Belastung. Deutscher Ausschuß für Stahlbau. Köln 1970. – [49] *Vorläufige Richtlinien* für Berechnung, Ausführung und bauliche Durchbildung von gleitfesten Schraubenverbindungen (HV-Verbindungen). Köln: Stahlbau-Verlag. – [50] *Dampfkesselbestimmungen.* III. Techn. Vorschriften, Teil 3, TÜV Essen, 3. Aufl. Köln. – [51] *Stahl im Hochbau.* Düsseldorf: Verein Deutscher Eisenhüttenleute. – [52] *Aluminium-Taschenbuch.* 15. Aufl. (Aluminium-Zentrale Düsseldorf). Düsseldorf: Aluminium-Verlag 1995. – [53] *Niemann, G.:* Maschinenelemente. Bd. 1. 2. Aufl. Berlin: Springer 1981. – [54] *Kollmann, F.G.:* Welle-Nabe-Verbindungen. Berlin: Springer 1984. – [55] *Heide, W.:* Untersuchungen an Kerbstiften und Kerbstiftverbindungen. Diss. TU Hannover 1969. – [56] *Hoffmann, G.:* Technologische Probleme der Nietung und ihre Auswirkung auf die Dauerfestigkeit. Luftfahrttechnik 8 (1962) 90–98. – [57] *Hummel, O.H.:* Nieten. KEM 14 (1977) 90–92. – [58] *Militzer, O.:* Rechenmodell für die Auslegung von Wellen-Naben-Paßfederverbindungen. Diss. TU Berlin, 1975. – [59] *Munz, D.:* Bruchmechanikkonzepte für Zeitfestigkeitsberechnungen. In: VDI Ber. 661 – Dauerfestigkeit und Zeitfestigkeit. Düsseldorf: VDI-Verlag 1988. – [60] *Netz, H.:* Dampfkessel. 7. Aufl. Stuttgart 1972/73. – [61] *Neuber, H.:* Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnung. Konstruktion 20 (1968) 245–251. – [62] *Sollmann, H.:* Ein Beitrag zur Elastizität der Bolzen-Laschen-Verbindung. Wiss. Z. d. TU Dresden 14 (1965) 1417–1424. – [63] *Steinhardt, O.; Valtinat, G.:* Hochfeste, vorgespannte Schließringbolzen im Stahlbau. Maschinenmarkt 76 (1970) H. 44. – [64] *Valtinat, G.:* Untersuchung zur Festlegung zulässiger Spannungen und Kräfte bei Niet-, Bolzen- und HV-Verbindungen aus Aluminium-Legierungen. Aluminium 47 (1971) 735–740. – [65] *Willms, V.:* Auslegung von Bolzenverbindungen mit minimalem Bolzengewicht. Konstruktion 34 (1982) 63–70. – [66] *Firmendruckschriften* zu Stiftverbindungen: W. Hedtmann KG, Hagen-Kabel (Spannhülsen) 5800 Hagen 1. – Kerb-Konus Ges., Dr. C. Eibes & Co., 8454 Schnaittach/Opf. (Kerbstifte). – W. Prym, 5190 Stolberg (Spiralspannstifte). – C. Vogelsang GmbH, 5800 Hagen 5 (Spannhülsen). – [67] *Firmendruckschrift* zu Polygon-Verbindungen: Fortuna-Werke Maschinenfabrik: Fortuna-Polygon-Verbindungen, Stuttgart-Bad Cannstatt (ohne Jahr). – [68] *Firmendruckschrift* zu Axiale Sicherungselemente: Seeger-Orbis GmbH, 61462 Königstein. – [69] *Pahl, G.; Heinrich, J.:* Berechnung von Sicherungsringverbindungen – Formzahlen, Dauerfestigkeit, Ringverhalten. Konstruktion 39 (1987) 1–6. – [70] *Beitz, W.; Pfeiffer, B.:* Einfluß von Sicherungsringverbindungen auf die Dauerfestigkeit dynamisch belasteten Wellen. Konstruktion 39 (1987) 7–13. – [71] Firmendruckschriften zu Nietverbindungen: Gebr. Titgemeier, Gesellschaft für Befestigungstechnik, 490 Osnabrück (Druckschriften über HUCK-Bolzen mit Schließring. HUCK-Blindniete. POP- und POP-Becher-Blindniete, Blind-Einnietmuttern, Blind-Einnietschrauben. GETO-Spreizniete aus Kunststoff). – Gesipa Blindniettechnik GmbH, 64546 Mörfelden-Walldorf (Druckschriften über Blindniete aus Stahl, Kupfer und Aluminiumlegierungen). – Honsel, Alfred: Nieten- und Metallwarenfabrik, 58730 Fröndenberg/Ruhr (Druckschriften über Vollniete und Halbhohlniete, Brems- und Kupplungsbelagniete). – [72] *DIN-Taschenbuch 10, 252:* Mechanische Verbindungselemente 1 und 6 (Schrauben). Berlin: Beuth 1991. – [73] *DIN-Taschenbuch 45:* Gewindenormen. Berlin: Beuth 1988. – [74] *DIN-Taschenbuch 55, 140:* Mechanische Verbindungselemente 3, 4 (Techn. Lieferbed. für Schrauben, Muttern, Zubehör). Berlin: Beuth 1990, 92. – [75] *VDI-Richtlinie 2230 Bl. 1:* Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubenverbindungen. VDI-EKV-Ausschuß Schraubenverbindungen. Berlin: Beuth 1986. Neufassung Okt. 2001. – [76] *DIN 18800 T1:* Stahlbauten, Bemessung und Konstruktion (auch gleitfester Verbindungen mit hochfesten (HV-)Schrauben). März 1981. Berlin: Beuth. – [77] *Blume, D.; Jllgner, K.H.:* Schrauben-Vademecum. 7. Aufl. Neuß/Rhein: Bauer & Schaurte Karcher GmbH 1988. – [78] *Wiegand, H.; Kloos, K.-H.; Thomala, W.:* Schraubenverbindungen. 4. Aufl. Konstruktionsbücher Bd. 5. Berlin: Springer 1988. – [79] *Kübler, K.H.; Mages, W.:* Handbuch der hochfesten Schrauben. Essen: Girardet 1986. – [80] *Kober, A.:* Schäden an großen Schraubverbindungen – Spannungsanalyse–Bruchmechanik – Abhilfemaßnahmen. Maschinenschaden 59 (1986) 1–9. – [81] *Agatonovic, P.:* Verhalten von Schraubenverbindungen bei zusammengesetzter Betriebsbeanspruchung. Diss. TU Berlin 1973. – [82] *Bauer, C.D.:* Ungenügende Dauerhaltbarkeit mitverspannter federnder Elemente. Konstruktion 38 (1986) 59–62. – [83] *Birger, J.A.:* Die Stauchung zusammengeschraubter Platten oder Flansche (russ.). Russ. Eng. J. (1961) Nr. 5, S. 35–38. Auszug in: Konstruktion 15 (1963) 160. – [84] *Esser, J.:* Verriegelungsrippen an Sicherungsschrauben und Muttern. Ingenieurdienst Nr. 34. Neuß/Rhein: Bauer & Schaurte Karcher GmbH 1986. – [85] *Galwelat, M.:* Rechnerunterstützte Gestaltung von Schraubenverbindungen. Diss. TU Berlin 1979. – [86] *Galwelat, M.:* Programmsystem zum Auslegen von Schraubenverbindungen. Konstruktion 31 (1979) 275–282. – [87] *Jende, S.; Knackstedt, R.:* Warum Dehnschrauben? VDI-Z 128 (1986) 111–119. – [88] *Kober, A.:* Zum betriebsfesten Dimensionieren großer Schraubenverbindungen unter schwingender Beanspruchung mit besonderem Bezug auf den Abmessungsbereich M 220 DIN 13. Maschinenschaden 60 (1987) 1–8. – [89] *Koenigsmann, W.; Vogt, G.:* Dauerfestigkeit von Schraubenverbindungen großer Nenndurchmesser. Konstruktion 33 (1981) 219–231. – [90] *Michligk, Th.:* Statisch überbestimmte Flanschverbindungen mit gleichzeitigem Reib- und Formschluß. Diss. TU Berlin 1988. – [91] *Neuendorf, K.:* Ein Balkenmodell für die Berechnung des elastostatischen Verhaltens hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Diss. TU Berlin 1975. – [92] *Spieß, D.:* Das Steifigkeits- und Reibungsverhalten unterschiedlich gestalteter Kugelschraubtriebe mit vorgespannten und nicht vorgespannten Muttersystemen. Diss. TU Berlin 1970. – [93] *Thomala, W.:* Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Diss. TH Darmstadt 1978. – [94] *Yakushev, A.J.:* Effect of manufacturing technology and basic thread parameters on the strength of threaded connections. New York: Pergamon Press 1964. – [95] *VDI-Richtlinie 2232:* Methodische Auswahl fester Verbindungen. Systematik, Konstruktionskataloge, Arbeitshilfen. VDI-EKV-Ausschuß Verbindungstechnik. Berlin: Beuth 1990. – [96] *Eberhard, G.:* Klemmverbindungen mit geschlitzter Nabe. Konstruktion 32 (1980) 389–393. – [97] *Eberhard, G.:* Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Klemmverbindungen mit geschlitzter Nabe. Diss. Universität Hannover, 1980. – [98] *Nitschke-Pagel, T.:* Eigenspannungen und Schwingfestigkeitsverhalten geschweißter Feinkornbaustähle. Diss. TU Braunschweig 1995. – [99] *Niemi, E.:* Structural stress approach to fatigue analysis of welded components. IIW document XIII-1819-00/XV-1090-01/XIII-WG3-06-99,

G

Paris 2001. – [100] *Radaj, D.; Sonsino, C.M.:* Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten. Fachbuchreihe Schweißtechnik Band 142. Düsseldorf DVS-Verlag 2000. – [101] *Hobbacher, A. u. a.:* Recommendations für fatigue design of welded joints and components. IIW document. XIII-1965-03/XV-1127-03, Paris 2003. – [102] *DVS-Fachbuch:* Bruchmechanische Bewertung von Fehlern in Schweißverbindungen, 2. Aufl. Fachbuchreihe Schweißtechnik Bd. 101. Düsseldorf: DVS-Verlag 1996. – [103] *Wohlfahrt, H. u. a.:* Schweißen von Druckguß – Verfahren und Metallurgie. Jahrbuch der Schweißtechnik 1996, S. 39–46. Düsseldorf: DVS-Verlag 1996. – [104] *Hänel, B. u. a.:* Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguß- und Aluminiumwerkstoffen. FKM-Richtlinie 4. Aufl. Frankfurt/Main: VDMA-Verlag 2002. – [105] *Seeger, T.:* Betriebsfestigkeit. In: Stahlbauhandbuch – Band 1, Teil B. Düsseldorf: Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH 1996. – [106] *Radaj D.:* Ermüdungsfestigkeit – Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau. Berlin: Springer 1995. – [107] *Jaenicke, B.:* Festigkeitsnachweis für ermüdungsbeanspruchte Schweißverbindungen nach deutschen und europäischen Regelwerken. In: VDI Berichte 1442. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998. – [108] *Maddox, S.J.:* Hot-spot Fatigue Design Method for Welded Structures. Forschungsberichte des Instituts für Schweißtechnik, Technische Universität Braunschweig, Band 1, S. 89-100. Aachen: Shaker-Verlag 2001. – [109] DIN V ENV 1993-1-1 Eurocode 3, Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. – [110] DIN V ENV 1999-2 Eurocode 9, Bemessung und Konstruktion von Aluminiumbauten, Teil 2 Ermüdungsanfällige Tragwerke.. – [111] *Nitschke-Pagel, T.:* Eigenspannungen in Schweißverbindungen und deren Bedeutung auf das Schwingfestigkeitsverhalten. Forschungsberichte des Instituts für Schweißtechnik, Technische Universität Braunschweig, Band 1, 123-140. Aachen: Shaker-Verlag 2001. – [112] *Zerbst, U. u. a.:* SINTAP: Entwurf einer vereinheitlichten europäischen Fehlerbewertungsprozedur- eine Einführung. Bericht GKSS 99/E/65, GKSS-Forschungszentrum Geesthacht 1999, ISN 0344-9629. – [113] *Germanischer Lloyd:* Rules and Guidelines-V. Berechnungstechnik Kapitel 2, Germanischer Lloyd Facility Service 20459 Hamburg. – [114] *Müller, W.; Müller, J.-U.:* Löttechnik – Leitfaden für die Praxis. Fachbuchreihe Schweißtechnik. Bd. 127. Düsseldorf: DVS-Verlag 1995. – [115] AD 2000-Merkblatt S2, Berechnung auf Wechselbeanspruchung. Berlin: Beuth-Verlag.

zu G 2 Federnde Verbindungen

[1] *Almen, J. O.; László, A.:* The uniform-section disk spring. Trans. ASME 58 (1936) 305–314. – [2] *Baumgartl, E.; Resch, H.; Heinke, J.:* Zur Dauerfestigkeit vernickelter Schraubendruckfedern. Draht 18 (1967) 582–591. – [3] *Betz, A.:* Federgelenke. VDI-Z. 108 (1966) 51–54, 93–96. – [4] *Brunn, H.:* Vergleich der Beanspruchung von Öse und Wikkelkörper bei der Schraubenzugfeder mit angebogenen Ösen. Draht 20 (1969) 661–663. – [5] *Busse, L.:* Schwingungen zylindrischer Schraubenfedern. Konstruktion 26 (1974) 171–176. – [6] *Bussien:* Automobiltechnisches Handbuch. Berlin: Cram 1965. – [7] *Buttler, K.:* Reibungsfedern Bauart Ringfeder im Maschinenbau. Konstruktion 22 (1970) 149–153. – [8] *Bühl, P.:* Zur Berechnung von Tellerfedern mit Auflageflächen. Draht 17 (1966) 753–757. – [9] *Bühl, P.:* Zur Spannungsberechnung von Tellerfedern. Draht 22 (1971) 760–763. – [10] *v. Estorff, H.-E.:* Einheitsparabelfedern für Kraftfahrzeug-Anhänger. Brüninghaus-Information Nr. 2 (1973). – [11] *v. Estorff, H.-E.:* Technische Daten Fahrzeugfedern. Teil 1, Drehfedern. Stahlwerke Brüninghaus Werdohl 1973. – [12] *v. Estorff, H.-E.:* Technische Daten Fahrzeugfedern. Teil 3. Stabilisatoren. Stahlwerke Brüninghaus Werdohl 1969. – [13] *v. Estorff, H.-E.:* Parabelfedern für Güterwagen. Techn. Mitt. Krupp 37 (1979) 109–115. – [14] *Federn, K.:* Beherrschung und Ausnutzung von Schwingungen als Konstruktionsaufgabe. VDI-Z. 100 (1958) 1220–1232. – [15] *Federn, K.:* Dämpfung elastischer Kupplungen (Wesen, Frequenz- und Temperaturabhängigkeit. Ermittlung). VDI-Ber. 299 (1977) 47–61. – [16] *Federn, K.:* Federnde Verbindungen (Federn). In: Dubbel: 16. Aufl. Berlin: Springer 1987. – [17] *Fischer, F.; Vondracek, H.:* Warm geformte Federn, Konstruktion und Fertigung. Hohenlimburg: Hoesch AG 1987. – [18] *Friedrichs, J.:* Die Uerdinger Ringfeder (R). Draht 15 (1964) 539–542. – [19] *Go, G. D.:* Problematik der Auslegung von Schraubendruckfedern unter Berücksichtigung des Abwälzverfahrens. Automobil Ind. 3 (1982) 359–367. – [20] *Groß, S.:* Berechnung und Gestaltung von Metallfedern. Berlin: Springer 1960. – [21] *Groß, S.:* Zylindrische Schraubenfedern mit unveränderlichem Verhältnis von Einheitskraft zu Belastung. Draht 14 (1963) 483–487. – [22] *Groß, S.:* Drehschwingungen zylindrischer Schraubenfedern. Draht 15 (1964) 530–534. – [23] *Hegemann, F.:* Über die dynamischen Festigkeitseigenschaften von Blattfedern für Nutzfahrzeuge. Diss. TH Aachen 1970. – [24] *Hempel, M.:* Untersuchungen an Eindraht-Schraubenfedern. (T. I; Werkstoffe und Fertigung. Prüfung und Federkraft, Bruchhäufigkeit und Federverformung. T. II; Dauerfestigkeitsprüfungen an Federdrähten und Federn). Konstruktion 5 (1953) 335–343 und 6 (1954) 60–69. – [25] *Hertzer, K. H.:* Über die Dauerfestigkeit und das Setzen von Tellerfedern. Diss. TH Braunschweig 1959. – [26] *Heuer, P.-J.:* Entwicklungstendenzen bei Fahrzeugfedern. ATZ 68 (1966) 241. – [27] *Hoesch:* Stahlfeder-Handbuch. – [28] *Hoesch-Federn:* Technische Blätter der Hoesch Werke Hohenlimburg-Schwerte. – [29] *Hoff, H.:* Federstähle. Werkstoff-Handbuch Stahl u. Eisen, Q 11. Düsseldorf: Verlag Stahleisen. – [30] *Huhnen, J.:* Entwicklungen auf dem Federngebiet. Draht 17 (1966) 669–681 und 18 (1967) 592–612. – [31] *Huhnen, J.:* Unmögliche „Schraubenzugfedern“ jetzt verwirklicht. Draht 26 (1975) 595–599. – [32] *Huhnen, J.:* Schraubenzugfedern, Vorschläge zur Weiterentwicklung der DIN 2089 Blatt 2. Draht 38 (1987) 218–222. – [33] *Hübner, W.:* Deformationen und Spannungen bei Tellerfedern. Konstruktion 34 (1982) 387–392. – [34] *Kaiser, B.:* Einfluß des Kugelstrahlens auf die Schwingfestigkeit von Federelementen. Draht 38 (1987) 116–120. – [35] *Kaiser, B.:* Dauerfestigkeitsuntersuchungen an biegebeanspruchten Federn aus Federbandstahl. Draht 38 (1987) 675–680. – [36] *Keding, H.:* Möglichkeiten zur Erhöhung der Schwingfestigkeit von Fahrzeugblattfedern aus Federstahl 55SiMn7. Kraftfahrzeugtechnik (1970) 104. – [37] *Keil, E.; Werner, H.; Maier, G.:* Versuche mit Federstäben bei statischer und schwingender Verdrehbeanspruchung. Konstruktion 21 (1969) 61–68. – [38] *Keitel, H.:* Die Rollfeder ein federndes Maschinenelement mit horizontaler Kennlinie. Draht 15 (1964) 534–538. – [39] *Kranz, A.:* Beitrag zur Beschreibung der Eigenschaften geschichteter Trapez- und Parabelfedern, Diss. Uni Hannover 1983. – [40] *Kreutzer, A.:* Warmsetzen von Schraubendruckfedern. Draht 35 (1984) 386–389. – [41] *Kuhn, P. R.:* Über den Einfluß der Endwindungen auf das Verhalten schraubenförmiger Druckfedern. Draht 20 (1969) 206–212. – [42] *Loeper, B.:* Nicht-zylindrische Schraubenfedern im Automobilbau und deren Berechnung. Autom.-techn. Z. 76 (1974) 385–390. – [43] *Lutz, O.:* Zur Berechnung der Tellerfeder. Konstruktion 12 (1960) 57–59. – [44] *Lutz, D.:* Auswahl, Konstruktion und Erprobung von Federungssystemen für die Niveauhaltung von Kraftfahrzeugen. Diss. TU München 1973. – [45] *Manual* on design and manufacture of coned disk springs or Belleville springs. Special Publications Dep. SAE SP-63. – [46] *Merkblatt Stahl Nr. 394:* Fahrgestellfedern (Tragfedern für Straßenfahrzeuge und ihre Berech-

nung). Düsseldorf: Beratungsstelle für Stahlverwertung 1974. – [47] *Muhr und Bender:* Mubea Tellerfedern-Handbuch. Attendorn 1987. – [48] *Muhr, K.-H.; Niepage, P.:* Zur Berechnung von Tellerfedern mit rechteckigem Querschnitt und Auflageflächen. Konstruktion 18 (1966) 24–27. – [49] *Muhr, K.-H.; Niepage, P.:* Eine Methode zur schnellen und einfachen Berechnung von Tellerfedern mit Auflageflächen. Konstruktion 19 (1967) 109–111. – [50] *Muhr, K.-H.:* Einfluß von Eigenspannungen auf das Verhalten von Federn aus Stahl unter schwingender Beanspruchung. Stahl u. Eisen 88 (1968) 1449–1455 und 90 (1970) 631–636. – [51] *Muhr, K.-H.; Niepage, P.:* Über die Reduzierung der Reibung in Tellerfedernsäulen. Konstruktion 20 (1968) 414–417. – [52] *Muhr, K.-H.; Niepage, P.; Willwacher, H.:* Warmvorsetzen vermindert die Relaxation von Tellerfedern. Konstruktion 27 (1975) 468–471. – [53] *Murasch, P.-J.:* Kreuzfederelemente als Gelenke für kleine Schwenkbewegungen, ihr kinematisches Verhalten und ihre Belastbarkeit. Diss. TU Berlin 1972. – [54] *Niepage, P.:* Beitrag zur Frage des Ausknickens axial belasteter Schraubendruckfedern. Konstruktion 23 (1971) 19–24. – [55] *Niepage, P.:* Zur rechnerischen Abschätzung der Lastspannungen in angebogenen Schraubenzugfeder-Ösen. Draht 28 (1977) 9–14, 101–108. – [56] *Niepage, P.; Muhr, K.-H.:* Nutzwerte der Tellerfeder im Vergleich mit den Nutzwerten anderer Federarten. Konstruktion 19 (1967) 126–133. – [57] *Ottl, D.:* Schwingungen mechanischer Systeme mit Strukturdämpfung. VDI-Forschungsheft Nr. 603. Düsseldorf: VDI-Verlag 1981. – [58] *Palm, J.; Thomas, K.:* Berechnung gekrümmter Biegefedern. VDI-Z. 101 (1959) 301–308. – [59] *Palm, J.:* Gekrümmte Trapez-Biegefedern. VDI-Z. 102 (1960) 653–659. – [60] *Schremmer, G.:* Über die dynamische Festigkeit von Tellerfedern. Diss. TU Braunschweig 1965. – [61] *Schremmer, G.:* Dynamische Festigkeit von Tellerfedern. Konstruktion 17 (1965) 473–479. – [62] *Schremmer, G.:* Die geschlitzte Tellerfeder. Konstruktion 24 (1972) 226–229. – [63] *Svoboda, Z.:* Zur Berechnung von Federsätzen. Draht 20 (1969) 592–598. – [64] *Tautenhahn, W.; Otto, P.:* Parabelfeder mit progressiver Krümmung für Nutzfahrzeuge. ATZ 85 (1983) H. 7/8. – [65] *Ulbricht, J.:* Progressive Schraubendruckfeder mit veränderlichem Drahtdurchmesser für den Fahrzeugbau. ATZ 71 (1969) H. 6. – [66] *Ulbricht, J.:* Volumennutzungsgrad von warmgeformten Federn. Estel-Berichte 9 (1974) H. 3, s. auch Ind. Anz. 96 (1974) 1663–1668. – [67] *Wahl, A.M.:* Mechanische Federn. Düsseldorf: Triltsch 1966. – [68] *Walz, K.:* Werkstoffprobleme bei Federn. Draht 19 (1968) 604–612, 783–797. – [69] *Walz, K.:* Tellerfedern aus Kunststoff. KEM 6 (1969) 58, 61–63. – [70] *Walz, K.:* Korrosionsprobleme bei Federn. Technica Nr. 25 (1974). – [71] *Walz, K.:* Stahlfedern und Werkstoffprobleme. Draht 27 (1976) 91–98. – [72] *Walz, K.:* Gestaltung von Tellerfedersäulen für den Werkzeug-, Vorrichtungs- und Maschinenbau. Bleche-Rohre-Profile 23 (1976) 134–139. – [73] *Wanke, K.:* Korrosionsschutz von Federn. Draht 15 (1964) 103–113. – [74] *Wanke, K.:* Beitrag zum Vorsetzen (Voreinrichten) von Schraubenfedern bei Raumtemperatur bzw. erhöhten Temperaturen (Warmsetzen). Draht 15 (1964) 309–317. – [75] *Wernitz, W.:* Die Tellerfeder. Konstruktion 6 (1954) 361–376. – [76] *Wernitz, W.:* Neuere Erkenntnisse über Eigenschaften von Tellerfedern. TH Braunschweig: JMF-Bericht 41 (1960). – [77] *Wiesecker-Krieg, J.:* Federstähle. Röchling-Burbach Techn. Mitt. 1972, 31. – [78] *Meissner, M.; Schorcht, H.-J.:* Metallfedern. Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung und Gestaltung. Berlin: Springer 1997. – [79] *Kaiser, B.:* Dauerfestigkeitsschaubilder für hochbeanspruchte Schraubenfedern. Draht 4 (2002) 48–53. – [80] *Battermann, W.; Köhler, R.:* Elastomere Federung – Elastische Lagerungen. Berlin: Ernst & Sohn 1982. – [81] *Becker, G.W.; Meissner, J.; Oberst, J.; Thurn, H.:* Elastische und viskose Eigenschaften von Werkstoffen. Deutscher Verband für Materialprüfung (VDM). Berlin: Beuth 1963. – [82] *Benz, W.:* Elastische Lagerung auf geneigt angeordneten Gummipuffern. MTZ 28 (1967) 28–34. – [83] *Gamer, U.:* Genaue Berechnung der Gummi-Torsionsfeder. Forsch. Ing. Wes. 39 (1973) 13–16. – [84] *Göbel, E.F.:* Gummifedern, Berechnung und Gestaltung. 3. Aufl. Konstruktions-Bücher Bd. 7. Berlin: Springer 1969. – [85] *Göbel, E.F.:* Gummifedern als moderne Konstruktionselemente. Konstruktion 22 (1970) 402–406. – [86] *Joos, R.:* Übersicht über verschiedene Dämpfungsmechanismen. Feinwerktechnik/Meßtechnik 84 (1976) 219–228. – [87] *Jörn, R.; Lang, G.:* Gummi-Metall-Elemente zur elastischen Lagerung von Motoren. MTZ 29 (1968) 252–258. – [88] *Kümmlee, H.:* Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb. Diss. TU-Berlin 1985 und VDI-Fortschrittsber. 1/136. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – [89] *Lipinski, J.:* Fundamente und Tragkonstruktion für Maschinen. Wiesbaden: Bauverlag 1972. – [90] *Malter, G.; Jentzsch, J.:* Zur Abhängigkeit des E- bzw. des G-Moduls von der Beanspruchung. Plaste Kautschuk 22 (1975) 30–32. – [91] *Malter, G.; Jentzsch, J.:* Gummifedern als Konstruktionselement. Maschinenbautechnik 25 (1976) 109–112, 121, 225–228. – [92] *Pinnekamp, W.; Jörn, R.:* Neue Drehfederelemente aus Gummi für elastische Kupplungen. MTZ 25 (1964) 130–135. – [93] *Walz, K.:* Tellerfedern aus Kunststoff. KEM 6 (1969) 58, 61–63. – [94] *Continental-Schwingmetall:* Katalog der Continental Gummi-Werke AG, D-3000 Hannover. – [95] *Gimetall:* Katalog der Firma Metzeler AG, D-88131 Lindau. – [96] *Phoenix-Metallgummi:* Katalog der Phoenix Gummiwerke AG, D-2200 Hamburg. – [97] *Simrit:* Katalog Nr. 400, Ausg. Januar 1976. (Werkstoffbeschreibungen) und Katalog Megulastik der Firma Freudenberg, D-69469 Weinheim. – [98] *Werkstoff-Gummi:* Veröffentlichung der Dätwyler AG, Schweizerische Kabel-, Gummi- und Kunststoffwerke, CH-6460 Altdorf-Uri. – [99] *Hansen, J.:* Faserverbundwerkstoffe. Bd. 3. Dokumentation des BMFT. Berlin: Springer 1986. – [100] *Mallik, P.K.:* Static mechanical performance of composite elliptic springs. Trans. ASME, J. Eng. Mater. Technol. 109 (1987) 22–26. – [101] *Ophey, L.:* Faser-Kunststoff-Verbundwerkstoffe. VDI-Z. 128 (1986) 817–824. – [102] *Schütz, D.; Oppermann, H.; u.a.:* Werkstoffmechanik (Faserverbundwerkstoffe). In: LBF-Bericht Nr. TB-108 (1988). – [103] Druckschriften der GKN Vandervell Ltd., London SW1A 1 DB 1987. – [104] Druckschriften über Composite Federn, Hoesch-Iscar Faserverstärkte Federn GmbH, Eisenstadt/Österreich 1987. – [105] *Kunststoff-Federn* (GFK), Krupp Brüninghaus GmbH, Werdohl 1987. – [106] *Behles, F.:* Zur Beurteilung der Gasfederung. ATZ 63 (1961) 311–314. – [107] Die Gasfeder. Technische Informationen der Stabilus GmbH, Koblenz 1983. – [108] *Hamaekers, A.:* Entkoppelte Hydrolager als Lösung des Zielkonflikts bei der Auslegung von Motorlagern. Automobil Ind. 5 (1985) 553–560. – [109] *Reimpell, J.C.:* Fahrwerktechnik. Bd. 2. Würzburg: Vogel 1975, S. 207. – [110] *Spurk, J.H.; Andrä, R.:* Theorie des Hydrolagers. Automobil Ind. 5 (1985) 553–560.

Normen und Richtlinien: *DIN-Taschenbuch 29:* Federn, Normen. Berlin: Beuth 1991. – *DDR-Standard TGL 39249:* Ermüdungsfestigkeit; Schraubenfedern; Blattfedern; Kennwerte und Diagramme. – *DIN-VDE-Taschenbuch 47:* Kautschuk und Elastomere. Physikalische Prüfverfahren. 5. Aufl. Berlin: Beuth 1988. – *DIN 740 T 2:* Nachgiebige Wellenkupplungen: Begriffe und Berechnungsunterlagen. Aug. 1986. Berlin: Beuth. – *DIN 53 440:* Prüfung von Kunststoffen und von schwingungsgedämpften geschichteten Systemen – Biegeschwingungsversuch. T 1: Allgemeine Grundlagen zur Be-

stimmung der dynamisch-elastischen Eigenschaften stab- und streifenförmiger Probekörper; T2: Bestimmung des komplexen Elastizitätsmodul; T3: Bestimmung von Kenngrößen schwingungsgedämpfter Mehrschichtsysteme. Januar 1984, Berlin: Beuth. – *DIN 53 445:* Prüfung von polymeren Werkstoffen: Torsionsschwingungsversuch. August 1986. Berlin: Beuth. – *DIN 53 505:* Prüfung von Kautschuk, Elastomeren und Kunststoffen; Härteprüfung nach Shore A und D. Juni 1987, Berlin: Beuth. – *DIN 53 513:* Prüfung von Kautschuk und Elastomeren. Bestimmung von visko-elastischen Eigenschaften von Elastomeren bei erzwungenen Schwingungen außerhalb der Resonanz. Januar 1983. Berlin: Beuth. – *DIN 53 531 Bl. 1.:* Prüfung von Elastomeren; Trennversuch an Elastomer-Metall-Verbindungen; Prüfung an einer Metallplatte. Dezember 1972; T2: Prüfung von Kautschuk und Elastomeren; Trennversuch an Elastomer-Metall-Bindungen. Juni 1981. Berlin: Beuth. – *DIN 53 533:* Prüfung von Elastomeren; Prüfung der Wärmebildung und des Zermürbungswiderstandes im Dauerschwingversuch (Flexometerprüfung). T1: Grundlagen; T2: Rotationsflexometer; T3: Kompressions-Flexometer. August 1975, Berlin, Beuth. – *ISO 2856-1975 (E):* Elastomers – General requirements for dynamic testing. Intern. Organization for Standardization, Genf 1975. – *ISO/TC 108-DB 5405:* Nomenclature for Specifying Damping Properties of Materials. ISO/TC 108 (Secr. 108) 185. Aug. 1975. – *ISO/TC 61/WG 2 – Draft Proposal: Plastics – Terminology for Characterizing the Damping Properties of Solid Polymers. American National Standards Institute (ANSI), Sept. 1975. – VDI-Richtlinie 2062:* Schwingungsisolierung; Bl. 1: Begriffe und Methoden; Bl. 2: Isolierelemente. Januar 1976, Berlin: Beuth.

zu G3 Kupplungen und Bremsen

[1] *VDI-Richtlinie 2240:* Wellenkupplungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1971. – [2] *Peeken, H.; Troeder, C.:* Elastische Kupplungen. Berlin: Springer 1986. – [3] *Hinz, R.:* Verbindungselemente: Achsen, Wellen, Lager, Kupplungen. Leipzig: VEB Fachbuchverlag 1989. – [4] *Schalitz, A.:* Kupplungsatlas. 4. Aufl. Ludwigsburg: AGT-Verlag 1975. – [5] *Ehrlenspiel, K.; Henkel, G.:* Membrankupplungen als drehstarre, biegenachgiebige Ganzmetallkupplungen. VDI-Berichte 299 (1977). – [6] *Buschhaus, D.:* Rechnergestützte Auswahl von schaltbaren Wellenkupplungen. Diss. TU Berlin 1976. – [7] *Tochtermann, W.; Bodenstein, F.:* Konstruktionselemente des Maschinenbaus. Teil 2. Berlin: Springer 1979. – [8] *VDI-Richtlinie 2722:* Homokinetische Kreuzgelenkgetriebe einschließlich Gelenkwellen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [9] *Dittrich, O.; Schumann, R.:* Anwendungen der Antriebstechnik. Bd. II: Kupplungen. Mainz: Krausskopf 1974. – [10] *Schmelz, F.; Graf v. Seherr-Thoss, H.-C.; Aucktor, E.:* Gelenke und Gelenkwellen. 2. erweiterte Auflage. Berlin: Springer 2002. – [11] *Hartz, H.:* Antriebe mit Kreuzgelenkwellen. Teil 1: Kinematische und dynamische Zusammenhänge. Antriebstechnik 24 (1985) 72–75. – [12] *Hartz, H.:* Antriebe mit Kreuzgelenkwellen. Teil 2: Probleme und ihre Lösungen. Antriebstechnik 24 (1985) 61–69. – [13] *Schütz, K.H.:* Gleichlauf-Kugelgelenke für Kraftfahrzeugantriebe. Antriebstechnik 10 (1971) 437–440. – [14] *Benkler, H.:* Zur Auslegung bogenverzahnter Zahnkupplungen. Konstruktion 24 (1972) 326–333. – [15] *Fleiss, R.; Pahl, G.:* Radial- und Axialkräfte beim Betrieb von Zahnkupplungen. VDI-Berichte 299 (1977). – [16] *Heinz, R.:* Untersuchung der Zahnkraft und Reibungsverhältnisse in Zahnkupplungen. Konstruktion 30 (1978) 483–492. – [17] *Pahl, G.; Strauß, E.; Bauer, H.P.:* Freßlastgrenze nichtgehärteter Zahnkupplungen. Konstruktion 37 (1985) 109–116. – [18] *Pahl, G.; Müller, N.:* Temperaturverhalten ölgefüllter Zahnkupplungen. VDI-Berichte 649 (1987) 157–177. – [19] *Stotko, H.:* Moderne Entwicklungen bei Bogenzahn-Kupplungen. Konstruktion 36 (1984) 433–437. – [20] *Bär, G.; Kunze, G.:* Zum Eingriffsverhalten einer Kupplungsverzahnung. Maschinenbautechnik 35 (1986) 12 – [21] *Pries, M.:* Geometrie und Kinematik von Bogenzahnkupplungen. Diss. TU Dresden 1991. – [22] *Kunze, G.:* Untersuchungen zur Beurteilung von Verzahnungen für Mitnehmerverbindungen, insbesondere von Zahnkupplungen. Diss. TU Dresden 1988. – [23] *Basedow, C.:* Zahnkupplungen für hohe Drehzahlen. Antriebstechnik 23 (1984) 18–21. – [24] *Jarchow, F.; Sturmath, R.:* Tragfähigkeit und Federsteifen von Wellenkupplungen mit federnden Laschengelenken. Konstruktion 31 (1979) 33–40. – [25] *Henkel, G.:* Membrankupplungen – Theoretische und experimentelle Untersuchung ebener und konzentrisch gewellter Kreisringmembranen. Diss. Uni. Hannover 1980. – [26] *Röper, R.; Japs, D.:* Bestimmung der statischen Momentkennlinie elastischer Wellenkupplungen. Antriebstechnik 19 (1980) 403–407. – [27] *Böhm, P.; Mehlan, A.:* Silikonkautschuk – Ein Werkstoff für elastische Kupplungen öffnet neue Einsatzgebiete. VDI-Bericht Nr. 1323 Kupplungen in Antriebssystemen '97, Problemlösungen, Erfahrungen, Trends. Tagung Fulda 3.–4.3.1997, S. 177 ff. – [28] *Fritzemeier. E.:* Langzeitverhalten von druckbelasteten Elastomerelementen. VDI-Bericht Nr. 1323 Kupplungen in Antriebssystemen '97, Problemlösungen, Erfahrungen, Trends. Tagung Fulda 3.–4.3.1997, S. 161 ff. – [29] *DIN Taschenbuch 44*. DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 5. Aufl., S. 56–67. – [30] *Mesch, A.:* Untersuchung zum Wirkmechanismus drehmomentübertragender elastischer Kupplungen mit komplexen Dämpfungseigenschaften. VDI Fortschrittsberichte Nr. 262 (1996). Düsseldorf: VDI-Verlag. – [31] *Beitz, W.:* Untersuchungen der elastischen und dämpfenden Eigenschaften drehelastischer Kupplungen und ihre Dauerfestigkeit. Diss. TU Berlin 1961. – [32] *Klingenberg, R.:* Experimentelle und analytische Untersuchungen des dynamischen Verhaltens drehnachgiebiger Kupplungen. Diss. TU Berlin 1977. – [33] *Gnilke, W.:* Zur Größenauswahl drehnachgiebiger Kupplungen. Maschinenbautechnik 31 (1982) 537–540. – [34] *Benner, J.:* Experimentelle Untersuchungen des mechanischen Verhaltens drehnachgiebiger Wellenkupplungen und Entwicklung eines Ersatzmodells. Diss. RWTH Aachen 1984. – [35] *Kümmlee, H.:* Ein Verfahren zur Vorhersage des nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens sowie der Erwärmung drehelastischer Gummikupplungen bei stationärem Betrieb. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 136. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – [36] *Peeken, H.; Troeder, C.; Döpper, R.:* Angenäherte Bestimmung des Temperaturfeldes in elastischen Reifenkupplungen. Konstruktion 38 (1986) 485–489. – [37] *Troeder, C.; Peeken, H.; Elspass, A.:* Berechnungsverfahren von Antriebssystemen mit drehelastischer Kupplung. VDI-Berichte 649 (1987) 41–68. – [38] *Forschungsheft Forschungsvereinigung Antriebstechnik:* Kupplungswirkmodell, Heft 318. Frankfurt: FVA 1990. – [39] *Hartz, H.:* Anwendungskriterien für hochdrehelastische Kupplungen. Teil 1: Antriebsarten und deren Besonderheiten. Antriebstechnik 25 (1986) 47–52. – [40] *Peeken, H.; Troeder, C.; Tiekhans, G.:* Beanspruchung elastischer Kupplungen in Antriebssystemen mit Asynchron-Motoren. Antriebstechnik 18 (1979) 484–489. – [41] *Peeken, H.; Troeder, C.:* Auswirkungen des Wellenversatzes bei elastischen Kupplungen. VDI-Berichte 299 (1977). – [42] *Heyer, R.; Möllers, W.:* Rückstellkräfte und -momente nachgiebiger Kupplungen bei Wellenverlagerungen. Antriebstechnik 26 (1987) 43–50. – [43] *Höller, H.:* Hydrodynamische Kupplungen im Antrieb von Gurtförderern. F+H Fördern und Heben 5 (1996) 396–399. – [44] *Menne, A.:* Einflüsse von hydrodynamischen Kupplungen auf Torsionsschwingungen in Antriebssystemen. Antriebstechnik 3 (1997) 56–61. – [45] *Huitenga, H.:* Verbesserung des Anlauf-

verhaltens hydrodynamischer Kupplungen durch Modifikation der Kreislaufgeometrie. Fortschritts-Berichte, VDI Reihe 7 Nr. 332, 1997. – [46] *Stölzle, K.; Rossig, F.:* Synchronisierende, selbstschaltende Kupplungen für Ein-Wellen-Cogeneration-Kraftwerke. Zeitschrift Antriebstechnik Nr. 8, 1995. – [47] *VDI-Richtlinie 2241 Blatt 1:* Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [48] *VDI-Richtlinie 2241 Blatt 2:* Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984. – [49] *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente. Bd. III., 2. Aufl. Berlin: Springer 1989. – [50] *Winkelmann, S.:* Klassenmerkmale, Anwendungsfelder und Trends bei schaltbaren, mechanischen Kupplungen. VDI-Berichte 649 (1987) 273–287. – [51] *Orthwein, W.:* Clutches and brakes. New York: Dekker 1986. – [52] *Appelhoff, H.:* Elektromagnet-Zahnkupplungen und Periflex-Wellenkupplungen für die Hütten- und Schwermaschinenindustrie. Antriebstechnik 25 (1986) 31–34. – [53] *Winkelmann, S.; Harmuth, H.:* Schaltbare Reibkupplungen. Berlin: Springer 1985. – [54] *Gauger, D.:* Wirkmechanismen und Belastungsgrenzen von Reibpaarungen trockenlaufender Kupplungen. VDI Fortschrittsberichte Reihe 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998. – [55] *Funk, W.:* Leerlaufverhalten ölgekühlter Lamellenkupplungen. FVA-Forschungsreport 1998. – [56] *Höhn, B.-R.; Winter, H.:* Einfluß von Lamellenbehandlung und modernen Getriebeölen auf das Lebensdauer- und Schaltverhalten von naßlaufenden Lamellenkupplungen. FVA-Forschungsreport 1997. – [57] *Höhn, B.-R.; Winter, H.:* Programm zur Auslegung und thermischen Nachrechnung von Lamellenkupplungen. FVA-Forschungsreport 1997. – [58] *Federn, K.; Beisel, W.:* Betriebsverhalten naßlaufender Lamellenkupplungen. Antriebstechnik 25 (1986) 47–52. – [59] *Korte, W.:* Betriebs- und Leerlaufverhalten von naßlaufenden Lamellenkupplungen. VDI-Berichte 649 (1987) 335–358. – [60] *Korte, W.; Rüggen, W.:* Magnetpulverkupplungen. asr-digest für angewandte Antriebstechnik 3 (1979) 47–49. – [61] *Geilker, U.:* Industriekupplungen – Funktion, Auslegung, Anwendung. Landsberg/Lech: Verlag Moderne Industrie 1999. – [62] *Hasselgruber, H.:* Der Schaltvorgang einer Trockenreibungskupplung bei kleinster Erwärmung. Konstruktion 15 (1963) 41–45. – [63] *Duminy, J.:* Beurteilung des Betriebsverhaltens schaltbarer Reibkupplungen. Diss. TU Berlin 1979. – [64] *Steinhilper, W.:* Der zeitliche Temperaturverlauf in schnell geschalteten Reibungskupplungen und -bremsen. Diss. TH Karlsruhe 1963. – [65] *Steinhilper, W.:* Der Kraftfluß in unter Last geschalteten Lamellen-Kupplungen und das übertragbare Drehmoment. Konstruktion 7 (1967) 262–267. – [66] *Pahl, G.; Zhang, Z.:* Dynamische und thermische Ähnlichkeit in Baureihen von Schaltkupplungen. Konstruktion 36 (1984) 421–426. – [67] *Pahl, G.; Oedekoven, A.:* Kennzahlen zum Temperaturverhalten von trokkenlaufenden Reibungskupplungen bei Einzelschaltung. VDI-Berichte 649 (1987) 289–306. – [68] *Pahl, G.; Oedekoven, A.:* Temperaturverhalten von trockenlaufenden Reibungskupplungen. Konstruktion 42 (1990) 109–119. – [69] *Pahl, G.; Habedank, W.:* Schaltkennlinienbeeinflussung bei Reibungskupplungen. Konstruktion 48 (1996) 87–93. – [70] *Ernst, L.; Rüggen, W.:* Richtige Auswahl von Kupplungen und Bremsen. Antriebstechnik 21 (1982) 616–619. – [71] *Schmidt, B.:* Kupplungs-Brems-Technologie vs. Servoantriebe. Antriebstechnik 4 (1996) 76–77. – [72] *Füller, K.-H.:* Tribologisches, mechanisches und thermisches Verhalten neuer Bremsenwerkstoffe in Kfz-Scheibenbremsen. Dissertation. Universität Stuttgart 1998. – [73] *Meinhardt, H.:* Federkraft- oder Permanentmagnetbremsen: Haben beide Systeme ihre Berechtigung? Antriebstechnik 11 (1995) 37–40. – [74] *Schneider, R.:* Elektromagnetische Hysteresekupplung. VDI-Berichte 649 (1987) 435–447. – [75] *Wiedenroth, W.:* Kupplungen. VDI-Z 132 (1990) 137–145. – [76] *Winter, H.; Schubert, M.:* Vergleich von Sicherheitskupplungen in Wellensträngen. Antriebstechnik 33 (1994) 53–56. – [77] *Hoppe, F.:* Das Abschalt- und Betriebsverhalten von mechanischen Sicherheitskupplungen. Diss. TU München 1986. – [78] *Winter, H.; Hoppe, F.:* Kupplung mit Druckölverbindung zur Drehmomentbegrenzung in Schwermaschinenantrieben. Antriebstechnik 29 (1990) 47–52. – [79] *Winter, H.; Hoppe, F.:* Sicherheitskupplung mit Ausrückelementen für Walzwerksantriebe. Antriebstechnik 25 (1986) 39–43. – [80] *Rettig, H.; Hoppe, F.:* Sicherheitskupplung mit Brechringen für Schwermaschinenantriebe. Antriebstechnik 25 (1986) 48–53. – [81] *Weiss, H.:* Zugbolzen-Überlastkupplung – Sichere Drehmomentbegrenzung durch vorgespannte Zugbolzen. Antriebstechnik 23 (1985) 38–42. – [82] *Fleissig, M.:* Untersuchungen zum Drehmomentverhalten von Fliehkraftkupplungen. VDI-Z 126 (1984) 869–872. – [83] *VDI-Richtlinie 2153:* Hydrodynamische Leistungsübertragung. Berlin: Beuth 1994. – [84] *Körber, E.:* Hydrodynamische Anlauf- und Rutschkupplung mit konstanter Füllung. VDI-Berichte 299 (1979) 171–177. – [85] *Stölzle, K.; Hart, S.:* Freilaufkupplungen. Berlin: Springer 1960. – [86] *Timtner, K.:* Freilaufkupplungen für zukunftsorientierte Anwendungen. Antriebstechnik 25 (1986) 31–35. – [87] *Jorden, W.:* Gebrauchsdauer von Klemmfreilaufkupplungen. Konstruktion 24 (1972) 485–491. – [88] *Heubach, T.:* Gebrauchsdauer von Freilaufkupplungen. Antriebstechnik 9 (1998) 56–61. – [89] *Timtner, K.:* Die Berechnung der Drehfederkennlinien und zulässigen Drehmomente bei Freilaufkupplungen mit Klemmkörpern. Diss. TH Darmstadt 1974. – [90] *Peeken, H.; Hinzen, H.:* Funktionsfähigkeit und Gebrauchsdauer von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb. Antriebstechnik 25 (1986) 35–40. – [91] *Rossmanek, P.:* Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten von Freilaufkupplungen. Teil 1 und 2. Antriebstechnik 35 (1995) Nr. 1 55–57 und Nr. 2 45–48. – [92] *Timtner, K.:* Neue Rücklaufsperren für höchste Drehmomente und extreme Wellenverlagerungen. Antriebstechnik 34 (1995) Nr. 4 86–92. – [93] *Schlattmann, J.:* Lebensdauerermittlung von Klemmrollenfreiläufen aufgrund von Werkstoff-Verformung, -Ermüdung und Wälzverschleiß. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 5 Nr. 200. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – [94] *Tönsmann, A.:* Verschleiß und Funktion – Der Einfluß des Schaltverschleißes auf die Schaltgenauigkeit von Klemmrollenfreiläufen. Diss. Univ. Paderborn 1989. – [95] *Timtner, K.; Heubach, T.:* Schnellaufende Rücklaufsperren für Förderanlagen. VDI-Berichte 1323, Kupplungen in Antriebssystemen '97, Problemlösungen, Erfahrungen, Trends. Tagung Fulda, 1997. – [96] *Gold, P. W.; Lohrengel, A.; Deppenkemper, P.:* Lebensdauerberechnung von Klemmkörperfreiläufen im Schaltbetrieb. VDI-Berichte 1323, Kupplungen in Antriebssystemen '97, Problemlösungen, Erfahrungen, Trends. Tagung Fulda, 1997.

Normen und Richtlinien: *DIN 115:* Schalenkupplungen. – *DIN 116:* Scheibenkupplungen. – *DIN 740:* Nachgiebige Wellenkupplungen. – *DIN 15431–15437:* Trommel- und Scheibenbremsen. – *DIN 42955:* Toleranzen für Befestigungsflansche für elektrische Maschinen, zulässige Lageabweichungen. – *DIN 43648:* Elektromagnet-Kupplungen. – *DIN 71752:* Gabelgelenke. – *DIN 71802; 71803; 71805:* Winkelgelenke – *VDI 2722 (E):* Gelenkwellen und Gelenkwellenstränge mit Kreuzgelenken – Einbaubedingungen für Homokinematik, 4/2001

zu G 4 Wälzlagerungen

[1] *Jürgensmeyer, W.; v. Bezold, H.:* Gestaltung von Wälzlagerungen. Berlin: Springer 1953. – [2] *Eschmann, P.:* Das Leistungsvermögen der Wälzlager. Berlin: Springer 1964. – [3] *Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.; Weigand,*

K.: Die Wälzlagerpraxis. 3. Aufl., Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH 1995. – [4] *Hampp, W.:* Wälzlagerungen, Berechnung und Gestaltung. Berlin: Springer 1971. – [5] *Albert, M.; Köttritsch, H.:* Wälzlager – Theorie und Praxis. Wien: Springer 1987. – [6] *Dowson, D.; Higginson, G.R.:* Elasto-hydrodynamic lubrication. 2. Aufl., Oxford: Pergamon Press Ltd. 1977. – [7] *Gesellschaft für Tribologie (GfT):* GfT – Arbeitsblatt 3: Wälzlagerschmierung. Mai 1993. – [8] *FAG Kugelfischer Georg Schäfer Publ. Nr. WL 81115 DA:* Schmierung von Wälzlagern. Schweinfurt 1985. – [9] *Halliger, L.:* Abdichtung von Wälzlagerungen. TZ für praktische Metallbearbeitung, 60 (1966) 4, 207–218. – [10] *Müller, H. K.:* Abdichtung bewegter Maschinenteile. Waiblingen: Medienverlag U. Müller 1990. – [11] *Schlicht, H.; Zwirlein, O.; Schreiber, E.:* Ermüdung bei Wälzlagern und deren Beeinflussung durch Werkstoffeigenschaften. FAG-Wälzlagertechnik 1987-1. – [12] *Stöcklein, W.:* Aussagekräftige Berechnungsmethode zur Dimensionierung von Wälzlagern. Wälzlagertechnik. Teil 2: Berechnung von Lagerungen und Gehäusen in der Antriebstechnik. Kontakt und Studium, B. 248. Grafenau: Expert-Verlag 1988. – [13] *Palmgren, A.:* Grundlagen der Wälzlagerpraxis. 3. Aufl. Stuttgart: Franckh'sche Verlagsbuchhandlung, W. Keller & Co 1964. – [14] *Harris, T.A.:* Rolling Bearing Analysis. 3. Aufl., New York: John Wiley & Sons Inc. 1991. – [15] *Rydholm, G.:* On Inequalities and Shakedown in Contact Problems. Linköping Studies in Science and Technology, Dissertations, 61 (1981). – [16] *Münnich, H.; Erhard, M.; Niemeyer, P.:* Auswirkungen elastischer Verformungen auf die Krafteinleitung in Wälzlagern. Kugellager-Z. 155, 3–12. – [17] *Sommerfeld, H.; Schimion, W.:* Leichtbau von Lagergehäusen durch günstige Krafteinleitung. Z. Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 3 (1969) 3–7. – [18] *Palmgren, A.:* Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte, Band 20 (1957), 117–121. – [19] *Paland, E.-G.:* Technisches Taschenbuch. Hannover: Selbstverlag 1995. – [20] *SKF Hauptkatalog*. Katalog 4000/1V Reg. 47–28000–1994–12. – [21] *FAG Standardprogramm*. Katalog WL 41510/2 DB. 1987.

Firmenschriften: FAG, Schweinfurt. – Hoesch Rothe Erde, Dortmund. – INA, Herzogenaurach. – Koyo, Hamburg. – NSK, Ratingen. – NTN, Erkrath-Unterfeldhaus. – SKF, Schweinfurt. – SNR, Stuttgart. – TIMKEN, Canton, Ohio (USA).

Normen und Richtlinien: *DIN-Taschenbuch Nr. 24:* Wälzlager, 5. Aufl. Berlin: Beuth 1985. – *DIN 611:* Übersicht über das Gebiet der Wälzlager. – *DIN 615:* Schulterkugellager. – *DIN 616:* Wälzlager, Maßpläne. – *DIN 617:* Nadellager mit Käfig. – *DIN 618:* Nadelhülsen-Nadelbuchsen. – *DIN 620:* Toleranzen. – *DIN 622:* Tragfähigkeit von Wälzlagern. – *DIN 623:* Bezeichnungen. – *DIN 625:* Rillenkugellager. – *DIN 628:* Schrägkugellager. – *DIN 630:* Pendelkugellager. – *DIN 635:* Tonnenlager-Pendelrollenlager. – *DIN 711:* Axial-Rillenkugellager. – *DIN 715:* zweiseitige Axial-Rillenkugellager. – *DIN 720:* Kegelrollenlager. – *DIN 722:* Axial-Zylinderrollenlager. – *DIN 728:* Axial-Pendelrollenlager. – *DIN 736–739:* Stehlagergehäuse für Wälzlager. – *DIN 981:* Nutmuttern. – *DIN 4515:* Spannhülsen. – *DIN 5401:* Kugeln. – *DIN 5402:* Zylinderrollen – Walzen – Nadeln. – *DIN 5404:* Axial-Nadelkränze. – *DIN 5405:* Radial-Nadelkränze. – *DIN 5406:* Sicherungsbleche. – *DIN 5407:* Walzenkränze. – *DIN 5412:* Zylinderrollenlager. – *DIN 5416:* Abziehhülsen. – *DIN 5417:* Sprengringe. – *DIN 5418:* Anschlußmaße. – *DIN 5419:* Filzringe, Filzstreifen, Ringnuten für Wälzlagergehäuse. – *DIN 5425-1:* Wälzlager-Toleranzen für den Einbau – Allgemeine Richtlinien. – *DIN 51 825:* Wälzlagerfette. – *DIN-ISO 76:* Statische Tragzahlen. – *DIN-ISO 281:* Dynamische Tragzahlen. – *DIN-ISO 281 Teil 1. ISO 281: 1977. ISO 281: 1990). – Norm-Entwurf ISO 281: 1990/DAM 3: 1998 (DIN ISO 281/A3):* Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, Änderung 3, Lebensdauerbeiwert a_{xyz}. – *DIN-ISO 355:* Metrische Kegelrollenlager. – *Entwurf DIN UA8 AK8.2:* Beiblatt zur DIN ISO 281 inkl. ISO 281/A3. – *ISO COMMITTEE DRAFT ISO/CD 15312, Reference Number ISO/TC 4/SC 8 N224:* Rolling bearings – thermal speed rating – calculation and coefficients.

zu G 5 Gleitlagerungen

[1] *Hamrock, B.J.:* Fundamentals of fluid film lubrication. New York: Mc Graw-Hill 1994. – [2] *Vogelpohl, G.:* Betriebssichere Gleitlager. Berlin: Springer 1967. – [3] *Spiegel, K.; Fricke, J.; Meis, K.-R.:* Berechnung von fettgeschmierten Radialgleitlagern; Gleitlagertechnik Teil 2; Tribotechnik Bd. 163. Sindelfingen: Expert-Verlag 1986. – [4] *Lang, O.R.; Steinhilper, W.:* Gleitlager. Berlin: Springer 1978. – [5] *Spiegel, K.:* Konstruktive Fragen des Gleitlagers unter Berücksichtigung der Schmierung; Gleitlager als moderne Maschinenelemente; Tribotechnik Bd. 400. Ehningen: Expert-Verlag 1993. – [6] *Noack, G.:* Berechnung hydrodynamisch geschmierter Gleitlager – dargestellt am Beispiel der Radiallager; Gleitlager als moderne Maschinenelemente; Tribotechnik Bd. 400. Ehningen: Expert-Verlag 1993. – [7] *Holland, J.:* Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen. VDI-Forsch. Heft 475. Düsseldorf: VDI-Verlag 1959. – [8] *Affenzeller, J.; Gläser, H.:* Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren. Die Verbrennungskraftmaschine. Neue Folge Bd. 8. Wien: Springer 1996. – [9] *Butenschön, H.-J.:* Das hydrodynamische, zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter instationärer Belastung. Diss. Univ. Karlsruhe 1976. – [10] *Kanarachos, A.:* Ein Beitrag zum Problem hydrodynamischer Gleitlager maximaler Tragfähigkeit. Konstruktion 28 (1976) 391–395. – [11] *Pollmann, E.:* Berechnungsverfahren für Axiallager. Konstruktion 33 (1981) 103–108, 159–162. – [12] *Deters, L.:* Hochtourige Axialgleitlager mit kippbeweglichen Kreisgleitschuhen. Antriebstechnik 27 (1988) 58–64. – [13] *Ruß, A.G.:* Vergleichende Betrachtung wartungsfreier und selbstschmierender Gleitlager. Tribologie Bd. 422. Ehningen: Expert-Verlag 1993. – [14] *Berger, M.:* Untersuchungen an wartungfreien trockenlaufenden Verbundgleitlagern. Diss. Univ. Magdeburg 2000. Aachen: Shaker 2000. – [15] *Sautter, S.; von Wenz, V.:* Moderne Gelenklager – Stand der Technik und Entwicklungstendenzen. Konstruktion 38 (1986) 433–441. – [16] *Droste, K.:* Zur Frage der Betriebssicherheit bei Querlagern. Schmiertechnik (1954) 2–6. – [17] *Steinhilper, W.; Röper, R.:* Maschinen- und Konstruktionselemente 3. Berlin: Springer 1994. – [18] *Fronius, S.:* Konstruktionslehre - Antriebstechnik. Berlin: Verlag Technik 1979. – [19] *Peeken, H.:* Gleitlagerungen. – In: DUBBEL-Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Aufl. Berlin: Springer 1997.

Normen und Richtlinien: *DIN 38:* Lagermetallausguß in Gleitlagern. – *DIN 118:* Stehgleitlager mit Ringschmierung. – *DIN 149:* Gerollte Buchsen für Gleitlager. – *DIN 322:* Schmierringe. – *DIN 502/3:* Flanschlager. – *DIN 504:* Augenlager. – *DIN 505/6:* Deckellager. – *DIN 648:* Gelenklager. – *DIN 1591:* Schmierlöcher – Schmiernuten – Schmiertaschen. – *DIN/ISO 4381/2/3:* Lagerwerkstoffe. – *DIN/ISO 4384:* Härteprüfung an Lagermetallen. – *DIN/ISO 4386:* Prüfung der Bindung metallischer Verbundgleitlager. – *DIN 7473/4:* Dickwandige Verbundgleitlager ungeteilt/geteilt mit Lagermetallausguß. – *DIN 7477:* Schmiertaschen für dickwandige Verbundgleitlager. – *DIN 8221:* Buchsen für Gleitlager nach DIN 502/3/4. – *DIN 31651:* Gleitlagerkurzzeichen und Benennungen. – *DIN 31652:* Berechnung von hydrodynamischen Radial-Gleitlagern. – *DIN 31653:* Berechnung von Axialsegmentlagern. – *DIN 31654:* Berechnung von Axial-

Kippsegmentlagern. – *DIN 31655:* Berechnung von hydrostatischen Radial-Gleitlagern ohne Zwischennuten. – *DIN 31656:* Berechnung von hydrostatischen Radial-Gleitlagern mit Zwischennuten. – *DIN 31657:* Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegment-Radialgleitlagern. – *DIN 31661:* Gleitlager; Begriffe, Merkmale und Ursachen von Veränderungen und Schäden. – *DIN 31670:* Qualitätssicherung von Gleitlagern. – *DIN 31690:* Gehäusegleitlager; Stehlager. – *DIN 31692:* Gleitlager; Hinweise für die Schmierung. – *DIN 31696:* Segment – Axiallager; Einbaumaße. – *DIN 31697:* Ring-Axiallager; Einbaumaße. – *DIN 31698:* Gleitlager; Passungen. – *DIN 50282:* Gleitlager; Das tribologische Verhalten von metallischen Gleitwerkstoffen; Kennzeichnende Begriffe. – *DIN 71420/24:* Zentralschmierung. – *DIN ISO 4381:* Gleitlager; Blei- und Zinn-Gußlegierungen für Verbundgleitlager. – *DIN ISO 4382:* Gleitlager; Kupferlegierungen. – *DIN ISO 4383:* Gleitlager; Metallische Verbundwerkstoffe für dünnwandige Gleitlager. – *DIN ISO 6279:* Gleitlager; Aluminiumlegierungen für Einstofflager. – *DIN ISO 6691:* Gleitlager; Thermoplaste; Klassifizierung, Bezeichnung, Empfehlungen. – *VDI 2201:* Gestaltung von Lagerungen. – *VDI 2202:* Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen für Gleit- und Wälzlager. – *VDI 2204:* Gleitlagerberechnung.

zu G 6 Zugmittelgetriebe

[1] *Dittrich, O.; Schumann, R.; u.a.:* Anwendungen der Antriebstechnik. Bd. III. Mainz: Krausskopf 1974. – [2] *Halbmann, W.:* Zum Schlupf kraftschlüssiger Umschlingungsgetriebe. VDI-Fortschrittsber. Reihe 1, Nr. 145. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – [3] *Neu, K.:* Untersuchungen zum Betriebsverhalten offener und selbstspannender Flachriemengetriebe. Diss. Univ. Stuttgart 1979. – [4] *Siegling:* 3000 Hannover Druckschriften über Hochleistungs-Flachriemen, Transport- und Prozeßbänder, Spindelbänder, Falt- und Förderriemen). – [5] *Müller, H.W.:* Anwendungsbereiche der Keilriemen in der Antriebstechnik. In: Arntz-Optibelt-Gruppe Höxter: Keilriemen. Essen: Heyer 1972. – [6] *Continental:* 3000 Hannover (Druckschriften über Keilriemen, Keilrippenriemen, Zahnriemen und HTD Zahnriemenantriebe). – [7] *Optibelt:* 3470 Höxter 1 (Druckschriften über Antriebselemente, Rippenbänder). – [8] *Müller, H.W.:* Zugmittelgetriebe. In: Dubbel: 16. Aufl. Berlin: Springer 1987. – [9] *Pirelli:* 63801 Kleinostheim (Druckschriften über Zahnriemen). – [10] *Mulco:* 3000 Hannover(Druckschriften über Zahnriemen). – [11] *Handbuch Antriebstechnik:* Tabellenwerte über Lieferanten und Produktdaten. Krausskopf: erscheint jährlich. – [12] *P.I.V. Antrieb Werner Reimers*, Bad Homburg: Druckschriften 139/4 und 159/11 1991. – [13] *Ernst, H.:* Anwendung mechanisch-stufenloser Antriebe. VDI-Berichte Nr. 803. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. – [14] *Cuypers, M.H.; Seroo, J.M.:* Durch Metallriemen und -ketten in stufenlosen Kraftfahrzeuggetrieben übertragbare Drehmomente. Antriebstechnik 29 (1990) Nr. 5, 72–76. – [15] *Berents, R.; Maahs, G.; Schiffner, H.; Vogt, E.:* Handbuch der Kettentechnik. Firmenschrift Arnold & Stolzenburg, Einbeck 1989. – [16] Umschlingungsgetriebe. Systemelemente der Modernen Antriebstechnik. Tagung Fulda. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999.

zu G 7 Reibradgetriebe

[1] *VDI-Richtlinie 2155:* Gleichförmig übersetzende Reibschlußgetriebe, Bauarten und Kennzeichen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1977. – [2] *Hewko, L.O.:* Roller traction drive unit for extremely quiet power transmission. J. Hydronautics 2 (1968) 160–167. – [3] *Machida, H.; Ichihara, Y.:* Traction Drive CVT for Motorcycle. XXIII Fisita Congress – The Promise of New Technology in the Automotive Industry. Technical Papers Volume I, No. 905086, Torino (1990) 663–670. – [4] *Fellows, G.T.; Greenwood, C.J.:* The Design and Development of an Experimental Traction Drive CVT for a 2.0 Litre FWD Passenger Car. SAE Technical Paper Series No. 910408, Warrendale, PA (1991). – [5] *Elser, W., Griguscheit, M., Breunig, B., Lechner, G.:* Optimierung stufenloser Toroidgetriebe für PKW. VDI-Ber. 1393 (1998) 513–526. – [6] *Tenberge, P.:* Toroidgetriebe mit verbesserten Kennwerten. VDI-Ber. 1393 (1998) 703–724. – [7] *Dräger, C.; Gold, P.W.; Kammler, M.; Rohs, U.:* Das Kegelringgetriebe – ein stufenloses Reibradgetriebe auf dem Prüfstand. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 100 (1998) 9, 640–646. – [8] *Lutz, O.:* Grundsätzliches über stufenlos verstellbare Wälzgetriebe. Konstruktion 7 (1955) 330–335, 9 (1957) 169–171, 10 (1958) 425–427. – [9] *Carter, F. J.:* On the Action of a Locomotive Driving Wheel. Proc. R. Soc. Lond. A 112 (1926), 151–157. – [10] *Fromm, H.:* Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik 7 (1927) 1, 27–58. – [11] *Kalker, J.J.:* On the Rolling Contact of Two Elastic Bodies in the Presence of Dry Friction. Diss. TH Delft 1967. – [12] *Overlach, H.; Severin, D.:* Berechnung von Wälzgetriebepaarungen mit ellipsenförmigen Berührungsflächen und ihr Verhalten unter hydrodynamischer Schmierung. Konstruktion 18 (1966) 357–367. – [13] *Gaggermeier, H.:* Untersuchungen zur Reibkraftübertragung in Regel-Reibradgetrieben im Bereich elastohydrodynamischer Schmierung. Diss. TU München 1977. – [14] *Matzat, N.:* Einsatz und Entwicklung von Traktionsflüssigkeiten; synthetische Schmierstoffe und Arbeitsflüssigkeiten. 4. Int. Koll., Technische Akademie Esslingen, Jan. 1984, S. 16.1–16.26, Paper-Nr. 16. – [15] *Johnson, K.L.; Tevaarwerk, J.L.:* Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films. Proc. R. Soc. Lond. A 356 (1977) 215–236. – [16] *Winter, H.; Gaggermeier, H.:* Versuche zur Kraftübertragung in Verstell-Reibradgetrieben im Bereich elasto-hydrodynamischer Schmierung. Konstruktion 31 (1979) 2–6, 55–62. – [17] *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente. Bd. III, 2. Aufl. Berlin: Springer 1983. – [18] *Bauerfeind, E.:* Zur Kraftübertragung mit Gummiwälzrädern. Antriebstechnik 5 (1966) 383–391. – [19] *Basedow, G.:* Stufenlose Nullgetriebe schützen vor Überlast und Anfahrstößen. Antriebstechnik 25 (1986) 20–25. – [20] *Schroebler, W.:* Praktische Erfahrungen mit speziellen Reibradgetrieben. Tech. Mitt. 61 (1968) 411–414.

zu G 8 Zahnradgetriebe

[1] *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente, Bd. II u. III, 2. Aufl. Berlin: Springer 1989. – [2] *Dudley, D.W.; Winter, H.:* Zahnräder. Berlin: Springer 1961. – [3] *Keck, K.F.:* Die Zahnradpraxis, Teil 1 u. 2. München: Oldenbourg 1956 und 1958. – [4] *Winter, H.:* Die tragfähigste Evolventen-Geradverzahnung. Braunschweig: Vieweg 1954. – [5] *Dudley, D.W.:* Gear Handbook. New York: McGraw-Hill 1962. – [6] *Richter, W.:* Auslegung profilverschobener Außenverzahnungen. Konstruktion 14 (1962) 189–196. – [7] *Roth, K.:* Evolventenverzahnungen für parallele Achsen mit Ritzelzähnezahlen von 1 bis 7. VDI-Z 107 (1965) 275–284. – [8] *Piepka, E.:* Eingriffsstörungen bei Evolventen-Innerverzahnung. VDI-Z 112 (1970) 215–222. – [9] *Clarenbach, J.; Körner, G.; Wolkenstein, R.:* Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren – Erläuterung zum Normentwurf DIN 3993. Antriebstechnik (1975) 651–658. – [10] *Erney, G.:* Auslegung von Evolventen-Innenverzahnungen. Antriebstechnik 14 (1975) 625–629. – [11] *Naville, R.:* Die Theorie der Verzahnung der Uhrwerktechnik. Microtechnic XXI (1967) 506–509, 587–590. – [12] *Niemann, G.:* Novikov-Verzahnung und andere Sonderverzahnungen für hohe Tragfähigkeit. VDI-Ber. 47 (1961) 5–12. – [13] *Shotter, B.A.:* Experiences with Conformal/WN-gearing. World Congress on Gearing, Paris 1977, Vol. I, p. 527. – [14] *Dowson, D.; Higginson, G.R.:* Elasto-hydrodynamic lubrication. Oxford: Pergamon Press, Braunschweig: Vieweg 1966. – [15] *Johansson,*

M.; Vesanen, A.; Rettig, H.: Austinitisches-bainitisches Gußeisen als Konstruktionswerkstoff im Getriebebau. Antriebstechnik 15 (1976) 593–600. – [16] *Winter, H.; Weiß, T.:* Tragfähigkeitsuntersuchungen an induktions- und flammgehärteten Zahnrädern. Teil I + II. Antriebstechnik 27 (1988) 45–50, 57–62. – [17] *Walzel, H.:* Kann das Nikotrierverfahren das Badnitrieren ersetzen? TZ für prakt. Metallbearb. 70 (1976) 291–294. – [18] *Winter, H.; Wirth, X.:* Einfluß von Schleifkerben auf die Zahnfußdauertragfähigkeit oberflächengehärteter Zahnräder. Antriebstechnik 17 (1978) 37–41. – [19] *Rhenius, K.Th.:* Betriebsfestigkeitsrechnungen von Maschinenelementen in Ackerschleppern mit Hilfe von Lastkollektiven. Konstruktion 29 (1977) 85–93. – [20] *Rettig, H.; Plewe, H.-J.:* Lebensdauer und Verschleißverhalten langsam laufender Zahnräder. Antriebstechnik 16 (1977) 357–361. – [21] *Krause, W.:* Untersuchungen zur Geräuschverhalten evolventenverzahnter Geradstirnräder der Feinwerktechnik. VDI-Ber. 105 (1967). – [22] *Gavrilenko, V.A.; Bezrukov, V.I.:* The geometrical design of gear transmissions comprising involute bevel gears. Russ. Eng. J. 56 (1976) 34–38. – [23] *Beam, A.S.:* Beveloid gearing. Mach. Design. (1954) 220–238. – [24] *Emmert, S.:* Untersuchungen zur Zahnflankenermüdung (Graufleckigkeit, Grübchenbildung) schnellaufender Stirnradgetriebe. 1994. – [25] *Keck, K.F.:* Die Bestimmung der Verzahnungsabmessung bei kegeligen Schraubgetrieben mit 90° Achswinkel. ATZ 55 (1953) 302–308. – [26] *Coleman, W.:* Hypoidgetriebe mit beliebigen Achswinkeln. Automotive Ind., Juni 1974. – [27] *Richter, M.:* Der Verzahnungswirkungsgrad und die Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben. Diss. TU München 1976. – [28] *Winter, H.; Richter, M.:* Verzahnungswirkungsgrad und Freßtragfähigkeit von Hypoid- und Schraubenradgetrieben. Antriebstechnik 15 (1976) 211–218. – [29] *Heyer, E.:* Spielfreie Verzahnungen besonders bei Schneckengetrieben. Industriebl. 54 (1954) 509–512. – [30] *Macabrey, C.:* Globoid-Schneckengetriebe „Cone-Drive". TZ f. prakt. Metallbearb., Teil 1, 58 (1964) 669–672; Teil II, 59 (1965) 711–714. – [31] *Jarchow, F.:* Stirnrad-Globoid-Schneckengetriebe. TZ f. prakt. Metallbearb. 60 (1966) 717–722. – [32] *Wilkesmann, H.:* Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnprofilen. Diss. TU München 1974. – [33] *Holler, R.:* Rechnersimulation der Kinematik und 3D-Messung der Flankengeometrie von Schneckengetrieben und Kegelrädern. Diss. RWTH Aachen 1976. – [34] *Mathiak, D.:* Untersuchungen über Flankentragfähigkeit, Zahnfußtragfähigkeit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. Diss. TU München 1984. – [35] *Hecking, L.:* Schneckengetriebe im Kranbau. dima 3 (1967) 39–41. – [36] *Hofmann, E.:* Neuartige Kegelradgetriebemotoren und Kegelradgetriebe. Antriebstechnik 17 (1978) 271–275. – [37] *Lechner, G.:* Zahnfußfestigkeit von Zahnradbandagen. Konstruktion 19 (1967) 41–47. – [38] *Grodzinski, P.:* Eccentric gear mechanisms. Mach. Design 25 (1953) 141–150. – [39] *Miano, S.V.:* Twin eccentric gears. Prod. Eng. 33 (1962) 47–51, s. auch [52]. – [40] *Benford, R.L.:* Customized motions. Mach. design 40 (1968) 151–154. – [41] *Federn, K.; Müller, K.-H.; Pourabdolrahim, R.:* Drehschwingprüfmaschine für umlaufende Maschinenelemente. Konstruktion 26 (1974) 340–349. – [42] *Mitome, K.; Ishida, K.:* Eccentric gearing. Trans. ASME J. Eng. Ind (1974) 94–100. – [43] *Naruse, Ch.:* Verschleiß, Tragfähigkeit und Verlustleistung von Schraubenradgetrieben. Diss. TH München 1964. – [44] *Wetzel, R.:* Graphische Bestimmung des Schrägungswinkels für das treibende Rad bei Schraubentrieben mit gegebenem Wellenabstand. Werkst. u. Betr. 88 (1955) 718–719. – [45] *Jacobsen, u.a.:* Crossed helical gears for high speed automotive applications. Inst. mech. Eng., Proc. of the Automotive Div. (1961/62) 359–384. – [46] *Rohonyi, C.:* Berechnung profilverschobener, zylindrischer Schraubenräder. Konstruktion 15 (1963) 453–455. – [47] *Henriot, G.:* Engrenages. Paris: Dunod 1980. – [48] *Seifried, A.:* Über die Auslegung von Stirnradgetrieben. VDI-Z 109 (1967) 236–241. – [49] *Seifried, A.; Bürkle, R.:* Die Berührung der Zahnflanken von Evolventenschraubenrädern, Werkst. u. Betr. 101 (1968) 183–187. – [50] Maag-Taschenbuch. Zürich: MAAG AG 1985. – [51] *Pohl, F.:* Betriebshütte, Bd. I, Abschn. Kegelradbearbeitung und Maschinen für Kegelradbearbeitung. Berlin: Ernst & Sohn 1957. – [52] *Ernst, H.:* Die Hebezeuge, Bd. I. Braunschweig: Vieweg 1973. – [53] *Chironis, N.P.:* Gear design and application. New York: McGraw-Hill 1967; enthält Aufsätze von: *Bloomfield, B.:* Noncircular gears, S. 158–163; *Rappaport, S.:* Elliptical gears of cyclic speed variations, S. 166–168, *Miano, S.V.:* Twin eccentric gears, S. 169–173. – [54] *Cunningham, F.; Cunningham, D.:* Rediscovering the noncircular gear. Mach. Design 45 (1973) 80–85. – [55] *Ludwig, F.:* Verwendung eines Koppelgetriebes zum Herstellen wälzverzahnter Ellipsenräder. VDI-Ber. 12 (1956) 139–144. – [56] *Ferguson, R.J.; Daws, L.F.; Kerr, J.H.:* The design of a stepless transmission using non-circular gears. Mech. and Mach. Theory 10 (1975) 467–478. – [57] *Yokoyama, Y.; Ogawa, K., u.a.:* Dynamic characteristic of the noncircular planetary gear mechanisms with nonuniform motion. Bull. ISME 17 (1974) 149–156. – [58] *Winter, H.; Schönnenbeck, G.:* Graufleckigkeit an einsatzgehärteten Zahnrädern: Ermüdung der Werkstoffrandschicht mit möglicherweise schweren Folgeschäden. Antriebstechnik 24 (1985) 53–61. – [59] *Müller, H.W.:* Die Umlaufgetriebe, Berechnung, Anwendung, Auslegung. Berlin: Springer 1971. – [60] *Müller, H.W.:* Einheitliche Berechnung von Planetengetrieben. Antriebstechnik 15 (1976) 11–17, 85–89, 145–149. – [61] *Müller, H.W.:* Programmierte Analyse von Planetengetrieben. Antriebstechnik 28 (1989) 6. – [62] *Müller, H.W.:* Ungleichmäßig übersetzende Umlaufgetriebe. VDI Fortschrittsber. Reihe 1, 159 (1988) 49–64. – [63] *Jarchow, F.:* Entwicklungsstand bei Planetengetrieben. VDI-Ber. 672 (1988) 15–44. – [64] *Winkelmann, L.:* Lastverteilung in Planetengetrieben. VDI-Ber. 672 (1988) 45–74. – [65] *Potthoff, H.:* Anwendungsgrenzen vollrolliger Planetenrad-Wälzlager. VDI-Ber. 672 (1988) 245–264. – [66] *Müller, H.W.:* Überlagerungssysteme. VDI-Ber. 618 (1986) 59–78. – [67] *Dreher, K.:* Rechnergestützte Optimierung von Planeten-Koppelgetrieben. Diss. Darmstadt 1983. – [68] *Schnetz, K.:* Reduzierte Planeten-Koppelgetriebe. Diss. Darmstadt 1976. – [69] *Brass, E.A.:* Two stage planetary arrangements for the 15:1 turboprop reduction gear. ASME Paper 60-SA-1 (1960). – [70] *Schoo, A.:* Verzahnungsverlustleistungen in Planetenradgetrieben. VDI-Ber. 627 (1988) 121–140. – [71] *Müller, H.W.:* Anpassung stufenloser Getriebe an die Kennlinie einer Maschine. Und: Optimierung der Grundanordnung stufenloser Stellgetriebe. Maschinenmarkt 90 (1981) 1968–1971, 2183–2185. – [72] *Joachim, F.-J.:* Untersuchungen zur Grübchenbildung an vergüteten und normalisierten Zahnrädern (Einfluß von Werkstoffpaarung, Oberflächen- und Eigenspannungszustand). Diss. TU München 1984. – [73] *Paul, M.:* Einfluß von Balligkeit und Lageabweichungen auf die Zahnfußbeanspruchung spiralverzahnter Kegelräder. Diss. TU München 1986. – [74] *Michaelis, K.:* Die Integraltemperatur zur Beurteilung der Freßtragfähigkeit von Stirnradgetrieben. Diss. TU München 1987. – [75] *Wech, L.:* Untersuchungen zum Wirkungsgrad von Kegelrad- und Hypoidgetrieben. Diss. TU München 1987. – [76] *Knauer, G.:* Zur Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Zahnräder – Einfluß von Werkstoff und Schmierstoff unter besonderer Berücksichtigung des Reinheitsgrades und der Betriebstemperatur. Diss. TU München 1988. – [77] *Brinck, P.:* Zahnfußtragfähigkeit oberflächengehärteter Stirnräder bei Lastrichtungsumkehr. Diss. TU München 1989. – [78] *Neupert, K.:* Verschleißfähig-

keit und Wirkungsgrad von Zylinderschneckengetrieben. Diss. TU München 1990. – [79] *Schaller, K.-V.:* Betriebsfestigkeitsuntersuchungen zur Grübchenbildung an einsatzgehärteten Stirnradflanken. Diss. TU München 1990. – [80] *Collenberg, H.F.:* Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit schnellaufender Stirnradgetriebe. Diss. TU München 1991. – [81] *Anzinger, M.:* Werkstoff- und Fertigungseinflüsse auf die Zahnfußtragfähigkeit, insbesondere im hohen Zeitfestigkeitsgebiet. Diss. TU München 1991. – [82] *Vollhüter, F.:* Grübchen- und Zahnfußtragfähigkeit von Kegelrädern mit und ohne Achsversetzung. 1992. – [83] *Steingröver, K.:* Untersuchungen zu Verschleiß, Verlustgrad und Fressen bei Zylinderschneckengetrieben. 1993. – [84] *Elstorpff, M.-G.:* Einflüsse auf die Grübchentragfähigkeit einsatzgehärteter Stirnräder bis in das höchste Zeitfestigkeitsgebiet. 1993.

ISO-Normen: *ISO 53:* Bezugsprofil für Stirnräder für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau. – *ISO 677:* Bezugsprofil für geradverzahnte Kegelräder für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau. – *ISO 701:* Internationale Verzahnungsterminologie: Symbole für geometrische Größen. – *ISO/R 1122:* Vokabular für Zahnräder; Geometrische Begriffe. – *ISO/R 1122, Add. 2:* Vokabular für Zahnräder; Geometrische Begriffe, Schneckengetriebe. – *ISO 1328-1:* Stirnräder mit Evolventenverzahnung – ISO Genauigkeitssystem. – *ISO 1340:* Stirnräder; Angaben für die Bestellung. – *ISO 1341:* Geradverzahnte Kegelräder, Angaben für die Bestellung. – *ISO 2203:* Zeichnungen; Darstellung von Zahnrädern. – *ISO 6336*: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern.

DIN-Normen: *DIN Taschenbuch 106*. Antriebstechnik 1. Normen über die Verzahnungsterminologie. Berlin, Köln: Beuth 1981. – *DIN 37:* Zeichnungen; Darstellung von Zahnrädern. – *DIN 780:* Modulreihe für Zahnräder; Moduln für Stirnräder und Zylinderschneckengetriebe. – *DIN 783:* Wellenenden für Zahnradgetriebe mit Wälzlagern. – *DIN 867:* Bezugsprofil für Stirnräder (Zylinderräder) mit Evolventenverzahnung für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau. – *DIN 868:* Allgemeine Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zahnräder, Zahnradpaare und Zahnradgetriebe. – *DIN 3960:* Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. – *DIN 3961:* Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Grundlagen. – *DIN 3962:* Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Zulässige Abweichungen einzelner Bestimmungsgrößen. – *DIN 3963:* Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Zulässige Wälzabweichungen einzelner Bestimmungsgrößen. – *DIN 3963:* Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Zulässige Wälzabweichungen. – *DIN 3964:* Toleranzen für Stirnradverzahnungen; Gehäuse-Toleranzen. – *DIN 3966:* Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen; Angaben für Stirnrad-(Zylinderrad-)Evolventenverzahnungen und Geradzahn-Kegelradverzahnungen. – *DIN 3967:* Getriebe-Paßsystem; Flankenspiel, Zahndickenabmaße und Zahndickentoleranzen. – *DIN 3970:* Lehrzahnräder zum Prüfen von Stirnrädern. – *DIN 3971:* Verzahnungen; Bestimmungsgrößen und Fehler an Kegelrädern. – *DIN 3972:* Bezugsprofile von Verzahnwerkzeugen für Evolventenverzahnungen nach DIN 867. – *DIN 3975:* Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel 90°. – *DIN 3976:* Zylinderschnecken; Abmessungen, Zuordnung von Achsabständen und Übersetzungen in Schneckengetrieben. – *DIN 3978:* Schrägungswinkel für Stirnradverzahnungen. – *DIN 3979:* Zahnschäden an Zahnradgetrieben; Bezeichnung, Merkmale, Ursachen. – *DIN 3990:* Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. – *DIN 3991:* Tragfähigkeitsberechnung von Kegelrädern. – *DIN 3992:* Profilverschiebung bei Stirnrädern mit Außenverzahnung. – *DIN 3993:* Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren. – *DIN 3994:* Profilverschiebung bei geradverzahnten Stirnrädern mit 05-Verzahnung, Einführung. – *DIN 3995:* Geradverzahnte Außen-Stirnräder mit 05-Verzahnung. – *DIN 3996:* Tragfähigkeit von Zylinder-Schneckengetrieben mit Achswinkel $\Sigma = 90°$. – *DIN 3998:* Benennungen an Zahnrädern und Zahnradpaaren. – *DIN 3999:* Kurzzeichen für Verzahnungen. – *DIN 58 400:* Bezugsprofil für Stirnräder mit Evolventenverzahnung für die Feinwerktechnik. – *DIN 58 405:* Stirnradgetriebe der Feinwerktechnik. – *DIN 58 420:* Lehrzahnräder zum Prüfen von Stirnrädern der Feinwerktechnik. – *DIN 58 425:* Kreisbogenverzahnungen für die Feinwerktechnik. – *DIN 45635 T23:* Geräuschmessung an Maschinengetrieben.

VDI-Richtlinien: *VDI-Richtlinie 2060:* Beurteilungsmaßstäbe für den Auswuchtzustand rotierender starrer Körper. – *VDI-Richtlinie 2159:* Getriebegeräusche; Meßverfahren – Beurteilung – Messen und Auswerten, Zahlenbeispiele. – *VDI-Richtlinie 2546:* Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. – *VDI-Richtlinie 3720:* Lärmarm konstruieren.

Ausländische Normen: BS 721. – BS 436. – AGDA 201.02. – AGDA 207.06.

zu G 9 Getriebetechnik

[1] *Braune, R.:* Die Bedeutung des kürzesten und des längsten Gliedes für die systematische Betrachtung ebener viergliedriger kinematischer Ketten. Ind.-Anz. 93 (1971) 2258–2260. – [2] *Volmer, J.* (Hrsg.): Getriebetechnik; Leitfaden. 3. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1989. – [3] *Hain, K.:* Ermittlung der Umlauf- und Schwingbewegungen in durchlauffähigen sechsgliedrigen Getrieben. Grundl. d. Landtechn. 16 (1966) 129–139. – [4] *Hain, K.:* Systematik und Umlauffähigkeit drei- und mehrgliedriger Kurvengetriebe. Konstruktion 19 (1967) 379–388. – [5] *Hain, K.:* Rechenprogramme für beschleunigungsgleiche Getriebe mit unterschiedlichen Hauptbewegungen. Werkstatt u. Betrieb 109 (1976) 73–80. – [6] *Shigley, J.E.; Uicker, J.J. jr.:* Theory of machines and mechanisms. Tokyo: McGraw-Hill 1980. – [7] *Lohe, R.:* Beeinflussung der Laufeigenschaften durch Massenverteilung bei ebenen und räumlichen Getrieben. VDI-Ber. 374 (1980) 135–145. – [8] *Kerle, H. u.a.:* Berechnung und Optimierung schnellaufender Gelenk- und Kurvengetriebe. Grafenau: Expert 1981. – [9] *Lütgert, A.; Braune, R.:* KAMOS – ein interaktives Entwicklungswerkzeug zur Analyse komplexer Koppelgetriebe. VDI-Ber. 736 (1989) 119–150. – [10] *Luck, K.; Müller, W.; Strauchmann, H.:* Kinematische Analyse räumlicher Mechanismen mit Hilfe der Vektorrechnung. Wiss. Zeitschr. TU Dresden 29 (1980) 837–841. – [11] *Uhing, J.:* Einfache Raumgetriebe für ungleichförmige Dreh- und Schwingbewegung. Konstruktion 9 (1957) 18–21. – [12] *Lohe, R.:* Berechnung und Ausgleich von Kräften in räumlichen Mechanismen. Fortschr.-Ber. VDI-Z., Reihe 1, Nr. 103 (1983). – [13] *Ahlers, W.:* Zur Bestimmung der Lageführungsgrößen von Manipulatoren am Beispiel einer Operationsleuchte. Konstruktion 38 (1986) 81–86. – [14] *Matthaei, H.:* Über den Leistungsfluß in Kurbelgetrieben. Konstruktion 18 (1966) 45–49. – [15] *Marx, U.:* Ein Beitrag zur kinetischen Analyse ebener viergliedriger Gelenkgetriebe unter dem Aspekt Bewegungsgüte. Fortschr.-Ber. VDI-Z., Reihe 1, Nr. 144 (1986). – [16] *Müller, H.W.:* Beurteilung periodischer Getriebe mit Hilfe des „Übertragungswinkels". Konstruktion 37 (1985) 431–436. – [17] *Stündel, D.:* Das dynamische Laufkriterium bei Gerätemechanismen. Feingerätetechn. 23 (1974) 507–509. – [18] *Kerle, H.:* Dynamische Maschinenanalyse mit Hilfe programmierbarer Tischrechner. Forsch. Ing.-Wes. 46 (1980) 149–153. – [19] *Dittrich, G.:* Systematik der Bewegungsaufgaben und grundsätzliche Lösungsmöglichkeiten. VDI-Ber. 576 (1985) 1–20. – [20] *Alt, H.:* Das Konstruieren von Gelenkvierecken unter Benutzung einer Kurventafel.

VDI-Z. 85 (1941) 69–72. – [21] *Kracke, J.:* Maßbestimmung ebener viergliedriger Kurbelgetriebe für die Sonderfälle von vier Übereinstimmungen. Diss. TU Braunschweig 1972. – [22] *Braune, R.:* Ein Beitrag zur Maßsynthese ebener viergliedriger Kurbelgetriebe. Diss. RWTH Aachen 1980. – [23] *Hain, K.:* Konstruktionsdaten-Auswahl für das Gelenkviereck durch Computer-Dialog. technica 25 (1976) 791–798. – [24] *Hain, K.:* Punktlagenreduktion als getriebesynthetisches Hilfsmittel. Maschinenbau/Betrieb, Beil. Getriebetechn. 11 (1943) 29–31. – [25] *Volmer, J.* (Hrsg.): Kurvengetriebe. 2. Aufl. Heidelberg: Hüthig 1989. – [26] *Koloc, Z.; Václavík, M.:* Cam mechanisms. Amsterdam: Elsevier 1993. – [27] *Duditza, F.:* Kardangelenkgetriebe und ihre Anwendungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1973. – [28] *Hiller, M.:* Analytisch-numerische Verfahren zur Behandlung räumlicher Übertragungsmechanismen. Fortschr.-Ber. VDI-Z., Reihe 1, Nr. 76 (1981). – [29] *Hain, K.:* Entwurf übertragungsgünstigster Zylinderkurven- und Kegelkurvengetriebe. Werkstatt u. Betrieb 111 (1978) 93–98. – [30] *Zakel, H.:* Geometrie, Kinematik und Kinetostatik des Kurvengelenks räumlicher Kurvengetriebe. Diss. RWTH Aachen 1983. – [31] *Lichtwitz, O.:* Getriebe für aussetzende Bewegungen. Berlin: Springer 1953. – [32] *Eckerle, R.:* Optimale Auslegung von Malteser-Schaltwerken. Feinwerktechn. 73 (1969) 482–487. – [33] *Hain, K.:* Erzeugung von Schrittbewegungen durch Planeten-Kurven-Getriebe. Antriebstechn. 12 (1973) 315–322. – [34] *Hain, K.:* Die Erzeugung gegebener Kurven mit Hilfe von Räderkurbelgetrieben. Feinwerktechn. 53 (1949) 81–89. – [35] *Volmer, J.:* Räderkurbelgetriebe. VDI-Forsch.heft 461 (1957) 52–55. – [36] *Neumann, R.; Watzlawik, P.:* Synthese von Räderkoppelschrittgetrieben mit Hilfe von Kurventafeln. Maschinenbautechn. 23 (1974) 52–59. – [37] *Bechtloff, J.:* Erzeugung von Bewegungsfunktionen mittels Splinefunktionen und ihre Anwendung auf Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe. Ing.-Archiv 60 (1990) 518–528. – [38] *Lohse, P.:* Getriebesynthese. 4. Aufl. Berlin: Springer 1986. – [39] *Dresig, H.; Vul'fson, I. I.:* Dynamik der Mechanismen. Berlin: Dt. Vlg. d. Wissenschaften 1989. – [40] *Luck, K.; Modler, K.-H.:* Getriebetechnik: Analyse – Synthese – Optimierung. 2. Aufl. Wien: Springer 1995. – [41] *Volmer, J.* (Hrsg.): Getriebetechnik: Grundlagen. 2. Aufl. Berlin: Verlag Technik 1995. – [42] *Dittrich, G.; Braune, R.*: Getriebetechnik in Beispielen. 2. Aufl. München: Oldenbourg 1987. – [43] *Mallik, A. K.; Ghosh, A.; Dittrich, G.:* Kinematic analysis and synthesis of mechanisms. Boca Raton, Fla. (USA): CRC Press 1994. – [44] *Steinhilper, W.; Hennerici, H.; Britz, S.:* Kinematische Grundlagen ebener Mechanismen und Getriebe. Würzburg: Vogel 1993. – [45] *Hagedorn, L.; Thonfeld, W.; Rankers, A.:* Konstruktive Getriebelehre. 5. Aufl. Berlin: 1997. – [46] *Kerle, H.; Pittschellis, R.:* Einführung in die Getriebelehre. 2. Aufl. Wiesbaden: Teubner 2002.

VDI-Richtlinien: [R1] *VDI-Richtlinie 2125:* Ebene Gelenkgetriebe; Übertragungsgünstigste Umwandlung einer Schubschwing- in eine Drehschwingbewegung (1987). – [R2] *VDI-Richtlinie 2126:* Ebene Gelenkgetriebe; Übertragungsgünstigste Umwandlung einer Drehschwing- in eine Schubbewegung (1989). – [R3] *VDI-Richtlinie 2127:* Getriebetechnische Grundlagen; Begriffsbestimmungen der Getriebe (1993). – [R4] *VDI-Richtlinie 2130:* Getriebe für Hub- und Schwingbewegungen; Konstruktion und Berechnung viergliedriger ebener Gelenkgetriebe für gegebene Totlagen (1984). – [R5] *VDI-Richtlinie 2142 Bl. 1:* Auslegung ebener Kurvengetriebe; Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion (1994). – [R6] *VDI-Richtlinie 2142 Bl. 2:* Auslegung ebener Kurvengetriebe; Rechnerunterstützte Profilberechnung (1994). – [R7] *VDI-Richtlinie 2143, Bl. 1:* Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe; Theoretische Grundlagen (1980). – [R8] *VDI-Richtlinie 2143, Bl. 2:* Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe; Praktische Anwendung (1987). – [R9] *VDI-Richtlinie 2145:* Ebene viergliedrige Getriebe mit Dreh- und Schubgelenken; Begriffserklärungen und Systematik (1980). – [R10] *VDI-Richtlinie 2147:* Ebene Kurvengetriebe: Begriffserklärungen (1962). – [R11] *VDI-Richtlinie 2149:* Getriebedynamik; Starrkörper-Mechanismen (1999). – [R12] *VDI-Richtlinie 2154:* Sphärische viergliedrige Kurbelgetriebe: Begriffserklärungen und Systematik (1971). – [R13] *VDI-Richtlinie 2156:* Einfache räumliche Kurbelgetriebe; Systematik und Begriffsbestimmungen (1975). – [R14] *VDI-Richtlinie 2721:* Schrittgetriebe; Begriffsbestimmungen, Systematik, Bauarten (1980). – [R15] *VDI-Richtlinie 2722:* Homokinematische Kreuzgelenkgetriebe einschließlich Gelenkwellen (1982). – [R16] *VDI-Richtlinie 2723:* Vektorielle Methode zur Berechnung der Kinematik räumlicher Getriebe (1982). – [R17] *VDI-Richtlinie 2724:* Berechnung der Kinematik viergliedriger Getriebe: Ein Rechenprogramm (1986). – [R18] *VDI-Richtlinie 2727, Bl. 1:* Konstruktionskataloge; Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben; Grundlagen (1991). – [R19] *VDI-Richtlinie 2727, Bl. 2:* Konstruktionskataloge; Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben; Erzeugung hin- und hergehender Schubbewegungen; Antrieb gleichsinnig drehend (1991). – [R20] *VDI-Richtlinie 2727, Bl. 3:* Konstruktionskataloge; Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben; Erzeugung gleichsinniger Drehbewegungen mit Rast(en); Antrieb gleichsinnig drehend (1996). – [R21] *VDI-Richtlinie 2727, Bl. 4 E:* Konstruktionskataloge; Lösung von Bewegungsaufgaben mit Getrieben; Erzeugung von Schwingbewegungen mit Rast(en); Antrieb gleichsinnig drehend (1998). – [R22] *VDI-Richtlinie 2728, Bl. 1:* Lösung von Bewegungsaufgaben mit symmetrischen Koppelkurven; Übertragungsaufgaben (1996). – [R23] *VDI-Richtlinie 2729:* Modulare kinematische Analyse ebener Gelenkgetriebe mit Dreh- und Schubgelenken (1995). – [R24] *VDI-Richtlinie 2740, Bl. 1:* Mechanische Einrichtungen in der Automatisierungstechnik; Greifer für Handhabungsgeräte und Industrieroboter (1995). – [R25] *VDI-Richtlinie 2740, Bl. 3:* Mechanische Einrichtungen in der Automatisierungstechnik; Getriebe zur Erzeugung zeitweiliger Synchronbewegungen (1999). – [R26] *VDI-Richtlinie 2740, Bl. 2:* Mechanische Einrichtungen in der Automatisierungstechnik; Führungsgetriebe (2002).

H | Fluidische Antriebe
Hydraulic and pneumatic power transmission

R. Röper, Dortmund, und **D. G. Feldmann**, Hamburg

Allgemeine Literatur
zu H 1 bis H 6
Bücher: *Findeisen, D. u. F.:* Handbuch der hydrostatischen Leistungsübertragung und Fluidtechnik, 4. Aufl. Berlin: Springer 1994. – *Bauer, G.:* Ölhydraulik, 3. Aufl. Stuttgart: Teubner 1982. – *Matthies, H. J.:* Einführung in die Ölhydraulik. Stuttgart: Teubner 1984. – *Hydraulik in Theorie und Praxis.* Stuttgart: Robert Bosch GmbH 1995. – Der Hydraulik-Trainer: Bd. 1 Grundlagen, 1991; Bd. 2 Proportionaltechnik, 1989; Bd. 3 Projektierung und Konstruktion von Hydroanlagen, 1988; Bd. 4 Technik der 2-Wege-Einbauventile, 1989; Bd. 5 Fluidtechnik von A–Z, 1995; Bd. 6 Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung, 1996. Lohr: Mannesmann-Rexroth GmbH. – *Proke:* Hydrostatische Antriebe mit Standardelementen. Mainz: Krausskopf 1968. – *Bartz, W.* (Hrsg.): Hydraulikflüssigkeiten (Reihe Tribotechnik, Bd. 1). Hannover: Vincentz 1982. – *Haug:* Pneumatische Steuerungstechnik. Stuttgart: Teubner 1991. – *Atlas-Copco GmbH* (Hrsg.): Pneumatik-Kompendium. Düsseldorf: VDI 1977. – *Der Pneumatik-Trainer.* Hannover: Mannesmann-Rexroth-Pneumatik GmbH 1990. – *Backé, W.:* Systematik der hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen. Mainz: Krausskopf 1974. – *Ivantysyn, J.; Ivantysynova, M.:* Hydrostatische Pumpen und Motoren. Würzburg: Vogel-Buchverlag 1993. – *Will, D.; Ströhl, H.:* Einführung in die Hydraulik und Pneumatik, 3. Aufl. Berlin: Verlag Technik 1985. – *Trostmann, E.:* Water Hydraulics Control Technology. New York, Basel, Hong Kong: Marcel Dekker 1996.

1 Grundlagen der fluidischen Energieübertragung
Fundamentals of fluid power transmission

Fluidgetriebe übertragen Energie mittels eines strömenden Fluids (Flüssigkeit oder Gas), wobei die eingespeiste Leistung auf die spezifische Energie des Massenstroms übertragen und abtriebsseitig in die mechanische Form rückgewandelt wird. Fluide können in gleicher Weise mittels des Energiezustands (z. B. Druckgröße) oder der Stromstärke Signale übertragen.

1.1 Der Fließprozeß. Flow process

Die Wandlung zwischen mechanischer und fluidischer Energie erfolgt im stationären Fließprozeß gemäß **Bild 1** (zugeführte Größen positiv). Im bei 1 eintretenden Massenstrom $\dot{m}$ mit seiner spezifischen Energie h_{t1} (spezifische Totalenthalpie) fließt die Leistung $P_1 = \dot{m} \cdot h_{t1}$ zu, entsprechend tritt bei 2 die Leistung $P_2 = \dot{m} \cdot h_{t2}$ aus. Die Differenz ist die zu/abgeführte mechanische Leistung

$$\pm P_m = \dot{m} \cdot (h_{t2} - h_{t1})$$
$$= \dot{m} \cdot [h_2 - h_1 + (c_2^2 - c_1^2)/2 + g \cdot (z_2 - z_1)] .$$

Die Enthalpiedifferenz $h_2 - h_1 = \Delta h_{12} = (\Delta h_s)_{12} + P_{v12}/\dot{m}$ enthält den reversiblen Anteil $(\Delta h_s)_{12}$ und die irreversiblen Verluste $P_{v12}/\dot{m}$. Beim Energietransport in fluidischen Getrieben treten gegenüber der spezifischen Enthalpie die übrigen Anteile zurück. Die Leistungsbilanz vereinfacht sich zu

$\pm P_m = \dot{m} \cdot (\Delta h_s)_{12} + P_{v12}$, mithin für

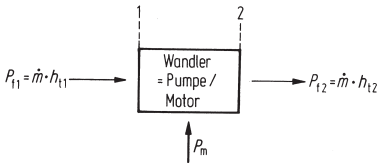


Bild 1. Schema des offenen Fließprozesses

Pumpe $(+P_m, h_2 > h_1)$:

$$P_h = \dot{m} \cdot (\Delta h_s)_{12} = P_m - P_{v12} = P_m \cdot \eta_{tP} ,$$

Motor $(-P_m, h_2 < h_1)$:

$$-P_m = -\dot{m} \cdot (\Delta h_s)_{12} + P_{v12} = P_h \cdot \eta_{tM} .$$

1.1.1 Energieübertragung durch Flüssigkeiten
Hydraulic power transmission

Die in Hydrogetrieben verwendeten Öle und Sonderflüssigkeiten sind wenig kompressibel (ca. 1 %/150 bar). Wegen der fast konstanten Dichte ist die Zustandsänderung

$$(\Delta h_s)_{12} = \left(\int_1^2 \mathrm{d}p/\varrho \right)_s = \frac{1}{\varrho} \int_1^2 \mathrm{d}p = \Delta p_{12}/\varrho$$

nahezu isochor. Die Energie wird als Druck im Strom transportiert, d. h. die übertragene Fluidarbeit W_h ist die Differenz

Formelgrößen			
A	Fläche	p	Druck
c	Fließgeschwindigkeit	Δp	Druckdifferenz
c_m	mittlere Fließgeschwindigkeit	V	Volumen
F	Kraft	$\dot{V}$	Volumenstrom
h	spez. Enthalpie	v	Geschwindigkeit
M	Moment	z	geodät. Höhe
$\dot{m}$	Massenstrom	η	Wirkungsgrad
n	Drehzahl	ϱ	Dichte
P	Leistung	ν	Viskosität
Indices:			
H	Hub-	s	isentrop
h	hydraulisch	t	total
hm	hydraulisch-mechanisch	th	theoretisch
M	Motor	ü	Übertragung
m	mechanisch	v	Verlust
P	Pumpe	vol	volumetrisch

der Ausschub- zur Einschubarbeit („Hydrostatisches Getriebe“). Die Leistung $P_h = dW_h/dt = \dot{V} \cdot \Delta p_{12}$ wird vorzugsweise bei konstanter Stromstärke übertragen (Gleichstromhydraulik; Wechselstromhydraulik mit pulsierendem Strom bzw. Druck technisch noch unbedeutend).

Grundformeln. Wegen $\varrho \approx$ const vereinfachte Form der Kontinuitätsgleichung: $\dot{V} = c_m \cdot A$.
Betriebsgrößen für theoretische (verlustfreie) und reale Maschinen (+ für Pumpe, – für Motor):

Zylinder (Kolbenfläche A, einseitig wirkend, mit v bewegt, mit p beaufschlagt)

Volumenstrom	$\dot{V}_{th} = v \cdot A$	$\dot{V} = v \cdot A \cdot \eta_{vol}^{\pm 1}$
Kraft	$F_{th} = p \cdot A$	$F = p \cdot A \cdot (1/\eta_{hm})^{\pm 1}$
Leistung	$P_{th} = v \cdot p \cdot A$	$P = p \cdot \dot{V} \, (1/\eta_t)^{\pm 1}$

Rotationsmaschine (Hubvolumen V_H, mit n angetrieben, mit p beaufschlagt)

Volumenstrom	$\dot{V}_{th} = n \cdot V_H$	$\dot{V} = n \cdot V_H \cdot \eta_{vol}^{\pm 1}$
Moment	$M_{th} = \Delta p \cdot V_H / 2\pi$	$M = \Delta p \cdot V_H / 2\pi \cdot (1/\eta_{hm})^{\pm 1}$
Leistung	$P_{th} = \Delta p \cdot n \cdot V_H$	$P = \Delta p \cdot \dot{V} \cdot (1/\eta_t)^{\pm 1}$

Leistungsbilanz. Vereinfachte Erläuterung von Leistungsumsatz und Verlusten im Leistungsflußbild (**Bild 2**), beispielhaft für eine Hydropumpe.

- Die zugeführte mechanische Leistung $P_m = M_P \cdot 2\pi \cdot n_P$ wird durch die Reibung im Triebwerk, zwischen den Verdrängerelementen und an den Dichtungen um die Reibverlustleistung $P_{vr} = M_r \cdot 2\pi \cdot n_P$ gemindert: Die Wandlungsleistung ist $P_w = P_m - P_{vr} = (M_P - M_r) \cdot 2\pi \cdot n_P$, mechanischer Wirkungsgrad: $\eta_m = P_w/P_m = 1 - M_r/M_P$.
- Die Wandlungsleistung P_w wird auf den Verdrängungsvolumenstrom $\dot{V}_{th} = V_H \cdot n$ übertragen: $P_{wm} \Rightarrow P_{wh} = \dot{V}_{th} \cdot \Delta p_i$. Die (Innen-)Druckdifferenz Δp_i bewirkt einen Leckverluststrom (innere und äußere Leckverluste), der den Verdrängungsvolumenstrom auf den effektiven Pumpenförderstrom $\dot{V}_P = \dot{V}_{th} - \dot{V}_{vl} = \dot{V}_{th}\, \eta_{vol}$ reduziert. Der zugehörige volumetrische Leistungsverlust $P_{vvol} = \dot{V}_{vl} \cdot \Delta p_i = P_w - P_i$ wird erfaßt durch den volumetrischer Wirkungsgrad $\eta_{vol} = P_i/P_w = 1 - \dot{V}_{vl}/\dot{V}_{th}$.
- Der Förderstrom erfährt innerhalb der Maschine Strömungsdruckverluste Δp_{vh}. Die hydraulische Verlustleistung $P_{vh} = \dot{V}_P \cdot \Delta p_{vh}$ setzt die Innenleistung P_i herab auf die Pumpenförderleistung $P_{hP} = P_i - P_{vh} = P_i \cdot \eta_h = \dot{V}_P \cdot \Delta p_P$. Der hydraulische Wirkungsgrad ist $\eta_h = P_{hP}/P_i = 1 - \Delta p_{vh}/\Delta p_i$.
- Mechanische und hydraulische Verluste erscheinen gleichsinnig als Moment- bzw. Druckverluste und sind meßtechnisch mit einfachen Mitteln nicht zu trennen. Daher Zusammenfassung zum hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad $\eta_{hm} = \eta_h \cdot \eta_m$.
- Die Bilanz der Wandlung mechanischer Antriebsleistung $P_{mP} = M_P \cdot 2\pi \cdot n_P$ in die hydraulische Förderleistung $P_{hP} = \dot{V}_P \cdot \Delta p_P$ wird zusammengefaßt im Gesamtwirkungsgrad $\eta_t = P_{hP}/P_{mP} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm}$.
- Die Leistungsbilanz eines Motors wird in entsprechender Weise aufgestellt, wobei die hydraulische Leistung $P_{hM} = \dot{V}_M \cdot \Delta p_M$ zugeführt wird und P_{mM} Ausgangsleistung ist. Bei der Betrachtung eines Hydrogetriebes sind zusätzlich die Strom- und Druckverluste in den Ventilen und Leitungen zu berücksichtigen.

Bild 3 zeigt typische Wirkungsgradkennlinien von Verdrängermaschinen.

Funktion. Die hohe Energiedichte (Druck) ermöglicht, mit kleinen Maschinenbaugrößen große Kräfte/Momente bei translatorischen und rotatorischen Bewegungen rotatorische Bewegungen, Dynamik zu erzeugen. Dadurch ergeben sich niedrige Gewichte (ca. 1 kg/kW für das Gesamtgetriebe) und kleine Trägheitsmomente (< 1 % leistungsgleicher Elektromotoren); hydraulische Antriebstechnik ermöglicht hohe Dynamik.
Der bei hohem Druck niedrige Volumenstrom erfordert nur kleine Nennweiten der Leitungen und Ventile. Im Vergleich zum Arbeitsdruck sind die Druckverluste niedrig. Die Verlustenergien gehen als Wärme in das Fluid über und werden von diesem vom Ort der Entstehung abgeführt; Temperaturanstieg im Betriebsmedium, ggf. durch Kühler zu begrenzen, auf Betriebstemperatur von 50 bis 80 °C bei stationären und 90 bis 110 °C bei mobilen Anwendungen.

Strömungsgeschwindigkeiten:

Druckleitungen	< 100 bar: $c_m = 4 \ldots 5$ m/s
	> 200 bar: $c_m = 7$ m/s
Saugleitungen	$v = 150$ mm²/s; $c_m = 0{,}5$ m/s
	$v = 30$ mm²/s; $c_m = 1{,}5$ m/s
Rücklaufleitungen	1,5 ... 4,5 m/s

Bei instationären Betriebszuständen ist die Kompressibilität der Betriebsflüssigkeit zu beachten (siehe **1.2**: Kompressions-

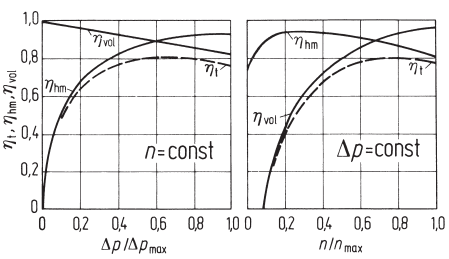


Bild 3a, b. Typischer Verlauf der Wirkungsgradkennlinien einer Konstantpumpe, abhängig **a** vom Betriebsdruck, **b** von der Betriebsdrehzahl

Tabelle 1

Bezeichnung	Druckbereich	Anwendungsbereich
Niederdruck	30 bis 50 bar	Werkzeugmaschinen (Vorschubtriebe)
Mitteldruck	bis 250 bar	Hub- und Transportanlagen, Mobilhydraulik-Arbeitsgeräte, Flugzeughydraulik, Spritzgießmaschinen
Hochdruck	bis 500 bar bis 1 000 bar	Pressen, Fahrantriebe, Werkzeuge, Vorrichtungen, Laborgeräte

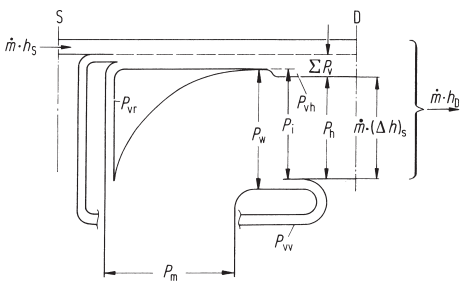


Bild 2. Leistungsflußbild einer Hydropumpe

modul), Getriebe sind als Feder-Masse-Systeme schwingungsfähig. Die Berechnung des dynamischen (Schwingungs-)Verhaltens des Getriebes ist aufwendig, da Massen, Federeigenschaften und Widerstände örtlich verteilt angeordnet sind. Bei nicht zu langen Leitungen liefern Rechnungen mit örtlich konzentriert angenommenen Leitungsparametern und linearisierten Widerstandskennlinien ausreichend genaue Ergebnisse (Resonanzfrequenz, Resonanzüberhöhung).

1.1.2 Energieübertragung durch Gase
Pneumatic power transmission

Erzeugung der Druckluft zentral in Kompressor-/Speichereinheiten mit Kühlung und Trocknung, Verteilung durch Leitungsnetze. Begrenzung des Druckbereichs mit Rücksicht auf einstufige Verdichtung und hohen Wärmeumsatz bei größeren Drücken (Kompressionswärme, Entspannungskälte). Aufbereitung der Druckluft an der Entnahmestelle durch Wartungseinheiten, aufgebaut aus Filter, Druckregler und Öler.
Gase sind stark kompressibel, daher Arbeitsgeschwindigkeiten lastabhängig bis zum (vorteilhaften) Stillstand bei Grenzlast. Energieübertragung nur im kleinen Leistungsbereich, z. T. bei polytroper Zustandsänderung mit Expansionsverhältnis bis 1 : 2, häufig ohne Entspannung im Volldruckbetrieb (Geräuschentwicklung!). Anwendung in sog. Drucklufttechnik: Handgeführte Druckluftthämmer, Bohr- und Schleifmaschinen, Schrauber u.ä. Einsatz der sog. Pneumatik in der Betriebsmittelautomatisierung für Pressen, Transport-, Handhabungs- und Spannvorrichtungen. Positionierung vorzugsweise durch mechanische Anschläge. Steuerungen pneumatisch als Ablauf- und Speicher-(Taktstufen-)Steuerungen, starke Zunahme der Einführung elektronischer Steuerungen (SPS-Steuerungen). Genaue Geschwindigkeitswerte bei pneumatischen Vorschubeinrichtungen durch parallelgeschaltete hydraulische Regeleinheiten (Pneumohydraulik). Zunehmende Einführung direktwirkender Drosselsteuerungen mit überlagerten elektronischen Reglern zur Positions- und Geschwindigkeitseinstellung.

1.2 Hydraulikflüssigkeiten. Hydraulic fluids

Als Betriebsflüssigkeit in hydrostatischen Systemen werden Mineralöle, Pflanzenöle, synthetische Flüssigkeiten, Wasser und Wasser-Öl-Emulsionen verwendet, die Wahl des Flüssigkeitstyps hängt von den Anforderungen des jeweiligen Anwendungsfalls ab.
In der überwiegenden Zahl der Standardanwendungen werden heute additivierte Mineralöle eingesetzt, die als HL- und HLP-Öle in DIN genormt sind. HL-Öle enthalten Zusätze, die eine schnelle Alterung der Flüssigkeit durch Oxydation verhindern (besonders wichtig bei höheren Betriebstemperaturen und ungehindertem Luftzutritt), HLP-Öle zusätzlich Substanzen, die das Lasttragevermögen des Schmierstoffs insbesondere bei Mischreibung in Gleitkontakten erhöhen. Daneben werden Additive zur Verhinderung von Korrosion, zur Verbesserung des Luftabgabevermögens und zum in Schwebe halten von Abrieb und Wasser beigegeben. In mobilen Anwendungen werden häufiger auch Dieselmotorenöle der Typen API-CC und -CD eingesetzt.

Tabelle 2

Bezeichnung	Druckbereich	Anwendungsbereich
Niederdruck	0,1 … 1 bar	Steuerungen
Hochdruck	6 … 10 bar	Werkzeuge, Transportgeräte, Pressen, Spannvorrichtungen

Wenn unkontrollierter Austritt von Hydraulikflüssigkeiten nicht sicher verhindert werden kann (mobile Arbeitsmaschinen und am Einsatzort aufzubauende Anlagen), werden heute zunehmend biologisch schnell abbaubare und nicht toxische Flüssigkeiten eingesetzt: pflanzliche Öle, vorwiegend Rapsöl, synthetische Esteröle und Polyglykole (VDMA 24568); auch hier werden die Grundflüssigkeiten additiviert, um Alterungsbeständigkeit u. a. Eigenschaften zu verbessern. Für die Einstufung als biologisch schnell abbaubare Flüssigkeit wird eine Abbaurate >80 % in 21 Tagen (CEC-Test) verlangt, nicht toxisch heißt Einstufung in die Wassergefährdungsklasse 0. Flüssigkeitsentwicklung und -anwendung zeigen eine starke Dynamik, erfolgreiche Labortests und Feldanwendungen bestätigen das große technische Potential dieser neuartigen Flüssigkeiten. Bei der Umölung ist auf die Einhaltung der Restgehaltsgrenze für Fremdflüssigkeit (siehe Angabe des Flüssigkeitsherstellers) zu achten, im Betrieb auf niedrigen Wassergehalt und die Einhaltung der spezifizierten Temperaturgrenzen.

In Anwendungen, bei denen sich austretendes Öl entzünden und verbrennen kann (Beispiele: Walzwerksanlagen, Untertagebergbau, Flugzeug) wird die Verwendung sogenannter schwer entflammbarer Flüssigkeiten der Typen HFA, HFB, HFC oder HFD (DIN 51502) gefordert bzw. vorgeschrieben. Mit den wasserhaltigen Typen HFA und HFB werden z. T. spezielle Komponenten (Pumpen, Ventile etc.) eingesetzt. HFD-Flüssigkeiten (z. B. Skydrol) können toxisch sein und Schleimhäute angreifen.

Glykolbasierende Flüssigkeiten und reines Wasser sind in hydrostatischen Anlagen der Nahrungsmittelverarbeitung zu finden (s. auch **Abschn. 6**). Für die Reinwasserhydraulik sind spezielle Bauelemente erforderlich.
Für den Betrieb sind die physikalischen Kennwerte Viskosität υ, Dichte ϱ und Kompressionsmodul B von Bedeutung; sie beeinflussen unmittelbar Funktion, Energienutzungsgrad und dynamisches (Schwingungs-)Verhalten des Systems. Die Schmierfähigkeit der Flüssigkeit, beschrieben durch die FZG-Laststufe, beeinflußt den Bauteilverschleiß, das Luftabgabevermögen den Gehalt an ungelöster Luft. Zur Bestimmung des Alterungszustands der Flüssigkeit wird häufig die Neutralisationszahl (NZ) genutzt.
Mineralölbasierende Hydraulikflüssigkeiten werden in 6 Viskositätsklassen von $\upsilon = 10$ bis 100 mm2/s bei 40 °C (100 F) angeboten (DIN 51524), andere Flüssigkeiten z. T. in einem engeren Viskositätsbereich. Die Viskosität ändert sich sehr stark mit der Temperatur (s. **Anh. H1 Bild 1**), durch Additivzugabe (VI-Verbesserer) kann die Abhängigkeit verringert werden; bei Berechnungen ist auch die Viskositätsänderung mit dem Druck zu berücksichtigen (bei einem HLP46 und 50 °C steigt sie von 35 bei p_{at} auf 160 mm2/s bei 800 bar, s. auch **Anh. H1 Bild 2**). Die Wahl der Viskositätsklasse hängt vom vorgesehenen Betriebstemperaturbereich und der vom Hersteller der Pumpen und Motoren spezifizierten Maximal- und Mindestviskosität am Eingang in die Maschinen ab. Die minimale Betriebstemperatur wird durch die Anwendung bestimmt (bis −30 °C), die maximale Temperatur kann durch Kühlung kontrolliert werden (typisch 70 °C bei stationären, 100 °C bei mobilen Anwendungen).
Die Dichte ϱ der Flüssigkeiten liegt bei 40 °C zwischen 0,85 (typ. Mineralöl) und $1,2\ \mathrm{kg/dm^3}$ (schwer entflammbare Phosphatester), sie fällt im Betriebstemperaturbereich mit steigender Temperatur um etwa 10 % ab. Der Kompressionsmodul B beschreibt die Volumenänderung bei Druckänderung (und damit natürlich auch die Dichteänderung mit dem Druck), er nimmt mit steigender Temperatur ab und steigendem Druck zu. Für ein Mineralöl wurde bei 20 °C B zu $2{,}1 \cdot 10^4$ bar bei Atmosphärendruck und $2{,}3 \cdot 10^4$ bar bei 250 bar Druck und bei 80 °C zu 1,4 bzw. $1{,}6 \cdot 10^4$ bar gemessen (s. **Anh. H1**

Bild 3). Der *B* entsprechende *E*-Modul von Stahl ist $2,1 \cdot 10^6$ bar.

1.3 Systematik. Systematics

1.3.1 Aufbau und Funktion der Hydrogetriebe
Arrangement and function of hydrostatic transmissions

In Hydrogetrieben sind die Komponenten (Pumpen, Motoren, Steuerelemente) mittels Rohrleitungen verbunden und im sog. Kreislauf geschaltet, in dem das Betriebsfluid zur Leistungsübertragung umläuft (**Bild 4**). Wegen des hohen Druckniveaus werden als Pumpen und Motoren nur Verdrängermaschinen eingesetzt. Ihre jeweiligen Förder- bzw. Schluckströme sind, sieht man von dem Einfluß der Leckverluste ab, belastungs-, d. h. druckunabhängig.
Das Druckmittel wird in Rohren und Schläuchen geleitet, was Freizügigkeit in der Anordnung von Pumpen, Motoren und Steuerung bietet. Motoren lassen sich direkt am Wirkort positionieren und können mit Schwenkrohr- oder Schlauchanschluß dessen Bewegung folgen.
Die Steuerung dient der Einstellung der Bewegungsfunktion und der Übersetzung gemäß den Arbeitsbedingungen sowie der Begrenzung der Getriebebelastung (Maximaldruck). Sie wirkt auf den Flüssigkeitsstrom unmittelbar durch das Schalten von Strömungswegen, durch Richtungsvorgabe und Stromabzweigung sowie mittelbar durch Hubvolumenverstellung der Pumpen und Motoren. Die jeweilige Funktion erfolgt bedingt (Drucksteuerung, Positionierung) oder wird manuell oder signalgesteuert ausgelöst. Die Steuerelemente sind vorherrschend als Ventile in Schieberbauart (Kolbenschieber), seltener als Sitzventile ausgebildet und werden direkt oder indirekt (vorgesteuert) betätigt. Dadurch besteht gute Fernbedienbarkeit sowie in Kombination mit elektrischen/elektronischen Steuerungen die Möglichkeit der Automatisierung.

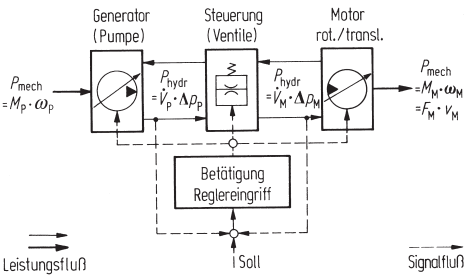


Bild 4. Blockschaltbild des Fluidgetriebes

1.3.2 Ordnung der Fluidgetriebe
Classification of fluid transmissions

Der Energietransport mittels der beliebig verformbaren Fluide ermöglicht translatorische wie rotatorische Bewegungen sowie den Wechsel zwischen diesen innerhalb eines Getriebes und gestattet eine nahezu unbegrenzte Wandlung der durch das Getriebe fließenden Leistung innerhalb ihrer Parameter Kraft/Drehmoment und Geschwindigkeit/Drehzahl. Nach äußeren Bedingungen lassen sich unterscheiden:

Leistungsgetriebe: Getriebe, die größere Leistungen kontinuierlich übertragen. Wichtig sind hoher Betriebswirkungsgrad bzw. Energienutzungsgrad bei gutem Beschleunigungs- und Bremsvermögen. Typische Anwendungen: Hüttenwerkshydraulik und Fahrantriebe von Arbeitsmaschinen; vorteilhaft: Bauraum und Masse sind klein, Übersetzung stetig veränderbar.

Kraft-/Vorschubtriebe: Getriebe mit diskontinuierlicher Arbeitsweise, mit denen große Kräfte/Momente bei kleinen Bewegungsgrößen oder genaue Bewegungen bei nur kleinen Kräften präzise gesteuert bzw. geregelt ausgeführt werden. Wichtige Gesichtspunkte sind Energiespeicherung, Halten von Lasten über längere Zeit in gegebener Position, Erzeugung großer Bewegungswandlung. Typische Anwendungen: Pressen, Spritzgießmaschinen, Vorschubtriebe an Werkzeugmaschinen, Arbeitsgeräte bei mobilen Maschinen.

Stelltriebe: Getriebe für einfache Stell-, Verschiebe- und Hubaufgaben. Wichtig ist einfacher und robuster Aufbau. Anwendung vielfältig im Transport- und Werkstattbereich.
Funktional lassen sich unterscheiden:

Getriebe ohne Stromteilung (Volumenschluß): Der Getriebekreislauf ist so geschaltet, daß der Motorstrom bis auf die Leckverluste gleich dem Pumpenförderstrom ist. Die Bewegungswandlung (Übersetzung) ist wegen der gegeb. Hubvolumina von Pumpe und Motor prinzipiell lastunabhängig („steife" Kennlinie). Gleiches Verhalten zeigen mit Stromregelung ausgeführte Stromteilgetriebe.

Getriebe mit Stromteilung (Druckschluß): Beim Stromteilgetriebe wird aus der Druckleitung zwischen Pumpe und Motor ein druckabhängiger Teilstrom durch eine Drossel abgeleitet. Die Bewegungswandlung ändert sich mit der Belastung („weiche" Kennlinie).

1.3.3 Gliederung der Getriebebauweisen
Classification of transmissions

Den inneren Aufbau der Getriebe bestimmen der Einsatzfall, die Betriebsbedingungen, die Anordnung am Betriebsort und die dadurch bedingten Bauformen von Pumpen und Motoren. Die Gliederung folgt VDI 2152. Verdrängermaschinen bestehen aus den Hauptgliedern Stator und Rotor, deren Funktion je nach Bauweise verschiedenen Gliedern zugewiesen sein kann (innen-/außenliegender Rotor).

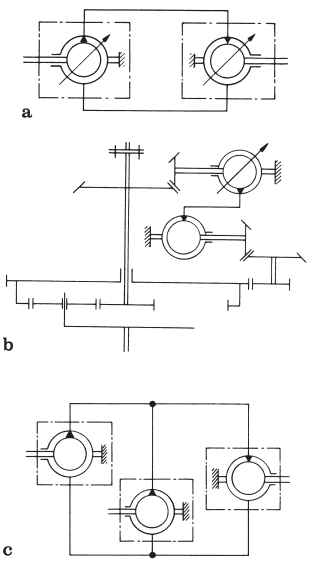


Bild 5a–c. Gliederung der Fluidgetriebe

Beim Zusammenschalten zum Getriebe stehen im *Ferngetriebe* Pumpe und Motor getrennt, im *Kompaktgetriebe* sind sie im gemeinsamen Gehäuse untergebracht. *Ferngetriebe* sind gemäß **Bild 5a** nur als Standgetriebe möglich, d. h. ein Glied der jeweiligen Maschinen ist gegenüber dem Fundament festgelegt (meist mit dem Gehäuse vereinigt; nicht so bei Radmotoren). Bei *Umlaufgetrieben* (wenig verbreitet) sind Maschinenglieder mechanisch miteinander verbunden. In *Koppelgetrieben* (**Bild 5b**) besteht diese Verbindung zu mechanischen (Zahnrad-)Getrieben, wobei in praktischer Ausführung das Hydrogetriebe meist als Nebengetriebe dient. Wegen der Bindung der Maschinen nur durch den Fluidstrom kann die Leistung in beliebiger Aufteilung zu- oder abgeführt werden. Ausführungen sind *Sammelgetriebe* mit mehreren, z. B. zuschaltbaren Pumpen, und *Verteilgetriebe* mit mehreren Motoren in Parallel- oder Reihenschaltung (**Bild 5c**).
Sinnbilder für hydrostatische Systeme s. **Anh. H1 Bild 4**.

2 Bauelemente hydrostatischer Getriebe
Components of hydrostatic transmissions

2.1 Verdrängermaschinen mit rotierender Welle
Units with rotating shaft

Hydropumpen und -motoren sind Umlaufverdrängermaschinen oder Hubverdrängermaschinen, s. **Bild 1**. Allen Maschinen gemeinsam ist das Förderprinzip: Das zu fördernde Fluid tritt zulaufseitig in einen sich vergrößernden Verdrängerraum ein, der Raum wird abgeschlossen, dann mit der Ablaufseite verbunden und Fluid wird aus dem sich verkleinernden Verdrängerraum ausgeschoben. Änderung der Größe des Verdrängerraums durch Drehen der Maschinenwelle; die Volumendifferenz zwischen Maximum und Minimum wird durch Form und Abmessungen des Verdrängerraums, seine Veränderung mit der Drehung der Welle und die volumenverändernde Kinematik der Maschine bestimmt. Umlaufverdrängermaschinen fördern in Zellen, deren Volumen sich durch die geometrische Gestaltung der Begrenzungswände zyklisch ändert, bei Hubverdrängermaschinen ändert sich das Zellenvolumen durch die hin- und hergehende Bewegung des Kolbens in einem Zylinder. Wegen der inneren Strömungsumkehr benötigen die Hubverdrängermaschinen eine Schieber- oder Ventilsteuerung zwischen Verdrängerraum und Zu- und Ablauf.
Es gibt Maschinen mit festem Verdrängungsvolumen pro Umdrehung (Konstantmaschinen, Hubvolumen V_H: Zahnrad-, Schrauben-, Sperrschiebermaschinen) und Maschinen, die sowohl mit konstantem als auch mit einstellbarem Hubvolumen ausgeführt sein können (Verstellmaschinen: Flügelzellen-, Reihenkolben-, Radialkolben- und Axialkolbenmaschinen in unterschiedlichen Ausführungsformen).
Eine weitere Gemeinsamkeit aller Bauarten ist, daß sie baugrößenabhängig mit Drehzahlen bis zu 5000 min^{-1} und mehr betrieben werden (s. **Tab. 1**, Ausnahme: Langsamläufermotoren); daraus resultieren hohe Relativgeschwindigkeiten zwischen Bauteiloberflächen (z. B. Kolben und Bohrung, Zahnkopf und Gehäuse, Flügel und Laufring). Deshalb kann die Abdichtung von Räumen hohen gegen solche niedrigen Drucks nicht durch Elastomerdichtungen, sondern nur durch Spalte und ggf. metallische oder keramische Dichtelemente vorgenommen werden. Soll das durch die Dichtspalte strömende Volumen pro Zeit (Leckage, Verlust) klein sein, müssen die Spalte eng und die Spaltlänge groß sein. Unter Druck stehendes Medium führt in der Regel zu einer Spaltaufweitung, kann aber bei unsymmetrischem Gehäuse auch zu einer Spaltverringerung und als Folge zum Klemmen führen. Eine Kontrolle der Spalthöhe erfolgt bei vielen Maschinen durch besondere konstruktive Lösungen. Typisch sind druckbeaufschlagte Seitenplatten (z. B. bei Zahnradpumpen und Flügelzellenpumpen), die die Vergrößerung axialer Spalte bei Druckanstieg verhindern. Selbsteinstellende Spalte liegen vor bei hydrostatisch/hydrodynamisch wirkenden axialen Lagern, z. B. an den Gleitschuhen und dem Blockzylinder von Axialkolbenmaschinen, während nicht einstellende, d. h. in der Regel mit steigendem Druck größer werdende Spalte bei Sperrschieberpumpen und Schraubenpumpen, nicht kompensierten Zahnradpumpen und an der Paarung Kolben/Bohrung aller Kolbenpumpen vorliegen. Je besser enge Spalte in der Fertigung hergestellt und im Betrieb eng gehalten werden können, desto besser eignet sich eine Maschine für hohe Drücke. Hier liegt ein Grund dafür, daß für hohe Drücke über 250 bar nur Kolbenpumpen eingesetzt werden.
Kräfte auf Bauteile und insbesondere auf Lager sind ein weiterer Konstruktionsaspekt, in dem sich die verschiedenen Bauformen unterscheiden. Große Kräfte auf Gleitlager stellen hohe Anforderungen an die Schmierfähigkeit des Hydraulikmediums und die Werkstoffwahl der Gleitpartner (Stahl/Guß, Stahl/Bronze); mit Gleitlager sind hier alle aufeinander gleitenden Flächen, also nicht nur Wellenlager gemeint. Hohe Lagerpressungen findet man z. B. bei der Paarung Kolben/Bohrung von Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen oder der Paarung Flügel/Hubring und Flügel/Rotor bei Flügelzellenpumpen. Hydrodynamischer Druckaufbau führt hier zur Entlastung, er setzt allerdings eine ausreichende Gleitgeschwindigkeit voraus. Häufig können Gleitlager vorteilhaft hydrostatisch entlastet werden, z. B. Lagerung der Gleitschuhe auf der Schrägscheibe bei Radial- und Axialkolbenmaschinen und Lagerung des Zylinderblocks auf dem Endgehäuse. Hydrostatische Entlastung bedeutet aber Volumenstrombedarf und damit Einbuße an volumetrischem Wirkungsgrad.
Belastung von Wälzlagern: Hohe Belastung bei gleichzeitig hohen Drehzahlen führt zu vergleichsweise großen Lagern, typisch zu sehen bei Schrägachsen-Axialkolbenmaschinen, wenn eine ausreichend hohe Lebensdauer erreicht werden soll.
Drücke im Förderraum führen zu Spannungen in den Wandungen, die vom Werkstoff ertragen werden müssen. Große unter Innendruck stehende Volumina erfordern bei hohen Drücken große Wandstärken und hochfeste Materialien; in Maschinen für hohe Drücke wird der Verdrängerraum deshalb durch die Parallelschaltung mehrerer kleiner Kolben/Zylinder-Einheiten gebildet.
Für Kolbenmaschinen generell gilt die Gesetzmäßigkeit der konstanten mittleren Kolbengeschwindigkeit. Es ergeben sich zwei technisch wichtige Fakten:
- Mit zunehmender Maschinengröße nimmt die Nenndrehzahl (oder die maximal zulässige Antriebsdrehzahl) ab, es gilt $n \cdot (V_H)^{1/3} = \text{const}$ und
- mit Verringerung des Hubvolumens einer Verstellmaschine erhöht sich die zulässige maximale Drehzahl; das ist primär bei Hydromotoren von Bedeutung.

Für die Auswahl des Maschinentyps sind bei gefordertem Hubvolumen die folgenden Parameter ausschlaggebend: Verstellbarkeit, Druckhöhe, maximale Drehzahl, Leistungsgewicht, Anlaufverhalten (bei Motoren), Betriebsmittel und -viskositätsbereich und schließlich das Wirkungsgradkenn-

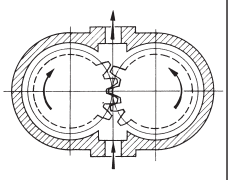
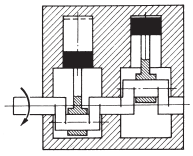
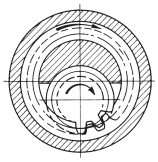
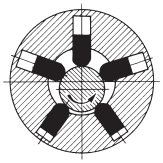
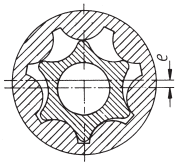
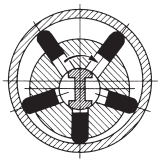
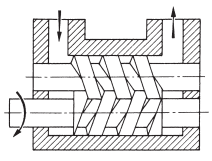
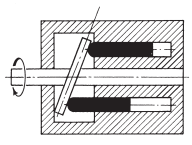
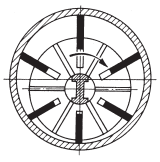
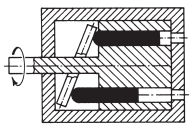
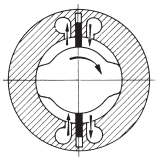
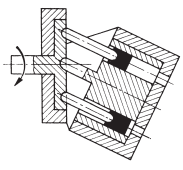
Verdränger-element	Umlaufverdrängermaschinen		Verdränger-element	Hubverdrängermaschinen	
	Benennung	Schematische Darstellung		Benennung	Schematische Darstellung
Zahn	Aussenzahnrad-maschine	1 	Kolben	Reihenkolben-maschine	7 
	Innenzahnrad-maschine	2 		Radialkolbenmaschine mit innerer Kolbenabstützung	8 
	Zahnring-(Gerotor-)maschine	3 		mit äusserer Kolbenabstützung	9 
Schraube	Schrauben-maschine	4 		Axialkolbenmaschine Taumelscheiben-maschine	10 
Flügel	Flügelzellen-maschine	5 		Schrägscheiben-maschine	11 
	Sperrschieber-maschine	6 		Schrägachsen-maschine	12 

Bild 1. Bauarten von Verdrängermaschinen

feld. Die Grundlagen zur Berechnung des stationären Betriebsverhaltens der Maschinen und des mit ihnen aufgebauten Getriebes sind in **H 1.1.1** und **H 3.2.1** gegeben.

2.1.1 Zahnradpumpen und Zahnring-(Gerotor-)pumpen
Geartype pumps

Zahnrad- und Zahnringpumpen weisen zwei um ortsfest liegende Achsen drehende Zahnräder auf; der durch Zähne, Zahnlücken und die Gehäusewände gebildete Verdrängungsraum ändert mit der Drehung der Räder und dem Zahneingriff sein Volumen, wodurch die Förderung zustande kommt. Die resultierende Förderstrompulsation hängt in ihrer Größe und Frequenz von der Verzahnungsgeometrie und der Zahl der Zahneingriffe pro Umdrehung ab. Förderstrompulsation hat Druckpulsation zur Folge, daraus resultiert Schallemission, stark bei der Außenzahnradpumpe, weniger stark bei der Innenzahnrad- und der Zahnringpumpe.

Das Fördervolumen pro Umdrehung ist konstant, eine Veränderung des Förderstroms einer Pumpeneinheit ist durch Ver-

Tabelle 1. Typische Kennwerte von Verdrängermaschinen

Nr. aus Bild 1	Maschinenart	Hubvolumen cm³/U	Nenndruck 100 bar	Nenndrehzahl 1000/min	Nennleistung kW	Masse/Leistung kg/kW	Ölviskosität in mm²/s		
							min.	opt.	max.
1	Pu, MoS	1 bis 200	2,5 bis 1,5	5,0 bis 2,0	2,5 bis 125	1,3 bis 0,2	10	40	1000
2	Pu	5 bis 250	2,8 bis 2,1	3,6 bis 1,8	3,5 bis 125	1,3 bis 0,5	10	40	2000
3	Mo	8 bis 800	bis 1,6 (2,4)	2,5 bis 0,6	2,0 bis 64	1		35	
5	Pu, MoS	6 bis 315	bis 1,6 (2,1)	4,0 bis 1,8	6,0 bis 180	2,5 bis 0,5	13	40	800
6	Pu, MoS	5 bis 388	bis 1,75 (2,1)	4,0 bis 1,7	5,0 bis 192	2,0 bis 0,3	25	35	620
9	Pu	16 bis 90	bis 2,8 (3,5)	3,5 bis 1,8	25 bis 80	1	12	46	–
9	Pu	0,4 bis 20	7 bis 5	3,4 bis 2,0	0,8 bis 35	0,40	10		200
9	MoS	11 bis 160	2,1 bis 3,15	3,0 bis 1,0	10 bis 80	1,2 bis 0,8	10		1600
9	MoL	380 bis 2150	2,5 bis 4,8	0,3 bis 0,12	30 bis 70	1,0 bis 2,0	10		1600
11	Pu (Mobil)	30 bis 250	3,5 bis 4,5	4,2 bis 2,3	80 bis 400	0,5 bis 0,3	7	40	1600
11	Pu (Stationär)	40 bis 1000	3,5	3,7 bis 1,8	80 bis 1000	0,5 bis 0,8	10	75	1000
11	MoS	28 bis 1000	4,2 bis 3,5	8,0 bis 1,6	100 bis 930	0,15 bis 0,5	5	20	1600
12	Pu	5 bis 1000	3,5	5,6 bis 0,95	10 bis 530	0,3 bis 0,6	10	26	1600
12	MoS	5 bis 1000	3,5 bis 4,5	10 bis 1,6	25 bis 930	0,1 bis 0,3	5	13	1600

Pu = Pumpe, MoS = Schnelläufermotor, MoL = Langsamläufermotor

wendung einer Mehrfachpumpe (Doppel- oder Dreifachpumpe) und geeigneter Steuerung der Pumpenströme möglich. Mehrfachpumpen auch zur unabhängigen Versorgung mehrerer Verbraucher.

Außenzahnradpumpe mit zwei evolventenverzahnten Rädern sind preisgünstig, überdecken einen großen Hubvolumenbereich und sind für mittlere Drücke geeignet. Bei einfachstem Aufbau (Plattenbauweise) haben die Pumpen bei hohem Druck einen mäßigen volumetrischen Wirkungsgrad; Verbesserung durch selbständig betriebsdruckgesteuerte Radial- und Axialspaltkompensation, **Bild 2**. Volumetrischer Wirkungsgrad kompensierter Pumpen größer 0,9, hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad bei 0,9, so daß Gesamtwirkungsgrade von 0,8 bis 0,9 erreicht werden. Außenzahnradpumpen sind robust, Wellenlager (meist Gleitlager) haben gute Notlaufeigenschaften, Pumpen sind selbstsaugend. Es werden Versionen mit integrierter Druck- und/oder Volumenstromsteuerung angeboten. Geräuschemission kann durch Parallelschaltung von 2 Zahnradsätzen reduziert werden, die um eine halbe Zahnteilung gegeneinander verdreht auf der Welle angeordnet sind. Dadurch Reduzierung der Förderstrompulsation von 15 % auf 3,5 % bei gleicher Zähnezahl.

Innenzahnradpumpen (Bild 3) haben durch angepaßte Zahnformen günstige Zahneingriffsverhältnisse, geringe Volumenstrompulsation, durch Radial- und Axialkompensation enge Leckspalte und eignen sich daher für höhere Betriebsdrücke (300 bar) bei gutem Wirkungsgrad von um 0,9. Sie zeichnen sich durch niedrige Schalldruckpegel aus: Eine Pumpe NG 20 mit 20 cm3/U, 300 bar, 1450 l/min und einer Antriebsleistung von 15 kW hat einen Schalldruckpegel von 62 dB(A). Die Herstellung von Innenzahnradpumpen ist aufwendiger als die von Außenzahnradpumpen, sie sind entsprechend teurer.

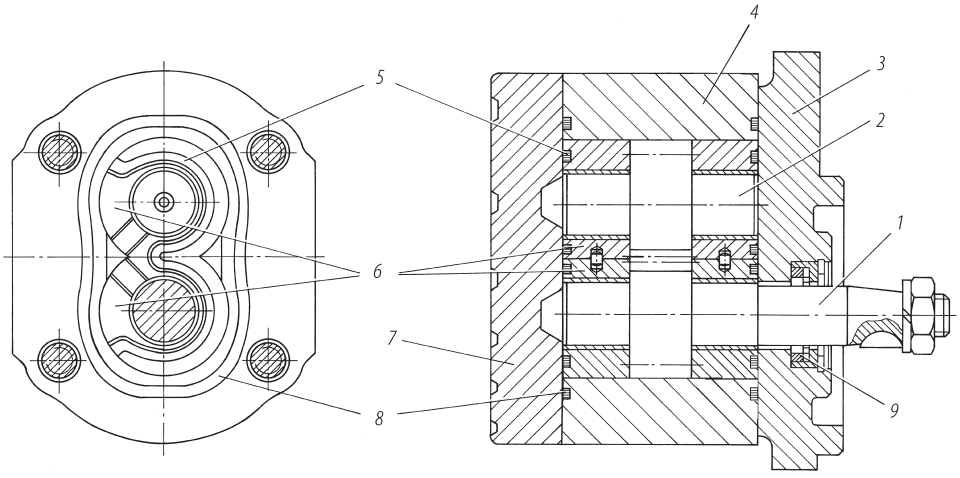


Bild 2. Außenzahnradpumpe mit axialer und radialer Spaltkompensation (Bosch). *1* treibendes Zahnrad, *2* getriebenes Zahnrad, *3* Lagerdeckel, *4* Pumpengehäuse, *5* Axialfelddichtung mit Stützring, *6* Lagerbuchsen, *7* Verschlußdeckel, *8* Gehäuseabdichtung, *9* Wellendichtung

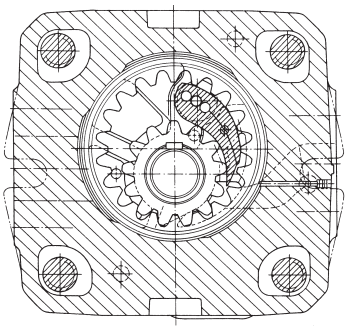


Bild 3. Innenzahnradpumpe mit axialer und radialer Spaltkompensation (Bucher, Baureihe QRH)

Bei **Zahnringpumpen** (**Bild 1**, Nr. 3) haben die Zähne des außenverzahnten Ritzels und des innenverzahnten Rings Trochoidenform. Die Abdichtung zwischen Saug- und Druckraum erfolgt am Umfang des Ritzels, ein Zahn ist immer im Kontakt mit der Gegenfläche des Hohlrads, die Dichtwirkung und damit der volumetrische Wirkungsgrad lassen mit steigendem Druck deutlich nach. Pumpe ist gut für niedrigere Drücke geeignet. Wegen geringer Zähnezahl erfolgt die Zellenvergrößerung langsam, die Pumpe hat ein gutes Saugvermögen und eine geringe Geräuschemission. Typische Einsatzgebiete: Füllpumpen für geschlossenen Kreislauf, Lenkhilfepumpe; kostengünstig.

2.1.2 Flügelzellenpumpen. Vanetype pumps

Bild 4a zeigt eine Flügelzellenpumpe. Durch Drehung des exzentrisch zum Stator gelagerten Rotors, in dessen radialen Schlitzen die Flügel angeordnet sind, ändern die durch Flügel-, Rotor- und Gehäuseflächen begrenzten Verdrängerräume ihr Volumen, so daß es auf der Zulaufseite (Saugseite) zu einer Volumenvergrößerung und Flüssigkeitsaufnahme, auf der Druckseite entsprechend zu einer Volumenabnahme und damit Abgabe von Flüssigkeit in die Druckleitung kommt. Der Stator wird in der Regel als ein in das Gehäuse eingelegter Hubring aus hochfestem Stahl ausgeführt; durch Verschiebung des Hubrings senkrecht zur im Gehäuse festgelagerten Welle wird das Fördervolumen pro Umdrehung verändert, wie man unmittelbar aus der Gleichung $V_H = 4\pi \cdot r_m \cdot b \cdot e$ erkennt; e ist die Exzentrizität des Hubrings, r_m ein mittlerer Radius des ausgefahrenen Flügels und b die Hubringbreite. Durch Verschieben des Hubrings über die zentrische Lage hinaus wird bei gleich bleibender Wellendrehrichtung die Förderrichtung umgekehrt. Flügelzellenpumpen sind für mittlere Drücke geeignet. Die spezifischen Belastungen der Gleitpartner des Triebwerks sind hoch, ebenso die Lagerbelastungen. Zur Lagerentlastung werden mehrhubige Pumpen ausgeführt, deren Hubvolumen dann nicht veränderbar ist. Die Volumenstrompulsation ist relativ niedrig, die Geräuschemission flügelzahlabhängig (Frequenz) mittelmäßig. Wirkungsgrad 0,75 bis 0,85 (bis 0,9, wenn mehrhubig).

2.1.3 Kolbenpumpen. Piston pumps

Der Einsatz von Kolbenpumpen hat in der jüngeren Vergangenheit stark zugenommen. Wesentliche Gründe für die zunehmende Anwendung sind

- Eignung für hohe Drücke bei gutem volumetrischem Wirkungsgrad,
- guter hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad,
- Verstellbarkeit des Hubvolumens (vom Prinzip her),
- hohe Leistungsdichte,
- gleich gute Eignung für Pumpen und Motoren.

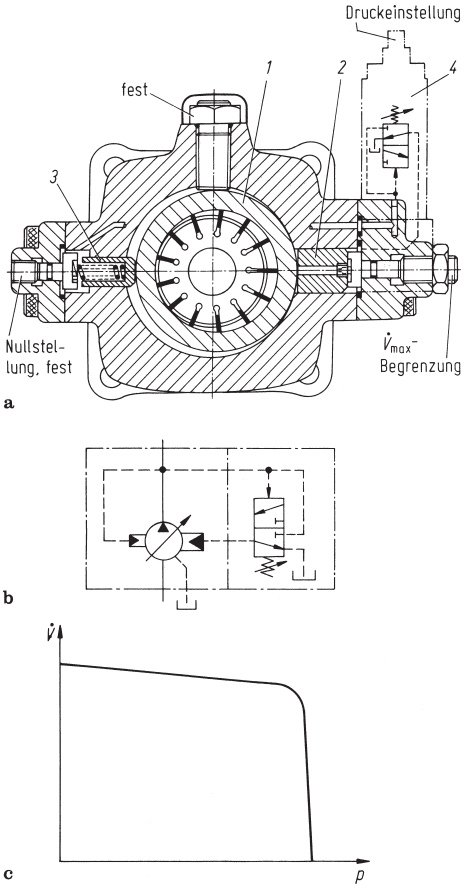


Bild 4. **a** Flügelzellenpumpe mit Nullhub-Druckregler (Bosch). *1* Hubring, *2*, *3* Stellkolben, *4* Druckregler; **b** Schaltbild; **c** Kennlinie

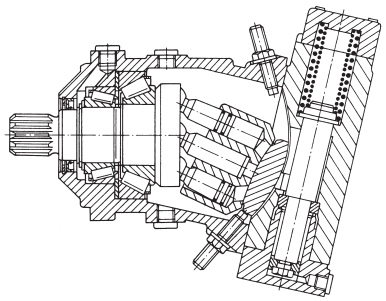


Bild 5. Schrägachsen-Verstellpumpe mit hydraulisch-mechanischem Leistungsregler für offenen Kreislauf (Mannesmann-Rexroth/Brueninghaus, Baureihe A7V)

Pumpen haben in der Regel mehrere parallel wirkende Zylinder, deren Förderströme sich addieren. Die Pulsation des Gesamtförderstroms (Ungleichförmigkeitsgrad) nimmt mit steigender Kolbenzahl ab, von 14 % bei 3 Kolben auf 1,5 % bei 9 (gerade Kolbenzahlen führen zu erheblich größerer Ungleichförmigkeit als ungerade). Durch laufende Entwicklungen sollen die relativ hohe Geräuschemission (bei Anwendung der hohen Drücke) und die konstruktionsbedingt höheren Kosten

reduziert werden. Kostendegression ist zu erreichen durch Fertigungsentwicklung (-verfahren, -maschinen) und Anpassung der Konstruktion an das Anwendungsspektrum (statt einer mehrere Baureihen, Entfeinerung, Reduzierung der Funktionsvarianten). Anwendung neuartiger Werkstoffe wird untersucht, z. B. Keramik und Kunststoffe. Verstellung des Hubvolumens zunehmend durch elektrohydraulische Stellsysteme.

Schrägachsenpumpen Prinzip Thoma (**Bild 5**) werden heute im wesentlichen im offenen Kreislauf als direkt ansaugende, in eine Richtung fördernde Pumpen eingesetzt. Es sind (im Vergleich zur Schrägscheibenkonstruktion) größere Schwenkwinkel möglich, damit können bei gleichen Abmessungen des Triebwerks größere Förderströme erreicht werden. Wellenlager drehen unter hoher Lagerbelastung, das führt zu großen Lagern. Volumenstromsteuerung durch Schiebersteuerung, in das Triebwerk integriert, moderne Konstruktionen mit Steuerlinse (aufwendige Herstellung der sphärischen und zylindrischen Funktionsflächen, aber baulich unaufwendig).

Schrägscheibenpumpen (**Bild 6**) haben sich für Anwendungen im geschlossenen Kreislauf durchgesetzt. Sie bauen prinzipbedingt kompakt, auf die Wellenlager wirken kleine Kräfte, daher weniger aufwendige Lagerung; hochbelastete Schwenkscheibenlagerung hat Drehzahl nahe Null. Welle kann durch die Pumpe hindurchgeführt werden und weitere Pumpen (Füllpumpe, 2. Hauptpumpe, Arbeitshydraulikpumpen) antreiben (Durchtriebspumpe). Schrägscheibenpumpen sind in der Regel nicht selbstansaugend. Schiebersteuerung zwischen Blockzylinder und Endgehäuse, nur ein relativ bewegtes Dichtflächenpaar, typischerweise ebene Funktionsflächen.

Radialkolbenpumpen mit rotierendem Zylinderstern, äußerer Kolbenabstützung durch Gleitschuhe und zentralem Steuerzapfen für mittlere Hubvolumina und Drücke bis 300 (350) bar (**Bild 7 a**). Gutes Regelverhalten, relativ niedrige Geräuschemission, guter Wirkungsgrad um 0,9. Große Pumpen mit Wälzlagerabstützung der Kolben für Anwendungen mit besonders hohen Anforderungen an Lebensdauer und Zuverlässigkeit.
Radialkolbenpumpen mit innerer Kolbenabstützung als Hochdruckpumpen für Drücke über 600 bar. Kolben bewegen sich radial im Gehäuse und stützen sich auf angetriebenem Exzenter ab. Wegen der hohen Drücke Ventilsteuerung zur Erzielung eines guten volumetrischen Wirkungsgrads. Kleine Hubvolumina, in der Regel nicht verstellbar. Mehrreihige Pumpen für größere Förderströme oder unabhängige Versorgung mehrerer Verbraucher. Sonderbauform ist die sauggeregelte Pumpe, deren Förderstrom ab einer Grenzzahl nicht mehr zunimmt, weil der Verdrängerraum im Saughub nicht mehr vollständig gefüllt wird. Für Drücke bis 160 bar, Drehzahlen bis 6000 min^{-1}. Anwendung Kfz-Hydraulik.

2.1.4 Andere Pumpenbauarten. Other pump types

Schraubenpumpen (**Bild 1**, Nr. 4) sind Konstantpumpen; sie werden dort eingesetzt, wo es auf besondere Laufruhe ankommt, z. B. bei Fahrstuhlantrieben in Wohngebäuden. Wegen fehlender Kompensationsmöglichkeiten im Druckbereich beschränkt.

Sperrschieberpumpen (**Bild 1**, Nr. 6) sind ebenfalls Konstantpumpen ohne Spaltkompensation, ihr Hauptanwendungsfeld sind geräuscharme Antriebe mit mittlerem Druckniveau und Mehrfachpumpenanordnungen.

Reihenkolbenpumpen (**Bild 1**, Nr. 7) werden in hydrostatischen Systemen als langsamlaufende Pumpen zur Förderung schlecht schmierender Fluide bei hohen Drücken eingesetzt, z. B. zur Förderung von HFA (Öl in Wasser-Emulsion) bei 400 bar. Langsamlauf durch Übersetzungsgetriebe vor dem Pumpentriebwerk.

Taumelscheibenpumpen (**Bild 1**, Nr. 10) findet man als Spezialpumpen z. B. in der Flugzeughydraulik. Der Zylinderblock steht fest, die Taumelscheibe wird angetrieben. Pumpen sind meist ventilgesteuert, d. h. eine Förderrichtung, aber beliebige Antriebsrichtung.

2.1.5 Hydromotoren in Umlaufverdrängerbauart
Gear- and vanetype motors

Außenzahnradmotoren sind schnellaufende Maschinen und eignen sich für Antriebe, bei denen die Motoren erst bei höheren Drehzahlen belastet werden; sie haben kein besonders gutes Anlaufverhalten unter Last. Bei Mehrquadrantenbetrieb ist auf richtige Leckölabfuhr zu achten.

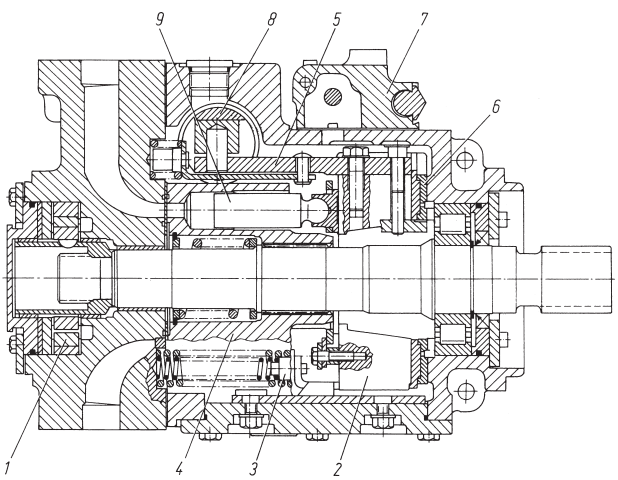
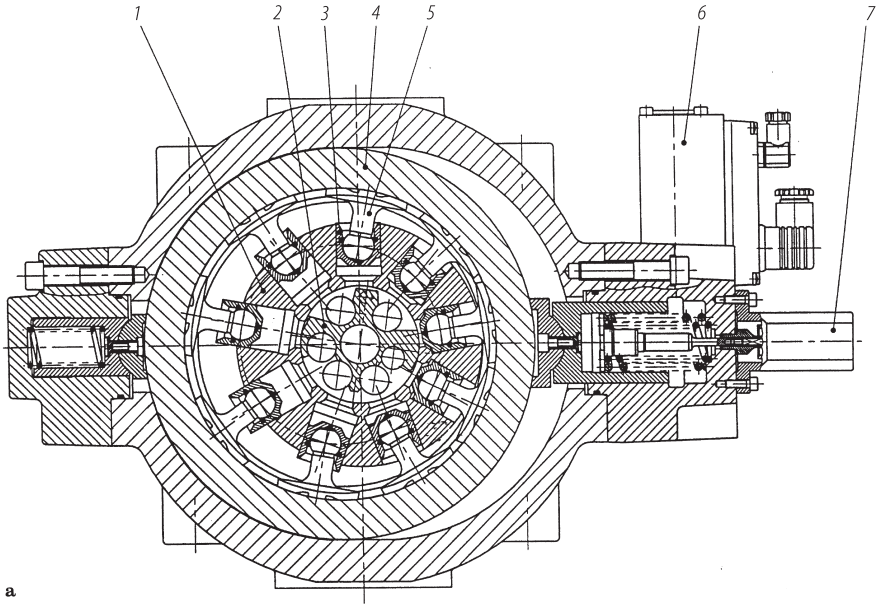
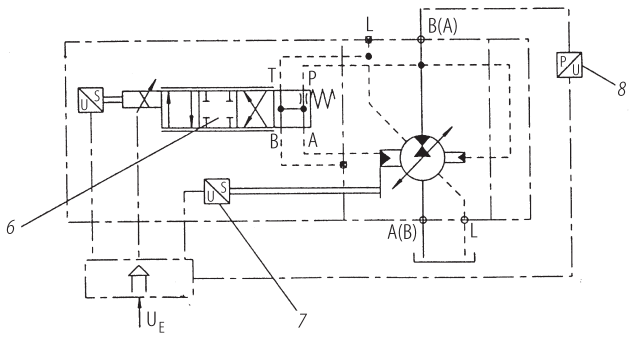


Bild 6. Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe mit mechanisch-hydraulischer Servoverstellung und Füllpumpe für geschlossenen Kreislauf (SAUER-SUNDSTRAND, Baureihe 90). *1* Füllpumpe, *2* Wiege, *3* Wiegenrückstellung, *4* Blockzylinder, *5* Wiegenverstellhebel, *6* Wiegenlagerung, *7* Servoventil, *8* Servokolben, *9* Kolben mit Gleitschuh



a



b

Bild 7. a Radialkolbenpumpe (Bosch, Baureihe RKP). *1* Zylinderstern, *2* Steuerzapfen, *3* Kolben, *4* Hubring, *5* Gleitschuh, *6* Steuerventil, *7* Positionsaufnehmer; nicht dargestellt Druckaufnehmer (*8*); **b** Schaltbild

Zahnringmotoren (Orbit-, Gerotormotor) werden bevorzugt als Langsamläufermotoren gebaut. Im Gegensatz zur Pumpe ist hier der Zahnring (das Hohlrad) gehäusefest, das Ritzel macht eine exzentrische Bewegung um die Achse des Zahnrings und dreht sich dabei langsam um die eigene Achse (2-welliges Umlaufrädergetriebe). Durch eine Kardanwelle wird die Ritzeldrehung auf die Ausgangswelle übertragen. Die Motoren sind für einen mittleren Druckbereich geeignet und zeigen gutes Anlaufverhalten.
Auch das *Flügelprinzip* eignet sich zum Bau von Motoren, die wie die Pumpen aufgebaut sind.

2.1.6 Hydromotoren in Hubverdränger-(Kolben-)bauart
Pistontype motors

Unterschieden werden Schnelläufer- und Langsamläufermotoren. *Schnelläufer* sind typisch Axialkolbenmaschinen aller in **Bild 1** gezeigten Bauarten, dabei sind Taumelscheibenmaschinen weniger verbreitet. Schrägachsenmaschinen haben ein etwas besseres Anlaufverhalten als Schrägscheibenmaschinen; vorteilhaft, wo Anlauf unter hoher Last erfolgen muß. Das Schrägachsenprinzip läßt große Schwenkwinkel bis

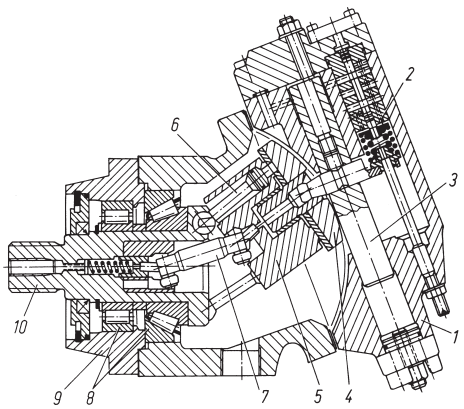


Bild 8. Schrägachsenmotor mit Schwenkbereich (VOAG Hydraulics, Series V12). *1* Endgehäuse, *2* Servoventil, *3* Servokolben, *4* Ventil-/Steuersegment, *5* Zylinderblock, *6* sphärischer Kolben mit laminiertem Kolbenring, *7* Zylinderblockmitnahme, *8* Wellenlager, *9* Lagergehäuse, *10* Antriebswelle

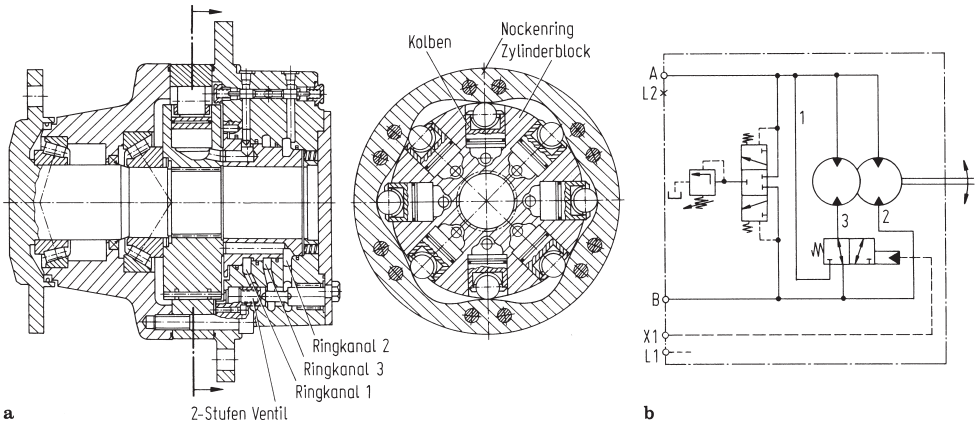


Bild 9. a Langsamlaufender Radialkolbenmotor in 2-Stufen-Ausführung als Radnabenmotor (SAUER-SUNDSTRAND, Baureihe 60); **b** Schaltbild

zu 45° zu (Schrägscheibe typisch bis 20°), siehe dazu **Bild 8**, dadurch große Momente und großer Verstellbereich (Selbsthemmung bei ungefähr 5°); wichtig dort, wo durch Reduzierung des Motorhubvolumens die Motordrehzahl erhöht werden soll, unter Inkaufnahme eines abnehmenden Drehmoments.

Langsamläufer sind typisch Radialkolbenmotoren. Bei Maschinen mit äußerer Kolbenabstützung laufen die Kolben auf dem wellenförmigen Profil des Hubrings, siehe **Bild 9**. Die Motoren werden u. a. mit drehendem Gehäuse und stehendem Zylinderstern/Welle als sog. Radnabenmotoren und als Aufsteckmotoren mit stehendem Gehäuse und drehender Hohlwelle ausgeführt. Bei Motoren mit innerer Kolbenabstützung wird die Kolbenkraft über Pleuel auf den Wellenexzenter übertragen (Kolben bewegen sich rein radial), oder es werden pleuellose Konstruktionen verwendet (z. B. drehbare Kolben oder Pentagon auf Exzenterwelle), auf die hier nicht näher eingegangen werden kann. Langsamläufer-Radialkolbenmotoren haben in der Regel einen sehr guten volumetrischen und guten hydraulisch-mechanischen (Anlauf-)Wirkungsgrad. Sie bauen groß und stehen im Wettbewerb mit Schnelläufermotor – Reduziergetriebe – Aggregaten. In der Regel handelt es sich um Konstantmotoren, bauartabhängig können sie aber auch als Verstellmotoren (stufig oder stetig-)ausgeführt werden.

2.2 Verdrängermaschinen mit translatorischem (Ein- und) Ausgang

Cylinder units

Zylinder werden einfachwirkend (Tauchkolbenzylinder) und doppeltwirkend (Differentialzylinder, **Bild 10**) gebaut. Bei der nur für Schub geeigneten Tauchkolbenbauart ist die Kolbenstange zugleich Kolben und in der Stangenführung im Kopf gedichtet. Erforderliche Führungslänge ca. 2,5 × Stangendurchmesser. Rückhub erfolgt durch äußere Kräfte oder eingebaute Feder. Differentialzylinder sind durch wechselweise Kolbenbeaufschlagung für Drücken und Ziehen einsetzbar. Stangenseitige Ringfläche A_R ist um den Stangenquerschnitt kleiner als die Kolbenfläche A_K. Daher unterschiedliche Druck- und Zugkräfte bei gleichem Betriebsdruck sowie verschiedene Geschwindigkeiten für Vorschub und Rücklauf bei gleichem Speisevolumenstrom. Eilvorlauf durch Verbinden beider Anschlüsse mit der Zulaufleitung; aktive Fläche ist dann der Stangenquerschnitt. Gleichgangzylinder mit beidseitiger Stangenausführung oder als Differentialzylinder mit Flächenverhältnis $\varphi = 2$ und ständiger Verbindung der beiden Zylinderanschlüsse (siehe Eilvorlauf).

Zylinderbauformen und Hauptmaße weitgehend standardisiert („Normzylinder"). Nach DIN-ISO 3320 Zylinderbohrungen 8 … 400 mm, gestuft gemäß R 10, und Kolbenstangendurchmesser 4 … 360 mm (nach Reihe R 20, jeweils Rundwerte). Zuordnung der Werte für Hydrozylinder gem. DIN-ISO 7181 so, daß das Flächenverhältnis $\varphi = A_K/A_R$ ungefähr gleich ist den Vorzugsgrößen 1,06–1,12–1,25–1,4–1,6–2–2,5–5. Kolbenhub-Grundreihe nach DIN-ISO 4393, Nenndrücke nach DIN-ISO 3322, typisch bis 320 bar. Berechnung erfolgt nach den Grundformeln in 1.1.1, dabei ggf. hohen Rücklaufdruck beim schnellen Einziehen beachten. Wirkungsgrade: Differentialzylinder bei Vorlauf $\eta_t = 0{,}9 \ldots 0{,}95$, bei Zug $\eta_t = 0{,}85 \ldots 0{,}9$. Bei Hubendgeschwindigkeiten $> 0{,}1$ m/s Endlagendämpfung vorsehen. Wegen der verschieden großen Arbeitsvolumenströme auf Kolbenboden- und Stangenseite erfordert der Einsatz von Differentialzylindern im geschlossenen Kreislauf große Füllpumpe und besonderes Ausspülventil; Anwendung von Gleichgangzylindern bietet sich an.

Einbaurichtlinien: Zylinder nicht als tragende Konstruktion benutzen, von Biegemomenten und Querkräften freihalten (Gelenkanschlüsse an Boden und Stangenkopf). Last auf kürzestem Wege funktionsgerecht abstützen, Dehnung ermöglichen, Durchbiegung bei langen Zylindern.

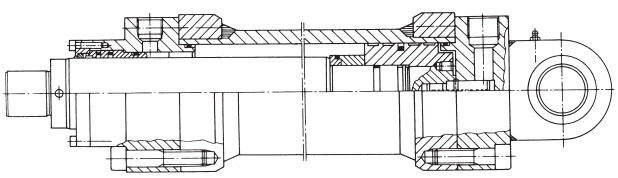


Bild 10. Differentialzylinder (Montanhydraulik)

2.3 Hydroventile. Valves

Ventile sind in den Leistungsfluß zwischen Pumpen und Motoren eingefügte Stellorgane mit unstetiger (Schaltventile) oder stetiger (Stellventile) Wirkungsweise. Einteilung nach:

Funktion	
Wegeventile:	Schalten und Lenken des Ölstromes.
Sperrventile:	Vorgabe einer Stromrichtung.
Druckventile:	Funktion druckbedingt.
Stromventile:	Beeinflussung der Stromstärke (mittelbar).
Arbeitsweise	
Sitzventilprinzip:	Dichtelemente Kugel, Kegel, Platte; leckstromfreier Abschluß.
Schieberprinzip:	Dreh-, Längsschieber; vielseitiger in der Schaltfunktion.
Bauformen	
Einzelventile:	zum Einfügen in den Leitungslauf.
Blockventile:	mit gleichen Gehäuseabmessungen, durchlaufenden Hauptkanälen zum Zusammenflanschen zu Blöcken.
Ventilblöcke:	mehrere Ventile im gemeinsamen Gehäuse.
Plattenventile:	Ventile mit genormtem Anschluß-Lochbild zum Verschrauben auf Anschluß- und Verkettungsplatten sowie Schaltblöcken. Meistverbreitete Bauform, einfacher Anschluß und Austausch.
Einbauventile:	Ventile in Patronenbauform zum Einbau in genormte Bohrungen in Steuerblöcken.

2.3.1 Wegeventile. Directional control valves

Bezeichnung für Ventile, die durch von außen eingeleitete Stellbewegungen Verbindungen zwischen den Anschlüssen herstellen und dadurch Lauf und Fließrichtung des Ölstroms bestimmen. Sie haben in der Mehrzahl eine Schaltfunktion (Auf-Zu), doch ist auch eine stetige Stellfunktion (Drosselwirkung) möglich, d. h. Beeinflussung der Stromstärke. Wegen des damit verbundenen Verlusts ist diese Funktion nur für kleine Leistung anwendbar (vgl. Proportionalventil).
Bezeichnung der Ventile nach Anzahl der geschalteten Anschlüsse (Wege) und Anzahl der Schaltstellungen (z. B. 4 Anschlüsse, 3 Schaltpositionen: 4/3-Wegeventil).
Bezeichnung der Anschlüsse: *P* Druckanschluß; *T* Ablaufanschluß; *A*, *B* Arbeitsanschlüsse; *X*, *Y* Steueranschlüsse.

Sitzventile sind unempfindlich gegen Medium und Verschmutzung, daher funktionssicher und für hohen Druck geeignet. Nachteilig sind begrenzte Funktion und hohe Betätigungskräfte. Bei direktbetätigten Ventilen Schließfunktion durch Druckbelastung der Dichtelemente, Öffnen mit Schaltmitteln. Dabei Beschränkung auf Anschluß-DN < 4 mm und einfache Schaltfunktion (2/2- und 3/2-Wegeventile, **Bild 11**). Große Querschnitte (handelsüblich DN 6–DN 160) in 2/2-Wege-Einbauventilen mit indirekter Betätigung möglich. Ausführung: federbelasteter, druckgesteuerter Schließkegel (gestuftes Flächenverhältnis 1 : 1,6 bzw. 1 : 1) in genormter Patrone zum Einbau in Steuerblöcke. Auf den Abschlußdeckel sind je nach Funktion (Wegeventil, DBV-Hauptsteuerstufe) kleine Vorsteuerventile geschraubt (**Bild 12**). Vorteile sind kleines Bauvolumen bei großem Volumenstrom, kurze Schaltzeiten, weiches Schalten durch Feinsteuernuten am Sitzrand.

Längsschieberventile haben größte Verbreitung, da der Schieberkolben gleichzeitig mehrere Wege schaltet und durch die Gestaltung verschiedene Schaltbilder ermöglicht werden.

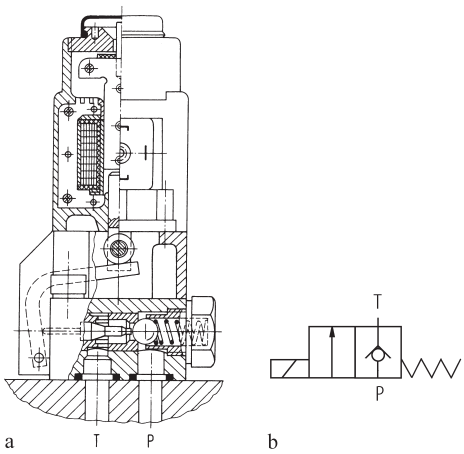


Bild 11. **a** 2/2-Wegesitzventil, direkt magnetbetätigt, für Plattenaufbau (Heilmeier & Weinlein); **b** Symbol

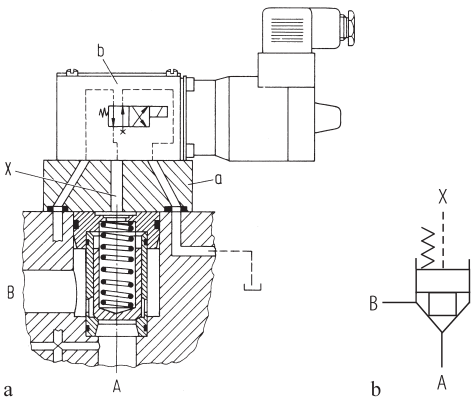


Bild 12. **a** 2/2-Wege-Einbauventil (Bosch). *A*, *B* Arbeitsanschlüsse, *X* Steueranschluß, *a* Abdeckplatte (Deckel), *b* Vorsteuerventil; **b** Symbol

Aufbau prinzipiell nach **Bild 13**. Leitungsanschlüsse werden durch gebohrte oder gegossene Kanäle an die Ringnuten im Gehäuse herangeführt. Der genutete Kolben gibt je nach Stellung Fließwege zwischen verschiedenen Anschlüssen frei. Durch Flächengleichheit der Schieberkammern statischer Druckausgleich. Die Öffnungscharakteristik ist durch Drosselkerben an den Kolbenabsätzen beeinflußbar, durch Ändern der Stegbreite des Kolbens sind verschiedene Schaltbilder möglich (z. B. dauernde Verbindung zweier Wege). Gegenseitige Lage der Steuerkanten von Kolben- und Gehäusenuten (Überdeckung) beeinflußt Schaltcharakteristik. Bei negativer Überdeckung sind kurzzeitig mehrere Räume miteinander verbunden, dabei Gefahr unerwünschter Bewegungen der Motoren, liefert aber bessere Feinfühligkeit bei Stromsteuerungen und Abbau von Druckspitzen beim Abschalten laufender Massen. Bessere Abdichtung gegen Leckverluste durch positive Überdeckung.
Betriebsdruck der Schieberventile bis 350 bar. Leckverluste bei höheren Drücken nicht vernachlässigbar. Durchflußwiderstände beachten (Herstellerangabe, ca. 3 … 8 bar bei Nennstrom).
Ventile werden ohne und mit bevorzugter Schaltstellung gebaut; sog. Impulsventile verbleiben nach dem Schaltvorgang

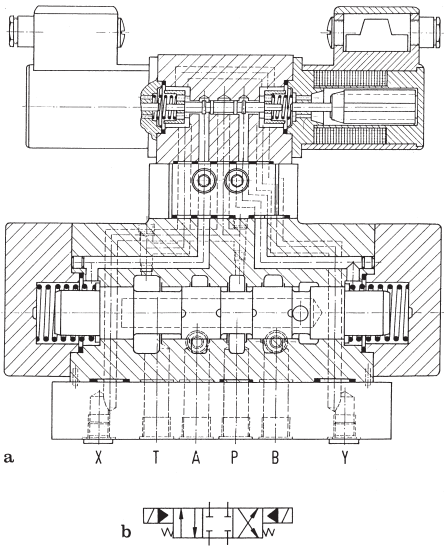


Bild 13. a Vorgesteuertes 4/3-Wegeventil mit Elektromagnetbestätigung (Mannesmann-Rexroth, Lohr); **b** Symbol

in geschalteter Stellung, sonst erfolgt Rücklauf in die Ruhelage durch Federkraft oder, bei großen Ventilen, hydraulische Belastung. Schalten der Ventile durch manuelle oder mechanische Betätigung, durch hydraulischen oder pneumatischen Druck oder durch Elektromagnetkraft. Direkte elektromagnetische Betätigung ist wegen der relativ kleinen Magnetkräfte auf Ventile bis DN 10 beschränkt. Schaltung größerer Ventile durch aufgeflanschte Kleinwege-(Pilot-)ventile mit Drucköl, das dem Arbeitskreislauf (eigenvorgesteuert) oder gesonderter Steuerölversorgung (fremdvorgesteuert) entnommen wird. Erforderlicher Steuerdruck ca. 4 bar. Magnete vorzugsweise in druckdichter Bauform (unter Öl schaltend) für Gleich- und Wechselstrom. Übliche Spannungen 24, 48, 180 und 220 V, Schaltleistung max. 100 W.

2.3.2 Sperrventile. Shuttle Valves

Sperrventile lassen Durchfluß nur in einer Richtung zu. Aufbau nach dem Sitzventilprinzip, in einfachster Form federbelastetes Kugelventil (Öffnungsdruck 0,5 … 3 bar). Verwendung als Richtungsventile und Vorspannventile. Bauformen für Leitungs- und Blockeinbau. Da Abschluß leckstromfrei, dienen Sperrventile oft als Halteventile für Zylinder unter Last. In solchen Fällen Rücklauffreigabe durch Entsperren mittels Aufsteuerkolben, bei großen DN mit einem Hilfsventil gesteuert (**Bild 14**).

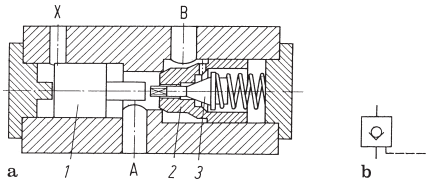


Bild 14. a Entsperrbares Rückschlagventil (Mannesmann-Rexroth, Lohr). *A*, *B* Arbeitsanschlüsse, *X* Steueranschluß, *1* Entsperrkolben, *2* Hauptkegel, *3* Vorsteuerkegel; **b** Symbol

2.3.3 Druckventile. Pressure control valves

Kennzeichnend für diese Ventile ist die bedingte Funktion, indem beim Erreichen eines meist durch Federvorspannung vorgegebenen Drucksollwerts Wege geschaltet werden. Die Verbindung kann stetig (durch Öffnen von Drosselquerschnitten) oder unstetig (Schalter) erfolgen.

Druckbegrenzungsventile. Diese geben beim Erreichen des Einstelldrucks den Ölabfluß in den Tank frei und begrenzen den Systemdruck derart, daß bei nur geringem weiteren Druckanstieg der Drosselquerschnitt schnell anwächst. Bei direkt gesteuerten Druckbegrenzungsventilen hebt das Drucköl den Dichtkegel gegen Federkraft vom Sitz ab. Durch den Wechsel statischer (Druck-) und dynamischer (Strahl-)Kräfte am Kegel besteht Schwinggefahr, der durch Dämpfung der Kegelbewegung begegnet wird. Anstieg des Drucks mit zunehmender Stromstärke, oberhalb der vom Einstelldruck abhängigen „Sättigung“ sehr stark. Merkbare Öffnungs-/Schließhysterese.

Für große Stromstärken vorgesteuerte Bauweise wie in **Bild 15**. Hauptkegel wird durch schwache Feder und rückseitige Druckbelastung in Schließstellung gehalten; bis kleines, direktgesteuertes Druckbegrenzungsventil öffnet; Steuerstrom beginnt zu fließen und Rückraumdruck sinkt (Drossel zwischen Zulauf und Rückraum); Hauptstufe öffnet. Durch Rückraumentlastung mittels 2/2-Wegeventil kann das vorgesteuerte DBV zum Umlaufventil erweitert werden. Anschluß dieses und weiterer Vorsteuerventile zur Fernsteuerung an *X*.

Druckregelventile. Diese halten den Druck in nachgeschalteter Leitung unabhängig von der Größe des höheren Vordrucks durch Drosseln des Zulaufs konstant, ggf., bei ansteigenden äußeren Lasten, auch durch zusätzliche Freigabe des Ablaufs (3-Wege-Druckregelventil).

Druckschaltventile. Diese geben beim Erreichen des Einstelldrucks Stromwege für weitere Arbeitsabläufe frei. Die eigengesteuerte Bauform schaltet auf einen nachgeordneten Arbeitskreis weiter, hält aber den Druck im Primärkreis (Zuschaltventil, Folgeventil). Fremdgesteuerte Ventile schalten druckabhängig einen weiteren Arbeitskreislauf zu oder geben

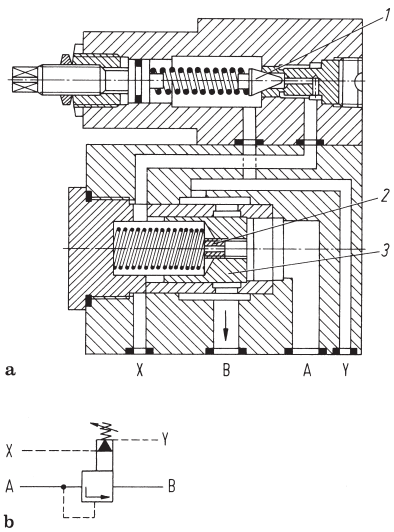


Bild 15. a Vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil für Plattenaufbau (Bosch). *A*, *B* Arbeitsanschlüsse, *X* Steueranschluß, *Y* Leckölanschluß, *1* Vorsteuerkegel, *2* Steuerdüse, *3* Hauptstufenkolben; **b** Symbol

in diesem einen drucklosen Umlauf frei (Abschaltventil, Speicherladeventil).

2.3.4 Stromventile. Flow control valves

Stromventile bieten die einfachste Art, die Bewegungsgeschwindigkeit in einem Hydrogetriebe zu beeinflussen. Im Prinzip sind sie stetig wirkende Drosselventile mit verstellbarem Drosselquerschnitt. Abhängig von dessen Größe und dem Quadrat der Stromstärke entsteht am Ventil eine Druckdifferenz, die Teil des Druckgefälles im Kreislauf ist und einen Leistungsverlust bewirkt. Anwendung nur bei kleineren Leistungen.

Einfache Drosselventile. Von außen einstellbare Ausführungen siehe **Bild 16.** Drosseln sollen mit möglichst kurzen, scharfkantigen Drosselwegen (Blende!) ausgeführt sein, da sonst großer Einfluß der Ölviskosität (Temperatur).

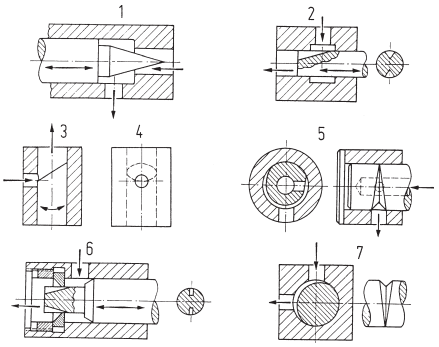


Bild 16. Drosselausführungen

Stromregelventile messen den Verbrauchervolumenstrom und halten ihn durch selbsttätige Verstellung eines Drosselquerschnitts im Haupt- oder im Nebenstrom konstant. Ausführungen:

2-Wege-Stromregler. Aufbau **Bild 17a**. Meßdrossel *1*, auf gewünschte Stromstärke einstellbar, erzeugt Meßdruckgefälle Δp_m (ca. 3 bar), das am Drosselkolben *2* gegen die Feder *3* abgewogen wird (Druckwaage). Am Drosselkolben stellt sich ein Druckgefälle $\Delta p_K = (p_P - p_M) - \Delta p_m$ ein. Lastschwankung am Motor bewirkt zunächst kleine Änderung von $\dot{V}$. Das dadurch veränderte Meßdrosseldruckgefälle zwingt den Kolben *2* in eine neue Drosselstellung derart, daß sich wieder $\Delta p_m = \text{const}$, d. h. das geforderte $\dot{V} = \text{const}$ einstellt. Wegen sonst hoher Energieverluste Einbau in Teilstromableitung oder hinter Hydrospeichern. Bei starken Lastschwankungen am Motor Einbau des Reglers in Ablaufleitung des Motors zweckmäßig.

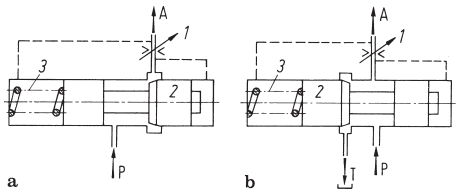


Bild 17a, b. Schemabilder der Stromregler. **a** 2-Wege-Ausführung; **b** 3-Wege-Ausführung. *P* Druckanschluß, *A* Arbeitsanschluß, *T* Ablaufanschluß, *1* Meßdrossel, *2* Drosselkolben, *3* Feder

3-Wege-Stromregler stellen konstanten Verbraucherzufluß durch Ableiten des überschüssigen Pumpenförderstromes ein (**Bild 17b**). Aufbau ähnlich wie oben, jedoch öffnet Drosselkolben *2* zusätzliche Ablauföffnung. Einbau nur in der Verbraucherzulaufleitung möglich.

Regelgenauigkeit der Stromregler 2 ... 5 %. In Ruhestellung Rücklauf des Drosselkolbens unter Federkraft auf max. Öffnung, daher Anfahrstoß im Getriebe. Stromteiler sind nach ähnlichem Prinzip aufgebaut. Bessere Stromteilung, auch für Rückwärtslauf, durch Parallelschaltung zweier Zahnradmotoren, deren Wellen mechanisch gekuppelt sind.

2.3.5 Proportionalventile. Proportional valves

Magnetbetätigte Wegeventile nehmen nur diskrete Schaltstellungen ein (Digitalfunktion). Mit Proportionalventilen ist die Einstellung der Schaltwege mit stetigem Übergang möglich, damit sind Übergangsfunktionen (Anlauf, Stop) sowie Volumenstromeinstellungen darstellbar. Ebenso können Ansprech-

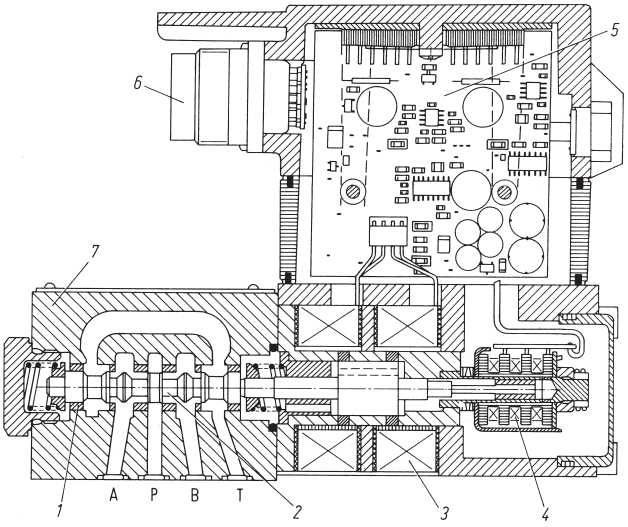


Bild 18. Regelventil in Proportionaltechnik (Bosch). *1* Stahlhülse, *2* Steuerschieber, *3* Doppelhubmagnet, *4* induktiver Weggeber, *5* Elektronik, *6* 11poliger Stecker, *7* Gußgehäuse

drücke von Druckbegrenzungsventilen und Sollwerte von Stromregelventilen mittels eines elektrischen Signals vorgegeben werden. Die Größe des elektrischen Ansteuerstroms wird im Proportionalmagneten (0–10 V, ca. 25–50 W) in eine Kraft umgesetzt, die bei Wegeventilen gegen die Kraft einer Feder wirkend den Kolben verstellt, bei Druckventilen die Federvorspannung bestimmt. Störgrößen wie Strömungs- und Reibungskräfte am Kolben werden nicht korrigiert, Wiederholgenauigkeit und Umkehrspanne liegen im Bereich von 3–6%. Genaueres Arbeiten und höhere Grenzfrequenzen werden erreicht, wenn die durch das elektrische Signal geforderte Position des Magnetankers im geschlossenen Lageregelkreis angefahren wird.

Proportional-Wegeventile sind prinzipiell erweiterte Drosselventile mit 4/3-Wege-Schaltbild (**Bild 18**). Den Steuerschieber, federmittenzentriert, stellen zwei Magnete. Ihre beiden Stellbereiche und die durch 10% Überdeckung erreichte mittige Totzone erhalten fließende Übergänge durch symmetrische Feinsteuernuten im Kolben. Die Ventile sind aufgebaut aus konventionellen Ventilbauelementen und so kostengünstiger als Servoventile. Sie stellen keine besonderen Ansprüche an die Sauberkeit des Öls, normale Filterfeinheit ist hinreichend. Ihre Grenzfrequenz beträgt 20–40 Hz, die Stellhysterese liegt um 0,3% ohne und 0,1% bei Lageregelung des Magnetankers.

2.4 **Hydraulikzubehör.** Hydraulic equipment

Zum Zusammenschalten von Hydroelementen werden Leitungen aus Stahl oder Schläuche aus Elastomermaterial mit Stahleinlagen und Rohrverschraubungen verwendet. Weitere Elemente sind Ölbehälter (Volumen ca. 3–5 mal Förderstrom je Minute), Filter (Filterfeinheit 10–30–50 µm, genauere Angabe ist die Filtrationsrate β und die zu erreichende Reinheitsklasse), Hydrospeicher, Ölkühler (Luft oder Wasserkühlung), Heizelemente sowie Meßgeräte und Überwachungsgeräte.

H

3 Aufbau und Funktion der Hydrogetriebe
Structure and function of hydrostatic transmissions

3.1 **Hydrokreise.** Hydraulic Circuits

Der Umlauf der Druckflüssigkeit in einem hydrostatischen Getriebe heißt Kreislauf, der offen oder geschlossen, mit oder ohne Speisepumpe ausgeführt wird. Ein Kreislauf ist durch mindestens ein Druckbegrenzungsventil (DBV) gegen Überlastung zu sichern, ggf. ist zusätzlich ein DBV zwischen Motor und Steuerventil erforderlich, wenn schiebende Last auftreten kann (**Bild 1a**, Zylindertrieb).

3.1.1 **Offener Kreislauf** (**Bild 1a**). Open circuit

Beim offenen Kreislauf erfolgt der Umlauf über den Ölbehälter. Die Pumpe fördert immer in gleicher Stromrichtung, vom Motor fließt das Öl nahezu drucklos in den Ölbehälter zurück. Eine Änderung der Arbeitsrichtung des Motors erfolgt durch Umschalten des Stroms mittels eines 4-Wegeventils. Hydrokreise mit Konstantpumpen werden mit und ohne drucklosen Umlauf des Pumpenförderstroms in Ruhestellung ausgeführt.

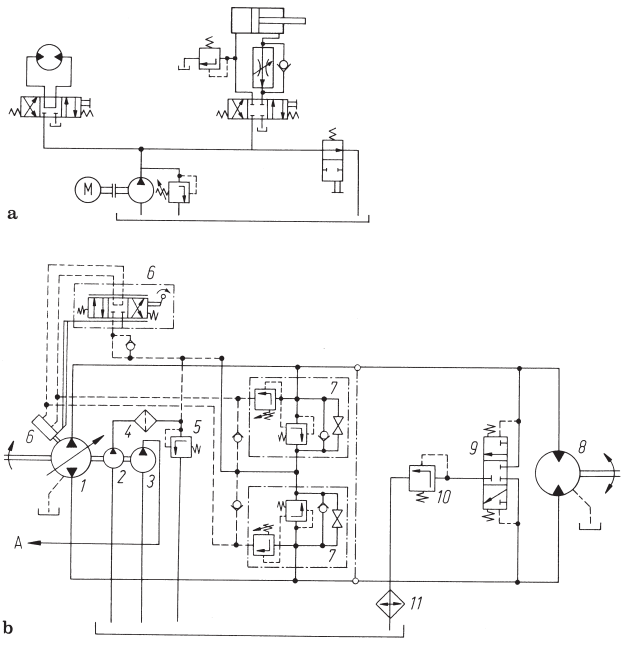


Bild 1. a Offener Kreislauf mit Drehmotor und stromgeregeltem Zylinder in Parallelschaltung, druckloser Umlauf in Ruhestellung; **b** geschlossener Kreislauf: *1* Hauptpumpe, *2* Füllpumpe, *3* Arbeitshydraulikpumpe, *4* Filter, *5* Fülldruckbegrenzungsventil, *6* Servoverstellung, mech. betätigt, *7* Nullhub- und Maximaldruckbegrenzungsventile, Kurzschlußventil, *8* Hydromotor, *9* Spülventil, *10* Spüldruckbegrenzungsventil, *11* Kühler. *A* Druckleitung zum Arbeitshydrauliksystem

Verstellpumpen schwenken üblicherweise auf Nullförderung zurück. Offene Kreisläufe werden typisch angewendet, wenn Differentialzylinder verwendet werden und/oder mehrere Verbraucher (Motoren) parallel und ggf. gleichzeitig betrieben werden müssen. Vorteile des offenen Kreises sind die Abfuhr der Verlustwärme mit dem Ölstrom sowie die Kühlung und Reinigung des Öls im Tank. Nachteilig ist die konstante Energieflußrichtung. Bremsleistung des Motors, die z. B. beim Senken von Lasten anfällt, kann nur durch Drosselung auf dem Abflußweg abgeführt werden (Ablaufdrosselventil, bei höheren Anforderungen spez. Senkbremsventile).

3.1.2 Geschlossener Kreislauf (**Bild 1 b**). Closed circuit

Beim geschlossenen Kreislauf strömt das Öl vom Motor durch eine Leitung zur Pumpenzulaufseite zurück. Die Richtung des Energieflusses ist umkehrbar; „Bremsleistung", wie sie beim Senken und Verzögern von Massen auftritt, wird vom Hydromotor/Zylinder zur Pumpe geführt und von ihr an die Antriebsmaschine abgegeben. Ist diese Antriebsmaschine ein Elektromotor, kann die Bremsenergie als elektrische Energie ins Netz zurückgespeist werden, ist sie eine Verbrennungskraftmaschine, wird deren Bremsvermögen ausgenutzt, um die Belastung des Hydraulikmediums durch Drosselung und damit auch den Kühlaufwand niedrig zu halten. Dadurch können die Systeme mit sehr kleinen Tankvolumina arbeiten. In Anwendungen, bei denen ein einzelner Verbrennungsmotor mehrere geschlossene und offene Kreisläufe antreibt, kann die Bremsleistung eines Teilsystems in anderen Teilsystemen ausgenutzt werden; ein typisches Beispiel hierfür ist das Hydrauliksystem eines Pistenpflegegeräts, das aus zwei geschlossenen Kreisläufen (1 pro Kette) und 3 bis 6 offenen Kreisläufen besteht.
Arbeitsrichtungswechsel des Motors wird durch Umkehren der Pumpenförderrichtung beim Durchschwenken verstellbarer Maschinen durch Null bewirkt. Geschlossene Kreisläufe sind mit einer Speisepumpe mit einem Druck von ca. 10 bis 20 bar aufzuladen. Dadurch wird die Hauptpumpe zulaufseitig zwangsgefüllt, Leckverluste des Hauptkreises werden ersetzt, und durch den Überschußstrom der Speisepumpe wird Öl aus dem Hauptkreis zur Kühlung und Reinigung ausgetauscht (Spülventil erforderlich: Position 9, 10 in **Bild 1 b**); Hubvolumen der Füllpumpe ca. 10 bis 20 % des Hauptpumpenhubvolumens. Sichern des Kreislaufs erfolgt durch zwei Druckbegrenzungsventile. Für Sondersituationen (z. B. Abschleppen) ist ein Kurzschlußventil vorzusehen.

3.1.3 Halboffene Kreisläufe. Semi-closed circuits

Bei geschlossenen Kreisläufen mit Hydrozylindern sind die unterschiedlichen Volumina boden- und stangenseitig zu beachten. Je nach Arbeitsrichtung und Flächenverhältnis müssen u. U. große Differenzströme am Kreislauf ein- oder austreten. Spülventil und Speisepumpe sind entsprechend zu bemessen; Nachsaugeventil für Hauptpumpe vorsehen, wenn Pumpe selbstsaugend.

3.2 Funktion der Hydrogetriebe
Operation of hydrostatic transmissions

3.2.1 Berechnung des stationären Betriebsverhaltens
Calculation of static performance

Bei stationärem Betrieb gibt der Motor die mechanische Leistung $P_{ab} = P_{mM} = M_M \cdot 2\pi \cdot n_M$ bzw. $F_M \cdot v_M$ zur Überwindung der Arbeits- und Reibungswiderstände ab und nimmt dabei die hydraulische Leistung $P_{hM} = \dot{V}_M \cdot \Delta p_M = P_{mM}/\eta_{tM}$ auf. Die dem Getriebe zugeführte Leistung $P_{zu} = P_{mP}$ wird umgesetzt in die hydraulische Leistung $P_{hP} = \dot{V}_P \cdot \Delta p_P = P_{mP} \cdot \eta_{tP}$ und deckt außer der Motorleistung die Übertragungsverluste (Druck- Δp_{hL} und Stromverluste $\dot{V}_v$) im Kreislauf:

$$\dot{V}_M = \dot{V}_P - \dot{V}_v = \dot{V}_P\,(1 - \dot{V}_v/\dot{V}_p) = \dot{V}_P \cdot \eta_{volÜ}\,,$$

$$\Delta p_M = \Delta p_P - \Delta p_{hL} = \Delta p_P \cdot \eta_{hÜ}\,.$$

Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta_t = P_{ab}/P_{zu}$$
$$= \dot{V}_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{tM} \cdot \eta_{tP}/\dot{V}_P \cdot \Delta p_P = \eta_{vÜ} \cdot \eta_{hÜ} \cdot \eta_{tP} \cdot \eta_{tM}\,.$$

Der Verlustwärmestrom $Q_v = P_{zu} \cdot (1 - \eta_t)$ muß durch Konvektion an den Bauteilen und dem Ölbehälter und durch Kühler abgeführt werden. Zulässige Übertemperatur des Öls gegen Umgebung 50 bis 80 K. Die Definitionen
Bewegungswandlung

$$v = n_M/n_P = (V_{HP}/V_{HM}) \cdot \eta_{volÜ} \cdot \eta_{volP} \cdot \eta_{volM}$$
$$\text{mit} \quad \eta_{volÜ} = 1 - \dot{V}_v/\dot{V}_p\,,$$

Momentwandlung

$$\mu = M_M/M_P = (V_{HM}/V_{HP}) \cdot \eta_{hÜ} \cdot \eta_{hmP} \cdot \eta_{hmM}$$
$$\text{mit} \quad \eta_{hÜ} = 1 - \Delta p_{hL}/\Delta p_P$$

zeigen, daß die Getriebeübersetzung durch zwei Maßnahmen – auch während des Betriebs – zu beeinflussen ist.
a) Verändern von V_{HP}/V_{HM} = Verstellgetriebe,
b) verändern $\dot{V}_v/\dot{V}_p$ = Stromteilgetriebe.

3.2.2 Dynamisches Betriebsverhalten
Dynamic performance

Hydrostatische Getriebe sind grundsätzlich schwingungsfähige Systeme; sehr vereinfacht können sie als 2-Massen-Schwinger betrachtet werden. Bei Anregungen mit einer dominierenden Frequenz im Bereich von 1–30 Hz kann es zu deutlichen Schwingungsausschlägen bei Druck, Volumenstrom, Motordrehzahl oder Verfahrgeschwindigkeit eines Zylinders kommen (s. **Bild 2**).
Die bestimmenden Massen des Schwingungssystems sind die Masse der Antriebsmaschine und die Masse der angetriebenen Arbeitsmaschine. Im Vergleich zu diesen Massen sind die rotierenden Massen von Pumpe und Hydromotor bzw. die translatorisch bewegte Masse des Zylinders klein. Die Federeigenschaften des Systems werden im wesentlichen durch die Volumenänderung des Hydraulikmediums mit dem Druck und die Aufweitung der Leitungen (Rohr, Schlauch) und ggf. vorhandene Speicher in der Druckleitung bestimmt; die Länge und der Durchmesser der Leitung sind hier ausschlaggebend, aber auch die Temperatur des Hydraulikmediums und der mittlere Arbeitsdruck. Die Dämpfung des Systems wird im wesentlichen durch die Verluste in den Maschinen und in der Übertragungsleitung bestimmt; Leckverluste in Pumpe, Motor und Leitung haben eine erheblich größere Dämpfungswirkung als Reibungs- und Strömungsverluste.

3.3 Steuerung der Getriebeübersetzung
Transmission ratio adjustment

3.3.1 Getriebe mit Verstelleinheiten
Transmission with variable displacement units

Die Getriebeübersetzung wird verändert durch:

Primärverstellung: Die von 0 bis max. in beide Richtungen verstellbare Pumpe speist einen Konstantmotor. Die Hubvolumenverstellung erfolgt nur bei kleinen Pumpen unmittelbar mechanisch, in der Regel wird ein servohydraulisches, kraftverstärkendes Stellsystem mit mechanisch-hydraulischem oder zunehmend elektrischem Eingangssignal eingesetzt, das integraler Bestandteil der Pumpe ist (siehe **H 2 Bild 6**).

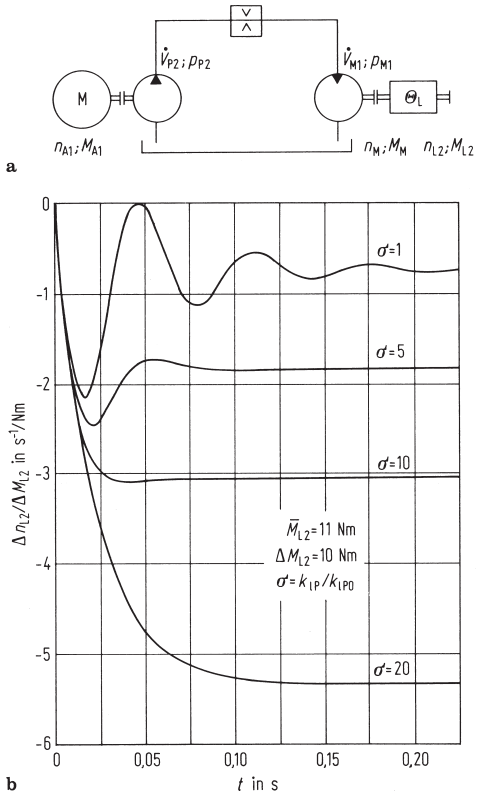


Bild 2. a Schaltbild eines hydrostatischen Antriebs; **b** Übergangsfunktion bei sprungförmiger Erhöhung des Lastmoments M_{L2} um ΔM_{L2}, dargestellt ist die Drehzahländerung Δn_{L2} bezogen auf ΔM_{L2}. Parameter $\sigma = \eta_{volP}/\eta_{volP0} = k_{lP}/k_{lP0}$ beschreibt den Einfluß der Pumpenleckage auf die Dämpfung der Schwingung des Systems

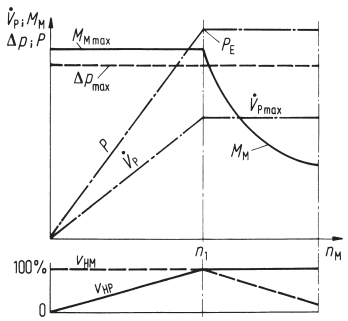


Bild 3. Kennlinien eines Getriebes mit Primär-Sekundärverstellung

Sekundärverstellung: Pumpe fördert konstanten Volumenstrom, Motor ist verstellbar. Verstellung hydraulisch oder elektro-hydraulisch.

Verbundverstellung: Beide Maschinen sind verstellbar, Verstellung erfolgt nacheinander oder gleichzeitig gegenläufig.
Größte Verbreitung haben Getriebe mit reiner Pumpenverstellung, doch nimmt die Anwendung der Verbundverstellung zu. Das prinzipielle Verhalten des Getriebes zeigt **Bild 3**. Im Pumpenverstellbereich (Motordrehzahl $0 - n_1$) nimmt der Pumpenförderstrom, konstante Pumpendrehzahl angenommen, linear zu, ebenso die von der Pumpe aufgenommene Leistung. Das Motorhubvolumen ist maximal und bleibt unverändert; der Motor kann, wenn abgefordert, von Drehzahl 0 bis n_1 sein maximales Drehmoment abgeben; bei Drehzahl n_1 stellt sich P_E (Eckleistung) ein. Ist die Pumpe maximal ausgeschwenkt, kann die Motordrehzahl dadurch erhöht werden, daß das Hubvolumen des Motors verringert wird. Da die Pumpe keine größere Leistung als P_E aufnehmen und abgeben kann, muß das Drehmoment des Motors mit zunehmender Drehzahl abfallen.

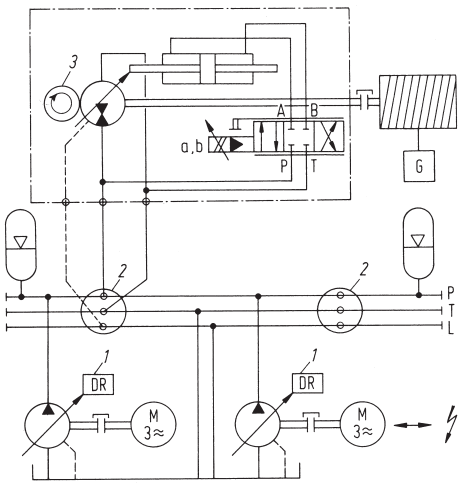


Bild 4. Sekundärregelung am Konstantdrucksystem. *1* Druckregler, *2* „hydraulischer Stecker", *3* elektrischer Drehgeber

Antriebe mit reiner Sekundärverstellung sind üblicherweise Systeme, bei denen der Hydromotor seinen Volumenstrom aus einem sogenannten Konstantdrucknetz bezieht. Von außen wird dem Hydromotor ein Drehzahlsollwert vorgegeben, eine Regeleinrichtung (hydraulisch oder elektrisch) sorgt dafür, daß das Hubvolumen des Motors bei vorgegebenem Druck genau so eingestellt wird, daß bei der anliegenden Last (Motordrehmoment) die geforderte Drehzahl erreicht wird. Wegen des involvierten Regelsystems wird üblicherweise von Sekundärregelung gesprochen. Wesentliche Merkmale der Sekundärregelung: völlige Trennung zwischen Drucknetz und Verbrauchern: es können mehrere Verbraucher parallel am selben Netz betrieben werden, ohne sich gegenseitig zu beeinflussen; hohe Dynamik, hydraulische Speicherung von Bremsenergie. **Bild 4** zeigt eine Ausführungsform der Sekundärregelung.

3.3.2 Selbsttätig arbeitende Regler und Verstellungen an Verstellmaschinen

Automatic control of variable displacement units

Bei Verstellpumpen und Verstellmotoren werden Regler und automatische Verstellungen eingesetzt, die durch den Systemdruck, die Maschinendrehzahl oder ein volumenstromabhängiges Signal aktiviert werden. An Pumpen werden Druckregler eingesetzt: Der Nullhubdruckregler steuert das Pumpenhubvolumen so, daß ab dem Erreichen seines Einstelldrucks gerade soviel Volumenstrom gefördert wird, wie notwendig ist, um den Einstelldruck aufrechtzuerhalten. Ein Mooringdruckregler ist in der Lage, die Verstellpumpe über 0 in die Gegenrichtung zu steuern, so daß z. B. bei einer Schiffswinde mit konstantem Seilzug geholt und gefiert werden kann. Bei Motoren wird eine Verstellung ausgeführt, bei der der zunächst auf kleinem Hubvolumen stehende Motor mit

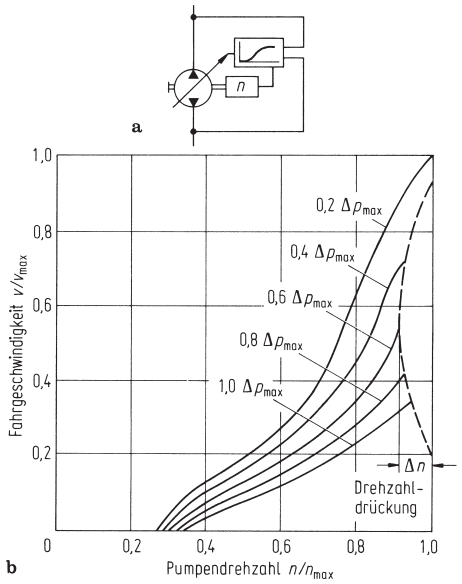


Bild 5a, b. Fahrautomatik-Steuerung. **a** Schaltsymbol; **b** Charakteristik

Erreichen eines eingestellten Drucks auf großes Hubvolumen gestellt wird, um ein größeres Drehmoment aufbringen zu können, wobei die Verstellung automatisch druckgesteuert erfolgt. **Bild 4b** in **H 2.1.2** und **Bild 1b** in diesem Kapitel zeigen die typischen Schaltungen für Nullhubdruckregler: bei der Flügelzellenpumpe wird der über ein druckgesteuertes Ventil aus der Hochdruckleitung entnommene Steuerstrom auf den großen Stellkolben geleitet und baut dort einen Druck auf, der eine ausreichend große Kraft erzeugt, um die Pumpe gegen die Kraft des kleinen Stellkolbens zurückzuschwenken.

Bei der Axialkolbenpumpe wird das Drucksignal des Servoverstellventils von dem Signal des Nullhubdruckreglers übersteuert und die Pumpe schwenkt zurück.

Pumpendrehzahlgesteuerte Verstellsysteme sind unter dem Begriff automotive Steuerung bekannt. Bei ihnen wird das Hubvolumen der Pumpe mit zunehmender Pumpendrehzahl entsprechend einer variabel vorgebbaren Charakteristik vergrößert, so daß die Getriebeübersetzung von der Verbrennungsmotordrehzahl abhängig wird. Man erhält eine Fahrcharakteristik, die der eines Fahrzeugs mit hydrodynamischem Wandler ähnlich ist. Gleichzeitig wird durch eine überlagerte druckabhängige Verstellung das Hubvolumen der Pumpe reduziert, wenn das von der Pumpe geforderte Drehmoment größer als das vom Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellte zu werden droht. Die Charakteristik einer solchen Steuerung zeigt **Bild 5**.

Zunehmend werden heute mechanisch-hydraulische Regel- und Stellsysteme wie die vorgenannten durch elektronisch/elektrisch/hydraulische Systeme ersetzt, bei denen Systemgrößen wie Drehzahlen, Drücke und Hubvolumina in elektrische Signale umgewandelt und in einem Regel- und Steuersystem verarbeitet werden, und elektrische Stellsignale an die Pumpen- und Motorverstellungen gegeben werden. Hiermit ergeben sich sehr viel größere Freiheiten zur Realisierung von Steuer- und Regelaufgaben als mit den bisher und in der Vergangenheit angewendeten mechanisch-hydraulischen Systemen.

3.3.3 Stromteilgetriebe. Throttle controlled drives

Bei kleinen zu übertragenden Leistungen sind Getriebe mit Konstantpumpen und -motoren einsetzbar, wobei die Getriebeübersetzung dann durch Ableiten eines Teilstroms aus der Verbindungsleitung zwischen Pumpe und Motor gesteuert wird. Es ergeben sich „weiche“ Kennlinien, d. h. eine deutliche Abhängigkeit der Getriebeübersetzung vom Lastzustand, außerdem ist die Verlustleistung solcher Getriebe vergleichsweise groß.

4 Ausführung und Auslegung von Hydrogetrieben

Configuration and Layout of hydrostatic transmissions

4.1 Getriebeschaltung

Hydraulic circuit arrangement

Pumpen und Motoren werden über Leitungen und Ventile miteinander verbunden. Jeder Anschluß eines Motors bzw. eines Zylinders wird über zwei Widerstände gesteuert, die bei Schaltventilen die Zustände Widerstand groß (Ventil geschlossen) und Widerstand klein (Ventil offen) und bei Stetigventilen auch Zwischenzustände einnehmen können. Durch die möglichen Zustandskombinationen kann dem angesteuerten Verdrängerraum Medium zugeführt, von ihm Medium abgeführt oder der Verdrängerraum abgesperrt werden (siehe **Bild 1a**). Beim Einsatz von Schaltventilen wird der gesamte Pumpenförderstrom entweder zum Motor oder zum Tank gefördert, der Einsatz von Stetigventilen läßt eine Zumessung nur eines Teils des Pumpenförderstroms zum Motor/Zylinder zu (beide Widerstände haben endlichen Wert).

Technisch wird die Widerstandsanordnung nach **Bild 1** entweder in Form von Kolbenschieberventilen (s. **H 2.3.1 Bild 13**), Sitzventilen (s. **H 2.3.1 Bild 11**) oder 2-Wege-Einbauventilen (s. **H 2.3.1 Bild 12**) ausgeführt. Kolbenschieberventile bedeuten feste, durch die Kolben- und Gehäusegestaltung vorgegebene Schaltlogik (s. **Bild 1b**); Sitzventile, insbesondere 2-Wege-Einbauventile, bedeuten beliebige Schaltlogik, abhängig von der Ansteuerung der Ventile. Alle Sinnbilder nach **Bild 1b** können durch die Kombination der Stellwerte der vier Widerstände W 1 bis W 4 realisiert werden.

Eine typische Funktionsanforderung ist druckloser Pumpenumlauf bei Halten der Last; er wird durch ein Kolbenschieber-

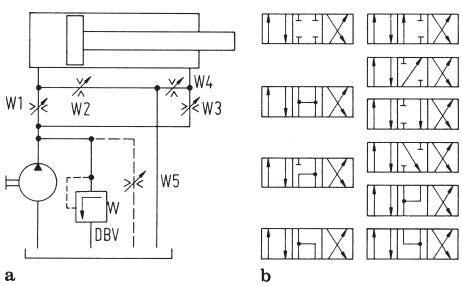


Bild 1a, b. Wegeschaltung **a** durch Einzelwiderstände, **b** durch Kolbenschieberventile

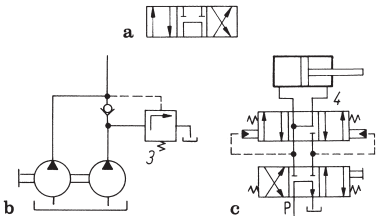


Bild 2. a, b Pumpenumlaufschaltungen; **c** Eilgangschaltung

ventil mit einem Schaltsinnbild entsprechend **Bild 2a** erreicht, bei Verwendung von Einzelwiderständen (2-Wege-Ventilen) ist entsprechend **Bild 1** – gestrichelt dargestellt – ein zusätzlicher Einzelwiderstand W5 erforderlich.

Mehrfachpumpen werden angewendet, wenn schnelle Bewegungen bei kleiner Belastung und langsame Bewegungen bei großer Belastung gefordert werden und wegen sehr unterschiedlicher Geschwindigkeitsanforderungen der Einsatz einer Verstellpumpe energetisch ungünstig ist. Dann verwendet man eine Schaltung entsprechend **Bild 2b**, um bei ansteigender Belastung, d.h. ansteigendem Druck, die größere der beiden Pumpen „abzuschalten", d.h. ihren Förderstrom drucklos in den Tank zurückzuleiten.

Differentialzylinder bringen aufgrund der Flächendifferenz von Kolben- und Stangenseite bei gleichem Druck an beiden Anschlüssen ausreichend große Kräfte für schnelle Vorschubbewegungen auf (Eilgang); die dazu notwendige Schieberventilanordnung ist aufwendig, siehe **Bild 2c**, die 2-Wege-Ventil-Lösung erfordert kein zusätzliches Ventil: Eilgang wird erreicht, wenn W1 und W3 geöffnet und W2 und W4 geschlossen sind (**Bild 1**).

Üblicherweise werden Pumpen und Motoren durch Druckbegrenzungsventile (DBV, **Bild 1**) abgesichert. Schaltet man mehrere Motoren parallel an eine Pumpe, wird der Motor drehen bzw. der Zylinder verfahren, der aufgrund seiner Last die niedrigste Druckdifferenz erfordert. Durch Anordnung von Stromregelventilen kann der Volumenstrom zum Motor vorgegeben werden; hat die Pumpe ausreichend Förderstrom, laufen alle Motoren mit Soll-Drehzahl. Die Stromregelventile heben durch Drosselung der Strömung die Druckdifferenz am Motor zu der Druckdifferenz an der Pumpe an; daraus resultieren ggf. hohe Leistungsverluste.

Um Verluste durch Drosselung des Volumenstroms weitgehend zu vermeiden, wird durch Load-Sensing-Schaltungen in Verbindung mit hubvolumenverstellbaren Pumpen (**Bild 3**) dafür gesorgt, daß die Pumpe gerade den Volumenstrom fördert, der von der Summe aller gleichzeitig aktiven Verbraucher benötigt wird. Dazu wird die Druckdifferenz am Durchflußquerschnitt der Steuerventile auf das Pumpenverstellsystem geführt und über eine Stromregelfunktion der Druck der niedriger belasteten Verbraucher an den Druck des höchstbelasteten Verbrauchers angepaßt. Eine Load-Sensing-Schaltung für zwei Verbraucher ist in **Bild 3** dargestellt: In der hydraulischen Variante nach **Bild 3a** wird das Hubvolumen der Verstellpumpe *1* über das Ventil *2* so eingestellt, daß am Steuerventil *4* nur eine geringe Druckdifferenz abfällt. Ventil *2* wird über diese Druckdifferenz gesteuert, wobei Ventil *6* den jeweils höheren der beiden Lastdrücke auf das Ventil *2* leitet. Da davon auszugehen ist, daß die Drücke an den beiden Verbrauchern *7* unterschiedlich sind, werden die Ventile *5* angeordnet, die die Druckanpassung zwischen Versorgungsdruck und Verbraucherdruck vornehmen. Das Ventil *3* schließlich begrenzt den maximalen Druck der Pumpe, es bewirkt die Nullhubfunktion.

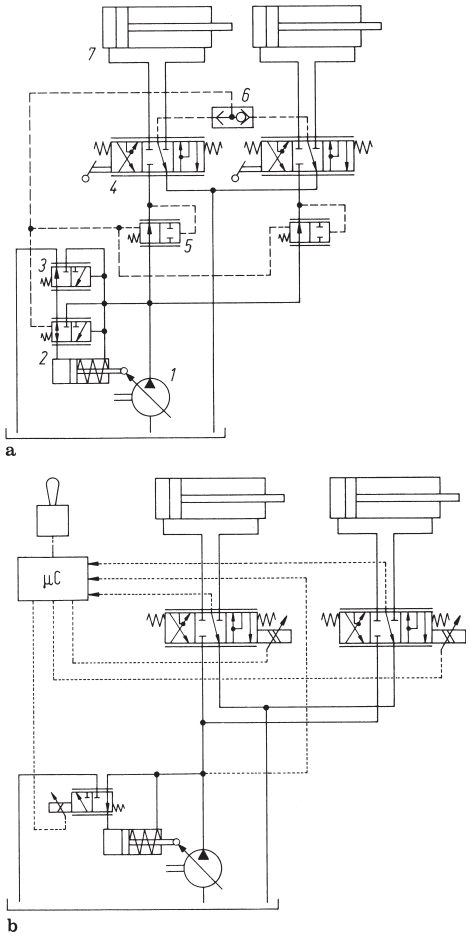


Bild 3a, b. Energiesparende Load-Sensing-Schaltungen. **a** Hydraulische Lösung (Erklärung der Positionen im Text); **b** elektrohydraulische Lösung

4.2 Auslegung von Hydrokreisen
Design of hydraulic circuits

Die Auslegung eines Hydrokreises wird in folgenden Schritten durchgeführt:

a) Erfassen und zeitliches Ordnen der Antriebsaufgaben, Festlegen der Spielzeiten und der Arbeitsgeschwindigkeiten.
b) Auswählen des Antriebsprinzips (schiebende, schwenkende oder drehende Bewegung).
c) Erfassen der Kräfte (Momente) als Zeitfunktion, Festlegen des Druckbereichs. Diesen so wählen, daß zulässiger Arbeitsbereich der verfügbaren Hydroelementbaureihen möglichst gut ausgenutzt wird (Kostenminimum), dabei aber eine Reserve für Überlastung (ca. 10 bis 15%) vorsehen.
d) Auswählen der Motoren nach a), b) und c).
e) Berechnen des erforderlichen Volumenstroms durch Aufstellen eines Volumen-Zeit-Diagramms mit Hilfe der Angaben aus a) und d).
f) Auswählen der Pumpen nach Druckbereich und Förderstrom (Größe, Anzahl, fest oder verstellbar), Entscheidung über Speichereinsatz.
g) Auswählen des Steuerprinzips (Handbetätigung, teil- oder vollautomatischer Betrieb) bzw. der Regelung.

h) Mit Entscheidung e) und g) Auswahl der Ventile (Größe, Schaltbild, Betätigung), Festlegen der Leitungsquerschnitte (zul. Ölgeschwindigkeiten beachten).
i) Berechnen der Abgabeleistung, der Verluste, der Antriebsleistung. Aufstellen der Verlustbilanz, einschl. Wärmeabführung.

Daneben sind Gesichtspunkte der Wirtschaftlichkeit, Montage- und Reparaturmöglichkeit, Betriebssicherheit sowie äußere Einflüsse (z. B. Klimabedingungen, Qualifikation des Bedienungs- und Wartungspersonals) zu beachten.

Wichtigste Hilfe bei der Auslegung ist das Volumen-Zeit-Diagramm für die Taktzeit t_T (t_T bei wiederkehrenden Arbeitsgängen: Zeit für den Ablauf eines Arbeitszyklus), in dem die Schluckvolumina der Motoren additiv (nach unten) aufgetragen werden, **Bild 4**.

Zeit t_1 bis t_2: Spannen mit zwei Zylindern *1*, gleichzeitig Laden des Spannspeichers *2*. Schluckvolumen $2V_1 + V_2$ (V_2 aus Speicherdiagramm).

Zeit t_2 bis t_3: Halten, $V = 0$.

Zeit t_3 bis t_4: Eilvorschub Arbeitszylinder *3* auf 1/3 Hub, Volumen $V_3/3$.

Zeit t_4 bis t_5: Arbeitsvorschub Zylinder *3* im Resthub, Volumen $2V_3/3$.

Zeit t_5 bis t_6: Halten, $V = 0$.

Zeit t_6 bis t_7: Eilrückzug Zylinder *3* für vollen Hub, Volumen V_3/φ.

Zeit t_8 bis t_9: Entspannen, Volumen $= 0$, da Rückzug der Spannzylinder durch Federkraft.

Zeit t_9 bis t_T: Werkstückwechsel, Volumen $= 0$.

$V_M/(t_{i+1} - t_i) = \dot{V}$ = Stromstärke = erforderlicher Pumpenförderstrom, da Motorschluckstrom + gegenläufiger Pumpenförderstrom jederzeit $= 0$. Das Diagramm ist besonders geeignet zur Auslegung von Speicherkreisläufen (Taktzeit t_T groß gegen Motorarbeitszeit). Dann ist Pumpenförderung

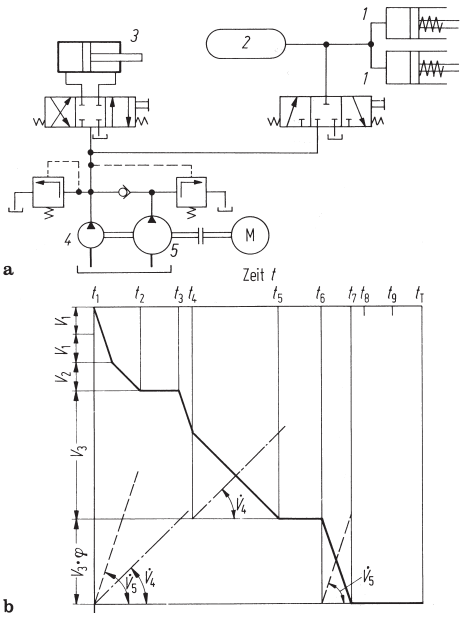


Bild 4 a, b. Pressenkreislauf. **a** Schaltbild; *1* Spannzylinder, *2* Speicher, *3* Arbeitszylinder, *4* Arbeitspumpe, *5* Eilgangpumpe; **b** Volumen-Zeit-Diagramm

$\dot{V}_P = \Sigma V_M/(0{,}9\,t_T)$, d. h. die Pumpe kann klein gewählt werden und das Speichervolumen = Differenz (Schlucklinie + Förderlinie) zur Nullinie.

5 Pneumatische Antriebe
Pneumatic drives

Eigenschaften der Pneumatikantriebe sind:

Vorteile. Große Strömungsgeschwindigkeiten ermöglichen sehr hohe Drehzahlen (30000 U/min bei Motoren, bis 200000 U/min bei Turbinen, Drehzahlreduktion mit Getrieben) und, bei gleichzeitig kleiner Masse der Druckluft, hohe Umsteuerfrequenzen (Hämmer usw.). Große Elastizität der Luft, dadurch fast konstante Preßkraft auch bei Lageänderung (Spannzylinder, Luftfederung).

Unempfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen, allerdings besteht Gefahr des Einfrierens von Kondenswasser in Leitungen und Ventilen.

Luftführung in Leitungen bis 40 m/s, Leitungslänge wirtschaftlich bis 150 m. Geringer Leitungsaufwand, da Luft nach Energieabgabe abgeblasen wird. Kleine Undichtigkeiten sind technisch bedeutungslos (jedoch Kostenfaktor), keine Verschmutzungsgefahr bei empfindlichem Gut (Lebensmittel, Medizinbereich). Meist mit geringem Aufwand zu installieren, da in vielen Fällen auf vorhandenes Druckluftnetz zurückgegriffen werden kann. Für niedrigen Druck Kunststoffleitungen hinreichend.

Nachteile. Infolge der Elastizität ist Anwendung im Linearbereich auf Triebe mit mechanisch oder kraftmäßig begrenzter Endlageneinstellung begrenzt. Durch den niedrigen Betriebsdruck nur zur Übertragung kleiner Leistungen geeignet. Mäßige Dynamik. Druckluftenergie relativ teuer.

5.1 Bauelemente
Pneumatic components

Verdichter. Speisung von Pneumatikanlagen fast ausschließlich aus Leitungsnetz mit zentraler Drucklufterzeugung. Verdichter vgl. **P 3**.

Motoren. Drehmotoren werden vorzugsweise als Flügelzellen- oder Zahnradmotoren gebaut, für Bohr- und Schleifmaschinen auch als Turbinen. Da erstere die Expansionsarbeit nicht ausnutzen (Volldruckmaschinen), ist ihr Wirkungsgrad klein. Wegen starker Geräuschentwicklung Auslaßschalldämpfer erforderlich. Schwenkmotoren in Zahnstangenbauweise. Schubmotoren (Zylinder) sind von prinzipiell gleichem Aufbau wie Hydrozylinder, jedoch dem niedrigeren Druckbereich entsprechend leichter gebaut (Alu- oder Kunststoffzylinderrohre, Kompaktdichtungen). Für kleine Hübe eignen sich Membranzylinder, bei denen der Kolben durch eine zwischen Kolbenstange und Zylindermantel eingespannte, gestützte Elastikmembran, für größere Hübe als Rollmembran ausgeführt, ersetzt ist. Bei großen Durchmessern ein- oder mehrwulstige Balgzylinder.

Für Schneid-, Stanz- und Prägearbeiten, die auf einem sehr kurzen Teil des Hubes ausgeführt werden, sind Schlagzylinder mit Ausnutzung der Expansionsenergie der Druckluft wirtschaftlicher als Volldruckzylinder. Hierbei wird die Druckluft in einer Vorkammer gespeichert und zum Schlag durch eine große Übertrittsbohrung in den Zylinderbodenraum expandiert. Dabei beaufschlagt sie die große Kolbenfläche und erteilt dem System hohe kinetische Energie.

Ventile entsprechen bei Pneumatikanlagen in Aufbau, Funktion und Betätigungsart weitgehend den Hydroventilen. Der niedrigere Druck und die höheren Strömungsgeschwindigkeiten lassen jedoch kleinere Abmessungen und die Verwendung von Aluminium und Kunststoff als Werkstoffe zu. Verbreitete Verwendung der Sitzventile, da diese die größere Betriebssicherheit aufweisen und keiner Schmierung bedürfen. Begrenzung auf 2/2- und 3/2-Wegeventile.
Für kompliziertere Schaltbilder Wegeventile in Schieberbauart. Bei kleinen Baugrößen Schieberkolben eingeschliffen oder in Elastomer-Dichtelementen laufend. Flachschieber mit Keramikdichtplatten (siehe Druckluftöler). Größere Ausführungen sind meist durch in Gehäuse oder Kolben eingelegte O-Ringe gedichtet, da Einläppen auf die erforderliche Passungsgüte zu teuer.

Vorschaltgeräte. Druckluft für pneumatische Antriebe ist von Staub und Zunderteilchen zu reinigen, soll trocken sein und das für den Betrieb der Geräte nötige Schmiermittel in Nebelform mitführen. Der Luftdruck soll unabhängig vom Netzdruck in richtiger Höhe konstant vorliegen. Den Antrieben werden daher sog. Wartungseinheiten vorgeschaltet, eine Kombination von Filter, Druckregler und Öler.

Filter bestehen meist aus einer Kombination einer Wirbelkammer zum Ausschleudern grober Verunreinigungen mit einem nachgeschalteten Metallgewebe-, Textil- oder Sinterfilter. Schmutz und Kondenswasser sammeln sich in einem durchsichtigen Gefäß, das die Kontrolle des Verschmutzungszustandes erlaubt.

Druckregler wiegen den hinter dem Drosselorgan herrschenden Druck mit Hilfe einer Membran gegen eine einstellbare Federkraft ab. Steigender Sekundärdruck erhöht die Drosselwirkung, bei weiterem Anstieg, z. B. durch treibende Last, öffnet sich ein Auslaßquerschnitt. Die Regelgüte wird gesteigert durch zusätzlichen Ausgleichskolben zur Kompensation des Primärdruckes.

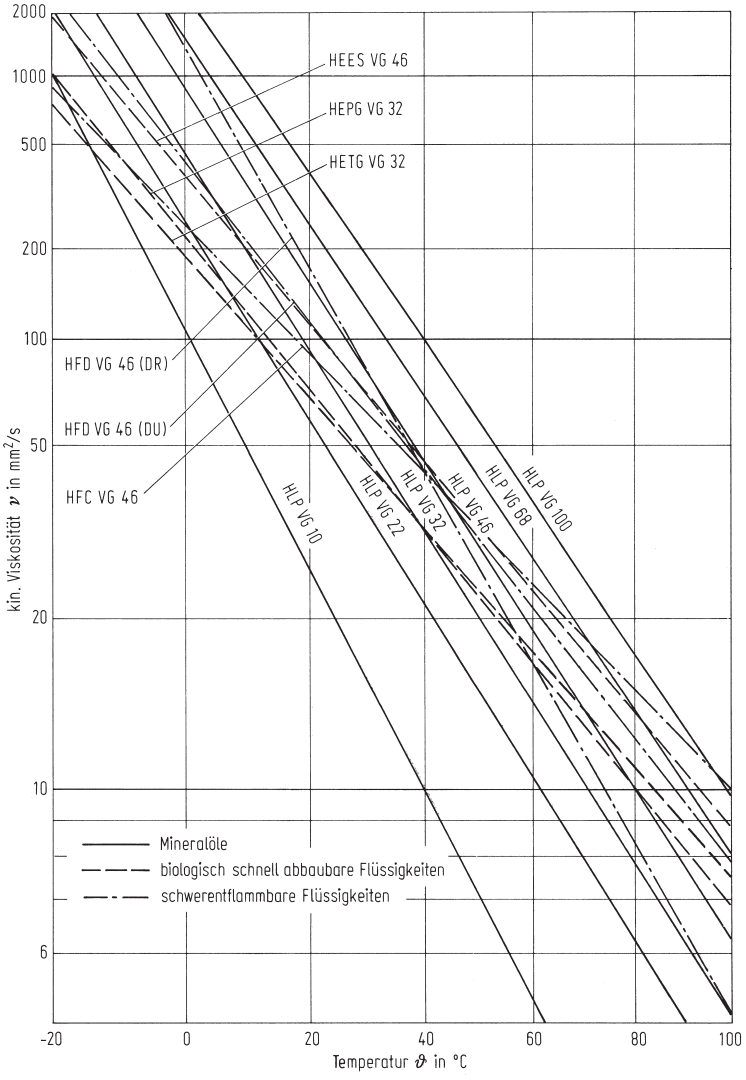
Druckluftöler. Durch das Druckgefälle an einer Düse wird aus einem zur Kontrolle des Ölstandes durchsichtigen Vorratsgefäß Öl angesaugt und im Luftstrom vernebelt. Bei besonderen Ansprüchen an die Ölnebelgüte Mikroöler einsetzen, bei denen durch Teilung des Luftstromes zu große Tropfen innerhalb des Ölers wieder abgeschieden werden. Das Öl in der Abluft belastet die Atemluft, daher Entwicklung schmierfreier Bauformen der Ventile und Motoren durch Gleitteile aus Keramik oder Sinterwerkstoff.

5.2 Schaltung. Circuit

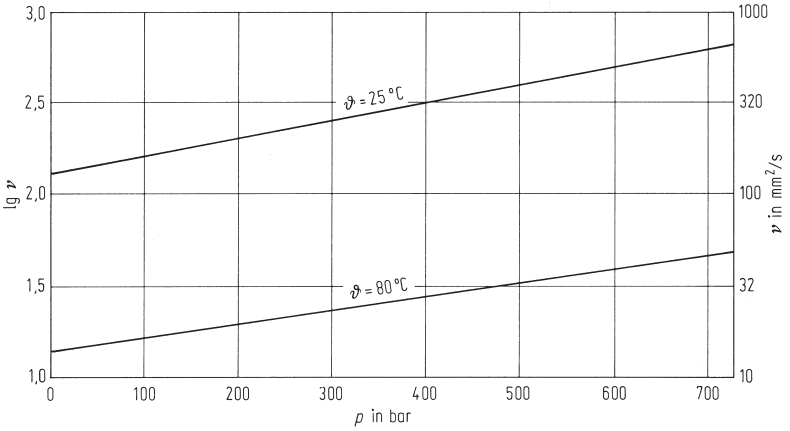
Automatisierte Anlagen mit Folgesteuerungen sind gegenüber Zeittaktsteuerungen sicherer in der Funktion, da die Fortschaltung zum nächsten Schritt an die Ausführung des vorhergehenden gebunden ist (erfolgsquittierende Schaltung). Aufbau der Steuerungen entweder als sog. Logiksteuerung, d. h. aus Verknüpfung von Einzelschaltelementen, oder als Speichersteuerung, in der jeder Schritt einem Speicherelement zugeordnet ist (z. B. Taktstufensteuerung, Bandspeicher, zunehmend verbreitet SPS-Anlagen). Steuergeräte lassen sich sowohl mit elektrischer Signalgabe als auch vollpneumatisch mit Tasterventilen ausführen. Letztere Bauart hat den Vorteil, daß die gesamte Anlage nur auf die Energiequelle Druckluft angewiesen ist. Elektrische Signalführung ermöglicht die weitgehende Automatisierung durch Verknüpfung mit elektronischer Datenverarbeitung. Handsteuerung für Werkzeugmaschinen (Schrauber, Schleifer usw.) und für einfache Arbeitsgeräte (Pressen, Spannvorrichtungen).

6 Anhang H: Diagramme und Tabellen

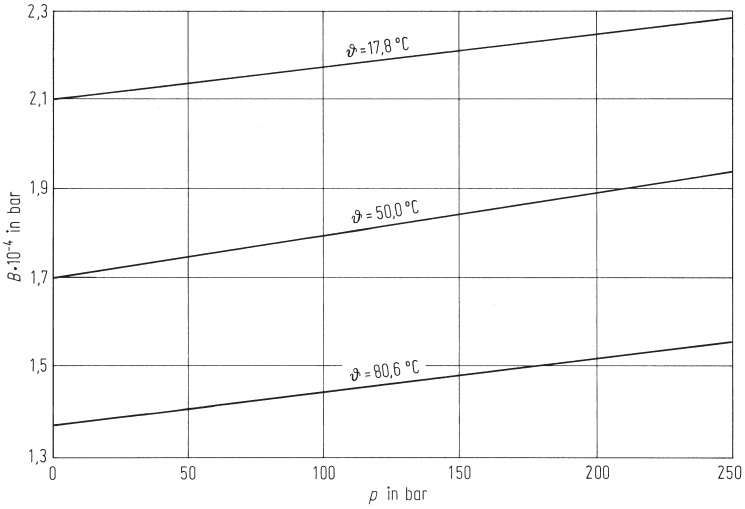
Appendix H: Diagrams and tables



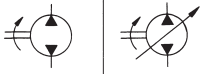
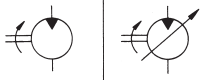
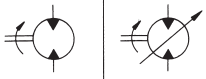
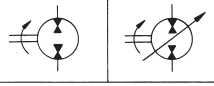
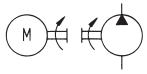
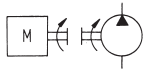
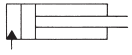
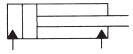
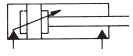
Anh. H1 Bild 1. Viskositäts-Temperatur-Diagramm für Hydraulikflüssigkeiten

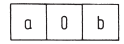
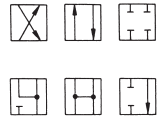
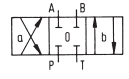
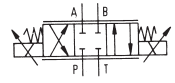
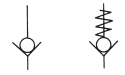


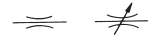
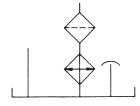
Anh. H1 Bild 2. Abhängigkeit der kinematischen Viskosität eines HLP46 von Druck und Temperatur



Anh. H1 Bild 3. Abhängigkeit des Kompressionsmoduls eines HLP46 von Druck und Temperatur

Benennung	Sinnbild
Verdrängervolumen: konstant / veränderlich	
Pumpen - mit einer Stromrichtung	
- mit zwei Stromrichtungen (reversierbar)	
Hydromotoren - mit einer Stromrichtung	
- mit zwei Stromrichtungen (reversierbar)	
Pumpe/Motor - Einheiten, die sowohl als Pumpe und als Hydromotor arbeiten	
Pumpen-Antrieb - mit Elektromotor	
-mit nichtelektrischer Antriebseinheit	
Zylinder - einfachwirkend	
- doppeltwirkender Differential-zylinder	
- doppeltwirkender Zylinder mit beidseitiger Kolbenstange	
- Dämpfung einstellbar, beidseitig	

Benennung	Sinnbild
Wegeventile (schaltend) Ventile, die zum Öffnen und Schließen verschiedener Durchflußwege dienen. Wegeventile sind im wesentlichen gekennzeichnet durch: - die Anzahl der Schaltstellungen Kennzeichnung durch 0, a, b	
- die Anzahl der Anschlüsse Kennzeichnung (an der Grundstellung 0) P Pumpe, Druck T Tank, Rücklauf A, B Verbraucher X, Y, Z Steueranschlüsse L Lecköl	
Benennung, z.B.: 4 / 3-Wegeventil Anzahl der Schaltstellungen Anzahl der Anschlüsse	
Drosselnde Wegeventile Wegeventile mit stufenlosem Übergang zwischen den einzelnen Schaltstellungen bei veränderlicher Drosselwirkung. - elektrohydraulisches Proportional-Wegeventil	
Sperrventile Ventile, die Druck und Volumenstrom in einer Richtung dicht absperren.	
- Rückschlagventil	
- entsperrbares Rückschlagventil	
- Wechselventil	

Benennung	Sinnbild
Druckventile Ventile, die durch Druck schalten.	ISO 1219-1
- Druckbegrenzungsventil, direkt gesteuert	
- Druckbegrenzungsventil, vorgesteuert	
- Druckminderventil (Druckregel-ventil), direkt gesteuert	
Stromventile Ventile, in denen der Volumen-strom eine Druckdifferenz bewirkt.	
- Drossel, fest bzw. einstellbar	
- 2-Wege-Stromregelventil	
- 3-Wege-Stromregelventil	
Leitungen und Verbindungen - Leitungen	
Arbeitsleitungen	
Steuer- und Leckölleitungen	
Flexible Leitungen	
- Leitungsverbindung, -kreuzung	
Öl-Aufbereitung, Meßgeräte, Sonstiges	
- Behälter mit Leitung, Kühler, Filter und Belüftung	
- Hydrospeicher	

Anh. H1 Bild 4. Sinnbilder für die Darstellung von hydrostatischen Systemen in Schaltplänen nach DIN ISO 1219-1

7 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu H1 bis H5
Normen und Richtlinien: *DIN ISO 1219-1* und *-2:* Fluidtechnik; Grafische Symbole und Schaltpläne. – *DIN 24312:* Fluidtechnik; Druck, Werte, Begriffe. – *DIN ISO 3019:* Fluidtechnik; Hydropumpen und -motoren; Maße und Bezeichnungen für Anbauflansche und Wellenenden. – *DIN ISO 4391:* Fluidtechnik – Hydraulik, Pumpen, Motoren und Kompaktgetriebe, Kenngrößen, Begriffe, Formelzeichen. – *DIN 24552:* Fluidtechnik; Hydrospeicher. – *DIN 51524:* Druckflüssigkeiten; Hydrauliköle. – *VDMA 24568:* Biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten, technische Mindestanforderungen. – *DIN 24550:* Fluidtechnik; Hydraulikfilter. – *ISO DIS 11170:* Hydraulic fluid power – Filterelements – Procedure for verifying performence characteristics. – *ISO 4572:* Hydraulic fluid power – Filters – Multipass method for evaluating filtration performence. – *DIN ISO 3320:* Fluidtechnik; Durchmesser von Zylinderbohrungen und Kolbenstangen, Metrische Reihe. – *DIN ISO 7368:* Fluidtechnik; 2-Wege-Einbauventile. – *DIN 24311:* Fluidtechnik; Hydraulische Stetigventile. – *DIN 24340:* Hydroventile; Lochbilder und Anschlußplatten für die Montage von Wege-, Druck-, Sperr- und Stromregelventilen. – *DIN 24346:* Fluidtechnik; Hydraulik, hydraulische Anlagen, Ausführungsgrundlagen. – *VDMA 24562:* Fluidtechnik; Pneumatikzylinder. – *DIN ISO 5599:* Fluidtechnik, Pneumatik. 5-Wege-Ventile, Anschlußflächen, Allgemeines. – *DIN 24558:* Fluidtechnik; Pneumatische Anlagen; Ausführungsgrundlagen. – Eine ausführliche Zusammenstellung aller relevanten Normen und Richtlinien enthält das o+p Konstruktionsjahrbuch 1995/1996. Mainz: Vereinigte Fachverlage 1995.

I Mechatronische Systeme
Mechatronic systems

H.-J. Gevatter, Heidelberg; **U. Grünhaupt**, Karlsruhe; **H. Lehr**, Berlin

Allgemeine Literatur

zu I 1 und I 3

Bücher: *Gerlach G.; Dötzel W.:* Grundlagen der Mikrosystemtechnik. München, Wien: Carl Hanser 1997. – *Heinemann, B.; Gerth, W.; Popp, K.:* Mechatronik. München, Wien: Carl Hanser 1998. – *Hewit, J. R.:* Mechatronics. New York: Springer 1993. – *Isermann, R.:* Identifikation dynamischer Systeme, Bände I und II. Berlin: Springer 1992. – *Isermann, R.:* Mechatronische Systeme, Grundlagen. Berlin: Springer 1999. – *Johnson, J.; Picton, P.:* Designing Intelligent Machines, Vol. 2. Oxford: Butterworth-Heinemann 1995. – *Roddeck, W.:* Einführung in die Mechatronik. Stuttgart: Teubner 1997. – *Rzevski, G.* (Ed.): Designing Intelligent Machines, Vol. 1. Oxford: Butterworth-Heinemann 1995. – *Shetty, D.; Kolk, R. A.:* Mechatronics System Design. Boston: PWS Publishing Company 1997.

Zeitschriften: *Mechatronics.* An International Journal. Oxford: Pergamon Press. – *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics.* New York: The Institute of Electrical and Electronics Engineers. – *Sensors and Actuators.* Lausanne: Elsevier Sequoia. – *Journal of Micromechanics and Microengineering.* Bristol: Institute of Physics Publishing. – *F&M Mechatronik.* München: Carl Hanser.

zu I 2

Bücher: *Block, K.:* Bauelemente der Elektronik und ihre Grundschaltungen. Köln: Stam 1996. – *Böhmer, E.:* Elemente der angewandten Elektronik. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 2000. – *Busch, R.:* Elektrotechnik und Elektronik: Für Maschinenbauer und Verfahrenstechniker. Stuttgart: Teubner 1996. – *Horowitz, P.:* The art of electronics. Cambridge: Cambridge Univ. Press 1998. – *Kories, R.:* Taschenbuch der Elektrotechnik: Grundlagen und Elektronik. Frankfurt am Main: Deutsch 1998. – *Lindner, H.:* Taschenbuch der Elektrotechnik und Elektronik. München, Wien: Carl Hanser 1999. – *Michel, M.:* Leistungselektronik: Eine Einführung. Berlin: Springer 2003. – *Nührmann, D.:* Das große Werkbuch. Poing: Franzis 1996.

Zeitschriften: *Design und Elektronik.* Poing: WEKA Fachzeitschriften-Verlag. – *Elektronik.* Poing: WEKA Fachzeitschriften-Verlag. – *Elektronik-Industrie.* München: Hüthig. – *F&M Mechatronik.* München: Carl Hanser.

1 Mechatronik: Methodik und Komponenten
Mechatronics: methodology and components

H. Lehr, Berlin

1.1 Einführung. Introduction

Waren früher Maschinen und feinwerktechnische Geräte dadurch gekennzeichnet, daß sie hauptsächlich aus mechanischen Komponenten bestanden, so zeigt sich heute, daß durch das Zusammenwirken mechanischer, elektrischer und elektronischer Komponenten die Leistungsfähigkeit technischer Systeme erheblich gesteigert werden kann. Dies erfordert jedoch in Entwurf und Ausführung eine sorgfältige Anpassung der Funktionen einzelner Komponenten und Baugruppen sowie eine ganzheitliche und disziplinübergreifende Denkweise. Da herkömmliche Entwurfsmethoden solchen Anforderungen nur teilweise gerecht werden, entstand um 1970 eine neues Gebiet der Ingenieurwissenschaften: „Mechatronik“. Der Kunstbegriff Mechatronik erfaßt zwei der wesentlichen Teilgebiete dieser Disziplin, *Mecha*nik und Elek*tronik.*

Die mechatronische Vorgehensweise berücksichtigt schon im Entwicklungsprozeß technischer Produkte das interdisziplinäre Zusammenwirken mechanischer und elektronischer Baugruppen sowie deren Wechselwirkung im Prozeß, so daß mechanische und elektronische Systeme – verknüpft durch Kontrollalgorithmen – eine funktionelle Einheit bilden. Dabei sind es nicht einzelne Komponenten oder der grundsätzliche Aufbau der Systemmodule, wodurch sich mechatronische gegenüber den mit üblichen Entwurfsverfahren entwickelten Systemen auszeichnen. Unterschiede bestehen vielmehr in der *Reihenfolge* der Arbeitsschritte beim Entwurf eines Systems sowie in der Optimierungsstrategie.

Ein typisches Beispiel für diese Vorgehensweise und deren Vorteile ist die integrative Einbeziehung von Mikroprozessoren, Sensoren und regelungstechnischem Know-how in den automotiven Bereich, wodurch es gelingt, mechanische Bauteile zu vereinfachen, deren Gewicht zu reduzieren und sie kostengünstiger zu fertigen, den Kraftstoffverbrauch zu verringern und das dynamische Verhalten der Fahrzeuge besser zu kontrollieren.

1.2 Basisdisziplinen. Basic disciplines

Mechanische Systeme in Form von Maschinen und Geräten nutzen oft die Wandlung elektrischer, thermischer, chemischer oder mechanischer Energie in die jeweils benötigte Energieform. Dabei muß die Steuerung und Regelung des Energieflusses sowie des Gesamtprozesses aufgrund der zunehmenden Komplexität technischer Systeme eine hohe Flexibilität aufweisen. Dies erfordert, daß die meßtechnische Erfassung von Prozeß- und Störgrößen möglichst vollständig durch Sensoren gesichert ist sowie eine intelligente Informationsverarbeitung erfolgt. Demgemäß ist eine Festverdrahtung analoger Baugruppen nur noch selten anzutreffen. Meist werden Digitalrechner eingesetzt, wodurch die gesamte Informationstechnik zur Anwendung gelangt. Die Wissensbasis des Fachgebiets Mechatronik umfaßt daher gegenwärtig folgende Gebiete: Informationsverarbeitung, Maschinenbau und Feinwerktechnik sowie Elektrotechnik und Elektronik (vgl. **Bild 1**). Ziel ist es dabei, durch Verknüpfung und integrativen Einsatz dieser Wissensgebiete eine ganzheitliche und übergreifende Denkweise zu erreichen. Es ist zu erwarten, daß –

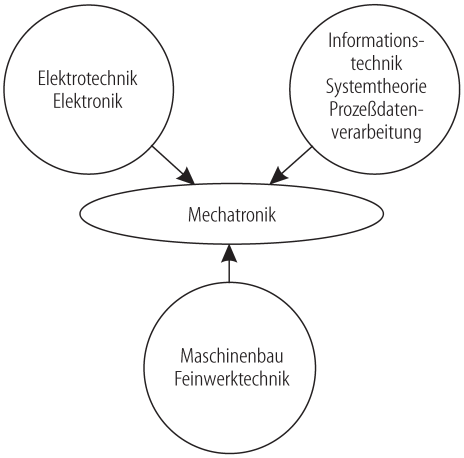


Bild 1. Gegenwärtige ingenieurwissenschaftliche Basis der Mechatronik

produktgetrieben – zukünftig weitere Disziplinen, z. B. Mikrosystemtechnik und Werkstoffwissenschaft, in die Wissensbasis und Methodik der Mechatronik mit einbezogen werden.

1.3 Modellbildung und Entwurf
Modeling and design method

Der herkömmliche Prozeß zur Entwicklung eines elektromechanischen Systems beginnt mit der mechanischen Auslegung von Maschinen und Geräten unter Berücksichtigung energetischer Gesichtspunkte. Dem schließt sich die funktionelle Verknüpfung der Komponenten durch analoge Bauteile oder auch Mikrorechner sowie die Entwicklung von Kontrollalgorithmen an. Nachteilig bei dieser sequentiellen Vorgehensweise ist, daß jede Festlegung bei einer Teilstufe des Designprozesses die Freiheitsgrade der nachfolgenden Entwicklungsschritte begrenzt. Dies kann zu höheren Kosten und Einschränkungen der Funktionsweise des Produkts führen.
Das methodische Vorgehen der Mechatronik beim Systementwurf beruht im Gegensatz dazu auf der *gleichzeitigen Optimierung* und gegenseitigen Abstimmung der Systemmodule, um statt der bloßen Addition von Einzelfunktionen durch gezielte Verlagerung von Teilaufgaben in mechanische, elektrische oder elektronische Systemkomponenten verbesserte Eigenschaften des Gesamtsystems zu erzielen. So führt z. B. der Ersatz steifer mechanischer Bauteile durch Leichtbauelemente zu erheblichen Einsparungen von Gewicht, Material und Fertigungskosten. Die elastischen und zur Schwingung neigenden mechanischen Leichtbauteile lassen sich durch Sensoren, elektronische Komponenten und Aktoren steif halten und bedämpfen (**Bild 2**). Teilaufgaben eines mechanischen Systems werden also von elektronischen Komponenten übernommen. Gleichermaßen ist es aber auch nicht mehr erforderlich, die Kennlinie von Aktoren durch aufwendige konstruktive und fertigungstechnische Maßnahmen zu linearisieren. Diese Aufgabe läßt sich durch das Zusammenwirken von Sensoren, z. B. zur Wegmessung, und lokalen Mikroprozessoren mit Speicherung der Aktorkennlinie wahrnehmen, wodurch z. B. der Aufbau elektromagnetischer, pneumatischer und hydraulischer Stellelemente wesentlich vereinfacht wird.

Modellbildung. Ausgangspunkt des mechatronischen Entwicklungsprozesses ist die Erfassung der physikalischen (realen) Struktur eines Systems sowie die analytische Beschreibung seines statischen und dynamischen Verhaltens anhand eines geeigneten mathematischen *Modells*. Bei genauer Kenntnis der Funktion einzelner Komponenten eines Systems sowie des Prozesses kann die Modellbildung auf rein theoretischer Basis erfolgen. Häufig ist es jedoch notwendig, experimentelle Daten zur Modellbildung mit einzubeziehen. Dies kann z. B. bei Komponenten und Subsystemen erforderlich sein, deren Verhalten sich nicht analytisch beschreiben läßt. Bei der experimentellen Modellbildung (Identifikation) werden Kennwerte oder Übertragungsfunktionen ermittelt, mit dem Ziel, einfache Parameterbeschreibungen von Eingangs-Ausgangs-Abhängigkeiten des Gesamtsystems oder von Teilsystemen zu erhalten [12, 13]. Die Beschreibung des Gesamtprozesses geschieht auf der Basis von Block- und Flußdiagrammen oder Bond-Graph Modellen [1]. Kritisches Verhalten läßt sich durch Computersimulation betrachten.

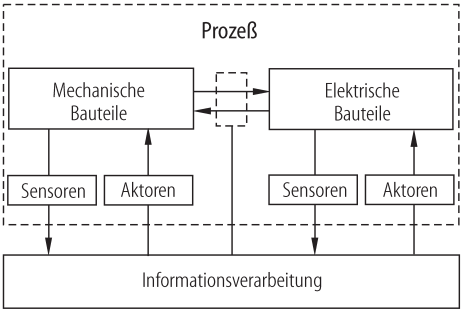


Bild 2. Elemente eines mechatronischen Systems

Systemauslegung. Auf der Grundlage der *allgemeinen*, *idealisierten* Modellbeschreibung erfolgt dann sukzessive der Übergang zur *realen* Systemauslegung, wobei Teilaufgaben auf Funktionsgruppen übertragen werden, die durch Signale und Kopplungselemente verknüpft sind (vgl. **Bild 2**). Bei der Abbildung des idealisierten Modells auf reale Bauteile muß deren Funktionsweise und Verknüpfung durch Parametrisierung erfaßt werden. Für mechanische und elektrische Baugruppen kann dies durch FE-Modellrechnungen erfolgen, wohingegen bei elektronischen Komponenten häufig Signallaufzeit und Verarbeitungsgeschwindigkeit von Belang sind. Wesentlich für die Arbeitsweise mechatronischer Systeme ist die Einbeziehung informationsverarbeitender Komponenten, die anhand von Meßdaten, z. B. Energiefluß, Aktorzustand, Prozeßdaten u. ä. mittels geeigneter Software durch Steuerung von Aktoren eine flexible und intelligente Anpassung an Randbedingungen eines Prozeßablaufs ermöglichen.

Aufteilung und Verlagerung von Funktionen. Liegt schließlich die funktionelle Beschreibung der Baugruppen sowie des *realen* Gesamtsystems vor, läßt sich das Zusammenwirken einzelner Module durch Simulation erfassen, wobei vor allem dieser Teilschritt der Modellierung die Chance zur Optimierung bietet. Hier ist es nun möglich, eine Reihe wichtiger Fragen zu untersuchen, z. B. Fertigungskosten, Energieaufnahme, Betriebskosten, dynamisches Verhalten, Flexibilität, Zuverlässigkeit, Verhalten bei Umwelteinflüssen, Informationsgehalt der Meßeinrichtungen, Zusammenspiel der Komponenten usw. Darüber hinaus lassen sich – vor allem unter Beachtung von Kostenaspekten und funktionellen Gesichtspunkten – Baugruppen austauschen sowie Funktionen und Abhängigkeiten auf ein „günstigeres“ Teilsystem oder eine Komponente (Fertigungskosten, Leistung, Gewicht, Volumen, Energieverbrauch, Wartungsbedarf, Lebensdauer …) verschieben. Fertigungstechnisch aufwendige mechanische Führungen lassen sich beispielsweise häufig durch kostengünstige Gleitführun-

gen mit mikrocomputergesteuerter Positionsregelung ersetzen. Ein anderes Beispiel ist der Einsatz luftgelagerter Schlitten sowie lokaler Aktoren (z. B. Linearschrittmotoren) mit präziser Wegmessung anstatt mechanischer Führungen. Durch den Wegfall der Reibung läßt sich der sogenannte „stick-slip"-Effekt vermeiden, wodurch eine hochgenaue Schlittenpositionierung ermöglicht wird. Neuere Untersuchungen zur Verlagerung von Funktionen betreffen den Verteilungsgrad der „Intelligenz", z. B. vom Mikroprozessor auf den Sensorchip, den Einsatz „intelligenter Materialien", z. B. elektro- und magnetorheologische Flüssigkeiten bei Stoßdämpfern oder Formgedächtnislegierungen für Antriebs- und Stellelemente [2, 3].

1.4 Komponenten mechatronischer Systeme
Components of mechatronic systems

1.4.1 Sensoren. Sensors

Meßsysteme, sogenannte Sensoren, ermöglichen die Erfassung von Zuständen eines Prozesses. Dabei wandelt ein Sensor die zu messende physikalische Größe in ein elektrisches Ausgangssignal um, das zur Weiterverarbeitung dient.
Im einfachsten Fall besteht ein Sensor aus einem *Wandler*, der direkt ein elektrisches Ausgangssignal erzeugt, beispielsweise einem Piezoelement, das bei einer elastischen Deformation elektrische Ladung abgibt. Häufig ist es jedoch zweckmäßig, vor der Signalwandlung *Meßgrößenumformer* einzusetzen (**Bild 3**). Mechanische Meßgrößen wie Kraft oder Drehmoment lassen sich z. B. über Hebel, Getriebe oder Federelemente wieder in mechanische Meßgrößen wie Länge, Winkel, Kraft oder Deformation umformen. Die mechanisch-elektrische Wandlung kann dann z. B. über den induktiven Abgriff eines Tauchspulensystems, über optische Winkelinkrementalaufnehmer, die Änderung des elektrischen Widerstands von Dehnungsmeßstreifen (DMS) oder über die Messung von Kapazitäten erfolgen. Darstellungen von Wirkprinzipien für Meßverfahren und der für die Meßwertwandlung zur Verfügung stehenden physikalischen Effekte sind z. B. in [4–6] zu finden.
Das elektrische Ausgangssignal des Wandlers erfährt meist noch eine elektronische Aufbereitung. Typische Operationen sind: Signalverstärkung, Filterung, Linearisierung der Kennlinie, Einstellung des Nullpunkts sowie die Umsetzung analoger in digitale Signale. Dabei ist es die Integration von Sensorelement und Signalaufbereitung, die den Begriff Sensor prägt (vgl. **Bild 3**), im Unterschied zur früher genutzten Bezeichnung Meßwertaufnehmer.
Viele Mikrosensoren lassen sich mit Verfahren der Halbleitertechnik *monolithisch integriert* fertigen, d. h. Sensorelement und Auswerteelektronik werden mittels einheitlicher Technologien auf *einem Siliziumchip* hergestellt. Mit zunehmender Komplexität der Meßgrößenumformer und der Wandler sowie steigenden Anforderungen an die Meßgenauigkeit ist es aufgrund Unverträglichkeiten bei der Prozessierung von Sensorelement und Signalaufbereitungselektronik jedoch häufig erforderlich, zur *hybrid integrierten* Fertigung überzugehen [6]. Die Herstellung von Sensorelement und Wandler erfolgt durch unterschiedliche Fertigungstechnologien. Die beiden Elemente bilden nach einem Fügeprozeß wieder eine Einheit. In beiden Fällen spricht man von *integrierten Sensoren*, deren Signale anhand standardisierter Schnittstellen an Mikroprozessoren weitergeleitet werden.
Ist dabei der Sensor noch als diskretes Bauteil anzutreffen, so geht die Entwicklung dahin, Sensor und Mikroprozessor zu integrieren (**Bild 3**). Diese „intelligenten" Sensoren (smart sensors) ermöglichen die Verlagerung von Operationen vom zentralen Rechner auf die Sensorebene, z. B. für Korrekturfunktionen, Selbsttests, Eigenkalibrierung, Protokollierung, Diagnose und Überwachung von Systemfunktionen. Anstatt analoger oder digitaler Signale zur Übermittlung von Meßwerten oder Systemzuständen mit aufwendigen und oft störanfälligen Signalleitungen kommunizieren intelligente Sensoren über Bussysteme und ggf. mit einer Zentraleinheit. Diese Entwicklung setzt sich vor allem im automotiven Bereich durch: wegen der großen Zahl mikrotechnisch gefertigter Sensoren werden anstatt Bündel von Signalleitungen eher über Bussysteme kommunizierende intelligente Subsysteme eingesetzt.
Intelligente Sensorsysteme erhöhen durch spürbare Entlastung des Fahrers den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit. Sie dienen z. B. zur Messung des Ansaug- und Brennraumdrucks sowie der durchströmenden Luftmasse, erleichtern das Motormanagement, führen zu höherer Leistungsfähigkeit der Motoren und geringerem Brennstoffverbrauch. Beschleunigungssensoren messen die Linearbeschleunigung für die Fahrwerk- und Dynamikregelung, wohingegen Drehratensensoren und dreiachsige Sensorsysteme Meßsignale zur aktiven Steuerung von Dämpfern und Federungen liefern sowie zur Fahrzeugnavigation beitragen.

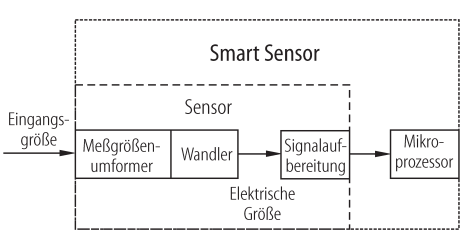


Bild 3. Prinzipieller Aufbau von Sensoren

1.4.2 Aktoren. Actuators

Aktoren sind Komponenten mechatronischer Systeme, die in der Wirkungskette einer Prozeßsteuerung oder -regelung elektrische Stellsignale einer informationsverarbeitenden Einrichtung (z. B. Mikroprozessor) in die für die Steuerung eines Prozesses erforderlichen meist mechanischen Prozeßstellgrößen umwandeln. In einer offenen Wirkungskette (open loop system) steuert das Programm eines Mikrorechners durch den Eingriff eines Aktors z. B. Materieströme oder Energieflüsse. Zur Änderung des festen Steuerungsprogramms dient eine Mensch-Maschine-Schnittstelle (Tastatur, Bildschirm).
Automatisierte Prozesse nutzen geschlossene Wirkungsketten (closed loop system, **Bild 4**), bei denen Sensoren den Prozeßzustand meßtechnisch erfassen und die Meßsignale dem Steuerungsrechner zuführen. Durch Vergleich mit Sollwerten und einer anhand Rechenalgorithmen vorgegebenen Regelstrategie werden dann Stellsignale für den Aktor ermittelt, der letztlich als Stelleinrichtung auf den Prozeß einwirkt.
Die Grundstruktur eines Aktors verdeutlicht der linke Teil von **Bild 5**. Ein Energiesteller steuert über ein elektrisches Stellsignal Hilfsenergie, die ihm in Form von elektrischer, pneumatischer oder hydraulischer Energie zugeführt wird. Somit wirkt ein Energiesteller als Verstärker. Als typisches Beispiel diene ein Netzgerät, bei dem gemäß einem analogen Eingangssignal die Ausgangsleistung gesteuert wird.
Dem Energiesteller ist meist noch ein Energiewandler nachgeschaltet, der die primäre Energie des Energiestellers in mechanische Energieformen wandelt (**Bild 5**). Es sei angemerkt, daß der Begriff des Aktors bisher noch nicht genormt ist. Er wird im dargelegten Sinn jedoch in fast allen Abhandlungen zur Mechatronik sowie in der Mikrosystemtechnik genutzt.

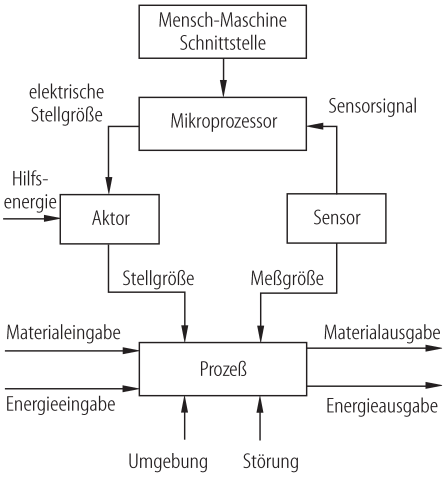


Bild 4. Wirkungskette eines geschlossenen mechatronischen Systems

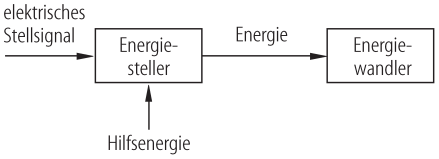


Bild 5. Prinzipieller Aufbau eines Aktors

Tabelle 1. Energiewandler und Wandlungsprinzipien für Aktoren

Wandlertyp	Physikalisches Prinzip	Ausführungsbeispiele
elektrodynamisch	Kraft auf stromdurchflossene Leitung im Magnetfeld (Lorentzkraft)	Gleich-, Wechselstrommotor, Tauchspule, Linearmotor
elektromagnetisch	Kraftwirkung an Grenzflächen mit unterschiedlicher magnetischer Leitfähigkeit	Reluktanzmotor, Hubmagnet, Dreh- und Schwingmagnete
pneumatisch	Druckdifferenz, Verdrängungsströmung	Schubmotor, Membranantrieb
hydraulisch	Druckdifferenz, Verdrängungsströmung	Translations-, Rotationsmotor
piezoelektrisch	Dickenänderung eines Piezokristalls durch Anlegen einer Spannung	Biegewandler, Stapeltranslator, Inchworm-, Ultraschallmotor
magnetostriktiv	Längen-, Querschnittsänderung ferromagnetischer Werkstoffe im Magnetfeld	Translatoren, Sonarsysteme, Wurmmotor, Ventilantrieb
Thermobimetall	unterschiedliche Wärmeausdehnung der Materialien eines Schichtverbunds	Brandschutzsicherheitseinrichtungen, Thermoschalter
Formgedächtnis	temperaturbedingte Gefügeumwandlung	Stell- und Sicherheitselemente
Dehnstoff	temperaturbedingte Volumenänderung	Stellantrieb, Thermostat
elektrochemisch	Druckänderung durch elektrochemische Reaktion	Positionierer, Gasdosierer, Dehnungs-, Stellelement
magneto/elektrorheologisch	Viskositätsänderung im elektrischen/magnetischen Feld	Kupplungen, Stoßdämpfer, Pumpenantrieb

Der durch **Bild 5** gegebene Aufbau eines Aktors sei am Beispiel eines Hubmagneten verdeutlicht. Das elektrische Stellsignal dient zur Steuerung eines Netzgeräts (Energiesteller), dessen elektrische Energie zunächst in magnetische Feldenergie und anhand des Reluktanzprinzips in mechanische Energie gewandelt wird. Ein Aktor kann jedoch auch aus mehreren Energiestellern und Energiewandlern bestehen. Wird beispielsweise der Hubmagnet als Ventilantrieb eingesetzt, so regelt (stellt) dieser aus Steller und Wandler bestehende Aktor über die Betätigung eines Ventils fluidische Energie, die z. B. bei einer Hebebühne wieder in mechanische Energie gewandelt wird.

Zur systematischen Einteilung der Aktoren läßt sich das jeweils angewandte Prinzip der Energiewandlung nutzen. **Tabelle 1** vermittelt einen Überblick der gängigen Wandler mit mechanischem Ausgang sowie den zugrundeliegenden Energiewandlungsprinzipien. Ausführlichere Darstellungen verschiedener Aktoren finden sich in [2, 3 und 7].

Eine Gegenüberstellung der für den technischen Einsatz verschiedener Aktortypen wesentlichen Eigenschaften vermittelt **Bild 6**, das die Stellkraft als Funktion der minimalen und maximalen Stellwege zeigt [8]. Die kleinsten Stellwege und damit auch die beste Positioniergenauigkeit lassen sich auch bei großer Stellkraft mit Piezoaktoren erzielen. Allerdings ist der Stellbereich von Piezoaktoren sehr klein. Gleichstrom- und Schrittmotoren mit Spindelantrieben erlauben gleichermaßen eine hohe Stellgenauigkeit, dies aber bei größerem Stellbereich und mit ähnlich großer Stellgeschwindigkeit wie Piezoaktoren [7]. Elektromagnete werden aufgrund ihres einfachen und kompakten Aufbaus außer in Schaltern und Relais auch als präzise Stellantriebe eingesetzt. Grundlage hierfür ist die Auslegung der Magnetkraft-Weg-Kennlinie durch Formgebung von Anker und Ankergegenstück mittels FE-Programmen [7]. Häufig gelingt es, den Magnetkreis zusätzlich als Sensor zu nutzen, um das System aktiv zu beeinflussen. Trotz der geringeren Positioniergenauigkeit stellen Hydraulikantriebe aufgrund ihrer kompakten Bauweise und großen Stellkräfte eine interessante Alternative dar, wenn nur ein begrenzter Bauraum vorhanden ist.

Elektromotoren, ggf. mit nachgeschaltetem Getriebe, sind aufgrund ihrer Robustheit, universellen Verwendbarkeit sowie der überall verfügbaren elektrischen Energie als Stellantriebe nach wie vor beliebt. Durch den steigenden Einsatz von Weg- oder Winkelsensoren im geschlossenen Regelkreis läßt sich auch bei Reibung, Alterung und mechanischem Spiel eine hohe Positioniergenauigkeit bei guter Stelldynamik er-

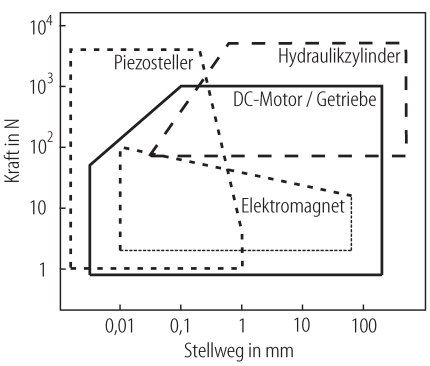


Bild 6. Stellkräfte und Stellwege der gebräuchlichsten Aktoren

zielen, so daß sich bei zunehmender Vereinfachung und kostengünstiger Fertigungsweise der Antriebssysteme durch die Kombination von Mechanik und Elektronik ausgezeichnete Ergebnisse erzielen lassen. Allgemein ist festzustellen, daß viele Aktoren längst mechatronische Systeme darstellen, bei denen sich Nichtlinearitäten und Hysteresefehler durch adaptive Lageregelung korrigieren und Havariefälle durch intelligente Fehlerüberwachung vermeiden lassen.

1.4.3 Prozeßdatenverarbeitung und Bussysteme
Process data processing and bussystems

Rechnerbausteine. Für die Prozeßdatenverarbeitung stehen eine Reihe von Rechnersystemen zur Verfügung, deren Aufbau und Struktur an die jeweilige Aufgabe angepaßt ist. Dabei eignen sich handelsübliche PCs (Mikrocomputer) mit Standard-Prozessoren schon sehr gut für die Überwachung und Kontrolle mechatronischer Systeme. Ein Mikrocomputer besteht aus drei wesentlichen Funktionseinheiten: dem Mikroprozessor (µP) als Zentraleinheit, dem Hauptspeicher (RAM, ROM) sowie der Ein/Ausgabeeinheit (**Bild 7**), über die Daten von peripheren Einheiten (Monitor, Tastatur, Speicher) bidirektional transportiert werden. Der µP besteht aus einem ausführenden Teil, dem Rechenwerk und einem steuernden Teil, dem Leitwerk. Das Leitwerk liest während eines Befehlszyklus einen Befehl aus dem Hauptspeicher (RAM, ROM) aus, der durch ein Programm vorgegeben ist. Die Befehlsausführung geschieht im Rechenwerk [9]. Der einfache sequentielle Ablauf eines Programms läßt sich bei vielen µPs durch Unterbrechung (*interrupt*) anhalten, wobei das Unterbrechungssignal durch ein Ereignis (Ereignisinterrupt) oder auch in regelmäßigen Zeitabständen (Zeitinterrupt) ausgelöst wird und z. B. den µP veranlaßt, zu einem anderen Programmodul zu springen. Dies ist eine wesentliche Voraussetzung für den Einsatz in der Prozeßdatenverarbeitung.

Prozeßrechner. Im Unterschied zur normalen Datenverarbeitung, bei der Programme Daten sequentiell bearbeiten, regelt und verwaltet ein *Prozeßrechner* dynamische Abläufe. Oft sind in kurzer Zeit verschiedene externe Ereignisse zu berücksichtigen, d. h. der Rechner muß mit einer Geschwindigkeit reagieren, die an die zu regelnden Prozesse angepaßt ist. Dies gilt für eine ganze Reihe von Aufgaben (tasks), sowohl für die Erfassung von Daten als auch für deren folgerichtige Verarbeitung sowie den Regelvorgang, d. h. die Berechnung und Übermittlung von Stellsignalen an Aktoren [10, 11]. Bei der Verarbeitung von Daten und Signalen sind daher spezielle Programmierungstechniken erforderlich (Echtzeitprogramm), die insbesondere die Steuerung des Bearbeitungsablaufs durch miteinander zusammenwirkende Programme sowie die Wechselwirkung des Rechners mit der Umgebung berücksichtigen. *Echtzeitfähigkeit* ist nach DIN E 19 233 die „Eigenschaft eines Rechensystems, Rechenprozesse ständig ablaufbereit zu halten, derart, daß innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne auf Ereignisse im Ablauf eines technischen Prozesses reagiert werden kann“. Bei Rechnersystemen für die Echtzeitdatenverarbeitung (real-time dataprocessing) gilt deshalb die Angabe einer maximalen Reaktionszeit auf ein beliebig auftretendes Ereignis als Qualitätskriterium.

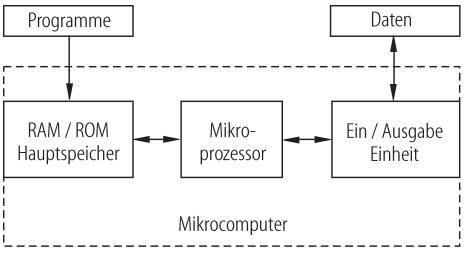


Bild 7. Aufbau eines Mikrocomputers

Schon bei einer einfachen Durchflußregelung muß der Rechner ständig einen Ist-Soll-Wertvergleich durchführen (Task 1) und bei Abweichungen das Stellsignal eines Aktors errechnen (Task 2). Meist sind aber noch Temperatur, Druck und andere Parameter zu überwachen, die gleichermaßen einer Regelung bedürfen. Bei *Echtzeitsystemen* sind daher verschiedene Rechenprozesse (tasks) gleichzeitig aktiv. Die Lösung dieser Aufgabe wird im Rahmen der Echtzeitprogrammierung als *Multitasking* bezeichnet. Aus Kostengründen wurde früher nur *ein* Prozessor eingesetzt. Sinkende Hardwarepreise ermöglichen nunmehr Parallelrechnersysteme, so daß die einzelnen Prozesse auf verschiedenen Prozessoren ablaufen. Dabei werden Multiprozessorsysteme (gemeinsamer Zugriff verschiedener Prozessoren auf einen Speicher) und Multicomputer (jeweils eigene Speicher) eingesetzt. Eine Zwischenstellung nehmen *Transputer* ein. Dies sind Ein-Chip-Rechner, die über kleine Speicher verfügen und aufgrund ihrer Schnittstellenarchitektur besondere Eignung für die Parallelisierung zeigen.

Durch die gleichzeitige Bearbeitung verschiedener Prozesse können Konfliktsituationen auftreten, z. B. dadurch, daß mehrere Tasks auf die gleichen Daten zugreifen oder ein Prozeß warten muß, bis ein anderer Prozeß seine Aufgabe beendet hat. Bei der Echtzeitprogrammierung ist es daher im allgemeinen notwendig, auf die Betriebssystemebene zuzugreifen, die z. B. Routinen für die Regelung der Zeitreihenfolge bei der Ausführung mehrerer Prozesse zur Verfügung stellt (Synchronisation) oder auch prioritätsgesteuerte Prozeßwechsel über Interruptbefehle erlaubt. Dies ist durch Erweiterungen der Programmiersprachen FORTRAN und BASIC möglich. Für die Echtzeitprogrammierung wurden jedoch auch spezielle Programmiersprachen wie PEARL und ADA geschaffen. Weit verbreitet sind Lösungen in C und C++ mit Zugriff auf die Betriebssystemebene [11].

Spezielle an die Abläufe der Steuerungs- und Regelungstechnik angepaßte µPs sind Mikrocontroller (µC), die auf *einem* Chip einen µP, Speicher für Programme und Daten, Schnittstellen für Steuerung und Kommunikation, A/D-Wandler sowie Taktgeber und Interruptfunktionen für die Echtzeitdatenverarbeitung enthalten. Darüber hinaus sind noch digitale Signalprozessoren (DSP) zur schnellen Signalverarbeitung im Einsatz, die für rechenintensive Operationen (z. B. Fast Fourier Transformation, FFT) gegenüber „normalen“ µPs aufgrund ihrer Architektur extrem kurze Zeiten benötigen. Tatsächlich ergeben sich durch den Einsatz verschiedener µPs schon Multiprozessorsysteme. Man spricht dann von verteilten Rechnern, die allerdings nur lose gekoppelt sind und über ein *Bussystem* kommunizieren.

Signale. Sensoren liefern Meßsignale meist als analoge Größen, so daß für die digitale Datenverarbeitung zunächst eine Analog-Digital-Umsetzung (A/D) vorzunehmen ist. Die an den Rechner gesendeten Signale liegen dann zeitdiskret vor und können z. B. im Systemtakt zum Rechner gelangen. Da technische Prozesse häufig zeitlich periodisch veränderliche Werte abgeben, muß der Abtastvorgang (Abtastfrequenz f_S) ausreichend viele Datenpunkte liefern, so daß noch die höchste im Signal vorkommende Frequenz f_{max} erfaßt wird. Nach Shannon muß dann gelten: $f_S > 2f_{max}$ [12]. Dies ist insbesondere dann erforderlich, wenn außer zeitdiskreten Amplitudenwerten auch das Signalfrequenzspektrum zur Verfügung stehen soll. In diesem Fall bietet sich zur Entlastung des Mikrocomputers der Einsatz eines DSP zur Durchführung der FFT an. Allerdings erhält man selbst bei Nutzung schneller DSPs infolge der begrenzten Datenmenge und der endlichen Signal-

länge nur eine Approximation des Signalspektrums. Dies läßt sich durch Signalmodelle und den Einsatz von Formfiltern verbessern [13], wodurch der Rechenaufwand nochmals steigt.

Bussysteme. Infolge der dezentralen Anordnung von Mikrocontrollern und Mikrorechnern sowie der Zunahme des digitalen Signalaustauschs im Echtzeitbetrieb, wurde es notwendig, die Form des Datenverkehrs echtzeittauglich zu strukturieren. Hierfür wurden Bussysteme geschaffen, die einerseits als standardisierte Schnittstelle für die einzelnen Bauteile eines mechatronischen Systems dienen, andererseits aber auch anstatt der sternförmigen Vielfachverdrahtung von Sensoren und Aktoren an einer Zentraleinheit, die Mehrfachnutzung von Leitungen ermöglichen. Im Bereich der prozeßnahen Meß- und Regelungstechnik haben sich eine Reihe von Feldbussystemen etabliert, die teilweise genormt sind. Hierzu gehören: PROFIBUS und INTERBUS-S [4] sowie CAN-Bus [14], die serielle Übertragungstechniken nutzen, d. h. die Binärzeichen zur Informationsübertragung erscheinen zeitlich nacheinander. Hierbei lassen sich preisgünstige Zweidrahtleitungen einsetzen, die aus Gründen der Störsicherheit verdrillt sind (twisted-pair).

CAN (Controller Area Network) wurde von Bosch zunächst für die Vernetzung von Bauteilen in Kraftfahrzeugen entwikkelt. CAN-Netze haben jedoch aufgrund hoher Übertragungsraten und guter Störsicherheit inzwischen eine weite Verbreitung gefunden. **Bild 8** zeigt den prinzipiellen Aufbau eines CAN-Netzes. Am Knoten 1 werden Sensorsignale über Mikroprozessoren verarbeitet und zur Prozeßregelung lokal für die Aktorbetätigung eingesetzt (z. B. Durchflußregelung). Am Knoten 2 wird z. B. eine Temperatur gemessen und über Relais nach Bedarf Heizleistung geschaltet. Die Teilprozesse kommunizieren miteinander und mit einem übergeordneten Zentralrechner, der zur zentralen Steuerung und Überwachung dient. Als Verbindung dienen Twisted-pair Kabel, die jeweils an den Enden durch Widerstandsnetzwerke entsprechend dem Leitungswellenwiderstand zur Reflexionsminderung terminiert sind.

Infolge der Mehrfachnutzung der Leitung darf während einer Übertragung nur ein einziger Sender wirksam sein, um Kollisionen zu vermeiden. Dies wird beim CAN-Bus dadurch sichergestellt, daß ein sendewilliger Teilnehmer zunächst nachprüft, ob die gemeinsame Busleitung frei ist (carrier sense). Dabei ist jede Station gleichberechtigt. Wenn die Busleitung frei ist, darf daher jede Station spontan zugreifen (multiple access). Das beim CAN-Bus genutzte CSMA/CA (carrier sense multiple access collision avoid) Medienzugangsverfahren beruht darauf, daß für alle Teilnehmer eine Vereinbarung besteht, welcher logische Pegel (Bit) als „dominant" gilt. Sendet Station 1 eine Bitfolge, so überprüft eine andere sendewillige Station 2 den Identifierteil am Kopf der Nachricht bitweise, ob ihre Bitfolge durch dominante Bits überschrieben ist. Falls dies eintrifft, bricht Station 2 die Übertragung ab und schaltet auf „zuhören". Die Busvergabe wird also durch die Teilnehmer direkt geregelt. CAN Bausteine können bis zu 1 Mbit/s übertragen, identifizieren anhand Prüfsummen fehlerhafte Nachrichten und veranlassen die Wiederholung dieser Nachrichten.

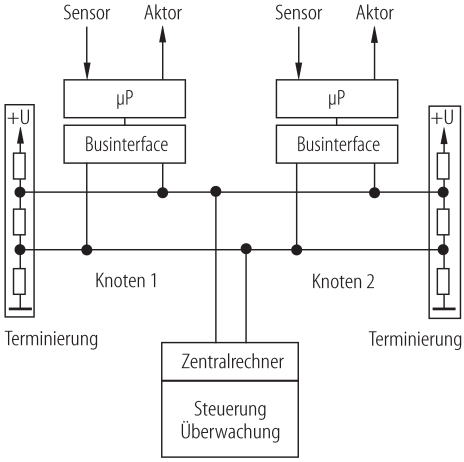


Bild 8. Schematischer Aufbau eines CAN-Netzes

2 Elektronische Konstruktionskomponenten
Electronic components

H.-J. Gevatter, Heidelberg, und **U. Grünhaupt**, Karlsruhe

2.1 Passive Komponenten. Passive components

2.1.1 Aufbau elektronischer Schaltungen
Assembly of electronic circuits

Um elektronische Bauelemente mechanisch fixieren und elektrisch miteinander verbinden zu können, sind folgende Techniken gebräuchlich:

Leiterplatten: Sie bestehen aus flexiblen oder starren Isolierstoffen wie z. B. Polyimid oder Epoxidharz, auf oder in denen mit feinen Leiterbahnen in mehreren Lagen elektrische Verbindungen realisiert werden können, **Bild 1**. Leiterplatten werden bevorzugt mit oberflächenmontierbaren Bauelementen (engl.: Surface Mounted Devices, abgek.: SMD) automatisch bestückt. Verglichen mit bedrahteten Bauelementen haben SMD-Bauteile sehr kleine Abmessungen und benötigen keine vorgebohrten Montagelöcher [1, 2].

Dickschicht- und Dünnschicht-Technologie

Auf keramischem Trägermaterial wie Aluminiumoxid (Al_2O_3) werden im Siebdruckverfahren (Dickschicht) oder durch Aufdampfen (Dünnschicht) Schichten aufgebracht und damit passive Bauelemente oder leitende Verbindungen hergestellt.

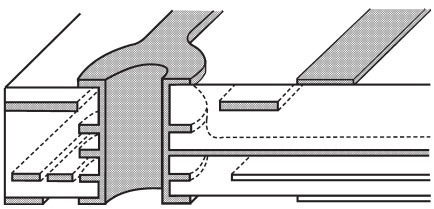


Bild 1. Mehrebenen (Multilayer)-Leiterplatte mit Durchkontaktierung [1]

Integrierte Schaltungen

Auf Siliziumwafern lassen sich hoch integrierte ($> 10^6$ Bauelemente/cm^2) monolithische analoge und digitale Schaltungen realisieren. Von Nutzen ist, dass benachbarte Bauelemente weitestgehend übereinstimmende Parameter besitzen. Problematisch ist die Integration von Induktivitäten, großen Kapazitäten und Leistungsbauelementen.

2.1.2 Widerstände. Resistors

Grundlagen

Ein elektrischer Widerstand R stellt ein bestimmtes Verhältnis zwischen elektrischer Spannung U, die am Widerstand anliegt, und elektrischem Strom I, der durch diesen Widerstand hindurchfließt, her. Es gilt (im Idealfall) das Ohmsche Gesetz (s. **V 1**): $I = U/R$.
Es gilt unabhängig davon, ob der Widerstand mit einer Spannungsquelle (U als Ursache, I als Wirkung) oder mit einer Stromquelle (I als Ursache, U als Wirkung) betrieben wird. Im letzteren Fall wird auch der elektrische Leitwert G (reziproker Widerstand) verwendet: $U = I/G$.
Falls zur Abgrenzung gegenüber komplexen Widerständen erforderlich, spricht man vom *Wirkwiderstand* bzw. vom *Wirkleitwert*.

Widerstandswert. Er ist eine Funktion der Geometrie und des Materials. Im Falle eines Widerstanddrahts mit der Länge l, dem Querschnitt A und dem spezifischen Widerstand ϱ des Drahtmaterials gilt: $R = (\varrho l)/A$.

Flächenwiderstand. Er ist der Widerstand einer quadratischen Scheibe mit der Kantenlänge a und der Dicke x. Dann gilt (Stromfluß parallel zur Fläche): $R_\square = \varrho/x$, wobei $x = 25\,\mu\text{m}$ ein typischer Wert ist.

Widerstandswerkstoffe [1] werden nach dem jeweiligen Anwendungszweck ausgewählt. Die Auswahlkriterien sind insbesondere spezifischer Widerstand: klein/groß, Temperaturabhängigkeit: klein/groß. Es werden vorzugsweise Schichtwiderstände aus Kupfer/Mangan-, Chrom/Nickel-, Gold/Chrom- sowie Silberlegierungen eingesetzt.

Temperaturabhängigkeit. Die Temperaturabhängigkeit eines Widerstands spiegelt sich in seinem Temperaturkoeffizienten α wider, der definiert ist als Widerstandsänderung $(R_1 - R_0)/R_0$ pro Temperaturdifferenz $T_1 - T_0$. R_1 entspricht dem Widerstand bei der Temperatur T_0 und R_0 dem Widerstand bei der Temperatur T_0. Es gilt:

$$R_1 = R_0[1 + \alpha(T_1 - T_0)].$$

Spezielle Kupfer/Manganlegierungen (u. a. Manganin, Konstantan) haben einen sehr kleinen Temperaturkoeffizienten.

Heißleiter haben eine sehr ausgeprägte, jedoch nichtlineare, negative Temperatur-Widerstands-Kurve (NTC) [1]. Sie werden nach einem speziellen Sinterverfahren aus polykristalliner Mischoxidkeramik hergestellt. Der negative Temperaturkoeffizient liegt im Bereich von 3 bis 6%/K. Näherungsweise gilt (B Materialkonstante in Kelvin, R Widerstand bei der Temperatur T, R_N Nennwiderstand bei Nenntemperatur T_N):

$$R = R_\text{N} \cdot \left[\exp B\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_\text{N}}\right)\right].$$

Typische Werte für B sind 2 000 bis 5 000 K.

Kaltleiter haben in einem bestimmten Temperaturbereich eine ausgeprägte, sehr nichtlineare positive Temperatur-Widerstands-Kurve (PTC) [1]. Der Widerstandsanstieg beträgt mehrere Zehnerpotenzen. Maßgebend ist die Bezugstemperatur ϑ_b, bei der der steile Widerstandsanstieg beginnt. Typische Werte für ϑ_b liegen im Bereich von -30 bis $+220\,^\circ$C. PTC-Widerstände werden durch Pressen und Sintern aus speziellen Metalloxiden hergestellt.

Festwiderstände

Festwiderstände werden meistens in Rohrform mit Drahtwicklung (Drahtwiderstand) oder Beschichtung (Kohleschicht, Metallschicht) hergestellt. Sie werden mittels Kappen und Drahtenden kontaktiert. Zunehmend an Bedeutung gewonnen haben SMD-Bauformen (surface mounted device) und Widerstandsnetzwerke.

Abstufung, Toleranzen. Die Nennwerte einer Widerstandsbaureihe werden in E-Reihen [1] geometrisch gestuft. Die feinste Abstufung erfolgt nach E 24 (Stufenfaktor $\sqrt[24]{10} = 1{,}1$). Weitere Reihen sind E 12 und E 6. Die festgelegten Toleranzen (Abweichungen vom Nennwert) einzelner Exemplare betragen je nach E-Reihe $\pm 0{,}1$ bis $\pm 30\%$.

Konstanz des Widerstandswerts. Er kann sich in Folge von Alterung, Temperatur- und Klimaeinflüssen ändern.

Präzisionswiderstände erfüllen besonders hohe Anforderungen an Langzeit- und Temperaturkonstanz.

Frequenzabhängigkeit. Bei Betrieb mit hohen Frequenzen sind die parasitären induktiven und kapazitiven Blindwiderstandkomponenten zu beachten. Hier haben SMD-Bauformen Vorteile.

Grenzwerte. Die elektrischen Grenzwerte eines Widerstands sind durch seine höchstzulässige Betriebstemperatur bestimmt. Typische Nennleistungen für Anwendungen in der Informationselektronik liegen im Bereich von 0,25 bis 20 W.

Einstellbare Widerstände

Einstellbare Widerstände werden als *Trimmer* für Abgleich- und Einstellzwecke mit geringer Verstellhäufigkeit verwendet (Belastbarkeit max. 1 bis 2 W). *Drehwiderstände* (Potentiometer) sind für häufige Verstellungen vorgesehen und können für höhere Nennlast ausgelegt werden. Bei *Schiebewiderständen* erfolgt die Widerstandsveränderung durch eine Linearbewegung des Schleifers. Die Funktion Widerstandsänderung/Einstellbewegung ist i. allg. linear, sie kann in Sonderfällen auch eine nichtlineare, z. B. eine logarithmische Funktion darstellen. Präzisions-Potentiometer werden auch als Meßumformer für das elektrische Messen von Dreh- und Linearbewegungen verwendet.

2.1.3 Kapazitäten. Capacitors

Grundlagen

Ein Kondensator mit der Kapazität C speichert eine elektrische Ladung Q, deren Größe proportional zur anliegenden Spannung U ist: $Q = CU$.
Bestimmende Größen für die Kapazität eines Kondensators sind seine Geometrie und das Material seines Dielektrikums mit ε_r relative Dielektrizitätskonstante, ε_0 absolute Dielektrizitätskonstante des Vakuums (**Anh. V 1 Tab. 1** und **Tab. 2**). Die häufigste Bauform ist der *Plattenkondensator*, dessen Kapazität mit der Plattenfläche A und dem Plattenabstand d, $C = \varepsilon_0\varepsilon_\text{r}\,(A/d)$ beträgt (**V 1.2.3**).

Verluste. Ein idealer Kondensator hat keine Wirkverluste. Ein mit Verlusten behafteter Kondensator kann ersatzweise durch einen idealen Kondensator mit einem in Reihe oder parallel geschalteten ohmschen Widerstand dargestellt werden. Die Verluste werden durch den Verlustwinkel δ beschrieben.

Temperatureinfluß. Luftkondensatoren ($\varepsilon_\text{r} = 1$) haben eine hohe Temperaturkonstanz. Feststoff-Dielektrika haben eine hohe relative Dielektrizitätskonstante, jedoch in Verbindung

mit nicht mehr zu vernachlässigenden Temperaturkoeffizienten im Bereich von $\pm 20 \cdot 10^{-6}$ bis $\pm 750 \cdot 10^{-6} \cdot \mathrm{K}^{-1}$.

Parasitäre Kapazitäten. In Schaltungen der Hochfrequenz- und Computertechnik müssen parasitäre Kapazitäten, die z. B. zwischen zwei benachbarten Leitungen auftreten, in Betracht gezogen werden.

Festkondensatoren

Es existieren zahlreiche Bauformen: *Keramikkondensatoren* mit einer keramischen Masse als Dielektrikum, *Wickelkondensatoren* mit einem Wickel aus metallisierter Isolierfolie sowie *Elektrolytkondensatoren* mit großer Kapazität bei kleinem Volumen mit einem elektrochemisch erzeugten Dielektrikum. Elektrolytkondensatoren sind gepolt, sie dürfen nur mit einer Spannung vorgeschriebener Polarität betrieben werden. Typische Bauformen für die Energie-Elektronik sind selbstheilende Metall/Papier-(MP-) und Metall/Kunststoff-(MKV-)Kondensatoren [1].

Einstellbare Kondensatoren

Wie bei den variablen Widerständen unterscheidet man auch bei den Kondensatoren zwischen *Trimmern* und *Kondensatoren* für *häufige Verstellung*. Der technische Aufbau von Trimmern leitet sich meist vom *Platten-* oder *Rohrkondensator* ab. *Drehkondensatoren* in Form des drehwinkelabhängigen Mehrfach-Plattenkondensators sind für häufige Verstellungen ausgelegt. Die Verstellfunktion kann in Abhängigkeit vom Plattenschnitt linear oder nichtlinear (z. B. logarithmisch) sein.

2.1.4 Induktivitäten. Inductances

Grundlagen

Eine Spule mit der Induktivität L und der Windungszahl N speichert einen magnetischen Fluß $N \cdot \Phi$, der proportional zu dem die Spule durchfließenden Strom I ist: $N \cdot \Phi = L \cdot I$.
Bestimmende Größen für die Induktivität einer Spule sind die Geometrie, die Windungszahl und das Kernmaterial der Spule mit μ_r relative Permeabilität des Kernmaterials, μ_0 absolute Permeabilitätskonstante (**Anh. V 1 Tab. 1**). Die Induktivität einer mit ferromagnetischem Material ($\mu_r \gg 1$) gefüllten Ringspule mit der Windungsfläche A und der magnetischen Weglänge l ist (**V 1.2.5**)

$$L = \mu_0 \mu_r \frac{A}{l} N^2.$$

Verluste. Wirkstromverluste entstehen durch den Widerstand der Wicklung. Bei Betrieb von Induktivitäten mit ferromagnetischem Kernmaterial mit Wechselstrom kommen Wirbelstromverluste und Ummagnetisierungsverluste hinzu, die mit zunehmender Frequenz stark ansteigen. Eine mit Verlusten behaftete Induktivität kann ersatzweise durch eine ideale Induktivität mit einem in Reihe und parallel geschalteten ohmschen Widerstand dargestellt werden.

Spulen mit fester Induktivität

Luftspulen, meistens als Zylinderspulen konfiguriert, werden vorzugsweise für hohe Frequenzen verwendet. Sie haben relativ kleine Induktivitätswerte, aber weisen nur geringe Wirkverluste auf. Zur Erhöhung der Induktivität werden die Spulen mit ferromagnetischem Kern ausgeführt. Die Kerne werden zur Reduzierung der Kernverluste aus dünnen Blechschnitten (UI-Schnitt, M-Schnitt, EI-Schnitt) oder aus Ferrit-Schalenkernen hergestellt. Zur Verbesserung der Langzeitkonstanz der Induktivität wird ein kleiner definierter Luftspalt eingestellt [1].

Spulen mit einstellbarer Induktivität

Einstellbare Induktivitäten werden vorzugsweise zum Abgleich als Trimmer eingesetzt. Sie bestehen aus einem Plastikrohr mit Innengewinde als Spulenkörper. In das Innengewinde wird ein Ferritkern hineingeschraubt. Mit zunehmender Schraubtiefe erhöht sich die Induktivität.

2.2 Dioden. Diodes

Dioden leiten den Strom bevorzugt in einer Richtung (Durchlaßrichtung). Die Anschlüsse der Diode werden mit Kathode K und Anode A bezeichnet. In entgegengesetzter Richtung (Sperrichtung) kann nur ein sehr kleiner Sperrstrom fließen [3, 4].

2.2.1 Diodenkennlinien und Daten
Diode characteristics and data

Die Kennlinie einer Diode ist durch den Sperrbereich und den Durchlaßbereich gekennzeichnet, **Bild 2**. Die ideale Kennlinie folgt der aus der Halbleitertheorie abgeleiteten Funktion

$$I = I_s \cdot \left(\exp \frac{eU_{AK}}{kT} - 1 \right)$$

mit T absolute Temperatur, k Boltzmannkonstante, e Elementarladung, U_{AK} Spannung an der Diode und I_S Sperrsättigungsstrom.
Die *Kennlinie* in Durchlaßrichtung, die näherungsweise dieser Funktion folgt, ist durch die Kenndaten U_D (0,2 bis 0,4 V bei Germaniumdioden, 0,5 bis 0,8 V bei Siliziumdioden) bei $I_D = 0{,}1 \cdot I_{max}$ und den maximal zulässigen Durchlaßstrom I_{max} gekennzeichnet.
Der *Sperrbereich* ist durch den Sperrsättigungsstrom I_s (typische Werte bei Raumtemperatur sind 100 nA bei Germaniumdioden und 10 pA bei Siliziumdioden) und die maximal zulässige Sperrspannung $U_{Sperr\,max}$ gekennzeichnet.

Temperaturabhängigkeit. Die Kenndaten sind temperaturabhängig. U_D ändert sich näherungsweise um -2 mV/K. I_s verdoppelt sich bei 10 K Temperaturerhöhung.
Die *Sperrschichtkapazität* beeinflußt das dynamische Verhalten einer Diode. Die Sperrschichtkapazität entsteht durch Querschnitt und Weite der Raumladungszone des pn-Übergangs. Sie steigt mit abnehmender Sperrspannung an.

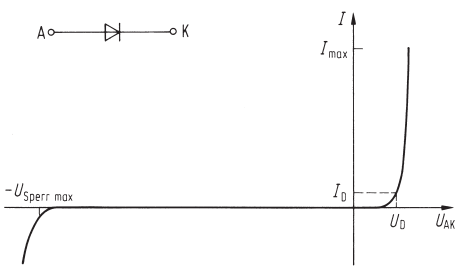


Bild 2. Schaltsymbol und Kennlinie einer Diode [5]

2.2.2 Schottky-Dioden. Schottky-Diodes

Schottky-Dioden bestehen aus einem Metall-Halbleiterkontakt. Der Durchlaßbereich weist eine besonders niedrige Durchlaßspannung U_D (kleiner als 0,4 V) sowie eine kleine parasitäre Kapazität auf. Die bevorzugten Anwendungsgebiete sind Schutz- und Stromversorgungsschaltungen, bei denen die niedrige Durchlaßspannung ausgenutzt wird und die Hochfrequenztechnik wegen der kleinen Sperrschichtkapazität.

2.2.3 Kapazitätsdioden. Varactors

Bei Kapazitätsdioden nutzt man die Änderung ihrer Sperrschichtkapazität in Abhängigkeit der anliegenden Sperrspan-

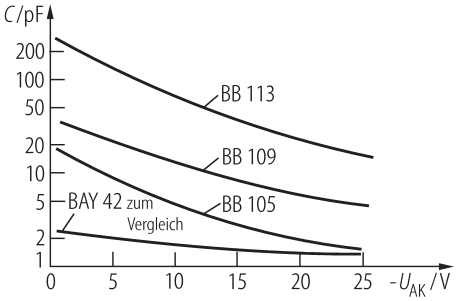


Bild 3. Kennlinien verschiedener Kapazitätsdioden [5]

nung $-U_{AK}$ und verwendet sie als spannungsgesteuerte, veränderbare Kondensatoren (**Bild 3**). Kapazitätsdioden haben mechanische Drehkondensatoren weitestgehend abgelöst.

2.2.4 Z-Dioden. Z-Diodes

Beim Überschreiten der maximalen Sperrspannung steigt der Sperrstrom lawinenartig an (Avalanche-Effekt, Zener-Effekt). Der scharfe Einsatz des Durchbruchs (**Bild 4**) wird zur Spannungsstabilisierung genutzt. Die stabilisierende Wirkung der Z-Diode wird dadurch erreicht, daß eine große Stromänderung ΔI nur eine relativ kleine Spannungsänderung ΔU verursacht. Maßgebend für die Stabilisierungswirkung ist der differentielle Innenwiderstand $r_Z = \Delta U/\Delta I$.
Typische Durchbruchsspannungswerte (Stabilisierungsspannung, Z-Spannung) liegen zwischen 3 und 200 V.
Der *Temperaturkoeffizient* ist bei Z-Spannungen unter 5.7 V (Zener-Effekt) negativ, bei Spannungen über 5,7 V (Avalanche-Effekt) positiv: Typische Werte $\pm 0{,}1\%/\mathrm{K}$. Noch stabilere Referenzspannungen liefern Bandgap-Referenzelemente (Temperaturkoeffizient z. B. 5 ppm/K) [1].

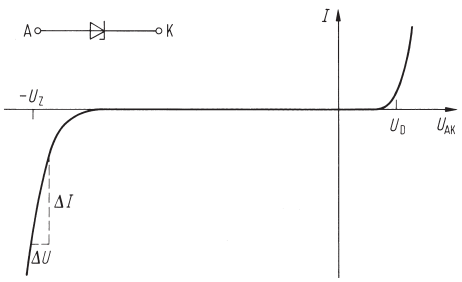


Bild 4. Schaltsymbol und Kennlinie einer Z-Diode [5]

2.2.5 Leistungsdioden. Power diodes

Dioden für die Leistungselektronik haben prinzipiell die gleiche Kennlinie wie vorher beschrieben. Sie sind jedoch für höhere Durchlaßströme (ab ca. 1 bis zu einigen 1 000 A) und höhere Spannungen (bis ca. 5 000 V) ausgelegt. Durch entsprechende konstruktive Gestaltung der Gehäuse (Flachbodengehäuse, Scheibengehäuse) ist für eine gute Ableitung der Verlustwärme, meistens in Verbindung mit Kühlkörpern, gesorgt.

2.3 Transistoren. Transistors

Der Transistor ist eine dreipolige Halbleiterkomponente mit der Fähigkeit, ein elektrisches Signal zu verstärken. Man unterscheidet bipolare und unipolare Transistorkonfigurationen sowie Transistoren für Informations- und Leistungselektronik. Gemeinsames Merkmal aller Transistorkonfigurationen: Die Steuerelektrode muß (im Gegensatz zu den Thyristoren) ständig angesteuert werden, um den beabsichtigten Aussteuerungszustand aufrechtzuerhalten [1, 2, 4–6].

2.3.1 Bipolartransistoren. Bipolar transistors

Einen Bipolartransistor kann man als zwei gegeneinander geschaltete Dioden (**Bild 5**) mit den drei Elektroden Basis B, Emitter E und Kollektor C betrachten. Die Verstärkerwirkung eines Transistors kommt jedoch erst durch seinen unsymmetrischen Aufbau – unterschiedliche Dotierungskonzentrationen und Schichtdicken der E-, B- und C-Zone – zustande. Die in der Schaltung auftretenden Spannungen und Ströme am Beispiel eines npn-Transistors zeigt **Bild 6**. Bei einem pnp-Transistor kehren alle Spannungen und Ströme ihr Vorzeichen um.

Stromverstärkung. Die Stromverstärkung des Bipolartransistors ist gegeben durch das Verhältnis von Kollektorstrom I_C zu Basisstrom I_B. Dabei durchfließt der Basisstrom, der Eingangssteuerstrom, die Basis/Emitter-Diode in Durchlaßrichtung, während der Kollektorstrom als Ausgangsstrom die Kollektor/Basis-Diode in Sperrichtung durchfließt.

Differentielle Stromverstärkung und Steilheit. Die Kleinsignalverstärkung im Arbeitspunkt ist gegeben durch die differentielle Stromverstärkung β bzw. die Steilheit S:

$$\beta = \left.\frac{\partial I_C}{\partial I_B}\right|_{U_{CE}=\mathrm{const}} \quad \text{und} \quad S = \left.\frac{\partial I_C}{\partial U_{BE}}\right|_{U_{CE}=\mathrm{const}}.$$

Transistorkennlinien. Die wesentlichen Transistoreigenschaften zeigen das I_B/U_{BE}- und das I_C/U_{CE}-Kennlinienfeld in **Bild 7**. Der Eingangsstromkreis ist durch einen niedrigen differentiellen Eingangswiderstand $\Delta U_{BE}/\Delta I_B$ gekennzeichnet, während der Ausgangsstromkreis einen relativ hohen differentiellen Ausgangswiderstand $\Delta U_{CE}/\Delta I_C$ aufweist.

Grenzdaten, die in keinem Betriebszustand überschritten werden dürfen, sind insbesondere die Emitter/Basis-Sperrspannung U_{EBO}, die Kollektor/Basis-Sperrspannung U_{CBO}, die Kollektor/Emitter-Sperrspannung U_{CEO}, der maximale Kollektorstrom $I_{C\max}$ und die maximale Verlustleistung $P_{v\max}$, die von der im Transistor in Wärme umgesetzten Leistung

$$P_v = U_{CE} I_C + U_{BE} I_B$$

nicht überschritten werden darf. Die Verlustleistung, bei der die maximal zulässige Temperatur ϑ_j der Sperrschicht erreicht wird, ist P_{ϑ_j}. Die Sperrschichttemperatur hängt von der Umgebungstemperatur ϑ_A, dem gesamten Wärmewiderstand

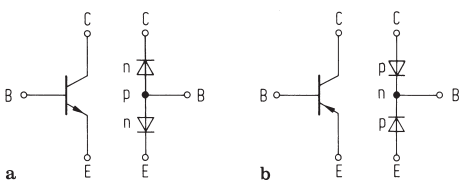


Bild 5. a npn-Transistor; **b** pnp-Transistor mit Dioden-Ersatzschaltbild [5]

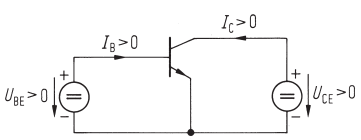


Bild 6. Polung eines npn-Transistors [5]

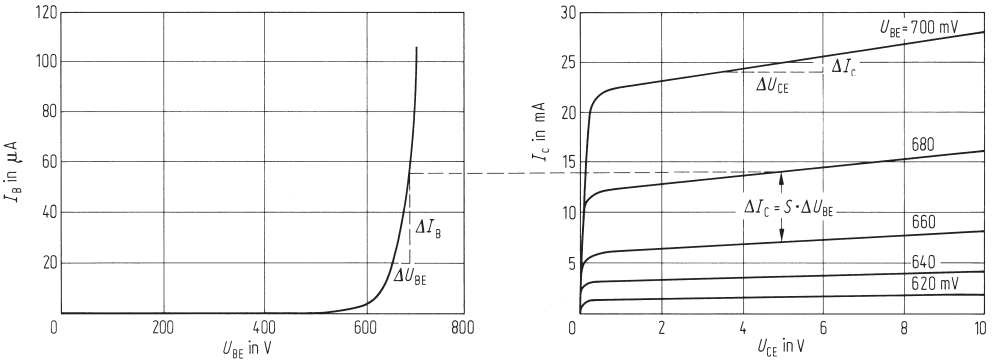


Bild 7. I_B/U_{BE}- und I_C/U_{CE}-Kennlinienfeld [5]

R_{thJA} zwischen Sperrschicht und Umgebung sowie der als Wärme abzuführenden Verlustleistung P_v ab. Es muß immer gewährleistet sein:

$$P_v \le P_{\vartheta_j} = (\vartheta_j - \vartheta_A)/R_{thJA}.$$

Bei Kollektor/Emitter-Spannungen in der Nähe von U_{CEO} kann dieser Grenzwert nicht voll genutzt werden. Tatsächlich zulässiger Arbeitsbereich (SOA, Safe Operating Area): **Bild 8**.

Gehäuse. Mit zunehmender maximaler Verlustleistung muß das Gehäuse für eine ausreichende Wärmeabfuhr ausgelegt sein. Diese Gehäuse werden auf Kühlkörper geschraubt, um die Wärmeableitung an die Umgebung zu verbessern.

Leistungstransistoren. Leistungstransistoren sind für hohe Verlustleistungen (bis zu einigen 100 W) ausgelegt, jedoch geht das zu Lasten der Stromverstärkung, die bei hohen Kollektorströmen auf Werte bis ca. 10 absinkt.

Darlington-Schaltung. Um die Stromverstärkung, z. B. eines Leistungstransistors, zu verbessern, wird diesem ein weiterer Transistor vorgeschaltet und in einer sog. Darlington-Schaltung in einem Gehäuse zusammengefaßt. Die Darlington-Schaltung kann als ein Transistor mit den Anschlüssen E′, B′ und C′ aufgefaßt werden, **Bild 9**. Die Parallelschaltung eines Widerstands dient dazu, den Transistor T_2 schneller sperren zu können. Die Gesamtstromverstärkung entspricht dem Produkt der Stromverstärkungen von T_1 und T_2.

Linearbetrieb. Schaltungen für Kleinsignalverstärkungen werden linear betrieben. Das heißt, jeder differentiellen Änderung des Eingangssignals, die dem Arbeitspunkt überlagert wird, folgt das Ausgangssignal verstärkt und linear. Der Arbeitspunkt eines linear betriebenen Transistors liegt auf der durch R_L festgelegten Arbeitsgeraden etwa bei $U_{CE} = U_C/2$, **Bild 10**; dort, wo der Kollektorstrom I_C nur wenig von U_{CE} abhängt. Wird eine hohe Ausgangsleistung im Linearbetrieb gefordert, ist zu beachten, daß die linear ausgesteuerte Ausgangsleistung näherungsweise gleich groß wie die dabei auftretende Verlustleistung im Transistor ist. Daher ist der Linearbetrieb nur für kleine Ausgangsleistungen geeignet.

Schaltbetrieb. Eine wesentlich höhere Ausgangsleistung mit ein und demselben Transistor ist möglich, wenn man unter

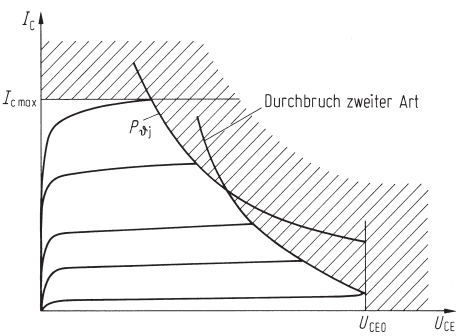


Bild 8. Zulässiger Arbeitsbereich eines Transistors [5]

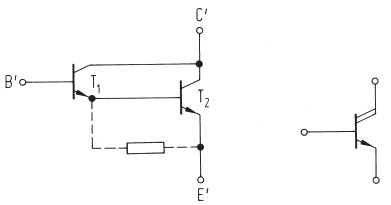


Bild 9. Darlington-Schaltung und Schaltsymbol [5]

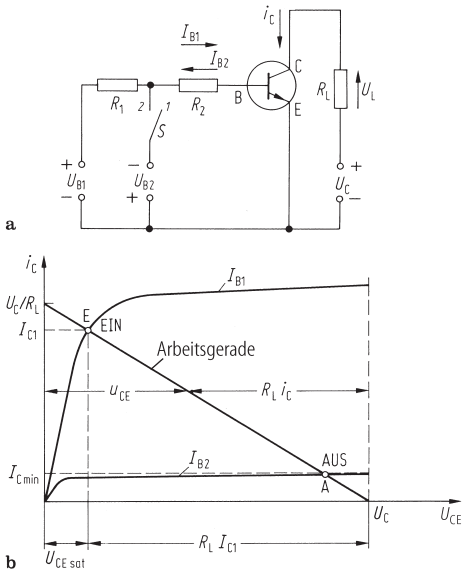


Bild 10a, b. Transistor im Schaltbetrieb. **a** Schaltung; *S* in Stellung *1* EIN, *S* in Stellung *2* AUS; **b** Arbeitspunkte EIN und AUS [6]

Verzicht auf Verzerrungsfreiheit und Linearität zum Schaltbetrieb übergeht, **Bild 10**. Der Transistor kann mit einem Schalter im geschlossenen Zustand (Ein-Zeitdauer T_E) und geöffnetem Zustand (Aus-Zeitdauer T_A) verglichen werden. Der während T_A fließende Kollektor-Reststrom $I_{C\,min}$ kann vernachlässigt werden. Der Mittelwert der Leistung in R_L bei periodischem Schaltbetrieb beträgt

$$P_A = \frac{T_E}{T_E + T_A}(U_C - U_{CE\,sat})I_{C1}.$$

Die Verlustleistung im Transistor beträgt näherungsweise nur

$$P_v = \frac{T_E}{T_E + T_A} \cdot U_{CE\,sat} I_{C1}.$$

2.3.2 Feldeffekttransistoren. Field effect transistors

Feldeffekttransistoren (FET) sind Halbleiter, deren Verstärkungsfunktion auf der Wirkung eines elektrischen Felds beruht. Eine zwischen Steuerelektrode (Gate G) und Source S angelegte positive Spannung U_{GS} beeinflußt den Widerstand des Inversionskanals zwischen Drain D und Source S. Jedoch fließt nur ein Gateleckstrom (1 pA bis 1 nA), da das Gate vom Inversionskanal der Länge L durch eine sehr dünne, nicht leitende Schicht aus SiO_2 getrennt ist, wovon die Bezeichnung MOSFET (**M**etal **O**xide **S**emiconductor) abgeleitet ist. In **Bild 11** handelt es sich um einen selbstsperrenden n-Kanal MOSFET, den am häufigsten eingesetzten Typ, der auch als Enhancement-MOSFET (Anreicherungstyp) bezeichnet wird. Ohne Gatespannung ist er stromlos aufgrund der 2 gegeneinander geschalteten pn-Übergänge zwischen Source und Drain. Erst mit einer Gatespannung $U_{GS} > U_{Th}$ (**Bild 12 a**) bildet sich ein n-leitender Kanal aus [2, 5].

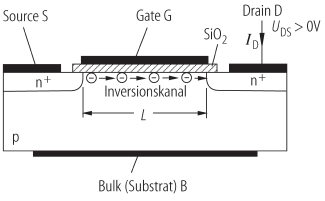


Bild 11. Aufbau eines n-Kanal Enhancement-MOSFET [2]

Ist $U_{DS} < U_{Dsat}$, so verhält sich der MOSFET wie ein nichtlinearer Widerstand und im Sättigungsbereich des Drainstroms für $U_{DS} > U_{Dsat}$ annähernd wie eine von U_{GS} gesteuerte Stromquelle.

Neben den selbstsperrenden MOSFETs gibt es auch selbstleitende FETs, den Depletion-MOSFET (Verarmungstyp) und den JFET (Sperrschicht-FET) [1], die bereits ohne anliegende Gatespannung U_{GS} einen leitenden Kanal besitzen.

CMOS-Schaltungstechnik. Die komplementären Eigenschaften von n- und p-Kanal-MOSFETs werden in der CMOS-Schaltungstechnik (**C**omplementary **MOS**) zum Aufbau von Logikschaltungen genutzt. **Bild 13** zeigt das einfache Beispiel eines CMOS-Inverters. Nur während der Schaltphase fließt kurzzeitig Strom, im statischen Zustand dagegen nicht, **Bild 14**. Daraus resultiert eine geringe Verlustleistung, die den Aufbau sehr hoch integrierter Schaltkreise (IC) ermöglicht.

Leistungs-MOS-Fets. Während bei den FETs in integrierten Schaltungen die DS-Kanäle in lateraler Richtung liegen (**Bild 11**), werden Leistungs-MOS-Fets mit vielen tausend parallel geschalteten vertikal angeordneten DS-Kanälen ausgeführt, wodurch sich Drainströme über 200 A erzielen lassen. Leistungs-MOS-Fets zeichnen sich im Vergleich zu Bipolartransistoren durch kurze Schaltzeiten, reine Spannungssteuerung und den nicht auftretenden Durchbruch zweiter Art (**Bild 8**) aus.

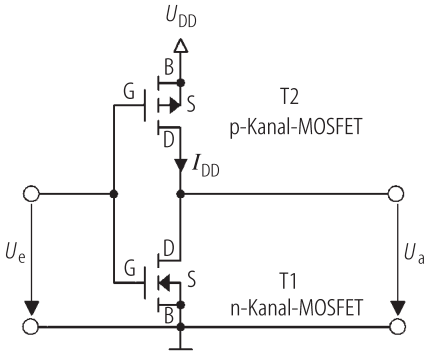


Bild 13. CMOS-Inverterschaltung

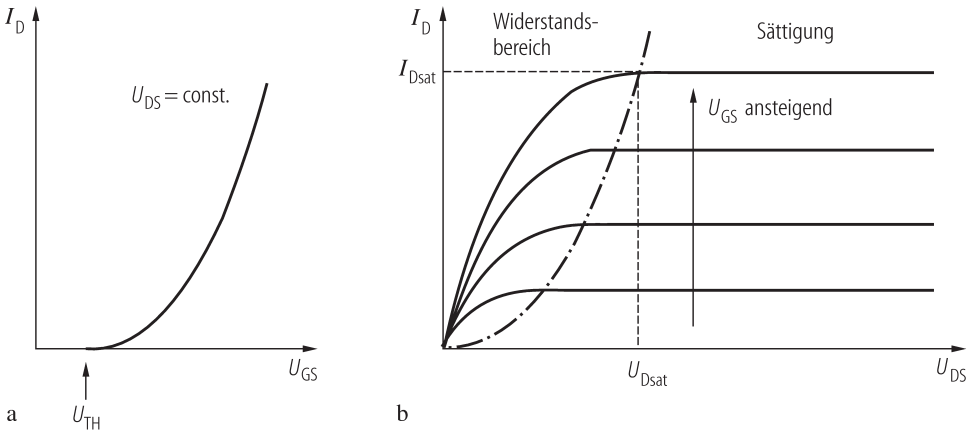


Bild 12 a, b. Steuerkennlinie (**a**) und Ausgangskennlinienfeld (**b**) eines n-Kanal Enhancement-MOSFET [2]

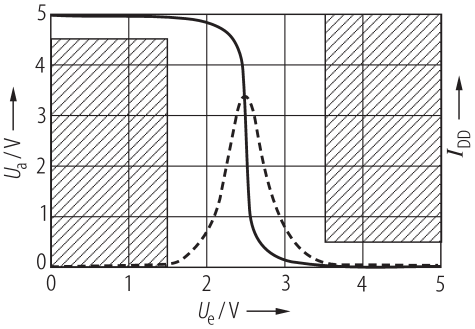


Bild 14. Übertragungskennlinie eines CMOS-Gatters bei 5 V Betriebsspannung [5]. Schraffiert: Toleranzgrenzen. Gestrichelt: Stromaufnahme

2.3.3 IGB-Transistoren. Insulated gate bipolar transistors

Der IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) gehört zu der Gruppe der abschaltbaren Leistungshalbleiter und vereinigt die niedrigen Durchlaßverluste eines bipolaren Transistors mit der hohen Eingangsimpedanz eines MOS-Fet. Damit findet der IGBT sein bevorzugtes Anwendungsgebiet in der elektronischen Antriebstechnik.

Der IGBT besteht ebenso wie der MOS-Fet aus vielen einzelnen parallel geschalteten Zellen. Das Ersatzschaltbild (**Bild 15**) zeigt die Darlington-Schaltung eines MOS-Fet und eines bipolaren Transistors. Beträgt die Steuerspannung zwischen G und E Null, fließt kein Strom. Bei einer ausreichend hohen positiven Spannung zwischen G und E beginnt im MOS-Fet ein Strom zu fließen (n-Kanal-Enhancement-MOS-Fet), der als Basisstrom für den pnp-Transistor dient und diesen in den Durchlaßzustand steuert. Somit hat der IGBT die Steuerkennlinien eines MOS-Fet und das Ausgangskennlinienfeld eines bipolaren Transistors, **Bild 16**.

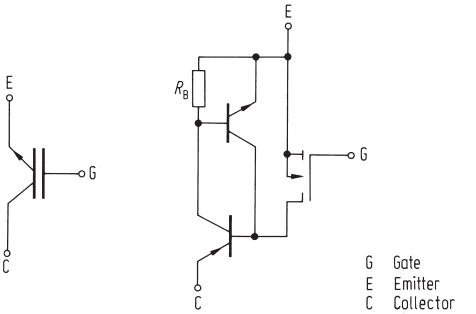


Bild 15. Schaltsymbol und Ersatzschaltbild für einen n-Kanal-IGBT [7]

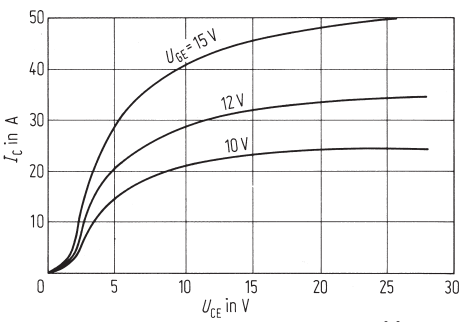


Bild 16. Typisches Ausgangskennlinienfeld eines IGBT [7]

2.4 Thyristoren. Thyristors

Unter diesem Oberbegriff wird heute eine ganze Familie von schaltenden Halbleiter-Leistungsbauelementen zusammengefaßt, die in vielen Bereichen der Leistungselektronik eingesetzt werden. Typisches Anwendungsgebiet ist die Steuerung elektrischer Antriebe in der Produktion und der Verkehrstechnik [8]. Die Nennströme liegen in Bereichen von 1 bis ca. 2000 A bei Nennspannungen bis zu ca. 5000 V.

Die einzelnen Thyristortypen unterscheiden sich nach Höhe der Betriebsfrequenz (Netzthyristoren, Frequenzthyristoren), Verhalten in Rückwärtsrichtung (rückwärts sperrende und rückwärts leitende Thyristoren) und der Abschaltbarkeit (abschaltbarer Thyristor, Gate-turn-off-Thyristor GTO). Am Anfang der Entwicklung stand der Netzthyristor, aus dem die anderen Thyristortypen hervorgegangen sind.

2.4.1 Thyristorkennlinien und Daten
Thyristor characteristics and data

Wirkungsweise. Der Thyristor ist ein steuerbarer Leistungshalbleiter mit einer Vierschichtanordnung, d.h. es sind drei pn-Übergänge vorhanden, **Bild 17**. In Sperrichtung verhält sich ein Thyristor wie eine Diode. In Vorwärtsrichtung gibt es zwei stabile Zustände. Der mittlere pn-Übergang sperrt, somit fließt praktisch kein Strom in Vorwärtsrichtung. Erst wenn ein Zündstrom von der Steuerelektrode G zur Kathode K fließt, wird der mittlere pn-Übergang mit Ladungsträgern überschwemmt und der Thyristor wird in Vorwärtsrichtung leitend. Somit verhält er sich wie eine Diode in Durchlaßrichtung. Wesentlich ist, daß nach Abschalten des Zündstroms der in Vorwärtsrichtung leitende Zustand selbsttätig aufrechterhalten bleibt.

Thyristorkennlinie und die wesentlichen Kennwerte: **Bild 18**. Bezüglich des Betriebs in Sperrichtung und Durchlaßrichtung im vorwärtsleitenden Zustand sowie bezüglich der thermischen Verhältnisse gelten die gleichen Kennwerte wie bei der Diode.

Weitere wesentliche Kennwerte [10–12] sind:

Vorwärtssperrspannung U_D ist die Spannung zwischen den Hauptanschlüssen des Thyristors in Vorwärtsrichtung im Sperrzustand.

Rückwärtssperrspannung U_R ist die Spannung zwischen den Hauptanschlüssen eines Thyristors in Rückwärtsrichtung.

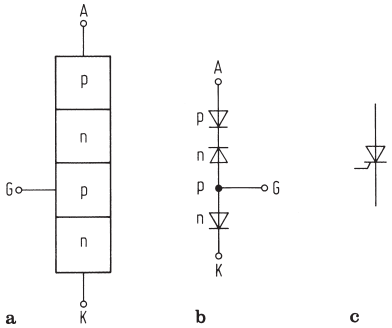


Bild 17. a Vierschichtanordnung des Thyristors, A Anode, K Kathode, G Zündelektrode (Gate); **b** Dioden-Ersatzschaltbild; **c** Schaltsymbol

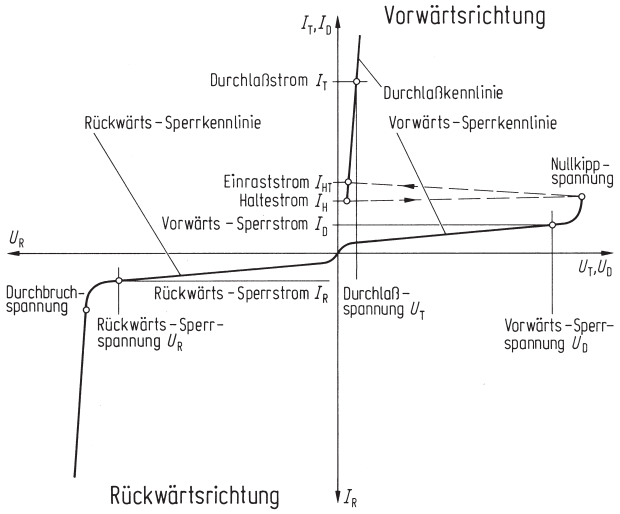


Bild 18. Prinzipkennlinie und charakteristische Kennwerte eines Thyristors [9]

Spitzensperrspannung ist der höchste zulässige Augenblickswert der Spannung in Vorwärtsrichtung (U_{DRM}) im gesperrten Zustand bzw. in Rückwärtsrichtung (U_{RRM}).

Rückwärtssperrstrom I_R ist der in Rückwärtsrichtung fließende Sperrstrom (im Datenblatt wird i. allg. der obere Streuwert angegeben).

Vorwärtssperrstrom I_D ist der in Vorwärtsrichtung im gesperrten Zustand über die Hauptanschlüsse fließende Strom.

Haltestrom I_H ist der unterste Wert des Durchlaßstroms, bei dem der Thyristor noch im Durchlaßzustand bleibt.

Oberer Zündstrom I_{GT} ist der größte Streuwert des Zündstroms, bei dem auch sicheres Zünden gewährleistet ist.

Obere Zündspannung U_{GT} ist der größte Streuwert der Zündspannung.

Kritische Spannungssteilheit S_{Ukrit} ist der höchstzulässige Wert der Sperrspannungsanstiegsgeschwindigkeit in Vorwärtsrichtung, bei der der Thyristor ohne Zündstrom noch nicht in den Durchlaßzustand umschaltet. („Über-Kopf-zünden"). Bei Überschreiten von S_{Ukrit} wird der so gezündete Thyristor zerstört.

Kritische Stromsteilheit S_{Ikrit} ist der höchstzulässige Wert der Stromanstiegsgeschwindigkeit beim Durchschalten, den der Thyristor noch ohne Schaden verträgt.

Freiwerdezeit t_q ist die Mindestzeitdauer, die der Thyristor benötigt, um nach dem Nulldurchgang des abkommutierenden Durchlaßstroms die Sperrfähigkeit in Vorwärtsrichtung wiederzuerlangen. Frequenzthyristoren haben eine im Vergleich zu Netzthyristoren kürzere Freiwerdezeit und können deshalb mit höheren Frequenzen betrieben werden.

2.4.2 Steuerung des Thyristors. Thyristor control

Der Thyristor wird bei Betrieb in Vorwärtsrichtung durch den Zündstrom I_{GT} vom Sperrzustand in den Durchlaßzustand geschaltet. Der Durchlaßzustand bleibt nach Abschalten des Zündstroms selbsttätig erhalten und kann über die Steuerelektrode nicht mehr beeinflußt werden. Erst wenn der Durchlaßstrom unter den Wert I_H sinkt, erlischt der Thyristor und gewinnt seine Vorwärtssperrfähigkeit zurück. Prinzipschaltung des Thyristorsteuerkreises: **Bild 19**.

Bei Speisung des Thyristors aus dem Netz geht die Speisespannung periodisch durch Null, so daß der Thyristor periodisch erlischt und damit wieder neu gezündet werden kann. Mit Hilfe der Verschiebung des Zündwinkels α kann der Wert des periodisch an der Last liegenden Stromzeitintegrals (schraffierte Fläche in **Bild 20**) gesteuert werden.

Bei Speisung aus einer Gleichspannungsquelle muß durch zusätzliche Schaltungsmaßnahmen im Hauptstromkreis dafür gesorgt werden, daß der Durchlaßstrom kurzfristig unter I_H

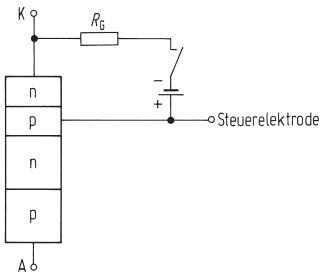


Bild 19. Prinzipschaltbild des Steuerkreises eines Thyristors [13]

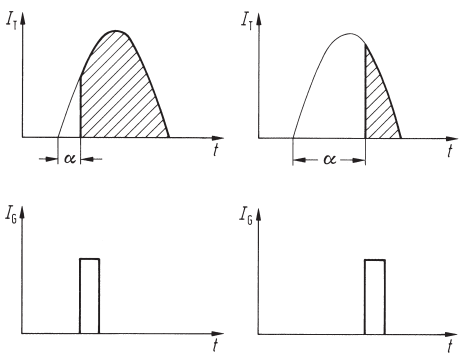


Bild 20. Ansteuerung eines Thyristors durch Verschieben des Zündwinkels

gedrückt werden kann, z. B. mit Hilfe eines zusätzlichen Löschthyristors und eines Löschkondensators. Diese Notwendigkeit löste die Entwicklung der abschaltbaren Thyristoren aus.

2.4.3 Triacs, Diacs. Triacs, Diacs

Triacs

Der Triac ist eine weiterentwickelte Form innerhalb der Thyristorfamilie. Er besteht aus zwei antiparallel arbeitenden Thyristoren, die in einem einzigen Chip integriert sind. Es wird nur eine Steuerelektrode benötigt, die in beiden Richtungen den Triac zündet, **Bild 21**. Auch der Zündstrom kann ein Wechselstrom sein. Damit ist der Triac eine bevorzugte Komponente für die Steuerung von Wechselspannungen.

Diacs

Unter dem Namen Diac ist eine Gruppe von Halbleiter-Bauelementen zusammengefaßt, die eine 3-, 4- oder 5-Schichtkonfiguration haben und als Zweipole der Familie der Dioden zuzuordnen sind. Diacs haben jedoch ein Schalt- bzw. Kippverhalten und sind daher eher einem „Über-Kopf"-zündbarem Thyristor vergleichbar, **Bild 21 c**. Wird die Schaltspannung U_S überschritten, schaltet die Diode durch und die Spannung an der Diode geht auf einen kleineren Durchlaßwert zurück.

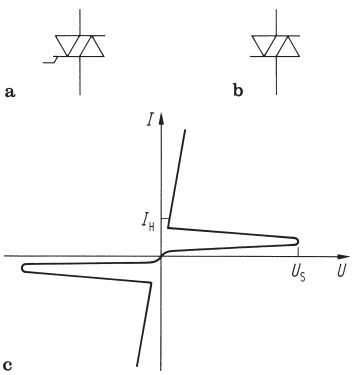


Bild 21. a Triac-Schaltsymbol; **b** Diac-Schaltsymbol; **c** Kennlinie eines 5-Schicht-Diacs

Bevorzugtes Anwendungsgebiet von Diacs ist die Ansteuerung von Thyristoren und Triacs.

2.4.4 Abschaltbare Thyristoren. Gate turn off thyristors

Beim Einsatz von konventionellen Thyristoren in Schaltkreisen, die aus einem Gleichstromzwischenkreis oder einer Gleichspannungsquelle, z. B. einer Batterie, gespeist werden, sind relativ aufwendige zusätzliche Schaltelemente erforderlich, um den gezündeten Thyristor wieder löschen zu können. Dieser anwendungstechnische Nachteil führte zur Entwicklung von Thyristoren, die man mittels eines Steuerstroms durch die Steuerelektrode löschen kann (Gate-Turn-Off-Thyristor, GTO). Die Herstellung solcher GTO wurde möglich, nachdem man gelernt hatte, die dafür erforderliche aufwendige Diffusionstechnologie zu beherrschen. Schaltzeichen und Kennlinie eines GTO: **Bild 22**.

Für den Vorwärtsbereich gelten alle Merkmale eines Thyristors. Der Rückwärtsbereich kann symmetrisch (rückwärtssperrend) oder asymmetrisch (rückwärtsleitend) ausgelegt werden. Im asymmetrischen Fall ergeben sich optimale Thyristorkennwerte. Die Abschaltung des GTO erfolgt mittels eines Rückwärts-Steuerstroms durch die Steuerelektrode, der in der Größenordnung des Durchlaßnennstroms liegt. Wegen des komplizierten Innenlebens des GTO muß der Steuerstromschaltkreis sorgfältig dimensioniert werden [14]. Ein Vergleich der Grenzdaten verschiedener Leistungshalbleiter findet sich in (**V 4.1.3**).

2.5 Operationsverstärker. Operational amplifiers

Operationsverstärker wurden ursprünglich zur Durchführung mathematischer Operationen in Analogrechnern eingesetzt, woher auch ihre Bezeichnung stammt. Heute sind sie die wichtigste Gruppe innerhalb der analogen integrierten Schaltkreise [1, 2]. Sie zeichnen sich dadurch aus, daß ihre Wirkungsweise einfach durch die äußere Beschaltung festgelegt werden kann (**W 3.2.3, W 3.2.4**). Dazu muß ein Operationsverstärker eine hohe Verstärkung, einen großen Eingangswiderstand und einen niedrigen Ausgangswiderstand aufweisen. Vom Prinzip her besteht ein Operationsverstärker aus mindestens 3 gleichspannungsgekoppelten Verstärkerstufen: Differenzverstärker, Spannungsverstärker und Stromverstärker, **Bild 23**.

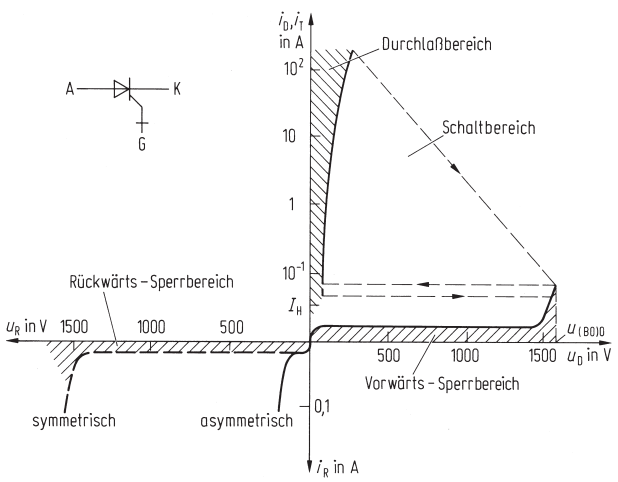


Bild 22. Schaltzeichen und schematische Kennlinie eines Abschaltthyristors [14, 15].

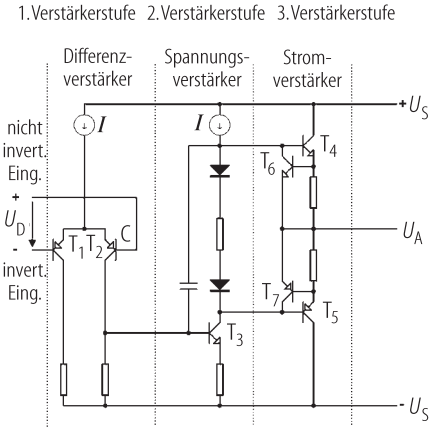


Bild 23. Prinzipschaltung eines Operationsverstärkers [1]

Das Ein- und Ausgangsruhepotential eines Operationsverstärkers ist idealerweise Null, **Bild 24**.

2.6 Optoelektronische Komponenten
Optoelectronic components

Diese formen *optische* Energie in *elektrische* Energie (*Empfänger*) bzw. *elektrische* Energie in *optische* Energie (Sender) um [1]. Sie spielen eine besondere Rolle in der Nachrichtentechnik (Lichtwellenleiter-Übertragungen), der Automatisierungstechnik (Lichtschranken, Positions-Messungen u. ä.), der galvanischen Trennung (Optokoppler) in elektrischen Signalübertragungssystemen und der optischen Anzeige (LED-Displays) zur Darstellung von Zeichen und Symbolen.

2.6.1 Optoelektronische Empfänger
Opto-electronic receivers

Alle optoelektronischen Empfänger haben eine bestimmte spektrale Empfindlichkeit (**Bild 25**), deren Maximum je nach Halbleitermaterial im sichtbaren oder unsichtbaren (infraroten) Bereich liegt.
Optoelektronische Empfänger werden in optoelektronischen Systemen auch als Sensoren, z. B. in Lichtschranken oder für die Messung einer Lageabweichung, angewendet.

Fotodioden
Pin-Fotodioden besitzen eine eigenleitende (i:intrinsic) hochohmige Halbleiterschicht, die zwischen hochdotierten p^+- und n^+-Zonen eingebettet ist, **Bild 26**. Eine in Sperrichtung anliegende Spannung $-U_{AK}$ fällt dadurch im wesentlichen über der i-Schicht ab und sorgt dort für eine rasche Trennung der Elektronen/Loch-Paare, die bei der Absorption von Strahlung entstehen. Vorteile durch Einführung der i-Schicht sind eine kleinere Sperrschichtkapazität (d. h. höhere Grenzfrequenz), ein niedrigerer Sperrstrom (Dunkelstrom) sowie eine höhere Empfindlichkeit im IR-Bereich.

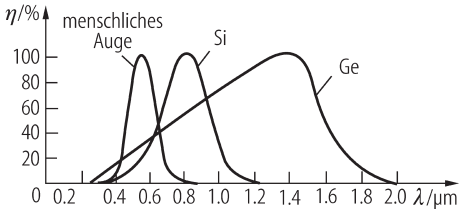


Bild 25. Relative spektrale Empfindlichkeit η des menschlichen Auges (Tagessehen) sowie von Silizium Si und Germanium Ge [5]

Die Strom-/Spannungskennlinie der pin-Fotodiode resultiert aus der Diodenkennlinie (**Bild 2**). Der Fotostrom I_{Foto} hat die Flussrichtung des Sperrsättigungsstroms I_S und verschiebt die Kennlinie nach unten, **Bild 27**. Es gilt

$$I_A = I_S \cdot \left(\exp \frac{e \cdot U_{AK}}{kT} - 1 \right) - I_{Foto}.$$

Im Kurzschlussbetrieb ($U_{AK} = 0$) nimmt der Diodenstrom I_A linear mit der Beleuchtungsstärke zu, die Diodenspannung U_{AK} im Leerlauf ($I_A = 0$) dagegen logarithmisch. Im 4. Quadranten arbeitet eine Fotodiode im Generatorbetrieb und wandelt Strahlungsenergie in elektrische Energie um (**V 1.5.3**).

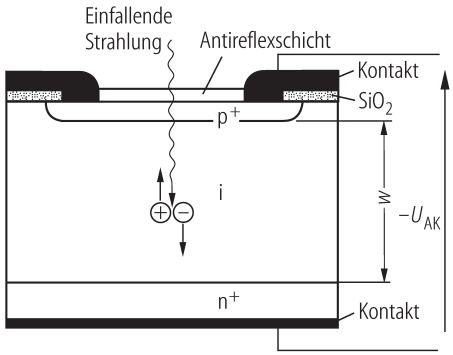


Bild 26. Aufbau einer pin-Fotodiode [1]

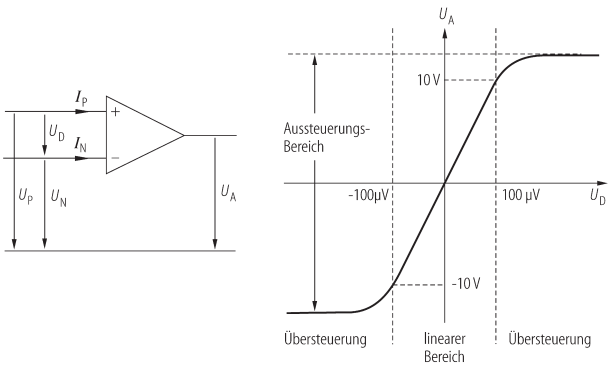


Bild 24. Schaltbild und Übertragungskennlinie eines Operationsverstärkers [2]

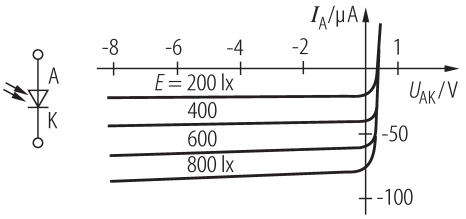


Bild 27. Schaltzeichen und Kennlinienfeld einer Fotodiode [5]

Fototransistoren

Die Arbeitsweise eines Fototransistors läßt sich anschaulich mit Hilfe der Kombination einer Fotodiode mit einem bipolaren Transistor darstellen, **Bild 28a**. Der Fotostrom der Diode bildet den Basisstrom des Transistors. Der Kollektorstrom ist dann der mit der Stromverstärkung multiplizierte Diodenstrom. Fototransistoren können in Hybridschaltung ausgeführt werden, **Bild 28b**. Die separate Fotodiode kann eingespart werden, indem man die in Sperrichtung betriebene Kollektor-Basis-Diode als Fotodiode ausbildet. **Bild 28c** zeigt das Kennlinienfeld eines Silizium-Fototransistors.

Typische Anwendungsgebiete für Fototransistoren sind Lichtschranken, Weg- bzw. Drehwinkelkodierer und Optokoppler.

Fotowiderstände

Diese sind optoelektronische Komponenten, deren Widerstand bei Beleuchtung abnimmt. Fotowiderstände sind sperrschichtfrei. Sie arbeiten stromrichtungsunabhängig und lassen sich somit nicht nur in Gleichstromkreisen, sondern auch in Wechselstromkreisen einsetzen.

Bei Beleuchtung des Fotowiderstands werden die Photonen absorbiert. Dadurch entstehen zusätzliche freie Ladungsträger, so daß sich die Leitfähigkeit erhöht, was einer Abnahme des Widerstands entspricht.

Als halbleitendes Material zur Herstellung von Fotowiderständen für den sichtbaren Spektralbereich verwendet man vorzugsweise Cadmiumsulfid (CdS). Für den IR-Bereich wird u. a. Bleisulfid (PbS) oder Indiumantimonid (InSb) verwendet.

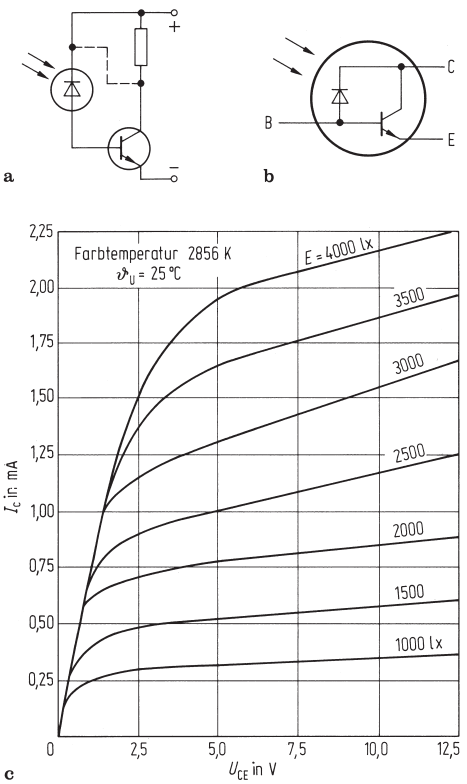


Bild 28a–c. Fototransistor. **a** Getrennte Darstellung von Fotodiode und Transistor; **b** Hybrid-Ausführung eines Fototransistors; **c** Kennlinienfeld eines Si-Fototransistors mit der Beleuchtungsstärke als Parameter [16]

Pyroelektrische Detektoren

Ferroelektrische Materialien, wie z. B. Triglycerinsulfat (TGS) oder Lithiumsulfat (Li_2SO_4) haben einen ausgeprägten pyroelektrischen Effekt, d. h. eine Temperaturerhöhung erzeugt eine elektrische Polarisation. Dieser Effekt kann dazu genutzt werden, die durch IR-Strahlung erzeugte Temperaturerhöhung in eine elektrische Ladungs- bzw. Spannungsänderung umzuformen. In einer Verstärkerschaltung mit sehr hohem Eingangswiderstand (ca. 10 GΩ) wird diese Spannungsänderung als Nutzsignal ausgewertet.

Kostengünstige Passiv-IR-Detektoren (z. B. in Bewegungsmeldern) bestehen häufig aus dem Material PVDF (Polyvinyldifluorid) [2].

2.6.2 Optoelektronische Sender. Opto-electronic emitters

Diese formen elektrische Energie in optische Energie um, deren Wellenlänge je nach Halbleitermaterial vom sichtbaren bis zum nahen infraroten Bereich reicht.

Lumineszenzdioden

Das Spektrum der Strahlung von Lumineszenzdioden ist relativ schmalbandig. Die Wellenlänge wird durch das verwendete Halbleitermaterial bestimmt.

LED (**L**ight **E**mitting **D**iode) sind Lumineszenzdioden für den sichtbaren Spektralbereich (Halbleitermaterial z. B. Galliumarsenidphosphid). Verfügbar sind LEDs mit Emissionswellenlängen von 380 bis 780 nm sowie Weißlicht-LEDs. Bevorzugtes Anwendungsgebiet der LEDs sind Indikatoranzeigen, Siebensegment-Zifferanzeigen oder alphanumerische Anzeigen sowie optische Sender in Plastik-Lichtwellenleiter-Übertragungssystemen.

Vorteile der LED sind ihre hohe mechanische Stabilität, eine lange Lebensdauer (typ. > 100 000 h), kleine Abmessungen (Plastikgehäuse) und leichte Modulierbarkeit der Emission bei kleinen Ansteuerströmen und Spannungen, **Bild 29**.

IRED (Infrared Emitting Diode) verwenden z. B. Galliumarsenid als Halbleitermaterial. Sie sind in Plastikgehäusen oder dichten Glas-Metallgehäusen montiert.

Laserdioden

Bei diesen erfolgt die interne Lichtverstärkung durch induzierte Emission. Das emittierte kohärente Licht ist nahezu monochromatisch. Durch Variation der Zusammensetzung des Halbleitermaterials kann die Wellenlänge des Laserlichts festgelegt werden. Die z. Z. erhältlichen Laserdioden emittieren blaues oder rotes Licht bzw. IR-Strahlung im Bereich von 780 nm bis neuerdings 10 µm (Quantenkaskadenlaser).

Laserdioden haben einen nicht zu vernachlässigenden Temperaturkoeffizienten der Wellenlänge (ca. 0,25 nm/K). Das erfordert gegebenenfalls besondere Kühlmaßnahmen (z. B. Peltier-Kühler). Laserdioden haben geringe Abmessungen, leichte Modulierbarkeit bis zu sehr hohen Frequenzen und sind sehr robust, was für viele Anwendungsfälle sehr vorteilhaft ist. Typische Anwendungsgebiete sind z. B. CD- und DVD-Brenner und Abspielgeräte sowie optische Sender für Lichtwellenleiter-Übertragungssysteme [17].

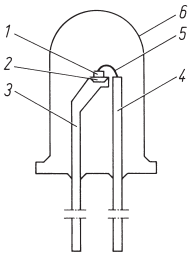


Bild 29. LED in Plastikgehäuse. *1* LED-Chip, *2* Reflektorwanne, *3* Kathode, *4* Anode, *5* Au-Draht, *6* Kunststoff

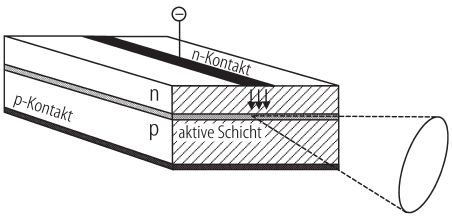


Bild 30. Schematischer Aufbau einer Laserdiode [17]

Bild 30 zeigt den schematischen Aufbau einer (GaAl)As-Laserdiode. Die Licht emittierende aktive Zone ist sehr dünn (ca. 0,2 µm). Dadurch wird die Strahlaustrittsfläche so klein, daß Beugung auftritt. Das emittierte Licht ist deshalb stark divergent. Die flächige Kontaktierung sorgt für eine gute Wärmeableitung.

2.6.3 Optokoppler. Optocouplers

Diese sind optoelektronische Isolatoren, die im Zuge einer elektrischen Signalübertragung galvanische Trennung zwischen Eingangs- und Ausgangssignal herstellen. Dabei erfolgt die Signalübertragung in der Isolatorstrecke auf optischem Wege, **Bild 31**. Das elektrische Eingangssignal wird in einem Sender in ein optisches Signal umgeformt, auf optischem Wege weitergeleitet und von einem Empfänger in das elektrische

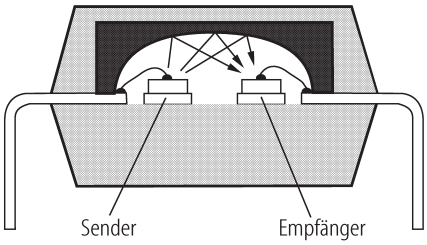


Bild 31. Aufbau eines Reflexionsoptokopplers [1]

Ausgangssignal zurückgewandelt. Als Sender dient eine infrarot strahlende Lumineszenzdiode, der Empfänger ist ein Fototransistor.

Isolationseigenschaften Die galvanische Trennung ermöglicht unterschiedliches Spannungspotential zwischen Eingangs- und Ausgangssignal. Die maximal zulässige Potentialdifferenz hängt von den Isolationseigenschaften ab.

Isolationsprüfspannung ist die maximal zulässige Spannung, die zwischen Eingang und Ausgang kurzzeitig anliegen darf. Gängige Typen haben Werte bis ca. 5 kV. Sonderausführungen mit Lichtwellenleiter überbrücken bis zu einigen MV.

Isolationsnennspannung ist die maximal zulässige Spannung, die zwischen Eingang und Ausgang dauernd anliegen darf.

Isolationswiderstand ist der Gleichstromwiderstand zwischen Eingang und Ausgang (ca. 100 GΩ).

Isolationskapazität ist die Koppelkapazität zwischen Eingang und Ausgang (ca. 0,3 bis 2 pF). Schnelle Änderungen der Potentialdifferenz zwischen Eingang und Ausgang können wegen dieser kapazitiven Kopplung zu Störungen führen.

Die *Übertragungskennlinie* zwischen Eingangs- und Ausgangssignal ist nicht linear. Daher liegt das bevorzugte Anwendungsgebiet der Optokoppler in der galvanischen Trennung bei der Übertragung binärer Signale. Für die Übertragung von NF-Signalen ist eingangsseitig ein Arbeitspunkt einzustellen, der im linearen Bereich der Sendediode liegen muß.

3 Aufbau mechatronischer Systeme
Structure of mechatronic systems

H. Lehr, Berlin

3.1 Einführung. Introduction

Im ersten Abschnitt wurde deutlich, daß der Aufbau mechatronischer Systeme auf der engen Verbindung mechanischer, elektrischer und elektronischer Komponenten beruht, wobei die Systemeigenschaften, d. h. dynamisches Verhalten, Flexibilität und Lernfähigkeit, auch in hohem Maße durch die Software bestimmt werden. Bei der Systementwicklung muß fachübergreifendes Wissen verfügbar sein, das insbesondere folgende Bereiche abdeckt: Präzisions- und Elektromechanik, Aktorik, Sensorik, Elektronik, Informations- und Regelungstechnik, Systemtheorie. Mechatronik ist somit nicht nur als Fachdisziplin zu sehen, sondern auch als Anleitung und Denkweise zur rationellen Produktentwicklung.
Die kompetente Bearbeitung komplexer Aufgaben erfordert demgemäß ein Team von Spezialisten aus verschiedenen Disziplinen, das im Rahmen der Entwicklung von Systemen zunächst Funktionsblöcke und deren Zusammenwirken definiert und diese sukzessiv anhand konkreter technischer Komponenten realisiert. Mechatronische Systeme zeichnen sich daher i. allg. durch einen modularen und übersichtlichen Aufbau aus, wodurch die Integration verschiedener Technologien und Bauteile erleichtert wird. Hierdurch wird es möglich, die Funktionsaufteilung von mechanischen und elektronischen Komponenten sowie deren informationstechnische Verknüpfung so aufzuteilen und zu gestalten, daß der mechanische Aufbau einfacher und der fertigungstechnische Aufwand geringer wird. Gleichzeitig lassen sich durch das Zusammenwirken der verschiedenen Baugruppen Funktionen durch das Gesamtsystem realisieren, die bei Beibehaltung z. B. eines rein mechanischen Aufbaus nicht möglich sind. Dies wird im folgenden Abschnitt anhand einiger Beispiele demonstriert.

3.2 Beispiele mechatronischer Systeme
Examples of mechatronic systems

Hochpräziser Positioniertisch. Ein Scanning-Tunneling-Mikroskop (STM) [1] erlaubt auf einfache Weise, dreidimensionale Bilder elektrisch leitfähiger Oberflächen mit höchster

Auflösung aufzunehmen. Hierzu wird eine leitfähige spitze Probe (wenige Atomlagen) mit sehr geringem Abstand zur Oberfläche des Materials bewegt und mit einer Spannung beaufschlagt. Dabei fließt ein Tunnelstrom, der sich als Funktion des Abstands exponentiell verändert. Die z-Bewegung der Spitze erfolgt über einen Piezosteller, gesteuert durch den Tunnelstrom. Für die Lateralbewegung des Materials lassen sich u. a. Positioniertische einsetzen, die prinzipiell dem Aufbau in **Bild 1** entsprechen.

Ein Piezoaktor (PZT) steht mit einem an einer Blattfederführung (Invar) aufgehängten Tisch in kraftschlüssiger Verbindung. Durch Anlegen einer Spannung an das PZT-Element läßt sich der Tisch in x-Richtung auslenken, wobei in z-Richtung eine hohe Steifigkeit besteht. Die Tischbewegung wird durch einen Abstandssensor detektiert. Der hier genutzte preisgünstige kapazitive Abstandssensor besitzt eine nichtlineare Kennlinie ($C \propto 1/x$), die jedoch anhand einer Wertetabelle in einem µP leicht linearisierbar ist. Durch den Abstandssensor lassen sich gleichermaßen Hysterese und Nichtlinearität des Piezoaktors kontrollieren (closed loop system), so daß insgesamt eine Positioniergenauigkeit von 1 nm bei einem Hub von 100 µm erreichbar ist. Die hierbei erzielbare Präzision wird erst durch das Zusammenwirken der mechanischen und elektronischen Komponenten sowie durch Sensor und wegüberwachten Aktor möglich und ließe sich durch einen rein mechanischen oder elektromechanischen Aufbau nicht erreichen. Eine noch höhere Genauigkeit und Auflösung erhält man durch die Beschränkung auf kleinere Lateralhübe. Einsatzgebiete von Nanopositioniertischen: Zellbiologie, Nanoelektronik, Nanospeichertechnik u. v. a. m.

Sogenannte Atomic-Force-Mikroskope (AFM) ermöglichen inzwischen auch die Vermessung nichtleitender Oberflächen. Allgemein werden STM und AFM unter dem Begriff Scanning-Probe-Mikroskope (SPM) zusammengefaßt. Die Anwendungen in Biologie, Physik, Chemie usw. sind äußerst vielfältig. Ein Vergleich der lateralen Auflösung von Lichtmikroskop (0,5 µm), Rasterelektronenmikroskop (5 nm) und SPM (0,1 nm) zeigt die große Bedeutung der lateralen Positioniergenauigkeit der Proben.

Hochpräzisionsdrehvorrichtung. Bei der hochpräzisen Feindrehbearbeitung von Leichtmetallen mit Diamant- oder Hartmetallwerkzeugen treten infolge kleiner Schnittiefen geringe Schnittkräfte auf. Die Rundheit des Werkstücks wird daher wesentlich durch Abweichungen der Spindel von der idealen Rundlaufbewegung bestimmt. Definiert man Rundheit f_R durch die Differenz von maximalem (d_{max}) und minimalem (d_{min}) Durchmesser eines Werkstücks: $f_R = d_{max} - d_{min}$, so läßt sich typischerweise ein Wert von $f_R = 0,5\,\mu m$ bei Systemen mit Wälzlagern erreichen. Bei speziellen Anwendungen in der Luftfahrt und der optischen Kommunikationstechnik reicht dies jedoch nicht aus. Hier sind Werte von $f_R < 0,3\,\mu m$ gefordert. Dies läßt sich z. B. durch den Einsatz einer luftgelagerten Spindel erreichen [3]. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die Rundlauffehler der Spindel beim Drehprozeß zu detektieren und durch eine aktive Bewegung des Drehmeißels auszugleichen.

Bild 2 zeigt die prinzipielle Anordnung einer solchen Einrichtung [2]. Drei ortsfeste Abstandssensoren dienen zur Bestimmung der winkelabhängigen Lageabweichung (Winkelaufnehmer) in x- und y-Richtung und erlauben somit eine direkte Kontrolle der Rundheit des Werkstücks (oberes Bild). Ein µP errechnet die erforderliche Korrekturbewegung des an Blattfedern aufgehängten Werkzeugs beim Drehprozeß und sorgt für die Stellbewegung durch einen Piezoaktor (**Bild 2** unten). Hysterese und Nichtlinearität des Piezoaktors lassen sich durch die Kontrolle mit einem Wegaufnehmer korrigieren. In [2] wird berichtet, daß eine solche Anordnung nach kurzem Lernprozeß eine Rundheit des Werkstücks von $f_R = 30$ nm beim Drehen von Aluminiumzylindern mit einem Durchmesser von 42 mm ermöglicht. Im vorliegenden Fall lassen sich somit Rundlauffehler einer Spindel durch eine preisgünstige Anordnung aus Sensoren, Aktor, µP und geigneter Software ausgleichen. Die dabei erzielten Rundheitswerte sind besser als sie mit handelsüblichen Drehspindeln erreichbar sind [3].

ABS. Systeme zur automatischen Verhinderung des Blockierens von Bremsen sind schon geraume Zeit bei PKWs im Einsatz und tragen entscheidend zur Fahrstabilität und Lenkbarkeit der Fahrzeuge bei [4]. Bei einer Bremsung sorgt das ABS für eine optimale Ausnutzung der Bremsfähigkeit und verhindert auch bei nasser (Aquaplaning) sowie glatter Fahrbahn ein Blockieren der Räder. Die prinzipielle Funktionsweise eines solchen Systems läßt sich anhand **Bild 3** demonstrieren. Bei einem Bremsvorgang wirken Kräfte von der Fahrbahn auf

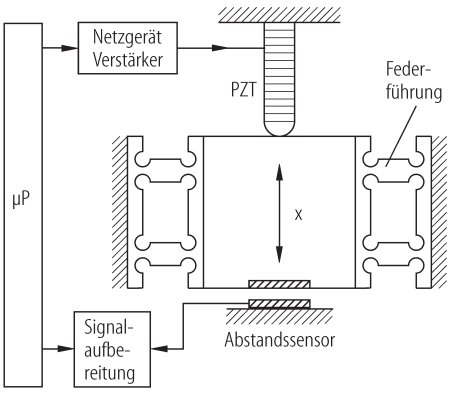


Bild 1. Hochpräziser Positioniertisch (schematisch)

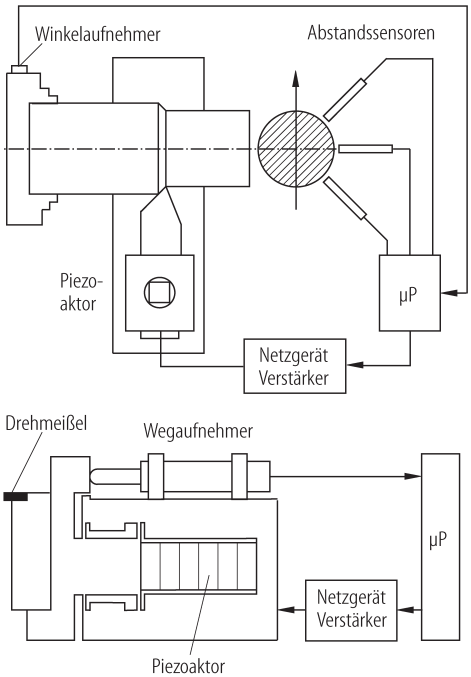


Bild 2. Hochpräzisionsdrehvorrichtung (schematisch)

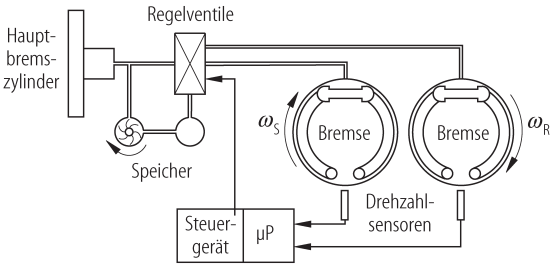


Bild 3. Prinzipieller Aufbau einer ABS-Anlage

die Räder, die sich elastisch verformen. Es tritt eine Differenz zwischen Radumfangs- und Fahrzeuggeschwindigkeit auf, definiert durch $\lambda = \Delta v / v\ 100\%$, wobei ein frei rollendes Rad die Winkelgeschwindigkeit ω_R aufweist und ein gebremstes Rad die Winkelgeschwindigkeit ω_S. Der Schlupf wird damit $\lambda = (\omega_R - \omega_S)/\omega_R\ 100\%$, so daß ein frei rollendes Rad einen Schlupf von $\lambda = 0\,\%$ und ein blockiertes Rad einen Schlupf von $\lambda = 100\,\%$ aufweist. Wird der Schlupf zu groß, ist keine stabile Bremsung möglich.

Durch Betätigung des Hauptbremszylinders wird Bremsdruck in den Radzylindern aufgebaut. Drehzahlsensoren ermitteln an den Reifen sowohl die aktuellen Drehzahlwerte als auch deren Änderung. Übersteigt die Verzögerung einen kritischen Wert, wird durch Steuerung von Regelventilen ein weiterer Druckaufbau im Radzylinder verhindert und bei Bedarf über einen Speicher Druck abgebaut. Die ABS-Anlage sorgt dabei nicht nur für einen optimalen Bremsvorgang und kurzen Bremsweg, sondern verhindert auch durch Einzelregelung der Druckwerte in den Radzylindern das Ausbrechen des Fahrzeugs, dokumentiert in **Bild 3** durch den Schlupf λ zwischen zwei Rädern eines Fahrzeugs.

Magnetlager. Magnetlager (ML) bieten eine Reihe einzigartiger Vorteile: es lassen sich bei rotatorischen Anwendungen sehr hohe Drehzahlen erreichen, da vernachlässigbare Reibmomente wirken. Weiterhin ist keine Schmierung erforderlich, so daß ML im Vakuum und in Reinräumen einsetzbar sind, schließlich sind sie über einen weiten Temperaturbereich (–250 °C bis 450 °C) nutzbar. ML werden vornehmlich in Motorspindeln für die Hochgeschwindigkeitszerspanung, in Turbomolekularpumpen sowie bei Zentrifugen eingesetzt [5]. Als Linear-Magnetführung werden sie für Werkzeugmaschinen und z. B. beim Transrapid angewandt.

Bei Motorspindeln erfolgt die Lagerung der Drehachse mit voneinander unabhängigen Axial- und Radiallagern, wobei z. T. große Lagerdurchmesser mit hoher Gesamtsteifigkeit zum Einsatz kommen. **Bild 4** zeigt schematisch den Aufbau eines aktiven Radiallagers mit außenliegendem Rotor aus ferromagnetischem Material. Die Polarität der innen liegenden geblechten Polpakete wechselt über dem Umfang. Zur Stabilisierung der x, y-Koordinaten erfolgt eine aktive Luftspaltregelung. Die z-Achse ist nicht eigenstabil, so daß noch ein Axiallager erforderlich ist. Die Lageabweichung des Rotors

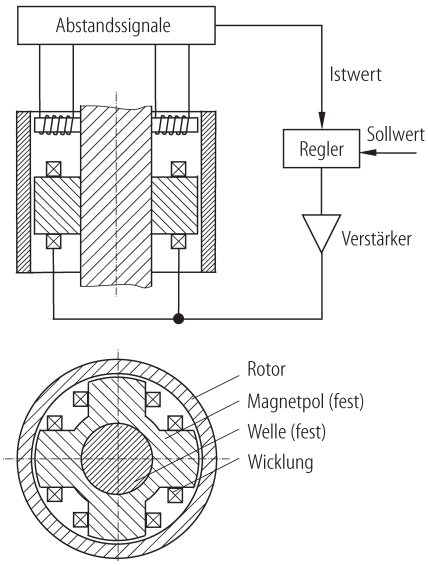


Bild 4. Aktive Luftspaltregelung bei einem Radiallager mit Außenläufer (schematisch)

wird über induktive Abstandssensoren detektiert und im vorliegenden Beispiel über eine Analogregelung zur Einstellung der Stromänderung in den Polspulen genutzt. Infolge der großen Geschwindigkeit moderner µPs sind inzwischen auch digitale Regelsysteme im Einsatz [5]. Über die Regelparameter läßt sich die Lagersteifigkeit einstellen und die Vibrationsneigung unterdrücken, die insbesondere bei passiven ML unangenehm in Erscheinung treten kann.

Da die herrschenden Kräfte stark nichtlinear vom Luftspalt abhängen und die Stellkräfte nichtorthogonal wirken, so daß Kopplungen der Achsen auftreten, ist eine Modellierung und Analyse der Systemeigenschaften besonders wichtig, um mit sorgfältig eingestellten Regelparametern die geforderte Lagegenauigkeit des Rotors von etwa 1 µm zu erreichen.

4 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu I 1 Mechatronik: Methodik und Komponenten

[1] *Karnopp, D.; Margolis D. L.; Rosenberg R. C.:* System Dynamics – A Unified Approach. New York: John Wiley & Sons 1990. – [2] *Janocha H.:* Aktoren, Grundlagen und Anwendungen. Berlin: Springer 1992. – [3] *Jendritza, D. J.:* Technischer Einsatz neuer Aktoren. Renningen-Malmsheim: expert verlag 1995. – [4] *Gevatter, H.-J.* (Hrsg.): Handbuch der Meß- und Automatisierungstechnik. Berlin: Springer 1999. – [5] *Tränkler, H.-R.; Obermeier, E.* Sensortechnik. Berlin: Springer 1998. – [6] *Ristic, Lj. (Ed.):* Sensor Techno-

logy and Devices. Boston, London: Artech House 1994. – [7] *Kallenbach, E.; Bögelsack, G.* (Hrsg.): Gerätetechnische Antriebe. München, Wien: Hanser 1991. – [8] *Frischgesell, T.:* Modellierung und Regelung eines elastischen Fahrwegs. VDI Fortschr.-Ber. Reihe 11, Nr. 248, Düsseldorf: VDI 1997. – [9] *Scholze, R.:* Einführung in die Mikrocomputertechnik. Stuttgart: Teubner 1990. – [10] *Früh, K. F.* (Hrsg.): Handbuch der Prozeßautomatisierung. München, Wien: Oldenbourg 1997. – [11] *Olsson, G.; Piani, G.:* Steuern, Regeln, Automatisieren. München, Wien: Hanser, London: Prentice-Hall Int. 1993 – [12] *Unbehauen, H.:* Regelungstechnik, Bände I bis III. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg 1997. – [13] *Isermann, R.:* Identifikation dynamischer Systeme, Bände I und II. Berlin: Springer 1992. – [14] *Lawrenz, W.:* CAN Controller Area Network. Heidelberg: Hüthig 1994.

zu I2 Elektronische Konstruktionskomponenten

[1] *Hering, E; Bressler, K; Gutekunst, J.:* Elektronik für Ingenieure. Berlin: Springer 2001. – [2] *Reisch, M.:* Elektronische Bauelemente. Funktion, Grundschaltungen, Modellierung mit SPICE. Berlin: Springer 1997. – [3] *Müller, R.:* Grundlagen der Halbleiter-Elektronik. Berlin: Springer 1995. – [4] *Müller, R.:* Bauelemente der Halbleiter-Elektronik. Berlin: Springer 1991. – [5] *Tietze, U.; Schenk, C.; Gamm, E.:* Halbleiter – Schaltungstechnik. Berlin: Springer 2002. – [6] *Lappe, R.* (Hrsg.): Handbuch Leistungselektronik: Grundlagen, Stromversorgung, Antriebe. Berlin: Verl. Technik, 1994. – [7] *Technische Informationen:* Abschaltbare Leistungshalbleiter. Lampertheim: ABB Asea Brown Boveri AG 1988. – [8] *Paul, R.* (Hrsg.): Handbuch der Informationstechnik und Elektronik, Bd.6. Heidelberg: Hüthig 1989. – [9] *Philips GmbH* (Hrsg.): Thyristoren, Triacs, Triggerelemente. Heidelberg: Hüthig 1985. – [10] *DIN 4000-19,* Ausgabe: 1988-12. – [11] *DIN IEC 47(CO)982,* Ausgabe: 1986-02. – [12] *DIN IEC 47 E/38/CDV-11,* Ausgabe: 1996-06. – [13] *Technische Mitteilung (L018):* Rückwärtsleitende Thyristormodule, Eigenschaften und Anwendungen. Lampertheim: BBC AG 1983. – [14] *Technische Mitteilung (Nr.14):* Abschaltthyristoren richtig angesteuert. Warstein-Belecke: AEG AG 1985. – [15] Technische Daten Abschaltthyristoren. Warstein-Belecke: AEG AG 1985. – [16] *Philips GmbH* (Hrsg.): Optoelektronische Bauelemente. Hamburg: Boysen u. Maasch 1976. – [17] *Voges, E.:* Optische Kommunikationstechnik: Handbuch für Wissenschaft und Industrie. Berlin: Springer 2002.

zu I3 Aufbau mechatronischer Systeme

[1] *Binnig, G.; Rohrer, H.; Gerber, C.; Weibel, E.:* Phys. Rev. Lett. 49 (1982) 57. – [2] *Li, C. J.; Li, S. Y.:* To Improve Workpiece Roundness in Precision Diamond Turning by in situ Measurement and Repetitive Control. Mechatronics Vol. 6, No. 5 (1996) pp. 523–535. – [3] *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen – Fertigungssysteme 2. Berlin: Springer 1997. – [4] *Seiffert, U.:* Kraftfahrzeugtechnik. In: Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Aufl. Berlin: Springer 1997. – [5] *Youcef-Toumi, K.:* Modeling, Design and Control Integration. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics Vol. 1, No. 1 (1996) pp. 29–38.

K | Komponenten des thermischen Apparatebaus
Components of thermal apparatus

H. Gelbe, Berlin, und **L. Mörl**, Magdeburg
Wir danken J. Dalichan für seine Mitarbeit

Allgemeine Literatur zu K 1 bis K 4

Bücher: *Buchter, H.H.:* Apparate und Armaturen der Chemischen Hochdrucktechnik, Berlin: Springer 1967. – *Grassmann, P.:* Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik, 3. Aufl. Frankfurt: Salle 1983. – *Graßmuck, J.; Houben, K.-W.; Zollinger, R.M.:* DIN-Normen in der Verfahrenstechnik, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1994. – *Gregorig, R.:* Wärmeaustausch und Wärmeaustauscher, 2. Aufl. Aarau: Sauerländer 1973. – *Hausen, H.:* Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, 2. Aufl. Berlin: Springer 1976. – *Klapp, E.:* Apparate- und Anlagentechnik. Berlin: Springer 1980. – *Perry, H.R.; Chilton, C.H.:* Chemical Engineers' Handbook, 7. Aufl. New York: McGraw-Hill 1997. – *Plank, R.* (Hrsg.): Handbuch der Kältetechnik, Bd. 3. Berlin: Springer 1959. – *Schröder, K.* (Hrsg.): Große Dampfkraftwerke, Bd. 1. Berlin: Springer 1959. – *Tochtermann, W.; Bodenstein, F.:* Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Teil 1, 9. Aufl. Berlin: Springer 1979. – *VDI-Wärmeatlas:* Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 9. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.

1 Grundlagen. Fundamentals

1.1 Unterscheidungsmerkmale von wärmeübertragenden Apparaten
Heat exchanger characteristics

Wärmeübertrager sind Apparate, die Wärme in Richtung eines Temperaturgefälles zwischen zwei oder mehr fluiden Stoffströmen übertragen. Sie dienen der gezielten Zustandsänderung dieser Fluide (Kühlen, Erwärmen, Ändern des Aggregatzustands und/oder sonstiger physikalischer Eigenschaften) und helfen Prozesse wirtschaftlich werden zu lassen (Abwärmenutzung). Unterscheidungsmerkmale sind:

Betriebsweise. Es werden kontinuierlich durchströmte (Rekuperatoren) und diskontinuierlich durchströmte (Regeneratoren) Wärmeübertrager unterschieden.

Wärmeübertragung. Sie kann direkt („ohne Wand", auch Kontaktwärmeübertragung) oder indirekt (Transport durch Trennwände infolge Wärmeleitung) erfolgen. Beispiele für direkte Wärmeübertragung sind Einspritzkondensatoren, Trennstufen für die thermische Trennung von Stoffgemischen, Anlagen zur Sonnendestillation u. a. Durch Flammen oder Rauchgase indirekt aufgewärmt werden Kessel, Rohrsysteme oder Pfannen, gelegentlich unter Verwendung eines Wärmezwischenträgers (organische Wärmeträger, Salz- oder Metallschmelzen).

Aggregatzustand der Fluide. Man unterscheidet Apparate mit Strömen ohne Phasenänderung (Vorwärmer, Luftkühler, rauchgasbeheizter Überhitzer u. a.) und solche mit Phasenänderung (Kondensatoren, Eindampf-Apparaturen, Verdampfungskühler u. a.). Die Berechnung wird erschwert, wenn auf beiden Seiten mit Phasenänderungen (Verdampfer/Kondensator) gerechnet werden muß.

Temperatur und Druck. Je nach der Verwendung unterscheidet man Wärmeaustauscher für tiefe (bis -100 °C), normale (50 bis 500 °C) und hohe (bis 1400 °C, Abhitzekessel in der Petrochemie) Temperaturen, sowie Vakuum-, Niederdruck- (wenige bar), Hochdruck- (100 bis 500 bar) und Höchstdruck- (einige 10^3 bar) Wärmeübertrager.

Bauart. Die Rohrbündelapparate (Glattrohre, Haarnadelrohre, Doppel-(Field-)rohre und Rohrregister) gehören zu den am weitesten verbreiteten. Diese werden weiter unterschieden nach Befestigung (Rohrplatten, Sammler) und Führung des Bündels (Spiralrohr-, Wickelbündel). Daneben finden Platten- und Spiral-, Doppelmantel- und Lamellen-Wärmeübertrager Verwendung.

Größe. Kompakt-Wärmeübertrager mit Wärmeübertragungsflächen größer als 700 m^2 pro m^3 Bauvolumen (Raumfahrt, Flugzeuge).

1.2 Wärme- und strömungstechnische Auslegung
Thermodynamic and fluid dynamic design

Das Ziel besteht im Erreichen hoher Wärmeübertragungsleistungen $\dot{Q}/A$ bei optimalem bzw. max. zulässigem Druckverlust (s. **K 1.2.3**), wobei die Summe der Kosten für den Apparat, für den erforderlichen umbauten Raum und für die Energiekosten, einschließlich Erzeugung und Transport (Pumpen, Rohrleitungen) zu minimieren sind.

1.2.1 Wärmetechnische Auslegung von Rekuperatoren
Thermodynamic design of recuperators

Die wärmetechnische Auslegung erfolgt nach der Übertragungsgleichung (s. **D 10.2**) $\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_M$, wobei sich $\dot{Q}$ aus den Bilanzgleichungen $\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1}(t_1 - t_2) = \dot{m}_2 c_{p2}(t'_1 - t'_2)$ (**Bild 1**) errechnet.

Wärmedurchgangskoeffizient. Wegen $1/k = 1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2$ (s. **D 10.2**) ist k stets kleiner als der kleinste Wert von α. Daher muß dieser kleinste Wert verbessert werden durch Beeinflussung der Strömung (Querstrom, Turbulenzerzeugung), durch Erhöhung der Geschwindigkeit (Zahl der Rohr- oder Mantelwege oder Umlenkbleche erhöhen, Druckverlust

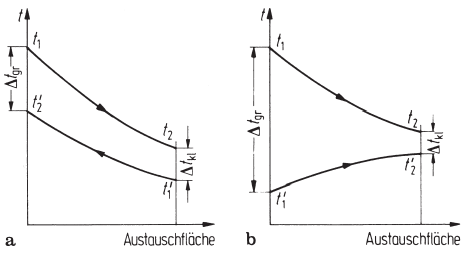


Bild 1 a, b. Temperaturverlauf in beiden Medien. **a** Gegenstrom; **b** Gleichstrom

Tabelle 1. Überschlägige k-Werte in W/(m^2 K) für Rohrbündel-Wärmeübertrager (VDI-Wärmeatlas)

Gas (≈ 1 bar) gegen Gas (≈ 1 bar)	5 … 35
Gas, Hochdruck (200 … 300 bar) um die Rohre, Gas, Hochdruck (200 … 300 bar) in den Rohren	150 … 500
Flüssigkeit gegen Gas (≈ 1 bar)	15 … 70
Flüssigkeit gegen Flüssigkeit	150 … 1200
Heizdampf um die Rohre, Flüssigkeit in den Rohren	300 … 1200
Verdampfer: Heizdampf um die Rohre	
a) mit natürlichem Umlauf, je nach Zähigkeit	300 … 1700
b) mit Zwangsumlauf	900 … 3000
Kondensatoren:	
Kühlwasser durch die Rohre, organische Dämpfe und NH_3 um die Rohre	300 … 1200
Dampfturbinenkondensator (reiner H_2O-Dampf, Messingrohre)	1500 … 4000

steigt!) oder durch Einbau zusätzlicher Rippen oder Lamellen (vor allem bei Gasen mit kleinen α-Werten). Die Ermittlung von Wärmeübergangskoeffizienten α erfolgt in Abhängigkeit vom Phasenzustand und der Strömungsform des Fluids, sowie von der Geometrie der Oberfläche (Platte, Rohrinnen- bzw. -außenseite, glatt, gewellt, gerippt) und der Lage des Apparats (waagerecht, senkrecht) mit Hilfe von Potenzfunktionen dimensionsloser Kennzahlen (s. **D 10.4** und [1]). Leck- und By-pass-Strömungen sowie ungleichförmige Anströmungen bei Rohrbündeln lassen sich durch Korrekturfaktoren berücksichtigen [1]. **Tab. 1** zeigt überschlägige k-Werte. Die Verschlechterung des Wärmedurchgangs durch Schmutzschichten ist zu beachten.

Temperaturberechnung. Der Verlauf der Fluidtemperaturen und die mittlere integrale Temperaturdifferenz Δt_M werden von der Strömungsführung (Gleich-, Gegen-, Kreuzstrom, Quervermischung, gleich- und gegensinnige Kombinationen

Gegenstrom	Kreuzstrom	Gleichstrom	
$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_2 = t_1 - A\,(t_1 - t_1')$
$t_2' \leftarrow t_1'$	$t_1' \uparrow t_2'$	$t_1' \to t_2'$	$t_2' = t_1 - B\,(t_1 - t_1')$
$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 = t_2 + \frac{A}{A-B}\,(t_2' - t_2)$
$t_2' \leftarrow t_1'$	$t_1' \uparrow t_2'$	$t_1' \to t_2'$	$t_1' = t_2 - \frac{1-A}{A-B}\,(t_2' - t_2)$
$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 = t_1' + \frac{1}{1-A}\,(t_2 - t_1')$
$t_2' \leftarrow t_1'$	$t_1' \uparrow t_2'$	$t_1' \to t_2'$	$t_2' = t_1' + \frac{1-B}{1-A}\,(t_2 - t_1')$
$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_2 = t_1 - \frac{A}{B}\,(t_1 - t_2')$
$t_2' \leftarrow t_1'$	$t_1' \uparrow t_2'$	$t_1' \to t_2'$	$t_1' = t_1 - \frac{1}{B}\,(t_1 - t_2')$
$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 = t_1' + \frac{1}{1-B}\,(t_2' - t_1')$
$t_2' \leftarrow t_1'$	$t_1' \uparrow t_2'$	$t_1' \to t_2'$	$t_2 = t_1' + \frac{1-A}{1-B}\,(t_2' - t_1')$
$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1 \to t_2$	$t_1' = t_1 - \frac{1}{A}\,(t_1 - t_2)$
$t_2' \leftarrow t_1'$	$t_1' \uparrow t_2'$	$t_1' \to t_2'$	$t_2' = t_1 - \frac{B}{A}\,(t_1 - t_2)$

Bild 2. Temperaturverlauf bei Gegenstrom, Kreuzstrom, Gleichstrom nach Plank

in mehrgängigen und von gekoppelten Apparaten) sowie von der Intensität des Wärmeübergangs (Übertragungseinheiten $N = k \cdot A/\dot{m}c_p$) beeinflusst. Sind Δt_{gr} und Δt_{kl} die große und die kleine Temperaturdifferenz bei Gleich- und Gegenstrom (**Bild 1**), so gilt für ihren Mittelwert

$$\Delta t_M = \frac{\Delta t_{gr} - \Delta t_{kl}}{\ln(\Delta t_{gr}/\Delta t_{kl})}. \tag{1}$$

Für die Nachrechnung eines gegebenen Wärmeübertragers ($k \cdot A$ bekannt) lassen sich aus zwei Temperaturen die restlichen mittels **Bild 2** ermitteln (eingekreiste Temperaturen gesucht, nicht eingekreiste gegeben). Die Größen A und B folgen für Gleich- bzw. Gegenstrom (Index Gl bzw. Ge) aus

$$\left.\begin{aligned} A_{Gl} &= \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_1'} = \frac{w}{w+W}\left[1 - \exp\left[-\left(\frac{1}{w} + \frac{1}{W}\right)kA\right]\right], \\ B_{Gl} &= \frac{t_1 - t_2'}{t_1 - t_1'} = \frac{W}{w+W}\left[\frac{w}{W} + \exp\left[-\left(\frac{1}{w} + \frac{1}{W}\right)kA\right]\right], \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

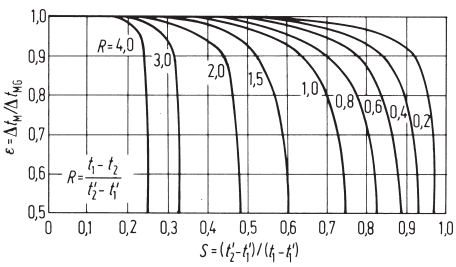
$$\left.\begin{aligned} A_{Ge} &= \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_1'} = \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{1}{w} - \frac{1}{W}\right)kA\right]}{1 - \frac{W}{w}\exp\left[\left(\frac{1}{w} - \frac{1}{W}\right)kA\right]}, \\ B_{Ge} &= \frac{t_1 - t_2'}{t_1 - t_1'} = \frac{1 - \frac{W}{w}}{1 - \frac{W}{w}\exp\left[\left(\frac{1}{w} - \frac{1}{W}\right)kA\right]}. \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Hierin bedeuten W bzw. w die Wasserwerte des Stoffstroms mit der höheren bzw. der tieferen Temperatur, wobei w bzw. $W = \dot{m}c_p$ mit dem Massenstrom $\dot{m}$ und der Wärmekapazität c_p bestimmt ist. Weiterhin stellen t_1, t_2 bzw. t_1', t_2' die Ein- und Austrittstemperaturen des wärmeren bzw. kälteren Mediums dar.

Bei vom Gleich- oder Gegenstrom abweichenden Strömungsführungen ergeben sich kleinere Werte für Δt_M

$$\Delta t_M = \varepsilon \Delta t_{M,G}. \tag{4}$$

Der Korrekturfaktor ε ist hierbei auf den mittleren Temperaturunterschied für Gegenstrom, $\Delta t_{M,G}$ bezogen, der für dieselben Anfangs- und Endtemperaturen berechnet wird. ε ist in **Bild 3** für den gegensinnigen Kreuzgegenstrom über der Be-



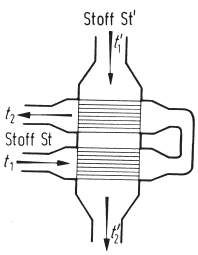


Bild 3. Mittlerer Temperaturunterschied für einen Sonderfall des Kreuzgegenstroms nach Plank

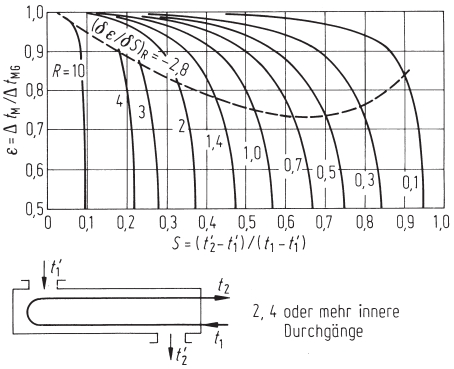


Bild 4. Korrekturfaktoren ε für einen 1,2-Wärmeübertrager und technisch annehmbarer Bereich nach [2]

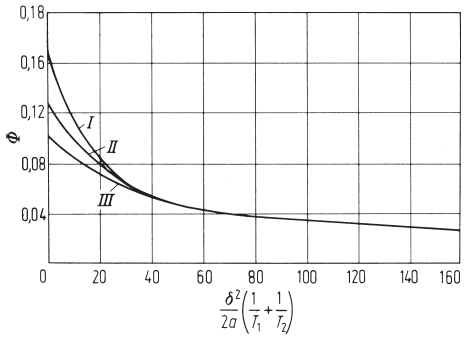


Bild 6. Hilfsfunktion Φ zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten (nach Hausen). *I* Platte, *II* Zylinder, *III* Kugel, δ Plattendicke oder Durchmesser, a Temperaturleitkoeffizient

triebscharakteristik $S=(t'_2-t'_1)/(t_1-t'_1)$ mit $R=w/W=(t_1-t_2)/(t'_2-t'_1)$ als Parameter aufgetragen. Hierbei ist der Stoff St nicht durchmischt und der Stoff St′ durchmischt. **Bild 4** zeigt ein analoges Diagramm für einen 1,2-Wärmeübertrager ($p=1$ Mantelweg, $r=2$ Rohrwege). Für $R=1$ sind Wirkungsgrade = Betriebscharakteristik S größer als 0,57 nicht möglich. Die gestrichelte Kurve verbindet Punkte konstanter Steigung und grenzt das Gebiet mit steilem Abfall der Kurven (hohe Empfindlichkeit gegen Störungen der Betriebsbedingungen) gegen den Bereich technisch annehmbarer Werte von ε ab [2], (s. **K 1.3**).

1.2.2 Wärmetechnische Auslegung von Regeneratoren
Thermodynamic design of regenerators

Die Wärmeübertragung erfolgt in zwei Perioden (Heiz- und Kühlperiode), Schaltungsweise nach **Bild 5**.

Bauweise mit ruhender oder bewegter Speichermasse (Bauart Ljungström) [1, 3]. Unterscheidungsmerkmale sind ferner Art und Aufbau der Speichermasse sowie die Schaltzeit. Die Temperatur der Speichermasse unterliegt periodischen Schwankungen. Der auf einer Isotherme „mitfahrende" Beobachter nimmt einen Rekuperator wahr. Die Berechnung der in einer *Voll*periode in *einem* Regenerator übertragenen Wärmemenge folgt nach [1, 3] der Beziehung

$$Q_{\mathrm{Per}} = k\,\Delta t_{\mathrm{M}}(T_1+T_2) \tag{5}$$

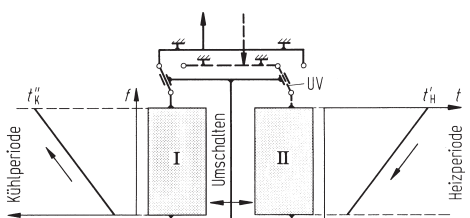


Bild 5. Schaltung von Regeneratoren (für Gas dargestellt). Indices: ′ Eintritt, ″ Austritt, H Heizperiode, K Kühlperiode, St 1 und St 2 Stoffstrom kalt und warm, UV Umschaltventil

mit $k/k_0=1$ für die Grundschwingung (Näherung) und $k/k_0<1$ unter Berücksichtigung der Oberschwingungen nach [1, 4] und mit

$$1/k_0=(T_1+T_2)\left[\frac{1}{\alpha_{1\mathrm{m}}T_1}+\frac{1}{\alpha_{2\mathrm{m}}T_2}+\left(\frac{1}{T_1}+\frac{1}{T_2}\right)\frac{\delta}{\lambda_{\mathrm{B}}}\Phi\right].$$

Hierbei sind mit Angabe der gebräuchlichen Einheiten in Klammern

k_0 (W/m² K)	Wärmedurchgangskoeffizient für die Grundschwingung;
A (m²)	gesamte wärmeübertragende Fläche eines Regenerators;
T_1, T_2 (s)	Dauer der Warm- bzw. Kaltperiode;
Δt_{M} (K)	die mit den Eintrittstemperaturen t'_{H}, t'_{K} bzw. den Austrittstemperaturen t''_{H}, t''_{K} gebildete, logarithmische Temperaturdifferenz;
$\alpha_{1,\mathrm{m}}, \alpha_{2,\mathrm{m}}$	auf die mittlere Temperatur der Speichermasse bezogene Wärmeübergangskoeffizienten;
δ (m)	Dicke eines Elements bei zylindrischer oder kugelförmiger Gestalt;
λ_{B} (W/mK)	Wärmeleitkoeffizient der Speichermasse;
Φ^*	Hilfsfunktion nach **Bild 6**;
a (m²/s)	Temperaturleitkoeffizient der Speichermasse.

1.2.3 Druckverlustberechnung. Pressure drop design

Die Größe eines Wärmeübertragers wird entscheidend vom Druckverlust bestimmt. Daher gehört die Druckverlustberechnung zu den ersten Auslegungsschritten, um die Geometrie des Rohrbündels (Durchmesser und Länge des Bündels und der Rohre, Strömungsquerschnitte) für die wärmetechnische Auslegung festzulegen. Zum Reibungsdruckabfall bei ausgebildeter Rohrströmung kommen Anteile ζ_{v} für die Ein- und Austrittsverluste, für Umlenkungen und Einbauten (s. **B 6.2**). Man erhält als Gesamtdruckabfall in den Rohren für einen Rohrweg

$$\Delta p_{\mathrm{ges}}=\frac{\varrho}{2}w^2\left(\lambda\frac{L}{d}+\sum\zeta_{\mathrm{v}}\right). \tag{6}$$

Werte für $\lambda(Re,\ d/k)$ s. **B 6 Bild 8**, Anhaltswerte für ζ_{v} s. **B 6.2.4**. Ist die Zahl der Rohrwege n_{R}, wird für konstanten

Volumenstrom und $w \sim n_R$ der Druckverlust im Vergleich zu einem Rohrweg

$$\Delta p_{\mathrm{ges},n_R} = n_R^3 \cdot \Delta p_{\mathrm{ges},1}. \tag{7}$$

Für die Berechnung des Druckabfalls beim Durchströmen mehrreihiger Rohrbündel im Querstrom (Außenraum von Wärmeübertragern mit Umlenkblechen) wird auf die Literatur verwiesen [1]. In den Gln. (6) und (7) bedeuten λ Rohrreibungszahl, ζ_v Widerstandsbeiwerte, w Fluidgeschwindigkeit, ϱ Fluiddichte, L und d Länge, bzw. Innendurchmesser des Strömungskanals. Der Einfluss des Reibungsdruckverlustes auf die Wärmeübergangszahl α eines glatten längsdurchströmten Rohrs bzw. Rohrbündels wird für Re-Zahlen >6000 näherungsweise von Grassmann [5] beschrieben:

$$\alpha = (K/d_h^{0,127})(\dot{V}\Delta p/A)^{0,291} \tag{8}$$

mit K Stoffkonstante, d_h hydraulischer Durchmesser des Strömungskanals, $\dot{V}$ Volumenstrom und A Wärmeübertragungsfläche. Aus der Übertragungsgleichung $\dot{Q} = kA\Delta t_M$ und Gl. (8) folgt mit $k^* = k/\alpha \cong \mathrm{const}$ (k^* hängt von den Widerständen beider Fluide und von Rauigkeiten ab)

$$A = \left(\frac{\dot{Q}}{k^* K \Delta t_M}\right)^{1,41} \frac{d_h^{0,179}}{(\dot{V}\Delta p)^{0,41}}. \tag{9}$$

Hieraus lässt sich die Fläche A bei vorgegebenem Druckverlust abschätzen.

1.3 Stromführung und Betriebscharakteristik wärmeübertragender Apparate

Heat exchanger flow arrangements and effectiveness

Werden die Korrekturfaktoren nach Gl. (4) zu klein (s. **Bild 4**), ist Hintereinanderschaltung von 1,2-, 1,4- bzw. 2,4-Wärmeübertragern zu erwägen; dadurch Steigerung des wirksamen Temperaturgefälles bis in die Nähe des Optimums möglich. Zur wirtschaftlichen Bewertung sind die Kosten dieser Lösung (kompakte Bauweise, bessere α-Werte, kleinere ε-Werte) mit den Kosten für reine Gegenströmer zu vergleichen. **Bild 7** zeigt einen solchen Vergleich: Die Temperaturänderung $S = 0{,}67$, die nur 1,1-Apparate im Gegenstrom zulässt, wird auf zwei 1,2-Apparate mit je $S_1 = S_2 = 0{,}5$ aufgeteilt: $\varepsilon = 0{,}81$ für $R = 1$. Apparate mit mehr als $p = 2$ Mantelwegen lassen sich kaum wirtschaftlich herstellen und betreiben.

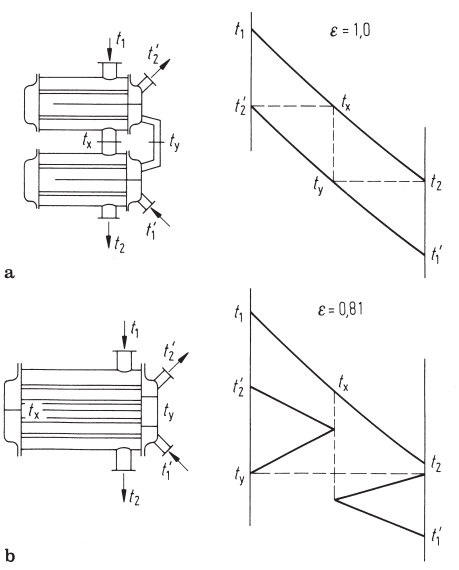


Bild 7a, b. Hintereinanderschaltung von **a** zwei Gegenstrom-(2,2-) bzw. **b** zwei 1,2-Apparaten zu einem 2,4-Wärmeübertrager

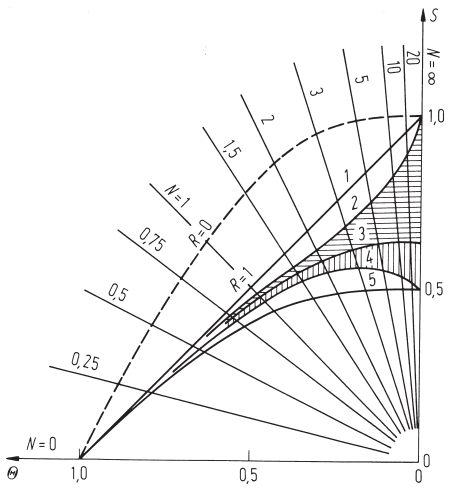


Bild 8. Einfluß der Stromführung auf die Übertragungsleistung für gleiche Kapazitätsströme $|R| = 1$ (durchgezogene Linie) und für $R = 0$ (gestrichelte Linie). *1* Gegenstrom, *2* idealer, *3* einseitig, *4* beidseitig quervermischter Kreuzstrom, *5* Gleichstrom [6]

Teilt man die Übertragungsgleichung und die Bilanzgleichungen (s. **K 1.2.1**) durch die größte Temperaturdifferenz $t_1 - t_1'$ und durch $\dot{m}_1 \cdot c_{p1}$ bzw. $\dot{m}_2 \cdot c_{p2}$, so erhält man sechs dimensionslose Kenngrößen: S_1, S_2, N_1, N_2, R und Θ. Für eine gegebene Stromführung legen zwei dieser Kennzahlen die anderen vier fest. Für die Betriebscharakteristik gilt

$$S_1 = N_1 \cdot \Theta = S_2 \cdot N_1/N_2 = S_2 \cdot R. \tag{10}$$

Hierin bedeuten (analog S_2, N_2)

$$S_1 = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_1'}; \quad N_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}}; \quad \Theta = \frac{\Delta t_M}{t_1 - t_1'}. \tag{11}$$

Den Einfluss der Stromführung auf die Betriebscharakteristik zeigt **Bild 8**. Eine ausführliche Beschreibung unterschiedlicher Strömungsführungen und Schaltungsvarianten auf die Übertragungsleistung und die Berechnung der Temperaturverläufe gibt Martin [6], Tabellen in [1].

1.4 Wirkungsgrade, Exergieverluste

Efficiencies, exergy losses

1.4.1 Wirkungsgrade. Efficiencies

Der Reversibilitätsgrad ist ein Maß für die thermodynamische Vollkommenheit eines Apparats bzw. eines Prozesses [5].

$$\eta_R = \dot{E}_\omega / \dot{E}_\alpha \tag{12}$$

ist das Verhältnis der vom Bilanzgebiet an die Umgebung abgegebenen Exergieströme $\dot{E}_\omega$ (Nutzleistung) zu den verbrauchten Exergieströmen $\dot{E}_\alpha$. Um den Einfluss des Wärmeübertragers auf den Prozess zu beurteilen, kann der verfahrenstechnische Gesamtgütegrad nach Glaser [7] dienen

$$\eta_G = \sum \dot{E}_\omega / \dot{E}_\alpha, \tag{13}$$

worin die Summe der verbrauchten Exergieströme aller Apparate mit verlustfreiem Wärmeübertrager zu bestimmen ist.

1.4.2 Exergieverluste. Exergy losses

Exergieverluste werden vor allem durch folgende Vorgänge hervorgerufen: endliche Temperaturdifferenzen, Wärmeleitung oder Rückvermischung, Druckverluste, Wärmeaustausch mit der Umgebung (Isolierverluste). Ausführliche Beispiele für Wärmeübertrager sind in [8] zu finden.

Verluste infolge endlicher Temperaturunterschiede. Fließt die Wärmemenge $\dot{Q}$ von der absoluten Temperatur T zur Temperatur T', so ist der bezogene Exergieverlust

$$\dot{E}_v/\dot{Q} = (T_u \cdot \Delta T)/[T(T-\Delta T)] \tag{14}$$

mit $\Delta T = T - T'$ und T_u Umgebungstemperatur. Für Wärmeübertrager kann näherungsweise mit mittleren logarithmischen Werten gerechnet werden (isobar, konstante c_p-Werte):

$$T = (T_1 - T_2)/\ln(T_1/T_2). \tag{15}$$

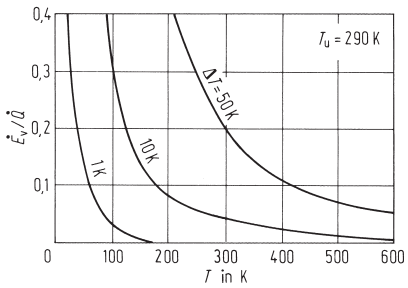


Bild 9. Exergieverluste durch endliche Temperaturunterschiede

Analog für T'. Indices 1 und 2 bezeichnen die Ein- bzw. Austrittstemperaturen. **Bild 9** zeigt Gl. (14): Mit abnehmender Temperatur (Tieftemperaturtechnik!) steigen die Verluste steil an, zur Begrenzung sind kleine Temperaturdifferenzen notwendig.

Wärmeleitung oder Rückvermischung. Verluste durch molekulare oder turbulente axiale Transportvorgänge sind wegen der meist hohen Strömungsgeschwindigkeiten klein. Thermische Rückvermischungen durch mehrgängige Bauweisen, s. **K 1.3**.

Verluste infolge Reibung. Der spezifische Exergieverlust beträgt

$$e_v = -T_u \int_1^2 (v/T)\,\mathrm{d}p. \tag{16}$$

Die Verluste steigen mit dem spezifischen Volumen v des Fluids und mit sinkender Temperatur. Näherungsweise kann man die Pumpenleistung zur Verlustbestimmung einsetzen [5]. Da u. U. ein Teil der dissipierten Energie als Wärme zurückgewonnen werden kann, ist eine genau Analyse notwendig [8].

Isolierverluste. Setzt man in Gl. (14) für $T' = T_u$ und für $\dot{Q} = (\lambda/\delta)A(T - T_u)$ (mit λ Wärmeleitfähigkeit und δ Dicke der Isolierung), so wird [5]:

$$\frac{\dot{E}_v}{(\lambda/\delta)\cdot A} = \frac{(T-T_u)^2}{T}. \tag{17}$$

Bei tiefen Temperaturen macht sich eine gute Isolierung rasch bezahlt!

K

2 Konstruktionselemente von Apparaten und Rohrleitungen
Components of apparatus and pipe lines

2.1 Berechnungsgrundlagen
Basis for design calculations

Höchstzulässiger Betriebsüberdruck *PS* eines Druckraumes bei normaler Betriebsbelastung ist an einer festgelegten Stelle zu definieren. Dies ist entweder der Anschlusspunkt von Sicherheits- und/oder Begrenzungseinrichtungen oder der höchste Punkt des Druckraumes.

Berechnungsdruck P, p_c muss die auftretende maximale statische und dynamische Druckhöhe einschließen und auf der größtmöglichen Druckdifferenz zwischen Behälterinnenseite und Behälteraußenseite basieren. Druckbehälter unter Außendruckbelastung sind für den maximalen Differenzdruck auszulegen [3, 19–21].

Eine Analyse der Ermüdung ist nicht erforderlich, wenn die Anzahl der Druckzyklen n über die volle Schwingbreite (d. h. von Null bis zum zulässigen Druck P oder P_{max}) unter 500 liegt oder bei kleinerer Druckschwingbreite ΔP_j eine größere Anzahl n_j zugelassen wird. Die äquivalente Anzahl der Druckzyklen n_{eq} entsprechend der Äquivalenzformel

$$n_{eq} = \sum n_j \left(\frac{\Delta P_j}{P_{max}}\right)^3 \tag{1a}$$

muss unter 500 liegen.

Berechnungstemperatur t darf nicht niedriger sein als die im Betrieb zu erwartende tatsächliche Wandtemperatur oder, wenn die Temperaturänderung über die Wanddicke bekannt ist, als die mittlere Wandtemperatur. Für die Festlegung der Berechnungstemperatur bei Rohrleitungen ist DIN EN 13480-3 zu beachten.

Berechnungsnennspannung. Der maximal zulässige Wert für die Berechnungsnennspannung an drucktragenden Teilen (außer Schrauben) wird nach **Tabelle 1** aus den Mindestwerten der 0,2 % Dehngrenze bzw. 1,0 % Dehngrenze $R_{p0,2/t}$ bzw. $R_{p0,1/t}$ oder der Mindestzugfestigkeit $R_{m/t}$ bei der entsprechenden Temperatur t ermittelt. Je nach Bedingung ist für die Berechnungsspannung f gleich die Berechnungsspannung im Betriebsfall f_d oder die Berechnungsspannung im Prüflastfall f_{test} zu setzen [2].

Zuschläge. Man unterscheidet: c Korrosions- bzw. Erosionszuschlag (entfällt, wenn Wände von beiden Seiten ausreichend geprüft werden können, Erosion ausgeschlossen werden kann und die verwendeten Werkstoffe ausreichend gegen Einflüsse des Beschickungsmittels geschützt sind) und δ_e Absolutwert der Minustoleranz, der den zugehörigen Werkstoffnormen entnommen werden kann.

Für die Nennwanddicke e_n gilt:

$$e_n \geq e + c + \delta_e \tag{1b}$$

2.2 Zylindrische Mäntel und Rohre unter innerem Überdruck
Cylinders and tubes under internal pressure

Die erforderliche Wanddicke e beträgt für die Zylinderschale eines Druckbehälters mit dem Außendurchmesser D_e unter

Tabelle 1. Berechnungsspannungen

	Auslegungsbedingungen [a, b]	Prüfbedingungen/außergewöhnliche Bedingungen [b]
Nichtaustenitische Stähle mit einer Mindestbruchdehnung $A < 30\ \%$ [a, b]	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,5}; \frac{R_{m/20}}{2,4}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p0,2/t_{test}}}{1,05}\right)$
Austenitische Stähle mit einer Mindestbruchdehnung $30\ \% < A \leq 35\ \%$ [c]	$f_d = \left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right)$	$f_{test} = \left(\frac{R_{p1,0/t_{test}}}{1,05}\right)$
Austenitische Stähle mit einer Mindestbruchdehnung $A > 35\ \%$ [c]	$f_d = \max\left[\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,5}\right); \min\left(\frac{R_{p1,0/t}}{1,2}; \frac{R_{m/t}}{3}\right)\right]$	$f_{test} = \max\left(\frac{R_{p1,0/t_{test}}}{1,05}; \frac{R_{m/t_{test}}}{2}\right)$
Stahlgussteile	$f_d = \min\left(\frac{R_{p0,2/t}}{1,9}; \frac{R_{m/20}}{3}\right)$	$f_{test} = \min\left(\frac{R_{p0,2/t_{test}}}{1,33}\right)$

[a] Für Prüfgruppe 4 (DIN EN 13445-3) ist der Wert der Berechnungsspannung mit 0,9 zu multiplizieren.
[b] Anstelle der 0,2-%-Dehngrenze R_{eH} kann die Streckgrenze $R_{p0,2}$ verwendet werden, wenn erstere der Werkstoffnorm nicht entnommen werden kann.
[c] Hinsichtlich der Definition der Bruchdehnung siehe DIN EN 13445-2.

Berücksichtigung eines Schweißnahtfaktors z bei einem Wandstärke-Durchmesserverhältnis von $e/D_e \leq 0,16$

$$e = \frac{p_c \cdot D_e}{2f \cdot z + p_c}. \tag{2a}$$

Der Verschwächungsbeiwert ist bei nahtlosen Mänteln $z = 1$, bei geschweißten Verbindungen in der Schale $z = 0,7 \ldots 0,85 \ldots 1$ abhängig von der Prüfgruppe. Die Prüfgruppen sind in DIN EN 13445-5 festgelegt.

Für gerade Rohre wird die erforderliche Wanddicke in Abhängigkeit vom Verhältnis Außen- zu Innendurchmesser wie folgt berechnet:

für $D_e/D_i \leq 1,7$ ist

$$e = \frac{p_c \cdot D_e}{2f_d \cdot z + p_c} \tag{2b}$$

für $D_e/D_i > 1,7$ ist

$$e = \frac{D_e}{2}\left(1 - \sqrt{\frac{f_d \cdot z - p_c}{f_d \cdot z + p_c}}\right). \tag{2c}$$

Die Rohrwanddicke wird außer dem Innendruck durch die Handhabungsmöglichkeit bei Transport und Montage, das Gewicht von Rohrleitung und Inhalt, klimatische Belastungen, dynamische Effekte des Fluids, Bewegung von Untergrund und Bauwerken, Schwingungen, Erdbeben, Durchbiegung zwischen Abstützungen, äußere Beschädigungsmöglichkeiten (mechanisch, Korrosion), Art der Rohrverbindungen, Verkehrslasten und behinderte Wärmedehnung beeinflusst.

Wenn die Gesamtzahl der Lastzyklen aus allen Quellen bei Rohrleitungen mehr als 1000 beträgt, ist eine detaillierte Ermüdungsanalyse nach DIN EN 13480-3 erforderlich.

Wärmespannungen $D_e/D_i < 1,7$. Längenänderung Δl durch Temperaturdifferenz $\vartheta - \vartheta_0$ zwischen Betriebs- und Montagetemperatur ist

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0(\vartheta - \vartheta_0). \tag{3a}$$

Bei verhinderter Längenänderung entsteht die Axialspannung

$$\sigma_\vartheta = E \cdot \alpha(\vartheta - \vartheta_0); \tag{3b}$$

l_0 Montagelänge, α Wärmeausdehnungskoeffizient (s. **D 3.1.2**), E Elastizitätsmodul. Bei Druckkräften Rohrknickung beachten.

Treten in der Wand durch Heizen oder Kühlen Temperaturdifferenzen auf, so entstehen an der Innen- bzw. Außenfaser (mit den Indizes i bzw. a) jeweils gleich große Tangential- und Axialspannungen, positiv bei der niedrigeren, negativ bei der höheren Temperatur:

$$\begin{aligned}\sigma_{\vartheta_i} &= \frac{\alpha}{2}\frac{E}{1-\nu}(\vartheta_a - \vartheta_i)\frac{3D_e + D_i}{2(D_e + D_i)},\\ \sigma_{\vartheta_e} &= -\frac{\alpha}{2}\frac{E}{1-\nu}(\vartheta_a - \vartheta_i)\frac{D_e + 3D_i}{2(D_e + D_i)}.\end{aligned} \tag{4}$$

Hieraus lassen sich näherungsweise die maximalen, stationären Spannungen innen und außen berechnen:

$$\begin{aligned}\sigma_{v,i} &= \frac{p(D_e + e_n)}{2{,}3 \cdot e_n} + \sigma_{\vartheta_i},\\ \sigma_{v,a} &= \frac{p(D_e - 3e_n)}{2{,}3 \cdot e_n} + \sigma_{\vartheta_a}.\end{aligned} \tag{5}$$

Hierin bedeuten e_n die ausgeführte Wanddicke, ν die Querkontraktionszahl und ϑ die Temperaturen. Diese Näherungsformeln sind in der Praxis ausreichend genau, solange nur die jeweils größte der beiden Vergleichsspannungen $\sigma_{v,i}$ bzw. $\sigma_{v,a}$ betrachtet wird, bzw. solange gilt:

$$\begin{aligned}\sigma_{\vartheta_i} &\geqq -\frac{p(D_e + e_n)}{4 \cdot e_n},\\ \sigma_{\vartheta_e} &\geqq -\frac{p(D_e - 3e_n)}{4 \cdot e_n}.\end{aligned} \tag{6}$$

Alle Gleichungen gelten für nicht eingespannte Zylinder ohne zusätzliche Axialspannungen aus äußeren oder Lagerkräften.

Überlagerte Spannungen aus Druck- und Temperaturdifferenzen führen gemäß Gl. (5) bei entgegengerichteten Gefällen ($p_i > p_a$, $\vartheta_i < \vartheta_a$) zu großen Spannungsspitzen an der Innenfaser (ungünstig!), dagegen bei gleichgerichteten Gefällen zu gleichmäßigeren Spannungsverteilungen (prüfen, ob u. U. $\sigma_{v,a} > \sigma_{v,i}$).

Die Wärmespannungen nach Gl. (4) nehmen mit zunehmender Wanddicke bei konstanter Temperaturdifferenz $\vartheta_a - \vartheta_i$ zu. Bei vorgegebener Wärmemenge $\dot{Q}$ und Länge des Rohrs l_0 muss, wegen des zunehmenden Wärmeleitwiderstands, auch die Temperaturdifferenz mit der Wanddicke größer werden:

$$\vartheta_a - \vartheta_i = \frac{\dot{Q}}{2\pi l_0 \lambda} \ln \frac{D_e}{D_i}. \tag{7}$$

Die Wärmespannungen steigen logarithmisch an, während die Druckspannungen abnehmen. Die summierten Vergleichsspannungen bilden ausgeprägte Minima, die sich bei zunehmenden Wärmespannungen zu kleineren Wanddicken verschieben.

2.3 Zylindrische Mäntel unter äußerem Überdruck

Cylinders under external pressure

Die Wanddicke von Bauteilen unter äußerem Überdruck muss mindestens gleich der Wanddicke vergleichbarer Bauteile unter gleich hohem innerem Überdruck sein. Sie muss mindestens dem nach folgenden Verfahren ermittelten Wert entsprechen.

a) Für die ausgeführte Wanddicke e_a ist ein Wert zu schätzen und der Druck p_y, bei dem die mittlere Umfangsspannung ei-

Tabelle 2. Werte für p_r/p_y für Zylinderschalen nach DIN EN 13445–3

p_m/p_y	p_r/p_y	p_m/p_y	p_r/p_y
0	0	3,75	0,87
0,25	0,1245	4,0	0,879
0,50	0,2505	4,25	0,8865
0,75	0,573	4,5	0,8955
1,0	0,4995	4,75	0,9045
1,25	0,6045	5,0	0,9135
1,5	0,6795	5,25	0,9165
1,75	0,72	5,5	0,9225
2,0	0,7545	5,75	0,9285
2,25	0,78	6,0	0,9345
2,5	0,8025	6,25	0,9405
2,75	0,822	6,5	0,9465
3,0	0,8355	6,75	0,9525
3,25	0,849	$\geq 7{,}0$	0,9585
3,5	0,861		

ner Zylinderschale in der Mitte zwischen den Versteifungen die Fließgrenze erreicht, ist mit dem mittleren Radius der Zylinderschale R wie folgt zu berechnen:

$$p_y = \frac{\sigma_e \cdot e_a}{R}. \tag{8}$$

b) Der theoretische elastische Beuldruck p_m bei Versagen einer perfekten Zylinderschale der Länge L wird in Abhängigkeit von dem Elastizitätsmodul E und der mittleren elastischen Dehnung in Umfangsrichtung bei Versagen ε berechnet:

$$p_m = \frac{E \cdot e_a \cdot \varepsilon}{R} \tag{9}$$

mit

$$\varepsilon = \frac{1}{n_{cyl}^2 - 1 + \frac{Z^2}{2}} \cdot \left\{ \frac{1}{\left(\frac{n_{cyl}^2}{Z^2}+1\right)^2} + \frac{e_a^2}{12R^2(1-\upsilon^2)}\left(n_{cyl}^2 - 1 + Z^2\right)^2 \right\}. \tag{10a}$$

Dabei sind

$$Z = \frac{\pi \cdot R}{L} \tag{10b}$$

υ die Querkontraktionszahl, L die ungestützte Schalenlänge und n_{cyl} die Anzahl der Beulwellen die beim Versagen des unversteiften Teils des Zylinders in Umfangsrichtung auftreten können (n_{cyl} ganzzahlig ≥ 2).

c) Das Verhältnis p_m/p_y ist zu berechnen, und das Verhältnis p_r/p_y aus **Tabelle 2** zu entnehmen.

d) Der Wert für den berechneten unteren Versagensdruck p_r ist aus p_r/p_y und p_y zu berechnen.
Der geforderte Auslegungsaußendruck P muss folgende Bedingung erfüllen:

$$P < p_r/S. \tag{10c}$$

Als Sicherheitsbeiwert S ist je nach Bedingung für die Auslegung 1,5 oder für die Prüfung 1,1 zu setzen.

2.4 Ebene Böden. Flat end closures

Ebene Platten finden stets Verwendung, wenn die Drücke oder Druckdifferenzen klein sind oder wenn die Notwendigkeit besteht, dass die Trennfläche eben ist. Das ist bei Rohrbündelapparaten oder bei Deckeln von Hochdruckgefäßen bzw. -verschlüssen der Fall. Wo die Forderung der Ebenheit entfällt, ist zu prüfen, ob die Trenn- oder Abschlussfunktion von gewölbten Bauteilen übernommen werden kann. Diese erlauben eine günstigere Werkstoffausnutzung.
Als ebene, nicht gelochte Abschlüsse von Großbehältern oder -apparaten finden sich auch Anwendungen bis 8000 mm. Die Dicke der Böden schwankt zwischen wenigen Millimetern als Untergrenze (Membranboden) und rund 650 mm als Obergrenze bei Dampferzeugern für Kernkraftwerke. Neben der am häufigsten herangezogenen Kreisplatte werden auch rechteckige oder elliptische Platten, Kreisringplatten oder ebene, am Rande gekrempte Böden eingesetzt.
Ebene Wandungen können grundsätzlich unversteift oder durch Profile oder Zuganker versteift ausgeführt werden. Die Plattendicke kann in Richtung des Radius veränderlich sein.

Wanddicke verschweißter runder ebener Böden ohne Ausschnitt. Sie berechnen sich in Abhängigkeit von der Bodenform zu

a) Ebene Böden mit Ansatz (gekremte ebene Böden), **Bild 1a**

$$e = C_1 \cdot D_{eq}\sqrt{\frac{p_c}{f}} \tag{11a}$$

mit den Beiwerten C_1, A_1 und B_1

$$C_1 = \max\left(0{,}40825A_1\frac{D_i + e_{eq}}{D_i};\ 0{,}299\left(1 + 1{,}7\frac{e_{eq}}{D_i}\right)\right), \tag{11b}$$

$$A_1 = B_1\left(1 - B_1\frac{e_{eq}}{2(D_i + e_{eq})}\right), \tag{11c}$$

$$B_1 = 1 - \frac{3f}{p_c}\left(\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}}\right)^2 + \frac{3}{16}\left(\frac{e_{eq}}{D_i + e_{eq}}\right)^4\frac{p_c}{f} - \frac{3}{4}\frac{(2D_i + e_{eq})e_{eq}^2}{(D_i + e_{eq})^3}. \tag{11d}$$

Dabei sind e_{eq} die äquivalente Wanddicke der Zylinderschale nahe am Boden, r der innere Übergangsradius eines Ansatzes und

$$D_{eq} = D_i - r. \tag{11e}$$

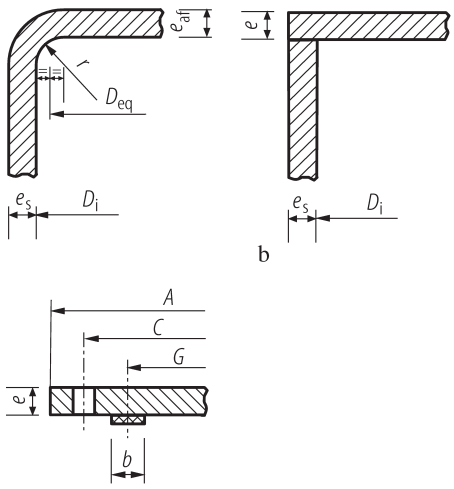


Bild 1 a–c. Ebene Böden. **a** Boden mit Ansatz; **b** kehlnahtverschweißter Boden; **c** verschraubter Boden

b) Kehlnahtverschweißte ebene Böden, **Bild 1b**
– bei normalen Betriebsbedingungen mit dem Beiwert C_2 nach **Bild 2**

$$e = \max\left\{\left(C_1 \cdot D_i\sqrt{\frac{p_c}{f}}\right); \left(C_2 \cdot D_i\sqrt{\frac{p_c}{f_{min}}}\right)\right\}. \quad (11\,f)$$

Als Berechnungsnennspannung f_{min} ist die geringere der beiden Berechnungsnennspannungen des Bodens f oder der Schale f_s zu setzen.

$$f_{min} = \min\{f; f_s\}, \quad (11\,g)$$

– bei Prüfbedingungen

$$e = C_1 \cdot D_i\sqrt{\frac{p_{test}}{f_{test}}}. \quad (11\,h)$$

Wanddicke verschraubter runder ebener Böden ohne Ausschnitt, Bild 1c

a) Böden mit innen liegender Dichtung
Die erforderliche Dicke des Bodens innerhalb der Dichtung e berechnet sich zu

$$e = \max\{e_A; e_P\}, \quad (11\,i)$$

$$e_A = \sqrt{\frac{3(C-G)}{\pi \cdot G}\left(\frac{W}{f_A}\right)}, \quad (11\,k)$$

$$e_P = \sqrt{\left[\frac{3(3+\upsilon)}{32}G^3 + 3\left(\frac{G}{4} + 2b \cdot m\right)(C-G)\right]\frac{p_c}{f}}. \quad (11\,l)$$

Hierin bedeuten C der Lochkreisdurchmesser, G der wirksame (mittlere) Dichtungsdurchmesser, m der Dichtungsbeiwert (nach Herstellerangaben oder DIN EN 13445-3, Anhang H), b die wirksame Dichtungsbreite, W die Schraubenkraft und υ die Querkontraktionszahl des Bodenwerkstoffs.
Die erforderliche Dicke des Flanschbereichs e berechnet sich zu

$$e = \max\{e_A; e_{P1}\}, \quad (11\,m)$$

$$e_{P1} = \sqrt{3\left(\frac{G}{4} + 2b \cdot m\right)(C-G)\frac{p_c}{f}}. \quad (11\,n)$$

b) Böden mit durchgehender Dichtung
Die erforderliche Dicke des Bodens e berechnet sich zu

$$e = 0{,}41C\sqrt{\frac{p_c}{f}}. \quad (11\,o)$$

Wanddicke ebener Böden mit Aussschnitten

Die Wanddicke ebener verschweißter Böden e berechnet sich mit den Berechnungsbeiwerten Y_1, Y_2 zu

$$e = \max\left\{(Y_1 \cdot e_0); \left(C_1 \cdot Y_2 \cdot D_i\sqrt{\frac{p_c}{f}}\right)\right\}, \quad (11\,p)$$

$$Y_1 = \min\left\{2; \sqrt[3]{\frac{j}{j-d}}\right\}, \quad (11\,q)$$

$$Y_2 = \sqrt{\frac{j}{j-d}} \quad (11\,r)$$

und die verschraubter ebener Böden zu

$$e = Y_2 \cdot e_0 \quad (11\,s)$$

mit e_0 als erforderliche Dicke des Bodens ohne Ausschnitt.
Der Größe j ist ein aus der Lage eines Ausschnitts ermittelter Faktor, der bei Böden mit einem Ausschnitt in Gl. (11 q) gleich dem doppelten des Abstandes h und in Gleichung (11 r) gleich D_i ist. Bei Böden mit zwei Ausschnitten ist j gleich dem Abstand der Mittelpunkten zweier benachbarter Ausschnitte. Der Abstand vom Mittelpunkt des Ausschnittes zum Außenrand des Bodens wird mit h bezeichnet.
Bei Böden mit mehreren Ausschnitten ist jeder Ausschnitt als Einzelausschnitt und darüber hinaus jede mögliche Ausschnittpaarkombination zu berechnen.

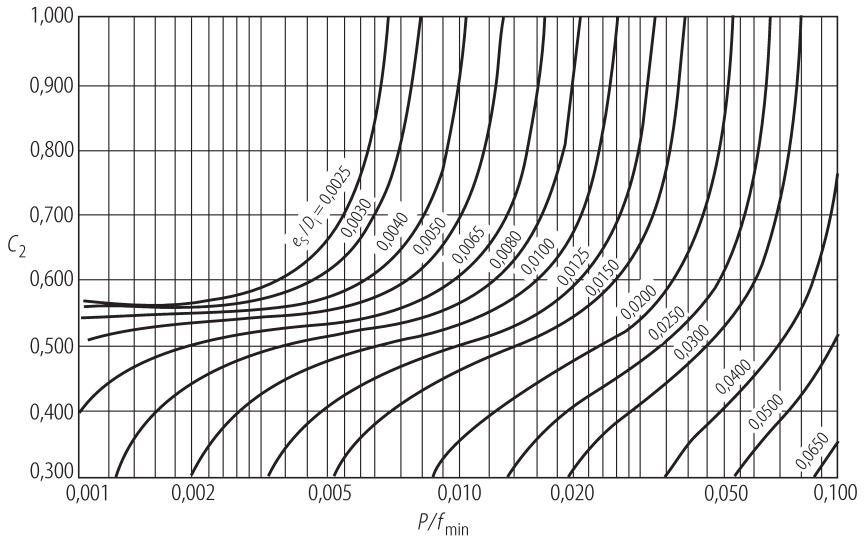


Bild 2. Beiwert C_2

2.5 Gewölbte Böden. Domed end closures

Die Formen gewölbter Böden liegen zwischen dem ebenen Boden und dem Halbkugelboden als Grenzfälle. In Deutschland überwiegen torisphärische Böden, die sich aus einer Kugelkalotte (Radius R) und einer Krempe (Radius r) zusammensetzen, **Bild 3**. Bekannte Bauformen sind Klöpperboden ($R = D_e$, $r = 0,1\,D_e$) und Korbbogenboden ($R = 0,8\,D_e$; $r = 0,154\,D_e$). Die Bordhöhen sollen bei Klöpperböden 3,5 e und bei Korbbogenböden 3,0 e nicht unterschreiten. Bei Böden, die aus einem Krempen- und einem Kalottenteil zusammengeschweißt werden, soll ein Mindestabstand x zwischen Verbindungsschweißnaht und Krempe eingehalten werden. Bei Klöpperböden ist $x = 3,5\,e$, bei Korbbogenböden $x = 3,0\,e$, mindestens jedoch 100 mm.

In angelsächsischen Ländern überwiegt die ellipsoidische Form, in der Regel mit einem Achsenverhältnis von 2:1. In allen Fällen gewährleisten gewölbte Böden eine bessere Werkstoffausnutzung als ebene Böden. Gegenüber Halbkugelböden bieten sie den Vorteil geringerer Bauhöhe und vielfach besserer Zugänglichkeit. Die Abmessungen bewegen sich zwischen 50 und 12 000 mm als Grenzfälle.

Die Verbindung von Böden mit anschließenden Bauteilen ist möglichst als Stumpfstoß auszuführen. Querschnittsübergänge sind konisch auszubilden.

Die Berechnungsregeln gelten für gewölbte Böden mit dem Kalottenradius $R \le D_e$, dem Krempenradius $r \le 0,2\,D_i$, $r \ge 0,06\,D_i$ bzw. $r \ge 2\,e$ und der erforderliche Wanddicke e des gewölbten Bodens $e \le 0,08\,D_e$ und $e \ge 0,001\,D_e$.

Erforderliche Wanddicke. Halbkugelböden sind nach Gl. (12a) zu berechnen. Die Wanddicke des zylindrischen Bords bis zur Tangente muss mindestens der Wanddicke der Zylinderschale nach Gl.(2a) entsprechen.

$$e = \frac{p_c \cdot D_e}{4f \cdot z + p_c}, \tag{12a}$$

mit D_e Außendurchmesser, p_c Berechnungsdruck, f Berechnungsnennspannung, z Schweißnahtfaktor.

Die erforderliche Wanddicke torisphärischer Böden e ist gleich dem größten der folgenden Werte e_s, e_y, e_b.

$$e_s = \frac{p_c \cdot R}{2f \cdot z - 0,5p_c}, \tag{12b}$$

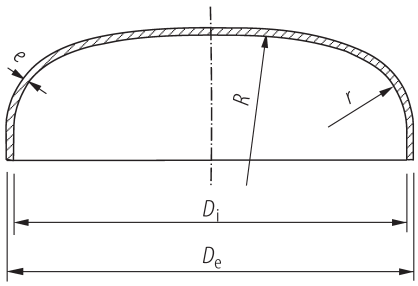


Bild 3. Torisphärischer Boden

$$e_y = \frac{\beta \cdot p_c \cdot (0,75R + 0,2D_i)}{f}, \tag{12c}$$

$$e_b = (0,75R + 0,2D_i)\left[\frac{p_c}{111 f_b}\left(\frac{D_i}{r}\right)^{0,825}\right]^{(1/1,5)} \tag{12d}$$

mit e_s erforderliche Wanddicke des Bodens zur Begrenzung der Membranspannung in der Mitte, e_y erforderliche Wanddicke der Krempe zur Verhinderung achssymmetrischen Fließens, e_b erforderliche Wanddicke der Krempe zur Verhinderung plastischen Beulens, f Berechnungsnennspannung, f_b Berechnungsnennspannung in der Beulgleichung, D_i Innendurchmesser des zylindrischen Bords.

Für alle Werkstoffe, ausgenommen kaltumgeformte nahtlose Böden aus austenitischem rostfreiem Stahl gilt:

$$f_b = f \tag{12e}$$

Für kaltumgeformte nahtlose Böden aus austenitischem rostfreiem Stahl gilt:

$$f_b = 1,6f \tag{12f}$$

Der Beiwert β wird nach **Bild 4** ermittelt.

Die erforderliche Wanddicke elliptischer Böden e gilt für Böden mit $1,7 < K < 2,2$ und $z = 1$. Sie wird äquivalent torisphärischer Böden berechnet, wobei gilt:

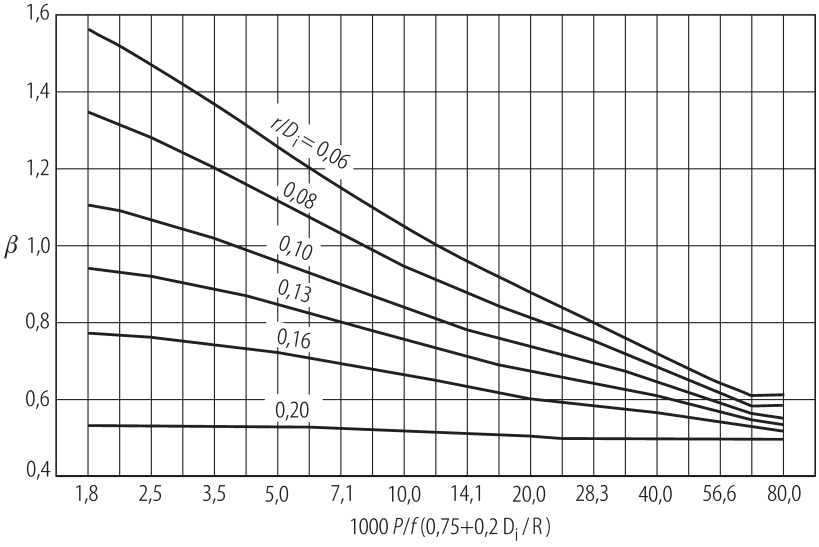


Bild 4. Berechnungsbeiwert β

$$r = D_i\left(\frac{0,5}{K} - 0,08\right) \tag{12g}$$

und

$$R = D_i(0,44K + 0,02) \tag{12h}$$

und

$$K = \frac{D_i}{2h_i} \tag{12i}$$

h_i ist die Innenhöhe des gewölbten Teils des Bodens.

2.6 Ausschnitte. Cutouts

Schalen unter innerem Überdruck mit Ausschnitten müssen im Ausschnittbereich angemessen verstärkt werden, um die Verschwächung der Querschnittsfläche auszugleichen. Die Verstärkung kann durch eines oder eine Kombination der nachfolgenden Verfahren erfolgen:

a) erhöhen der Wanddicke der Schale gegenüber der erforderlichen Mindestdicke der unverschwächten Schale,
b) aufschweißen scheibenförmiger Verstärkungen,
c) einschweißen ringförmiger Verstärkungen,
d) erhöhen der Stutzenwanddicke über den für die Membranspannung geforderten Wert.

Die Abmessungen der zu verstärkenden Querschnittsfläche eines Ausschnitts müssen zunächst geschätzt werden. Mit

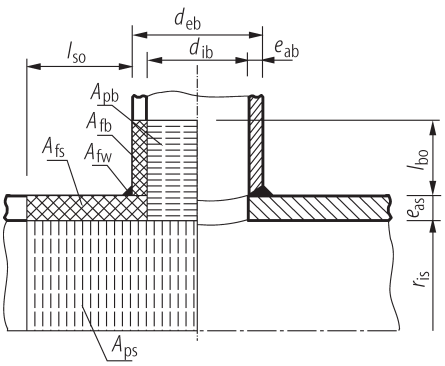


Bild 5. Zylinderschale mit Einzelausschnitt

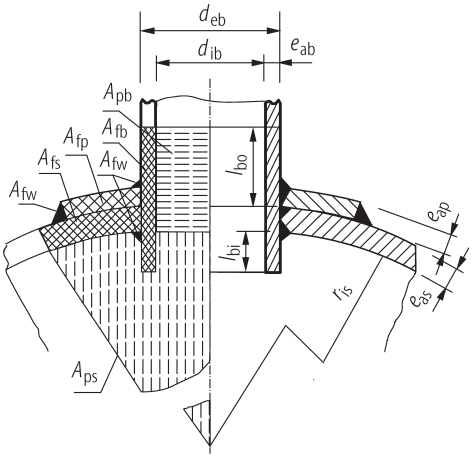


Bild 6. Kugelschale oder gewölbter Boden mit Einzelausschnitt

Gl. (13a) wird nachgewiesen, dass die Reaktionskraft des Werkstoffs, die sich als Produkt aus der mittleren Membranspannung und allen spannungsbeanspruchten Querschnittsflächen des Werkstoffs A_f ergibt, größer oder gleich der Summe des Produkts von Druck und druckbeanspruchten Querschnittsflächen A_p ist (**Bild 5**, **Bild 6**).

$$\begin{aligned}(A_{fs} + A_{fw})(f_s - 0,5p_c) + A_{fp}(f_{op} - 0,5p_c)\\ + A_{fb}(f_{ob} - 0,5p_c) \geq p_c(A_{ps} + A_{pb} + A_{p\varphi})\end{aligned} \tag{13a}$$

Dabei ist:

$$f_{ob} = \min(f_s; f_b), \tag{13b}$$

$$f_{op} = \min(f_s; f_p). \tag{13c}$$

Spannungsbeanspruchte Querschnitte

– Effektive Querschnittsfläche der Schale A_{fs} mit der berechneten Wanddicke $e_{a,s}$ und der angenommenen Wanddicke der Schale $e_{c,s}$, der zur Ausschnittverstärkung anrechenbaren maximalen Länge einer Schale l_{so} und der konstruktiven Länge der Schale vom Rand eines Ausschnitts bis zu einer Störstelle der Schale l_s.

$$A_{fs} = e_{c,s} \cdot l'_s, \tag{14a}$$

$$l'_s = \min\{l_{so}; l_s\} \tag{14b}$$

$$l_{so} = \sqrt{(2r_{is} + e_{c,s})e_{c,s}}\,. \tag{14c}$$

– effektive Querschnittsfläche der Verstärkungsscheibe A_{fp} mit der mittragenden Wanddicke einer Verstärkungsscheibe e_p und der Breite einer Scheibe l_p

$$A_{fp} = e_p \cdot l'_p, \tag{14d}$$

$$l'_p = \min\{l_{so}; l_p\}, \tag{14e}$$

$$e_p = \min\{e_{a,p}; e_{a,s}\}, \tag{14f}$$

$$e_{a,p} \leq 1,5e_{a,s}. \tag{14g}$$

– effektive Querschnittsfläche des Stutzens A_{fp} mit der mittragenden Wanddicke eines Stutzens zur Verstärkungsberechnung e_b, der aus der Schale herausragenden mittragenden Länge eines Stutzens zur Verstärkungsberechnung l'_b, der in die Schale hineinragenden mittragenden Länge eines Stutzens zur Verstärkungsberechnung l'_{bi} und der Einstecktiefe eines Stutzen in die Schalenwand bei nicht vollständig durchgestecktem Einschweißstutzen e'_s.

$$A_{fb} = e_b \cdot (l'_b + l'_{bi} + e'_s), \tag{14h}$$

$$l'_b = \min\{l_{bo}; l_b\}, \tag{14i}$$

$$l_{bo} = \sqrt{(d_{eb} - e_b)\,e_b}\,, \tag{14k}$$

$$l'_{bi} = \min\{0,5l_{bo}; l_{bi}\} \tag{14l}$$

mit l_b aus der Schale herausragende Länge eines Stutzens; siehe **Bilder 5** und **6**.

Druckbeanspruchte Querschnittsflächen A_p

– Drucktragende Fläche der Schale A_{ps}

$$A_{ps} = A_s + 0,5\,d \cdot e_{a,s} + 0,5\,d_i \cdot e_p. \tag{15a}$$

Für Zylinderschalen in Längsrichtung mit dem inneren Krümmungsradius der Schale im Ausschnittmittelpunkt r_{is} und

Tabelle 3. Krümmungsradius r_{is}

	Zylinder- oder Kugelschalen	Halbkugelförmige oder torisphärische Böden	Elliptische Böden	Kegelschalen
r_{is}	$\frac{D_c}{2} - e_{a,s}$	R	$\frac{0,44\,D_i}{2\,h_i} + 0,02\,D_i$	$\frac{D_c}{2\cos\alpha} - e_{a,s}$

r_{is} – innerer Krümmungsradius der Schale im Ausschnittmittelpunkt nach Tab. 3
$e_{a,s}$ – Berechnungswanddicke der Schale
D_i – Innendurchmesser des zylindrischen Bords
D_a – Außendurchmesser der Schale im Ausschnittmittelpunkt
h_i – Innenhöhe eines elliptischen Bodens ohne Bordhöhe

dem Durchmesser eines Ausschnitts d gilt für die Teilfläche A_s:

$$A_s = r_{is}(l'_s + 0,5d). \tag{15b}$$

Für Kegelschalen in Längsrichtung gilt:

$$A_s = 0,5(l'_s + a)\left(r_{is} + \left(r_{is} + \left(l'_s + a\right)\tan\alpha\right)\right). \tag{15c}$$

Hierin sind a der Abstand zwischen dem Ausschnittmittelpunkt und der Außenkante eines Stutzens, gemessen am mittleren Krümmungsradius der Schale und α der halbe Öffnungswinkel der Kegelschale.
Für gewölbte Böden oder Kugelschalen in jeder Schnittrichtung und für Zylinderschalen in Querrichtung mit dem mittleren Krümmungsradius der Schale im Ausschnittmittelpunkt r_{ms} gilt:

$$A_s = 0,5r_{is}^2 \frac{l'_s + r_{ms} \cdot \arcsin\left(\frac{d}{2r_{ms}}\right)}{0,5e_{a,s} + r_{is}} \tag{15d}$$

mit

$$r_{ms} = r_{is} + 0,5e_{a,s}. \tag{15e}$$

– Drucktragende Fläche A_{pb} eines Stutzens mit dem Innendurchmesser d_{ib}

$$A_{pb} = 0,5d_{ib}\left(l'_b + e_{a,s}\right). \tag{15f}$$

– Zusätzliche druckbeanspruchte Fläche A_{pj} aufgrund der Schrägstellung φ eines Stutzens

$$A_{p\varphi} = \frac{d_{ib}^2}{2}\tan\varphi. \tag{15g}$$

Eine gegenseitige Beeinflussung zweier Ausschnitte kann vernachlässigt werden, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

$$L_b \geq a_1 + a_2 + l_{so1} + l_{so2} \tag{15h}$$

mit L_b Mittelpunktabstand zwischen zwei Ausschnitten oder Stutzen, gemessen am mittleren Krümmungsradius der Schale, a_1 Abstand zwischen dem Ausschnittmittelpunkt und der Außenkante eines Stutzens, gemessen am mittleren Krümmungsradius der Schale für Stutzen 1, a_2 Abstand zwischen dem Ausschnittmittelpunkt und der Außenkante eines Stutzens, gemessen am mittleren Krümmungsradius der Schale für Stutzen 2, l_{so1} zur Ausschnittverstärkung anrechenbare maximale Länge einer Schale nach Gl. (14 c), l_{so2} zur Ausschnittverstärkung anrechenbare maximale Länge einer Schale nach Gl. (14 c).

2.7 Flanschverbindungen. Flange joints

2.7.1 Schrauben. Bolts

Dehnschrauben sollen bei Betriebstemperaturen über 300 °C oder Betriebsdrücken über 40 bar verwendet werden. Dabei werden als Dehnschrauben nur solche Schrauben bewertet, deren Schaftdurchmesser oder deren Maße DIN 2510 entsprechen. Schrauben mit durchgehendem Gewinde gelten hinsichtlich ihrer Bewertung als Starrschrauben. Schrauben unter M 10 sollten möglichst nicht verwendet werden. Es müssen mindestens vier Schrauben pro Flanschverbindung verwendet werden [17, 18].
Flansche, die einer DIN EN-Norm für Rohrleitungsflansche entsprechen, können ohne weitere Berechnung für Druckbehälter verwendet werden, wenn sie sämtliche nachstehende Bedingungen erfüllen.
– Unter normalen Betriebsbedingungen liegt der Berechnungsdruck unter dem in den Tabellen der einschlägigen DIN EN-Norm angegebenen Nenndruck für Flansch und Werkstoff bei Berechnungstemperatur.
– Unter Prüfbedingungen oder außergewöhnlichen Belastungen überschreitet der Berechnungsdruck nicht das 1,5fache des in den genannten Tabellen angegebenen Nenndrucks bei der entsprechenden Temperatur.
– Die Dichtung ist nach Tab. 4 für den Flansch der betreffenden PN-Reihe oder Klasse zugelassen.
– Die Schrauben gehören mindestens zu der Festigkeitskategorie (**Tab. 5**), die als Mindestforderung nach **Tab. 4** für den in der Flanschverbindung verwendeten Dichtungstyp festgelegt ist.
– Der Behälter ist überwiegend nichtzyklischen Belastungen ausgesetzt.
– Die Differenz zwischen mittlerer Temperatur von Schrauben und Flansch überschreitet unter keinen Bedingungen 50 °C.
– Die Wärmeausdehnungskoeffizienten von Schrauben- und Flanschwerkstoff bei 20 °C differieren um mehr als 10 % (z. B. Flansche aus austenitischem und Schrauben aus ferritischem Stahl), die Betriebstemperatur beträgt jedoch maximal 120 °C, oder die Wärmeausdehnungskoeffizienten von Schrauben- und Flanschwerkstoff bei 20 °C differieren um maximal 10 %.

Belastungsverhältnisse. Nach **Bild 7** greifen am Flansch mit innen liegender Dichtung folgende Kräfte an: Rohrlängskraft H_D, Kraft durch Innendruck auf den Kreisringquerschnitt an der Flanschdichtfläche H_T, Dichtungskraft H_G und Schraubenkraft W, die den vorstehenden Kräften das Gleichgewicht halten muss. Die infolge eines Biegemoments in anschließenden Rohrleitungen auftretenden Kräfte werden üblicherweise nicht berücksichtigt. Die Schraubenkräfte und Schraubenquerschnitte sind für den Einbauzustand vor Druckaufgabe und für den Betriebszustand zu ermitteln. Es kann erforderlich sein, die Berechnung auch für mehr als einen Betriebszustand durchzuführen.

$$W_A = \pi \cdot b \cdot G \cdot y \tag{16a}$$

mit W_A erforderliche Schraubenkraft für den Einbauzustand, b Wirkbreite der Dichtung, G Durchmesser der wirksamen Dichtungsfläche, y Setzdruck von Dichtung oder Verbindung nach Herstellerangaben oder DIN EN 13445–3, Anhang H.
Die erforderliche Schraubenkraft im Betriebszustand W_{op} setzt sich aus der Innendruckkraft H und der Kraft an der

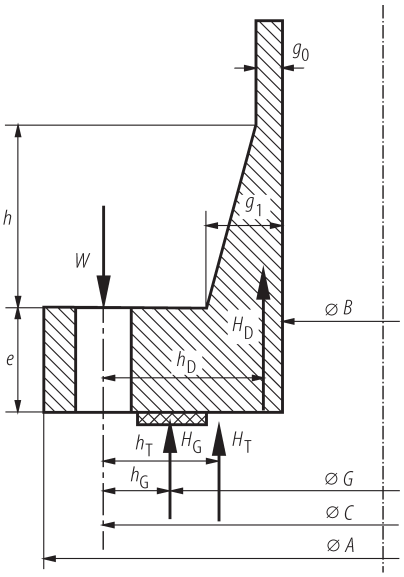


Bild 7. Kräfte am Vorschweißflansch

Dichtung zur Gewährleistung der Dichtheit der Verbindung H_G zusammen.

$$W_{op} = H + H_G. \tag{16b}$$

Die Wirkbreite der Dichtung oder Verbindung b wird in Abhängigkeit von der konstruktiv festgelegten Breite der Dichtung w, die durch Dichtungsbreite und Flanschdichtfläche begrenzt wird, angenommen. Für Flansche, außer Flansche mit Ringnut, ist die theoretische Sitzbreite der Dichtung b_o

$$b_o = \frac{w}{2} \tag{16c}$$

und für Flansche mit Ringnut

$$b_o = \frac{w}{8}. \tag{16d}$$

Für $b_o \leq 6,3$ mm gilt:

$$b = b_o \tag{16e}$$

mit G = mittlerer Durchmesser der Dichtungsauflagefläche.
Für $b_o > 6,3$ mm gilt:

$$b = 2,52\sqrt{b_o}. \tag{16f}$$

mit G = Außendurchmesser der Dichtungsauflagefläche minus $2b$.
Der Gesamtwert der Innendruckkraft H und die Kraft an der Dichtung zur Gewährleistung der Dichtheit der Verbindung H_G berechnen sich zu

$$H = \frac{\pi}{4} G^2 \cdot P, \tag{16g}$$

$$H_G = 2\pi \cdot G \cdot m \cdot P \tag{16h}$$

mit P Berechnungsdruck (äußerer Überdruck), m Dichtungsbeiwert nach Herstellerangaben oder DIN EN 13445–3, Anhang H.
Die erforderliche Gesamtquerschnittsfläche aller Schrauben $A_{B,\,min}$ wird wie folgt berechnet:

$$A_{B,\,min} = \max\left(\frac{W_A}{f_{B,A}}; \frac{W_{op}}{f_B}\right). \tag{16i}$$

Sowohl für die Montage als auch für den Betrieb gelten im Hinblick auf die Festlegung der Berechnungsnennspannungen bei Montagetemperatur $f_{B,\,A}$ bzw. bei Betriebstemperatur f_B
– für Kohlenstoffstähle und andere nichtaustenitische Stähle

Tabelle 4. Dichtungen für Standardflansche nach DIN EN 13445–3

PN-Reihen [a]	Klasse [a]	Dichtungstyp	Erforderliche Schraubenfestigkeitkategorie
2,5 bis 16	–	Weichstoff-Flachdichtung mit oder ohne Ummantelung	geringe Festigkeit
25	150	Weichstoff-Flachdichtung mit oder ohne Ummantelung	geringe Festigkeit
		Spiral-Metalldichtung mit Füllstoff Ummantelte Wellmetalldichtung mit Füllstoff Wellmetalldichtung mit oder ohne Füllstoff	mittlere Festigkeit
40	–	Weichstoff-Flachdichtung mit oder ohne Ummantelung	geringe Festigkeit
		Spiral-Metalldichtung mit Füllstoff Ummantelte Wellmetalldichtung mit Füllstoff Wellmetalldichtung mit oder ohne Füllstoff	mittlere Festigkeit
		Ummantelte Wellmetalldichtung mit Füllstoff Metall-Kammprofil- oder -Flachdichtung	hohe Festigkeit
63	300	Weichstoff-Flachdichtung mit oder ohne Ummantelung	geringe Festigkeit
		Spiral-Metalldichtung mit Füllstoff Ummantelte Wellmetalldichtung mit Füllstoff Wellmetalldichtung mit oder ohne Füllstoff	mittlere Festigkeit
		Ummantelte Wellmetalldichtung mit Füllstoff Metall-Kammprofil- oder -Flachdichtung Metall-Runddichtung	hohe Festigkeit
100	600	Weichstoff-Flachdichtung mit oder ohne Ummantelung Spiral-Metalldichtung mit Füllstoff Ummantelte Wellmetalldichtung mit Füllstoff Wellmetalldichtung mit oder ohne Füllstoff	mittlere Festigkeit
		Ummantelte Metallflachdichtung mit Füllstoff Metall-Kammprofil- oder –Flachdichtung Metall-Runddichtung	hohe Festigkeit

[a] Die PN- bzw. Klassenangaben in dieser Tabelle beschränken sich auf die in den EN-Normen für Stahlflansche aufgeführten Flansche bis PN 100 bzw. Klasse 600

der kleinere Wert von $R_{p0,2}/3$ bei Auslegungstemperatur und $R_m/4$ bei Umgebungstemperatur,
– für austenitische nichtrostende Stähle $R_m/4$ bei Auslegungstemperatur.

Für Prüfbedingungen und außergewöhnliche Betriebsbedingungen können die Werte der zulässigen Spannung mit dem Faktor 1,5 multipliziert werden.
Die Schraubenfestigkeitskategorien sind in Abhängigkeit von den Dichtungen und dem Flanschwerkstoff für die PN-Reihen nach **Tab. 4** und **Tab. 5** festzulegen.
Die Gesamtkernquerschnittsfläche der Schrauben im kleinsten Durchmesser A_B muss größer oder gleich $A_{B,\,min}$ sein.
Der Gewindekerndurchmesser d_{Be} einer Starrschraube bzw. der Schaftdurchmesser d_{Bs} einer Dehnschraube in einer Verbindung mit n Schrauben ist

$$d_{Be} \text{ bzw. } d_{Bs} = \sqrt{\frac{4A_{B,\,min}}{\pi \cdot n}} + c. \tag{16k}$$

Als Konstruktionszuschlag c für den Betriebszustand kann bei Starrschrauben $c = 3$ mm bis M24 und $c = 1$ mm ab M52 oder entsprechendem Gewindekerndurchmesser eingesetzt werden. Im Zwischenbereich ist linear zu interpolieren, bei Dehnschrauben ist $c = 0$ zu setzen (s. **Anh. K 2 Tab. 1**).

Tabelle 5. Schraubenfestigkeitskategorien nach DIN EN 13445–3

	geringe Festigkeit	mittlere Festigkeit	hohe Festigkeit
$R_{p,\,Schraube} / R_{p,\,Flansch}$	≥ 1	≥ 1,4	≥ 2,5

Anmerkung: R_p ist für nichtaustenitische Stähle gleich $R_{p0,2}$ und für austenitische Stähle gleich $R_{p1,0}$

2.7.2 Flansche. Flanges

Die vom Flansch aufzunehmende Schraubenkraft (s. **Bild 7**) ist für die unterschiedlichen Belastungszustände nach **K 2.7.1** zu ermitteln.
Die Schwächung des Flanschs durch die Schraubenlöcher wird in der Rechnung durch einen Korrekturfaktor C_F in Abhängigkeit vom Schraubenaußendurchmesser d_b, Abstand zwischen den Mittellinien benachbarter Schrauben δ_b, Dichtungsbeiwert m und der erforderliche Flanschdicke e berücksichtigt:

$$C_F = \max\left\{\sqrt{\frac{\delta_b}{2d_b + \frac{6e}{m+0,5}}}; 1\right\}. \tag{17a}$$

Die berechneten Spannungen am Flansch in radialer σ_r und tangentialer Richtung σ_Θ sowie im Ansatz σ_H dürfen folgende Grenzwerte f und f_H nach **K 2.1 Tabelle 1** nicht überschreiten:

$$k \cdot \sigma_H \le 1,5 \min\{f; f_H\}, \tag{17b}$$

$$k \cdot \sigma_r \le f, \tag{17c}$$

$$k \cdot \sigma_\Theta \le f, \tag{17d}$$

$$0,5\,k(\sigma_H + \sigma_r) \le f, \tag{17e}$$

$$0,5\,k(\sigma_H + \sigma_\Theta) \le f. \tag{17f}$$

Der Spannungsbeiwert k beträgt in Abhängigkeit vom Flanschinnendurchmesser B $k = 1,0$ für $B \le 1\,000$ mm und $k = 1,333$ für $B \ge 2000$ mm. Zwischenwerte sind wie folgt zu berechnen:

$$k = \frac{2}{3}\left(1 + \frac{B}{2000}\right). \tag{17g}$$

Die Spannungen am Flansch werden aus dem Flanschmoment M berechnet.

Für den Einbauzustand ist

$$M = M_A \frac{C_F}{B}. \tag{17h}$$

Für den Betriebszustand ist

$$M = M_{op} \frac{C_F}{B}. \tag{17i}$$

Die Gesamtmomente M_A und M_{op} werden wie folgt berechnet:
a) Einbauzustand

$$M_A = W \cdot h_G, \tag{17k}$$

$$W = 0,5(A_{B,\,min} + A_B) f_{B,\,A} \tag{17l}$$

mit W Auslegungsschraubenlast für den Montagezustand, $f_{B,\,A}$ Berechnungsnennspannung der Schrauben bei Montagetemperatur.
b) Betriebszustand

$$M_{op} = H_D \cdot h_D + H_T \cdot h_T + H_G \cdot h_G. \tag{17m}$$

Festflansch mit innen liegender Dichtung unter Innendruck (s. Bild 7)

Die Längsspannung im Ansatz σ_H ist

$$\sigma_H = \frac{\varphi \cdot M}{\lambda \cdot g_1^2} \tag{18a}$$

mit dem Beiwert λ

$$\lambda = \frac{e \cdot \beta_F + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{e^3 \cdot \beta_V}{\beta_u \cdot l_0 \cdot g_0^2} \tag{18b}$$

und den Beiwerten nach **Bild 8**, **Bild 9**, **Bild 10**.
Der Beiwert β_T berechnet sich zu:

$$\beta_T = \frac{K^2(1 + 8,55246 \log_{10}(K)) - 1}{(1,0472 + 1,9448K^2)(K - 1)}. \tag{18c}$$

Mit dem Flanschaußendurchmesser A werden das Verhältnis K zu

$$K = \frac{A}{B} \tag{18d}$$

und der Längenparameter l_0 zu

$$l_0 = \sqrt{B \cdot g_0} \tag{18e}$$

berechnet. Die Radialspannung im Flansch σ_r beträgt

$$\sigma_r = \frac{(1,333\,e \cdot \beta_F + l_0)M}{\lambda \cdot e^2 \cdot l_0}. \tag{18f}$$

Die Tangentialspannung im Flansch σ_Θ beträgt

$$\sigma_\Theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2} - \sigma_r \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \tag{18g}$$

mit

$$\beta_Y = \frac{1}{K - 1}\left(0,66845 + 5,7169 \frac{K^2 \log_{10}(K)}{K^2 - 1}\right). \tag{18h}$$

Losflansch mit innen liegender Dichtung unter Innendruck

Für die Losflanschverbindung (**Bild 11**) sind die Radialspannungen im Flansch σ_r und die Längsbeanspruchung im Ansatz σ_H gleich Null.
Die Tangentialspannung im Flansch wird wie folgt berechnet:

$$\sigma_\Theta = \frac{\beta_Y \cdot M}{e^2}. \tag{19a}$$

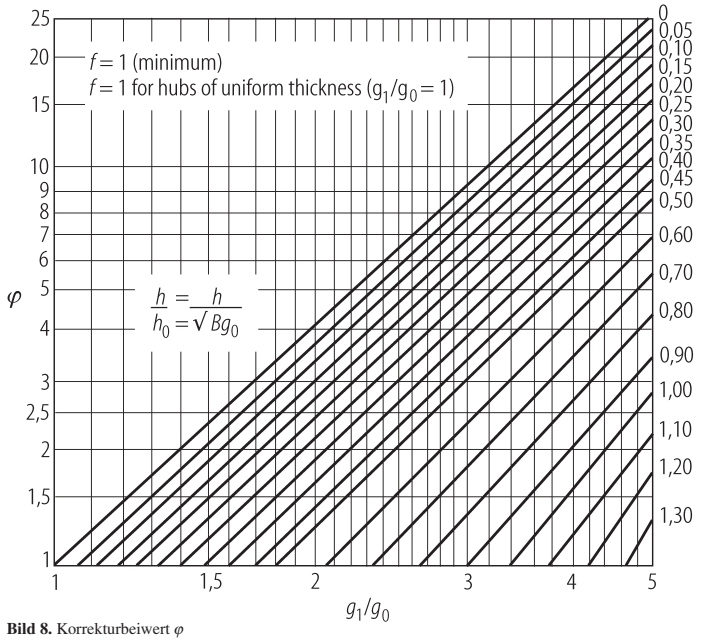


Bild 8. Korrekturbeiwert φ

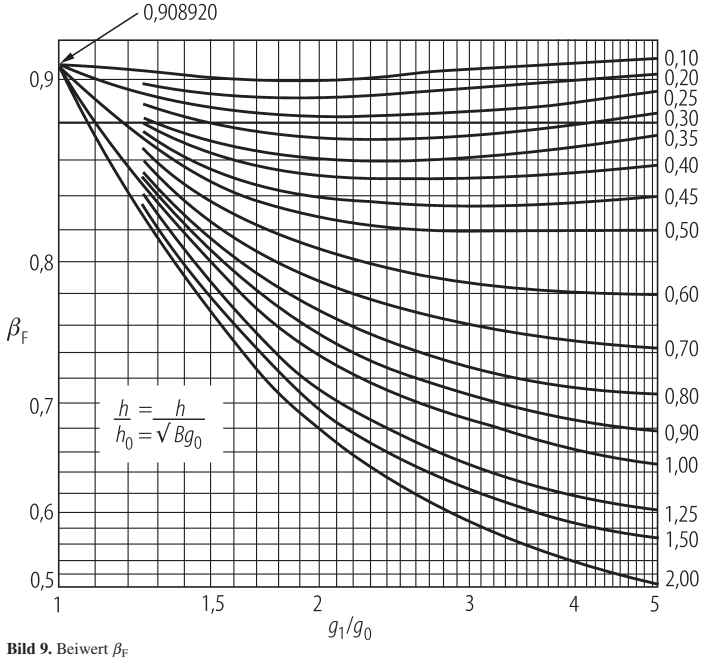


Bild 9. Beiwert β_F

Der für sämtliche Lastkomponenten einwirkende Hebelarm ist als h_L anzunehmen. Es gilt

$$h_L = \frac{(C - G_1)}{2} \tag{19b}$$

mit dem Schraubenlochkreisdurchmesser C und dem angenommenen Durchmesser der Belastungsreaktion zwischen Losflansch und Bund G_1.

$$G_1 = \frac{(A_2 + B_2)}{2} \tag{19c}$$

$$M_{op} = W_{op} \cdot h_L \tag{19d}$$

$$M_A = W \cdot h_L \tag{19e}$$

Für das Flanschmoment M gelten die Gln. (17h) und (17i). Die Spannung σ_b an der Kontaktfläche A_c wird für den Montagezustand und die Betriebsbedingungen wie folgt ermittelt:

$$\sigma_b = \frac{W_{op}}{A_c}, \tag{19f}$$

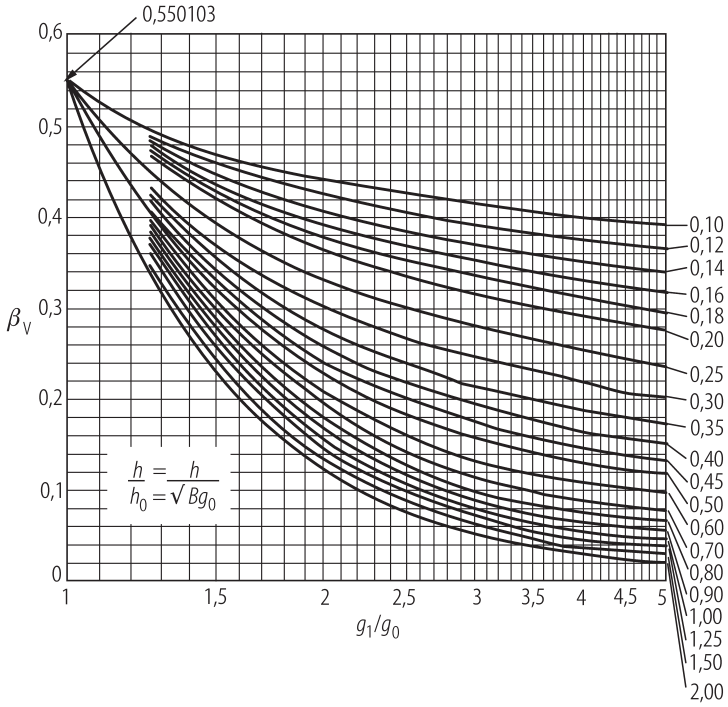


Bild 10. Beiwert β_V

$$\sigma_b = \frac{W}{A_c}. \tag{19g}$$

Die Kontaktfläche A_c ergibt sich nach Gleichung (19h) aus dem Außendurchmesser der Kontaktfläche zwischen Losflansch und Bund A_2 und dem Innendurchmesser der Kontaktfläche zwischen Losflansch und Bund B_2.

$$A_c = \frac{\pi}{2} \min\{A_2^2 - G_1^2; G_1^2 - B_2^2\}. \tag{19h}$$

Die Spannung an der Überlappung σ_b darf das 1,5fache des niedrigeren der zulässigen Spannungswerte von Losflansch und Bund nicht überschreiten.

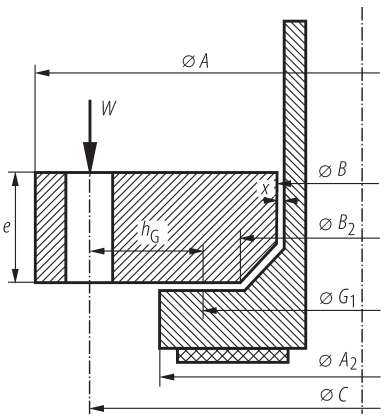


Bild 11. Losflansch

Flansche mit innen liegender Dichtung unter Außendruck

Flansche, die sowohl durch Innen- als auch durch Außendruck beansprucht werden, müssen auch für beide Zustände berechnet werden. Der Außendruck kann vernachlässigt werden, wenn der Berechnungsaußendruck P_e kleiner als der Berechnungsinnendruck P ist. Die Berechnung der Flansche unter Außendruck erfolgt analog der Berechnung unter Innendruck mit folgenden Abweichungen:

a) P wird durch P_e ersetzt; P Berechnungsinnendruck, P_e Berechnungsaußendruck.

b) $M_{op} = H_D(h_D - h_G) + H_T(h_T - h_G)$, (20a)

$$h_D = (C - B)/2, \tag{20b}$$

$$h_T = (2C - B - G)/4, \tag{20c}$$

$$h_G = (C - G)/2. \tag{20d}$$

c) $W_{op} = 0$. (20e)

2.8 Rohrleitungen. Pipework

2.8.1 Rohrdurchmesser. Diameter

Der innere Rohrdurchmesser d ergibt sich aus der Kontinuitätsgleichung mit dem Volumenstrom $\dot{V}$ und dem Rohrquerschnitt bei gewählter Strömungsgeschwindigkeit v zu $d = \sqrt{4\dot{V}/(\pi v)}$. Bei vorgegebenem $\dot{V}$ ist v so zu wählen, dass die Rohrleitungs- und Betriebskosten niedrig sind und d den genormten Werten entspricht. Großes v bedeutet kleinen Rohrdurchmesser, kleine Armaturen, geringen Aufwand für Isolierung und Anstrich, andererseits hohe Druckverluste (größerer Aufwand für Pumpen, höhere Betriebskosten) und höheren Geräuschpegel.

Wirtschaftlicher Rohrdurchmesser ergibt sich aus geringster Summe von Anlage- und Betriebskosten unter Berücksichtigung des Anlage-Ausnutzungsgrads (= Betriebszeit/(Betriebszeit + Stillstandszeit)).
Richtwerte für Geschwindigkeiten in [6, 7] und **Anh. K 2 Tab. 2**.

2.8.2 Strömungsverluste. Flow losses

Bei inkompressiblen Fluiden entstehen Druckverluste, bei kompressiblen Fluiden (Gasen) Druckverluste, Volumenvergrößerungen und Beschleunigungen. Der Wärmeaustausch mit der Umgebung ist abhängig von der Isolierung.
Druckverluste setzen sich zusammen aus den Verlusten in geraden Rohrstücken, in Formstücken und Armaturen (Einzelwiderstände). Ausführliche Berechnungsunterlagen s. **B 6.2** und [1]. Druckverluste in Stahlrohren s. **Anh. K 2 Bild 1** [11], in Armaturen s. **K 2.9.1** und **Anh. K 2 Bild 2**.

2.8.3 Rohrarten, Normen, Werkstoffe
Types, standards, materials

Allgemeines

Wichtige Normen und Vorschriften für den Rohrleitungsbau: DIN EN 1333 Rohrleitungsteile – Definition und Auswahl von PN. – DIN EN ISO 6708 Rohrleitungsteile – Definition und Auswahl von DN (Nennweite). – DIN2408 T 1 u. T 2 Rohrleitungen verfahrenstechnischer Anlagen; Planungs- und Ausführungsunterlagen. – DIN 2410 T 1 – T 3 Übersicht über Rohrarten. – DIN EN 13480 – 3 Metallische industrielle Rohrleitungen – Teil 3: Konstruktion und Berechnung. – DIN EN 805 Wasserversorgung – Anforderungen an Wasserversorgungssysteme und deren Bauteile außerhalb von Gebäuden. DIN 4279 T 2 bis T 10 Innendruckprüfung von Druckrohrleitungen für Wasser; verschiedene Werkstoffe (außer Stahl). – ISO 4200 Nahtlose und geschweißte Rohre; Übersicht über Maße. – EU-Richtlinie für Druckgeräte 97/23/EG v. 29. Mai 1997. – VdTÜV Merkblätter über verschiedene Prüfverfahren an Rohrleitungsanlagen. Maximilian-Verlag, Herford. – DVGW Arbeitsblätter für den Rohrleitungsbau im Gas- und Wasserfach. ZfGW-Verlag, Frankfurt a. M.
Für genormte Bauteile von Rohrleitungssystemen, die das PN-Kenngrößensystem verwenden, gilt der Begriff PN.
PN ist eine alphanumerische Kenngröße für Referenzzwecke, bezogen auf eine Kombination von mechanischen und maßlichen Eigenschaften eines Bauteils eines Rohrleitungssystems. Die Zahl hinter den Buchstaben PN ist kein messbarer Wert.
Der zulässige Druck eines Rohrleitungsteils hängt von der PN-Stufe, dem Werkstoff und der Auslegung des Bauteils, der zulässigen Temperatur usw. ab.
Alle Bauteile mit gleichen PN- und DN-Stufen sollen gleiche Anschlussmaße für kompatible Flanschtypen haben.
Die PN-Stufen müssen ausgewählt werden aus:

PN 2,5 PN 6 PN 10 PN 16 PN 25 PN 40 PN 63 PN 100

Nennweite DN ist die Kenngröße (kennzeichnendes Merkmal) für zueinander passende Teile, z.B. Rohre mit Formstücken oder mit Armaturen. Die Nennweite DN wird ohne Einheit angegeben; sie stimmt etwa mit der lichten Weite in mm überein.

Rohre aus Stahl

Allgemeine Angaben über geschweißte Rohre aus unlegierten Stählen DIN 1626: Handelsgüte: für allgemeine Anforderungen bei Leitungen und Behältern sowie im Apparatebau. Bis 120 °C: für Flüssigkeiten bis 25 bar, für Luft und ungefährliche Gase bis 10 bar Betriebsdruck; bis 180 °C: für Sattdampf bis 10 bar. Werkstoffe: St 33, USt 37.0, St. 37.0, St. 44,0, St. 52,0. Mit Gütevorschriften: für höhere Anforderungen, geeignet zum Biegen, Bördeln u.Ä.; bis 120 °C: bis 64 bar, über 120 bis 300 °C auch bis 64 bar Betriebsdruck, wenn Wandtemperatur in °C multipliziert mit Betriebsdruck in bar ≦ 7200; mit besonderem Abnahmezeugnis ohne vorgeschriebene Begrenzung. Besonders geprüfte Rohre mit Gütevorschriften: für besonders hohe Anforderungen; bis 300 °C ohne vorgeschriebene Begrenzung des Betriebsdrucks. Allgemeine Angaben über *nahtlose Rohre* aus unlegierten Stählen DIN 1629: Anwendungsbereiche und Werkstoffe ähnlich DIN 1626.

Präzisionsstahlrohre: nahtlos (DIN 2391, für alle Drücke, 4 bis 120 mm Außendurchmesser), geschweißt (DIN 2393, für alle Drücke, 4 bis 120 mm Außendurchmesser), geschweißt und maßgewalzt (DIN 2394, bis PN 100, 6 bis 120 mm Außendurchmesser) für Verwendungszwecke mit großer Genauigkeit, besonders Oberflächenbeschaffenheit, geringe Wanddicken. Bezeichnung und Werkstoff: Rohr 30×2 DIN 2391 St52 zugblank, weich, hart, weich geglüht usw.

Gewinderohre, nahtlos oder geschweißt, mittelschwer (DIN 2440) und schwer (DIN 2441) aus St 33.

Nahtlose Stahlrohre (2445, 2448) aus verschiedenen Stählen St 33 bis St 52 (entspricht DIN 1629) mit 10,2 bis 558,5 mm Außendurchmesser. Bei gleichen Außendurchmessern geringere Wanddicken als DIN 2440, z. B. bei $d_a = 60{,}3$ mm nach DIN 2448 $s = 2{,}9$ mm normal (jedoch große Auswahl möglich) gegenüber $s = 3{,}65$ mm nach DIN 2440. Bis PN 100, dadurch für die verschiedensten Zwecke im Maschinen- und Apparatebau verwendbar.

Geschweißte Stahlrohre (DIN 2458) aus Stählen St 33 bis ST 52-3 für alle Nenndrücke mit 10,2 bis 1016 mm Außendurchmesser und noch geringeren Wanddicken als DIN 2448, z. B. bei $d_a = 60{,}3$ mm $s = 2{,}3$ mm normal (jedoch ebenso große Auswahl wie DIN 2448, daher weites Anwendungsgebiet).

Stahlrohre für Wasserleitungen: nahtlos und geschweißt (DIN 2460) aus verschiedenen Stählen: 88,9 bis 2020 mm Außendurchmesser. Mit geschützter Oberfläche: Außenschutz: bituminöse Stoffe mit Glasvliesband und Kalkanstrich; Innenschutz: Anstrich aus Bitumen, Leinöl, Zementmörtel oder andere Schutzfilm bildende Stoffe. Verwendung: Wasserleitungen außerhalb der Gebäude im Erdreich oder oberirdisch.

Stahlrohre für Fernleitungen: für brennbare Flüssigkeiten und Gase (DIN EN 10208–2) aus Stahl für alle Drücke, ab 100 mm Außendurchmesser.

Rohre aus Gusseisen

Druckrohre aus duktilem Gusseisen (DIN EN 545, DIN EN 969) mit Schraubmuffen (Wasser bis PN 40, DN 80 bis DN 600), Stopfbuchsenmuffen (Wasser bis PN 25, DN 500 bis DN 1200), und TYTON-Muffen (Wasser bis PN 40, DN 80 bis DN 600), für Gas bis PN 1 s. a. DIN EN 969.

Weitere Rohrwerkstoffe

Kupfer: DIN EN 12449, DIN EN 12451, DIN EN 12168, für Außendurchmesser 3 mm (Wanddicke max. 1 mm) bis 419 mm (Wanddicke max. 4 mm); Werkstoff: Kupfer mit Festigkeitsangabe F 20 ($\sigma_B = 200 \ldots 250\,N/mm^2$, $\delta_5 = 40\%$) bis F 37 ($\sigma_B = 360\,N/mm^2$, $\delta_5 = 3\%$), üblich F 30 ($\sigma_B = 290 \ldots 360\,N/mm^2$, $\delta_5 = 6\%$).

Aluminium: DIN EN 754–7, Vorzugsmaße für Rohrleitungen aus Reinst-Al, Rein-Al und Al-Knetlegierungen mit Außendurchmesser 3 mm (Wanddicke max. 1 mm) bis 273 mm (Wanddicke max. 5 mm).

Polyvinylchlorid (PVC) hart für Entwässerungsanlagen, Entlüftungsleitungen, Wasser- und Gasleitungen. Allgemeine Güteanforderungen s. DIN 8061, Maße s. DIN 8062: Außendurchmesser 5 mm (Wanddicke max. 1 mm) bis 1000 mm (Wanddicke max. 29,2 mm). Richtlinien für chemische Beständigkeit s. DIN 8061 Beiblatt 1.

Sonstige Kunststoffe [8]: DIN 8072 Rohre aus Polyethylen weich. – DIN 8074 Rohre aus Polyethylen hoher Dichte. – DIN 8077 Rohre aus Polypropylen. – DIN 16868 und DIN 16869 T 1 Rohre aus glasfaserverstärktem Polyesterharz. – DIN 16870 und DIN 16871 T 1 Rohre aus glasfaserverstärktem Epoxidharz.

2.8.4 Rohrverbindungen. Pipe fittings

Für Rohre aus Stahl

Flanschverbindungen (**Bild 12**)**.** Vorzugsweise für höhere Drücke und leicht lösbare Verbindungen. Für Stahl und Gusseisen gibt DIN 2500 eine Übersicht, Anschlussmaße s. DIN 2501 – T 1.

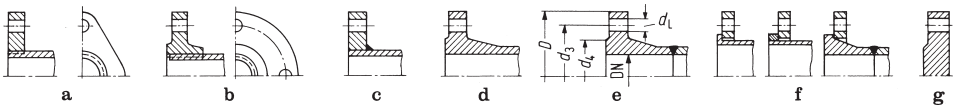


Bild 12a–g. Flanschformen. **a** Gewindeflansch, oval, glatt; **b** Gewindeflansch mit Ansatz, rund; **c** Flansch glatt, zum Löten oder Schweißen; **d** Flansch aus GGL, GS oder GGG; **e** Vorschweißflansch; **f** lose Flansche; **g** Blindflansch

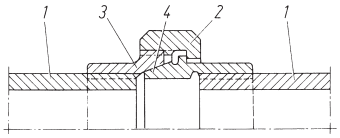


Bild 13. Rohrverschraubung. *1* Stahlrohr, *2* Überwurfmutter, *3* Dichtscheibe, *4* Innenkonus

Normen für Flanschformen **Bild 12a** und **b**: DIN 2558, DIN EN 1092-1; **Bild 12c**: DIN EN 1092-1, -2; **Bild 12d**: *GG*, *GGG*: DIN EN 1092-2; *GS*: DIN EN 1092-1, DIN 2548, DIN 2549, DIN 2550, DIN 2551; **Bild 12e**: DIN EN 1092-1, DIN 2638, DIN 2628, DIN 2629, DIN 2627; **Bild 12f**: DIN EN 1092-1; **Bild 12g**: DIN 2527.

Schraubverbindungen. Stahlfittings für chemische Industrie und Schiffbau s. DIN EN 10241. Lösbare Verschraubungen für die Verbindung mit reparaturgefährdeten Apparaten oder für möglichen Umbau mit flacher Dichtung (Klingerit-Dichtung) oder konischer Dichtung (direkte Metallberührung, **Bild 13**). Hierzu auch DIN 2353. Vorteile dieser Rohrverschraubungen: Hohe Druckbelastbarkeit (bis DN 630), einfache Montierbarkeit, geringer Platzbedarf, Eignung für verschiedene Rohrqualitäten.

Schweißverbindungen. Geschweißte Rohrverbindungen haben den Vorteil unveränderter Dichtheit (daher bei wichtigen Fernleitungen Schweißnaht durch Röntgenaufnahmen oder Ultraschall auf Dichtheit prüfen) und – im Gegensatz zu Flanschverbindungen – geringeren Wärmeverlust. Auch Abzweige, Richtungs- und Querschnittsänderungen aller Art werden aus Rohrteilen hergestellt. Moderne Rohranlagen haben meist nur noch an den Armaturen Flansch- oder Schraubverbindungen. Bei kleinen Nennweiten (etwa unter DN 50) ist bei nicht sorgfältigem Schweißen auf Verengung des Querschnitts und damit auf Widerstandsvergrößerung zu achten. Verfahren: Gasschweißen (für unlegierte und niedriglegierte Stähle bis etwa 3 mm Wanddicke), Lichtbogenschweißen (für Wanddicke über 3 mm), Schutzgasschweißen und Unter-Pulver-Schweißen (für automatisierte Schweißung von Großrohrleitungen), s. DIN EN 12732 Gasversorgungssysteme – Schweißen von Rohrleitungen aus Stahl – Funktionale Anforderungen. Weitere Normen, Richtlinien und Vorschriften sind zu beachten [8]: DIN 2559 T 1 Schweißnahtvorbereitung, Richtlinien für Fugenformen. – DIN EN 1708-1 Schweißen – Verbindungselemente beim Schweißen von Stahl; Druckbeanspruchte Bauteile. – DIN EN 287-1 Prüfung von Schweißern – Schmelzschweißen. – DIN EN 729-1 Schweißtechnische Qualitätsanforderungen; Schmelzschweißen metallischer Werkstoffe; Richtlinien zur Auswahl und Verwendung. – DIN EN 25817 Lichtbogenschweißverbindungen an Stahl.

Für Rohre aus Gusseisen

Steckverbindungen (**Bild 14**) werden für GG und GGG vorzugsweise verwendet. Strömungsrichtung vom Muffenende zum Spitzenende eines Rohrs. Vorteilhaft schnelle Montage, nachteilig genaue Rohrbaulänge erforderlich und empfindlich gegen Längskräfte.

Für Rohre aus Kupfer

Flansch- und Schraubverbindungen ähnlich wie für Stahlrohre, jedoch mit anderen Druckbereichen (Festigkeit).

Schweißverbindungen im Apparatebau sehr verbreitet.

Für Rohre aus PVC und anderen Kunststoffen

Flanschverbindungen s. DIN 8063, für größere Durchmesser mit losen Flanschen (meist aus Metall; **Bild 15**).

Schraubverbindungen (**Bild 16**) s. DIN 8063.

Schweiß- und Klebverbindungen. Verfahren s. DIN 19533. PVC meist heißluftgeschweißt mit Zulagestab, PE durch Aufschmelzen. PVC auch klebbar mit vorgeformten oder angeklebten Klebmuffen (ähnlich Lötmuffen). Klebemittel meist Lösungskleber (Tetrahydrofuran). PE ist nicht klebbar.

2.8.5 Dehnungsausgleicher. Expansion compensators

Dehnungsausgleicher dienen zur Aufnahme von thermisch bedingten Längenänderungen (s. Gl. (3) u. **Anh. K 2 Bild 3**) zwischen zwei Festpunkten. Konstruktiv unterscheidet man:

Dehnungsausgleich durch Rohrverlegung (ohne Zusatzelemente, Bild 17).

Festpunkte möglichst an Armaturen. Bei großen Temperaturunterschieden Rohre mit Vorspannung entgegen Wärmedehnung montieren (z. B. für Druckkräfte bei warmgehender Leitung Montage unter Zugbelastung). Übliche Vorspannung gleich 50% der zu erwartenden Kraft [9].

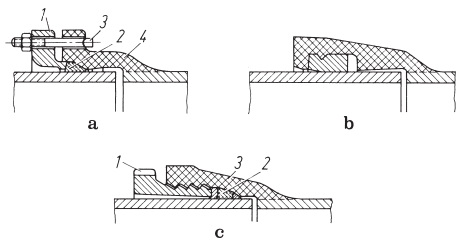


Bild 14a–c. Muffenverbindungen. **a** Stopfbuchsenmuffe; *1* Stopfbuchsenring, *2* Dichtring, *3* Hammerschraube mit Mutter, *4* Stopfbuchsenmuffe; **b** Steckmuffe; **c** Schraubmuffe, *1* Schraubring, *2* Dichtring, *3* Schraubmuffe

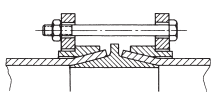


Bild 15. Verbindung von Kunststoffrohren

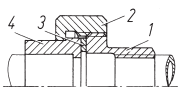


Bild 16. Rohrverschraubung für PVC-Rohre. *1* Gewindebuchse, *2* Überwurfmutter aus PVC hart oder aus Temperguss (GTW) bzw. Cu-Zn-Legierung, *3* Flachringdichtung, *4* Bundbuchse, eingeklebt

K

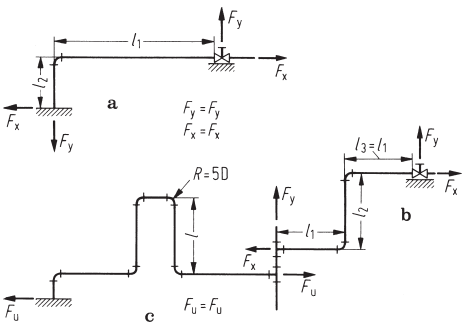


Bild 17a–c. Einfache Dehnungsausgleicher. **a** Rohrschenkel; **b** Z-Bogen; **c** U-Bogen

Rohrschenkelausladung l für Stahl mit Rohraußendurchmesser D und Rohrlängenänderung Δl ist $l = 0{,}0065\sqrt{D\Delta l}$, für Kupfer $l = 0{,}0032\sqrt{D\Delta l}$, Berechnung s. [11].

Näherungsweise Berechnung der Festpunktkräfte. Sie erfolgt mit Zahlenwertgleichungen für St 35, die Temperatur 400 °C, mit 50% Vorspannung und dem Biegeradius $R = 5\,d$, Umrechnungen auf andere Temperaturen und Werkstoffe s. **Bild 18**.

U-Rohrbogen: $F_u = 10I\Delta l/(l^3 C)$ in N. Gesamtdehnung zwischen den Festpunkten Δl in cm, axiales Flächenträgheitsmoment des Rohrs I in cm^4 und Beiwert C nach **Bild 19a**.

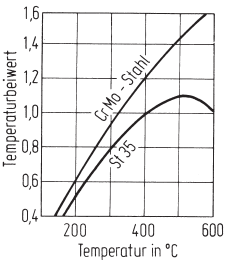


Bild 18. Temperaturbeiwert zur Umrechnung der Festpunktkräfte

Rohrschenkel: $F_x = b_1 I/l^2$, $F_y = b_2 I/l^2$ in N.

Z-Bogen: $F_x = b_3 I/l^2$, $F_y = b_4 I/l^2$ in N. Für beide gilt I in cm^4, $l = l_x + l_y$ in m als Gesamtlänge der Schenkel, d.h. $l = 2l_1 + l_2$ in **Bild 17b**, Beiwerte b_1 bis b_4 nach **Bild 19b**.

Dehnungsausgleich durch besondere Bauelemente [10].

Lyra-Bogen (**Bild 20a**) sind wie U-Bögen sehr betriebssicher und wartungsfrei, jedoch sehr platzaufwendig; für Leitungen im Gelände geeignet. Ausführung in glatten, gewellten oder gefalteten Rohren. Möglichst so anordnen, dass der Scheitelpunkt der Lyra sich selbst nicht verschiebt, jedoch als Lospunkt befestigen. Festpunktkräfte wie beim U-Bogen.

Balg-Kompensatoren sind wartungsfreie Dehnungsausgleicher mit geringstmöglichem Platzbedarf. Linsenkompensatoren mit wenigen aber hohen Wellen für sehr große Durchmesser (um DN 5000), Ein- und Mehrlagenbälge (**Bild 20b**) mit vielen niedrigen Wellen aus ein- oder mehrlagigen kaltverformten Stahlblechen mit großem Dehnungsvermögen für hohe Drücke (DN 600: PN 100, DN 250: PN 250).

Gummi-Kompensatoren (**Bild 20d**) verschiedener Ausführungen für DN 40 bis DN 400 und Temperaturen bis 100 °C bei PN 10.

Gelenk-Kompensatoren übernehmen außer Axialdehnungen auch Querverformungen. Beim Einbau Axialkräfte beachten!

Gleitrohr-Kompensatoren (**Bild 20c**) sind vorgefertigt. Das Degenrohr wird geschlichtet, manchmal auch hartverchromt, damit der Reibungswiderstand gering ist. Packungswerkstoffe: Dauerelastische Perbunandichtungen sind wartungsfrei und für fast alle Medien verwendbar, plastische Dichtungen (Hanftalg für Wasser, Bleilamellen-Asbest für Gas) sind nachzudichten.

2.8.6 Rohrhalterungen. Pipe supports

Ihre Aufgabe ist die betriebssichere Befestigung von freiliegenden Rohrleitungen, bezogen auf das Rohr und die Umgebung (z.B. Gebäude).

Aufhängungen sollen die Leitung tragen, das Gefälle genau einrichten lassen und eine gewisse Bewegung ermöglichen. Konstruktionen reichen bis zu „Konstanthängern“, bei denen die Aufhängekraft in Abhängigkeit von der Dehnung über Druckfeder und Kniehebelsystem konstant gehalten wird.

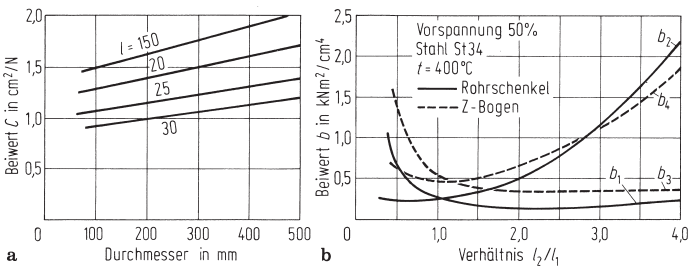


Bild 19a, b. Beiwerte zur Berechnung der axialen Rohrkraft. **a** U-Bogen; **b** Z-Bogen und Rohrschenkel

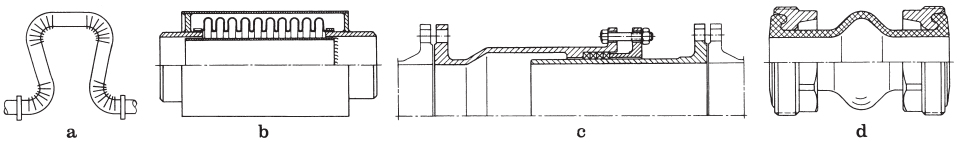


Bild 20a–d. Dehnungsausgleicher. **a** Lyra-Bogen; **b** Axial-Kompensator mit Innenrohr (Balg-Kompensator); **c** Gleitrohr-Kompensator; **d** Gummi-Kompensator

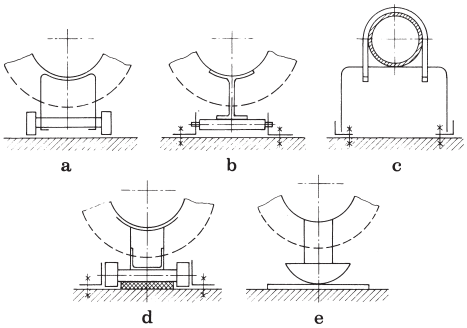


Bild 21 a–e. Rohrunterstützungen. **a** Rohrwagen; **b** Rollenlager; **c** Gleichschelle; **d** Walzenlager; **e** Pilzkopf

Stützen haben dieselbe Funktion wie Aufhängungen mit dem Unterschied der Kraftableitung nach unten, **Bild 21**.

Festpunkte dienen zum eindeutigen Festlegen der Dehnungsrichtungen, sie nehmen Kräfte und Momente auf. Die auf den Festpunkt wirkende Kraft ist meist Resultierende verschieden gerichteter Kräfte.

Führungen mit der Funktion von Lospunkten zur Ergänzung der Festpunkte erlauben Axial- und teilweise auch Drehbewegungen, **Bild 21** [10].

2.9 Absperr- und Regelorgane
Shut-off and control valves

2.9.1 Allgemeines. General

Funktion

Armaturen (Rohrschalter) in Rohrleitungen dienen als

Absperrorgane. die die Strömung eines Fluids unterbinden. Sie müssen dicht absperren und so schließen, dass die Geschwindigkeit nicht schlagartig null wird, um Stoßbeanspruchungen zu vermeiden (Ausnahme: Schnellschlussschieber);

Regelorgane (Stellglieder), die den Volumenstrom in Abhängigkeit von einer zu regelnden Größe beeinflussen sollen;

Sicherheitsorgane, die bei unzulässigem Überdruck einen Querschnitt zur Druckentlastung freigeben.

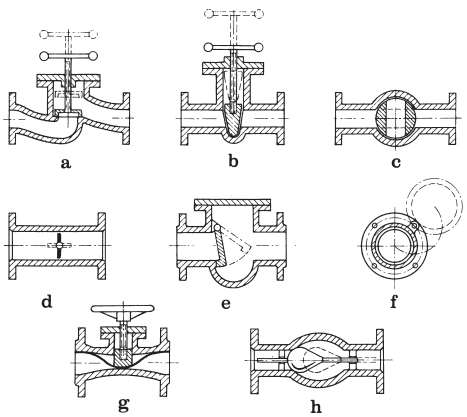


Bild 22 a–g. Grundformen der Absperrorgane. **a** Ventil; **b** Schieber; **c** Hahn; **d** Drehklappe im Rohr; **e** Klappe auf Rohrstutzen; **f** einklappbare Scheibe; **g** Ventil mit Membranabschluss; **h** tropfenförmiger Körper im Rohr

Bauarten (Übersicht)

Man unterscheidet bei den Armaturen (DIN EN 736-1):

Ventile: Ein Absperrkörper (Platte, Kegel, Kolben, Kugel) gibt mit einer Abhebebewegung parallel zur Strömungsrichtung einen zylindrischen Ringquerschnitt als Strömungsquerschnitt frei, **Bild 22 a**. Ventilähnliche Absperrorgane, in denen wegen besonders günstiger Strömungsverhältnisse oder besonderer Aggressivität des Fluids eine Membrane zusammengedrückt wird, sind Membranventil (**Bild 22 g**) und Ringkolbenventil (**Bild 22 h**) mit rotationssymmetrischer Strömungsführung.

Schieber: Der Absperrkörper (kreisförmige Platte mit parallelen oder keilförmig gestellten Flächen) gibt bei Bewegung quer zur Strömungsrichtung einen teilmondförmigen bis kreisförmigen Strömungsquerschnitt frei, **Bild 22 b**.

Hähne oder Drehschieber: Der Absperrkörper (eingeschliffener Kegelstumpf oder Kugel mit Querbohrung) wird um seine Achse quer zur Strömungsrichtung gedreht und gibt einen linsen- bis kreisförmigen Querschnitt frei, **Bild 22 c**.

Klappen: Eine zunächst senkrecht zur Strömungsrichtung stehende Scheibe wird um eine Achse in der Scheibe in eine Stellung parallel zur Rohrachse geschwenkt und gibt damit den ganzen Rohrquerschnitt frei oder bleibt im Rohrquerschnitt parallel zur Rohrachse stehen, **Bilder 22 d–f**.
Schieber und Hähne mit vollständig zu öffnenden Kreisquerschnitten sind für den Einsatz von Molchen (durchziehbare Körper) geeignet, die zur Trennung von verschiedenen geförderten Fluiden oder zur Reinigung dienen.

Vor- und Nachteile der einzelnen Bauarten

Eigenschaft	Ventile	Schieber	Hähne	Klappen
Strömungswiderstand	mäßig	niedrig	niedrig	mäßig
Öffnungs-/Schließzeit	mittel	lang	kurz	mittel
Verschleißverhältnis des Sitzes	gut	mäßig	schlecht	mäßig
Eignung für Richtungswechsel der Strömung	mäßig	gut	gut	schlecht
Baulänge	groß	klein	mittel	klein
Bauhöhe	mittel	groß	klein	klein
Verwendungsbereich bis	mittlere DN höchste PN	größte DN mittlere PN	mittlere DN mittlere PN	größte DN nur kleine PN
Eignung für Drosselung	sehr gut	schlecht	mäßig gut	gut

Werkstoffe

Der Werkstoff für das Gehäuse wird gewählt entsprechend den Anforderungen des strömenden Fluids (Erosion, Korrosion), der Betriebstemperatur (Warmfestigkeit) und dem Betriebsdruck (Festigkeit, eventuell Schwellfestigkeit). Auswahl metallischer Werkstoffe in *DIN 3339*. Etwa 80% aller Gehäuse werden gegossen, vorwiegend aus Grauguss, aber auch aus Stahlguss und Nichteisen-Gusswerkstoffen (Messing und Rotguss in der Installationstechnik). In der chemischen und Wasseraufbereitungstechnik ist eine starke Zunahme von Gehäusen aus Kunststoff (meist gepresst) zu verzeichnen. Ein Teil der Armaturen wird aus Stahl im Gesenk geschmiedet hergestellt (Hochdruck).

Grauguss: für Wasser, Dampf, Öl und Gas, mit Gummi- oder Emailauskleidung für aggressive Medien; GGL-20 bis PN 16 bei 120 °C, GGL-25 bis PN 16 (25) bei 300 °C; GGG-45 bis 70 für Speisewasser und Frischdampf bis PN 40 bei 450 °C.

Stahlguss: GS-C 25 für Dampf, Wasser und Heißöl bis PN 320 bei 450 °C, gut schweißbar; GS-20 MoV 84 für Dampf und Heißöl bis PN 400 bei 550 °C, schweißbar; GS-X 12 CrNiTi 18.9 für säurefeste und heiße Armaturen.

Stahl: C 20 für gesenkgeschmiedete Gehäuse, Aufsätze und Klappschrauben, schweißbar; 50 CrV 4 für Flansche, Spindel, Schrauben und Muttern bis 520 °C, bedingt schweißbar; X 20 Cr 13 für Teile in Armaturen mit starker mechanischer Beanspruchung, kaum schweißbar; X 10 CrNiTi 18.9 mit sehr guter chemischer Beständigkeit (organische und mineralische Säuren), schweißbar; X 10 CrNiMoTi 18.10 bei starkem Säureangriff und höheren Temperaturen, auch für Kältearmaturen bis -200 °C, schweißbar.

Nichteisenmetalle: G–Cu 64 Zn, G–CuSn 10, G–CuSn 5 Zn 7, G–AlMg 3 und andere für Trinkwasserarmaturen, physiologisch einwandfrei, Al-Legierungen seewasserfest (Schiffbau), auch in der chemischen Industrie.

Kunststoffe und andere: PVC hart, Polyamide, PTFE und Silikone sowie keramische Stoffe in der chemischen Industrie, der Sanitärtechnik usw.

Hydraulische Eigenschaften

Armaturen verursachen bei scharfen Umlenkungen (Ventile) große Druckverluste, was beim Einsatz als Regelorgane erwünscht ist. Widerstandsziffer ζ_R und Geschwindigkeit v werden auf den Anschlussquerschnitt A_R bezogen. Der Volumenstrom $\dot{V}$ ergibt sich aus dem Strömungsdruckverlust $\Delta p = \zeta_R \varrho v^2/2$ zu $\dot{V} = A_R \sqrt{2\Delta p/(\varrho \zeta_R)}$. Bei großen Reynolds-Zahlen ($Re > 10^5$) ändert sich ζ_R nur noch wenig (ζ_R-Werte s. **Anh. K 2 Bild 2**). Für vollständig geöffnete Absperrorgane kann $\zeta_R = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ angenommen werden [12].
Der in VDI-VDE-Richtlinie 2173 für Stellventile und in VDI-VDE-Richtlinie 2176 für Stellklappen definierte k_v-Wert ist für die Regelungstechnik wichtig (s. **Teil X** und [13]). Dabei sind die Ventilkennlinien bei konstantem Δp im Ventil zu unterscheiden von den Betriebskennlinien, die durchflussabhängig vom Verhältnis des Ventildruckverlustes zum Gesamtdruckverlust der Rohrleitung beeinflusst werden [14].

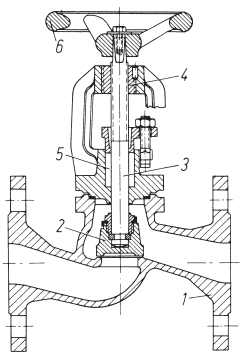


Bild 23. Geradsitzventil (J. Erhard)

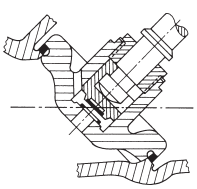


Bild 24. Sitz eines Schrägventils mit Vorhub

2.9.2 Ventile. Valves

Unabhängig von ihrer Funktion werden Ventile als Gerad-, Schrägsitz- oder Eckventile ausgeführt. *Geradsitzventile* (**Bild 23**): günstige Anordnung in Rohrleitungssystemen, gute Bedienbarkeit und Wartung, gleichmäßige Belastung der Ventilbauteile, aber hoher Druckverlust. *Schrägsitzventile* (**Bild 24**): niedrige Widerstandsziffer ζ_R. *Eckventile:* Vorteile, wenn zusätzlich Funktion eines Krümmers erwünscht, aber höhere Druckverluste. Abmessungen von Armaturen s. DIN EN 558-1. *Bauelemente von Ventilen* (**Bild 23**): Ventilgehäuse *1* (Guss-, Schmiede-, Schweiß- oder Presskonstruktion); Ventilteller *2* mit Sitzringen (plattenförmig, kegelig oder parabolisch); Sitzringe aus Gummi, GG, Cu-Legierungen, hochlegierten Stählen, Stellit oder Nitrierstahl je nach Fluid, Druck und Temperatur; Ventilspindel *3* und Mutter *4*; Stopfbuchse *5* zur Abdichtung der Spindel; Ventil- bzw. Spindelantrieb *6* (Handrad, elektromotorischer, hydraulischer, pneumatischer oder elektromagnetischer Antrieb mit Fernbedienung). Bei großen Sitzquerschnitten ist ein Vorhubventil zur Verminderung der Öffnungskraft zweckmäßig, **Bild 24**. Ein Hochdruck-Regelventil zeigt **Bild 25**. Es ist geschmiedet, Drosselkegel und Spindel sind aus einem Stück, die Spindel ist im selbstdichtendem Deckel geführt, strömungsgünstige Gehäuseform, Spindelmutter drehbar gelagert (Höhe des Handrads konstant).

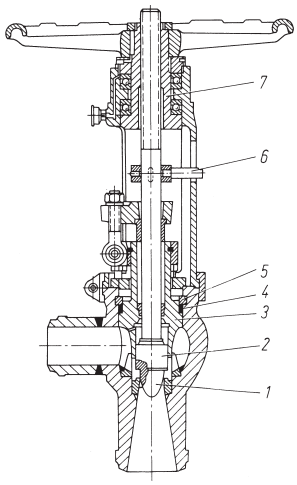


Bild 25. Hochdruck-Regelventil, geschmiedet nach Sempell. *1* Drosselkegel, *2* Spindelführung, *3* Deckel, selbstdichtend, *4* Uhde-Bredtschneider-Dichtung mit *5* geteiltem Ring, *6* Ventilstangenanzeige, verhindert Mitdrehen der Spindel, *7* drehbare Spindelmutter

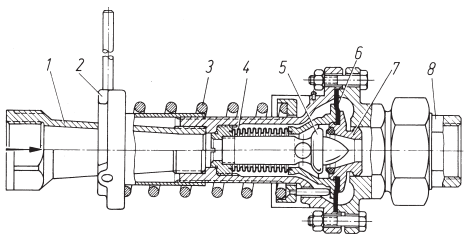


Bild 26. Druckminderer in Axialbauweise (Samson). *1* Muffennippel, *2* Sollwerteinstellung, *3* Feder, *4* Abdichtungsmetallbalg, *5* Kegel, *6* Arbeitsmembran, *7* Sitz, *8* Anschlussnippel

Ventilbauformen mit unterschiedlicher Funktion

Wechselventil: Für einen Fluidstrom, der wechselweise in zwei Leitungen geführt werden soll. *Rückschlagventil* (Rückflussverhinderer): Flüssigkeitsstrom nur gegen Feder- oder Gewichtskraft möglich. *Druckminderventil:* Vordruck wird auf einstellbaren Hinterdruck (Minderdruck) reduziert, wobei dieser unabhängig von Vordruck- und Durchflussänderungen mit großer Genauigkeit gleich groß gehalten wird. Beispiel (**Bild 26**): Fällt der Hinterdruck bei steigendem Durchfluss oder fallendem Vordruck oder wird der Sollwert erhöht, so bewegen sich Membrane *6* mit Sitz *7* nach rechts und geben einen größeren Querschnitt frei. *Schwimmerventil:* Angelenkter Schwimmkörper hebt oder senkt Ventilspindel bzw. Ventilteller. *Kondensatableiter* (**Bild 27**): Ableitung der flüssigen Phase (z. B. Wasser aus Sattdampfapparaten), Schwimmerableiter, thermischer Ableiter, thermodynamischer Ableiter. *Sicherheitsventil:* Verhindert Steigen des Betriebsdrucks über zulässigen Druck, Ansprechdruck gleich zulässiger Betriebsüberdruck, Gewichtsbelastung (sehr genau) oder Federbelastung (Ventilkraft wird durch Druckfeder beim Anheben größer). *Schnellschlussventil:* Zum Abschluss von Leitungen bei Rohrbruch oder ähnlichen Schadensfällen. Direkte Schließbewegung durch Feder-, Gewichts- oder pneumatische Kraft (Ruhestromprinzip).

2.9.3 Schieber. Gate valves

Anwendungsbereich: Große Nennweiten, hohe Strömungsgeschwindigkeiten, kleine bis mittlere Nenndrücke, kleine Baulängen (s. DIN EN 558-1).

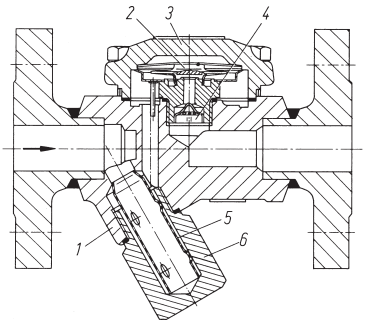


Bild 27. Thermisch wirkender Kondensatableiter mit Membranregler (GESTRA AG). *1* Gehäuse, *2* Regelmembran, *3* Gehäusedeckel, *4* Rückschlagkegel, *5* Schmutzfänger, *6* Siebträger

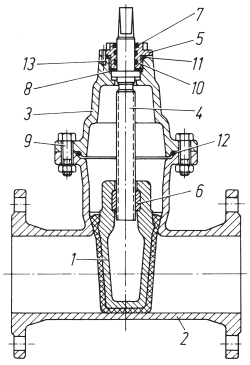


Bild 28. Absperrschieber. *1* Dichtkeil, *2* Gehäuse, *3* Kopfstück, *4* Spindel, *5* Verschlussmutter, *6* Spindelmutter, *7* Abschirmring, *8* Gleitring, *9* Sechskantschraube, *10* bis *12* O-Ringe, *13* Zylinderkerbstift

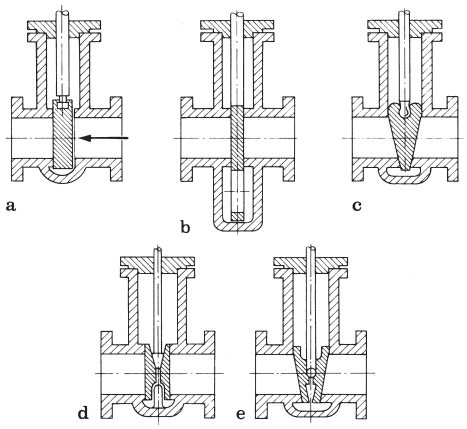


Bild 29a–e. Formen der Schieberabdichtung. **a** Plattenschieber; **b** Scheibenabschlussschieber; **c** Keilschieber; **d** Doppelplattenparallelschieber; **e** Doppelplattenkeilschieber

Bauelemente. Entsprechen bis auf Sitz und Dichtung denen des Ventils (s. **Bild 23**). Einen einfachen Absperrschieber zeigt **Bild 28**, mit innenliegender Spindelmutter (Gefahr des Festfressens durch Schmutz und hohe Temperaturen), O-Ringabdichtung statt Stopfbuchse.

Bauformen (Bild 29). Nach der Form des Kopfstückflansches unterscheidet man *Rundschieber* (große Baulänge, hohe Druckfestigkeit des Deckelstutzens), *Ovalschieber* (verkürzte Baulänge, geringe Druckfestigkeit oder größere Wanddicken) und *Flachschieber* (weitere Verringerung der Baulänge, oft Verstärkung des Deckelstutzens mittels Rippen, vorzugsweise bei großen Nennweiten). Überblick über Werkstoffe und Einsatzgrenzen von Schiebern s. DIN 3352 und [12]. Im Gegensatz zu Ventilen sind Schieber immer für beide Strömungsrichtungen geeignet, sie lassen sich aber nur als Absperrorgane einsetzen. Generell Durchgangsform (keine Eckform). Große Bedeutung kommt der Form der Abdichtung zu, da die Spindelkraft nicht direkt auf die Dichtflächen wirkt.

Bild 29a: Einfache Konstruktion; eine Platte wird im abgesperrten Zustand durch Überdruck angedrückt. Dichtwirkung gering, bei Hubbewegung wegen Gleitreibung Verschleißgefahr; Anwendung bei Ferngasleitungen.

Bild 29b: Gelochte Scheibe gibt bei Hubbewegung Öffnung frei. Gegebenenfalls mittels Federn gespannte Dichtungen; Anwendung bei Gas und Öl (auch mit Staub verunreinigt).

Bild 29c: Häufige Konstruktion; die Absperrung erfolgt durch Einschieben eines starren, keilförmigen Abschlusskörpers in den Durchgang des Gehäuses. Der Spindeldruck verstärkt die Dichtwirkung. Wird viel verwendet im Klein- und Mitteldruckbereich.

Bild 29d: Zwei parallel laufende Dichtplatten werden am Ende der Schließbewegung durch Kniehebel- oder Keilwirkung auf die Sitze gepresst. Dadurch erheblich kleinere Gleitbewegung und geringerer Verschleiß.

Bild 29e: Verbesserte Form des Keilschiebers; zwei gegeneinander bewegliche und keilförmig angeordnete Dichtplatten werden über ein halbkugelförmiges Druckstück am Ende der Schließbewegung mit großer Kraft auf die Sitzflächen gepresst. Eine robuste Bauart mit hoher Dichtkraft und geringem Verschleiß bis PN 400.
Betätigung der Schieber von Hand, auch mit Übersetzungsgetriebe, elektromotorisch mit Getriebe oder mit hydraulischem bzw. pneumatischem Kraftkolben.

Normen. *DIN 3352-1, -2, -3, -4, -5, -11, -12, -13.*

2.9.4 Hähne (Drehschieber). Cocks

Ihre Vorteile sind einfache und robuste Bauweise, geringer Platzbedarf, rasche Schließ- und Umschaltmöglichkeit, geringe Strömungsverluste, mögliche Ausbildung als Mehrwegehahn mit mehreren Anschlussstutzen. Nachteilig sind die großen Dichtflächen, die aufeinander gleiten, und der dadurch bedingte Verschleiß. Die Reibungskräfte sind je nach Vorspannung des Dichtkegels (Hahnküken), Bearbeitungsgüte der Dichtflächen, Schmiermittel sowie Art und Temperatur des Fluids recht hoch.

Zur Gruppe der Kegelhähne gehören weiter der *Packhahn*, besonders in der chemischen Industrie für giftige Medien (Gehäuse unten geschlossen, Hahnküken durch Packung und Stopfbuchsbrille abgedichtet und festgehalten), der *Schmierhahn* für aggressive, dickflüssige und verunreinigte Medien in Kokereien sowie der petrochemischen Industrie (das Hahnküken wird hier über eine Nut und Schmierstoffkammer geschmiert), der *Leichtschalthahn* für zähflüssige Medien wie Latex (das Hahnküken wird hier vor dem Drehen etwas angehoben und nach dem Drehen wieder in den Sitz gedrückt), der *Mehrwegehahn*, z.B. Dreiwege- oder Vierwege-Hahn, zum Umschalten in verschiedene Strömungsrichtungen.

Eine wesentliche technische Weiterentwicklung ist der *Kugelhahn,* **Bild 30**. Der Dichtkörper ist hier eine Kugel mit einer zylindrischen Bohrung für geraden Strömungsdurchgang praktisch ohne jeden Widerstand (Widerstandsziffer $\zeta_R = 0{,}03$ bei vollständig geöffnetem Kugelhahn, das entspricht dem Widerstand eines etwa gleich langen Rohrstücks). Solche Kugelhähne werden gebaut von DN 80 bis DN 1400 für PN 10 bis PN 64.

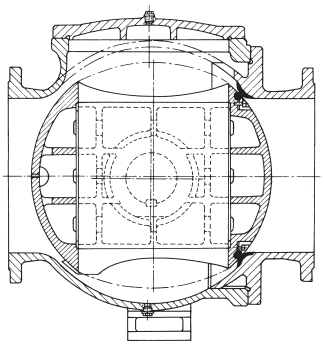


Bild 30. Kugelhahn für Großleitungen (J. Erhard)

2.9.5 Klappen. Flap valves

Die ähnlich **Bild 31** gebauten Klappen werden als *Absperr-, Drossel-,* seltener als *Sicherheitsklappen*, in der Wasserversorgung (Pumpwerke, Filteranlagen), im Kraftwerkbau (Kühlkreise), in der chemischen Industrie (Betriebswasser, auch saure und alkalische Medien) und in der Abwassertechnik (Kläranlagen, Pumpwerke) eingesetzt. In steigendem Maße werden sie verwendet anstelle von Ovalschiebern in Trinkwasser- und Gasfernleitungen. Sie schließen tropfdicht ab wie Schieber. Klappen werden gebaut für größte Nennweiten (DN 5300), allgemein für PN 4 bis DN 2400 und für PN 16 bis DN 1200. Der Platzbedarf ist nicht viel größer als der Rohrquerschnitt. Antrieb der Klappe von Hand, elektromotorisch über Stirnradsegment- oder Schneckengetriebe oder mittels hydraulischem Kraftkolben und gegebenenfalls Fallgewicht zum Verstärken oder zum Ausgleich der Strömungskräfte. Im Allgemeinen wird die Klappe so angeordnet, dass die stromauf zeigende Scheibenhälfte beim Schließen nach unten geht (Verstärken der Schließkraft durch hydrostatische Wirkung). *Rückschlagklappen* dienen als Sicherheitsorgan; die Klappenscheibe wird von der Strömung offengehalten. Bei Stillstand oder Druckumkehr schließt sie, unterstützt vom Fallgewicht, gegebenenfalls abgebremst durch Ölbremse.

2.10 Dichtungen. Seals

Dichtungen sollen das Hindurchtreten von Fluiden durch die Fugen miteinander verbundener Bauteile (normalerweise Flansche s. **K 2.7.2**) verhindern. Sie müssen leicht verformbar sein, um Rauigkeiten der Dichtflächen auszugleichen, und ausreichende Festigkeit haben, dem Anpressdruck und dem Innendruck standzuhalten. Auf Temperatur- und chemische Beständigkeit ist zu achten, ebenso darauf, die elektrochemische Zersetzung von Metalldichtungen oder der Berührungsflächen durch elektrochemische Anodenbildung zu vermeiden. Einen Überblick über Dichtungen, ihre Funktionen und Benennungen gibt DIN 3750.

2.10.1 Berührungsdichtungen an ruhenden Flächen Static contact seals

Bild 32 gibt einen Überblick der wichtigsten Dichtungsarten. Sie unterscheiden sich nach a) unlösbar oder bedingt lösbar (bl) und b) lösbar. Dazwischen liegen *1* Stoffschlussverbindungen mit Dichtmassen oder Klebern. Zu der Gruppe a) gehören: *2* Schweißverbindung, *3* Schweißlippendichtung (bl), *4* Presspassung (bl), *5* Walzverbindung. Zu der Gruppe b) gehören: *6* Flachdichtung (weich oder hart), *7* dichtstofflose Verbindung, *8* Mehrstoffflachdichtung, *9* Schneidendichtung (plastische Verformung), *10* fließende Dichtung, *11* Rund-

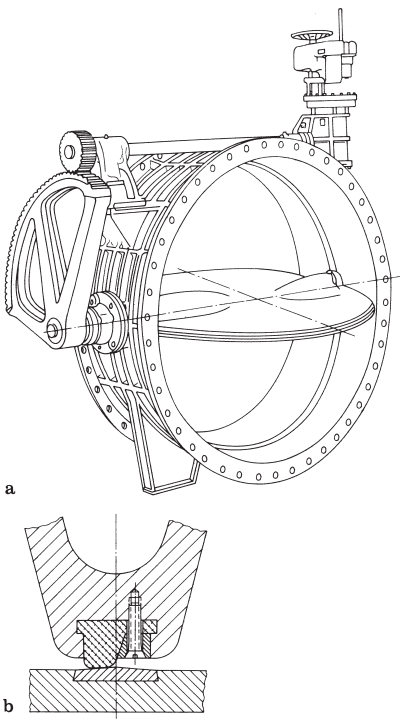


Bild 31. a Drosselklappe nach Bopp & Reuther; **b** linsenförmige Platte mit Dichtringen aus Gummi, Dichtung aus nichtrostendem Stahl im Gehäuse

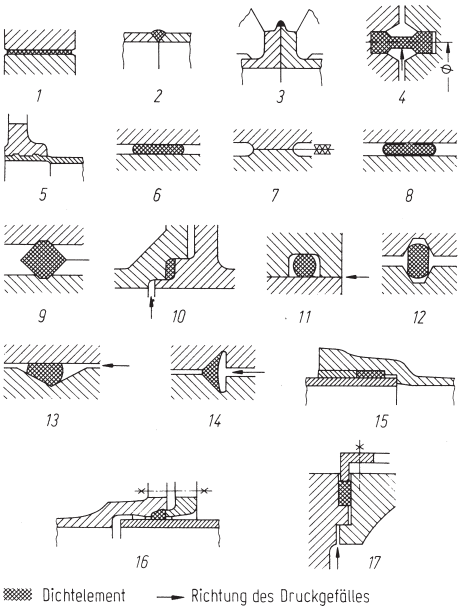


Bild 32. Dichtungen an ruhenden Flächen [15]

dichtung (O-Ring aus Weichstoff oder Metall, elastische Verformung), *12* Hartstoffdichtung (ring joint, elastisch), *13* selbsttätige Weichdichtung (Pressung durch Innendruck), *14* selbsttätige Hartdichtung (Delta-Ring), *15* bis *17* Stopfbuchsartige Dichtungen. Ausführungsformen der Dichtungen mit Dichtungskennwerten nach DIN 2505 s. **Anh. K 2 Tab. 1**.

Flachdichtungen sind Scheiben, Ringe oder Rahmen, die sich mit ihrer ganzen Breite der Dichtfläche anpassen. Sie bestehen entweder aus einem einheitlichen Werkstoff oder anorganischen Füllstoffen und einem Elastomer als Bindemittel, aus mehreren Werkstoffen wie kaschierte Metall(Al, Cu)-Folien oder verbunden mit Stahlblech oder ganz aus Metall (s. **K 2.7.1**). Flachdichtung als Flanschdichtung s. **Bild 33**.

Profildichtungen (**Bild 32**, *9* und *10*) sind Scheiben oder Ringe, die wegen ihrer Querschnittsform nicht mit ihrer ganzen Breite aufliegen, wodurch eine höhere Flächenpressung bewirkt wird. Sie bestehen aus elastomeren Werkstoffen, Weichmetall oder kombinierten Werkstoffen und sind – je nach

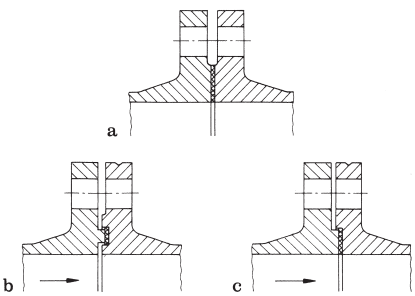


Bild 33 a–c. Flachdichtungen und Flanschdichtflächen [5]. **a** Flansch mit glatter Arbeitsleiste und Flachdichtung nach DIN EN 1514-1 (PN1 6, 10, 16, 25, 40); **b** Flansch mit Nut und Feder nach DIN 2512 und Flachdichtung nach DIN EN 1514-1 (PN10, 16, 25, 40, 64, 100); **c** Flansch mit Vor- und Rücksprung nach DIN EN 1092-1 und Flachdichtung nach DIN EN 1514-1 (PN10, 16, 25, 40, 64, 100)

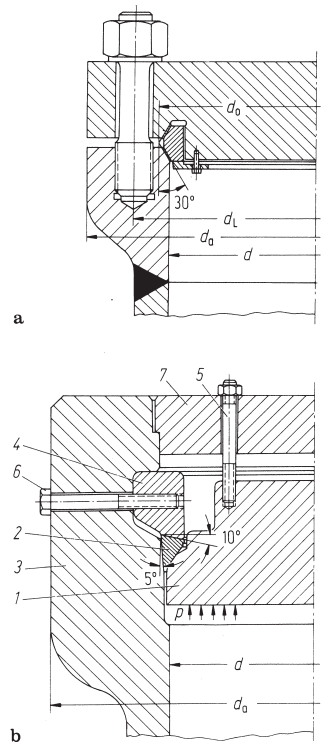


Bild 34. a Doppelkonusdichtung; **b** Uhde-Bredtschneider-Dichtung. *1* Deckel, *2* Keildichtring, *3* Behälterkopf, *4* geteilter Ring, *5* Vorspannschrauben, *6* Halteschrauben, *7* Haltering

Werkstoff – für hohe Drücke (PN 400) und hohe Temperaturen (etwa 500 °C) geeignet (nur zum einmaligen Gebrauch).

Rundschnurdichtungen (O-Ringe) sind Ringe mit Kreisquerschnitt aus elastischen Werkstoffen oder Metallen, die aufgrund geringer Vorspannung beim Einbau, unterstützt vom Betriebsdruck, abdichten (**Bild 32**, *11* und *13*). Abmessungen ($d_1 = 2 \ldots 800$ mm; $d_2 = 1{,}6 \ldots 10$ mm). Anwendung: Öle, Wasser, Luft, Glykogemische bei -50 bis +200 °C und mittleren Drücken (zum mehrmaligen Gebrauch geeignet).

Hochdruckdichtungen. a) DN klein (Rohre): (s. **Anh. K 2 Tab. 1**) Kammprofildichtung, Ring-Joint-Dichtung (häufiges Öffnen), Linsendichtung; b) DN groß (Apparateflansche): (s. **Bild 32**) Delta-Ring *14*, Spaltdichtung *17* oder nach **Bild 34 a** Doppelkonusdichtung selbsttätig mit 0,3 bis 1 mm Aluminiumfolie als Zwischenlage und Uhde-Bredtschneider-Dichtung (**Bild 34 b**), druckunterstützt, benötigt keine Schrauben und teuren Flansche.

2.10.2 Berührungsdichtungen an gleitenden Flächen
Dynamic contact seals

Stopfbuchsendichtungen (Packungen)

Packungen sind Dichtelemente, die gegeneinander bewegte Zylinderflächen gegen Flüssigkeiten und Gase abdichten. Die Stopfbuchsendichtung (**Bild 35**) besteht aus dem feststehenden Teil *1* des Gehäuses mit Stopfbuchsraum, dem Dichtmaterial *2* (Packung), der mit dem Gehäuse verschraubten Brille *3* (Flansch oder Gewinde; nachspannbar), der Zwischenlaterne *4* (gegebenenfalls für Schmierölverteilung) sowie der rotierend oder axial beweglichen Welle oder Spindel *5*. Packungen sind verwendbar für relativ geringe Gleitgeschwin-

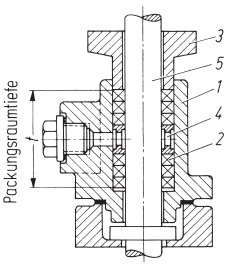


Bild 35. Stopfbuchsendichtung (Goetze)

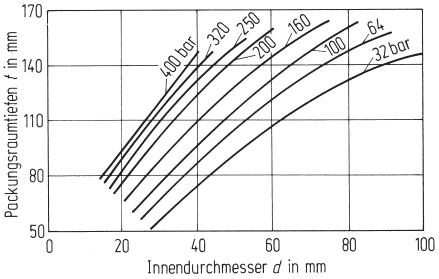


Bild 36. Packungsraumtiefen für Lamellenpackungsringe (Goetze)

digkeiten (bis etwa 0,3 m/s), hohe Temperaturen (bis etwa 520 °C, hohe Drücke (bis etwa 300 bar) und Wellendurchmesser 10 bis 200 mm; Außendurchmesser der Packung 18 bis 245 mm (bis 800 mm für Dehnungskompensatoren in Gasleitungen). Dichtungsprinzip: Verschraubung in axialer Richtung bewirkt Querverformung und Anpressen an die zylindrischen Dichtflächen. Breite von Weichstoffpackungen $= \sqrt{d}$ für kleine und $= 2\sqrt{d}$ für große Spindeldurchmesser d.

Lamellenpackungsringe (**Bild 36**): Aus gewellten, schichtweise in Asbest bzw. Baumwolle eingebetteten Metalleinlagen wie Weichblei, Kupfer, Nickel oder Chromstahl. Die Ringe sind schräg geschlitzt, sie lassen sich so aufbiegen und um die Welle legen. Bei mehreren Ringen Fugen versetzen. Bei Gasen Dichtung mittels Schmieröl verbessern und damit Reibung verringern.

Blei- oder Kupfer-*Hohlring* (**Bild 37 a**): Ungeteilt oder zweigeteilt. Blei- oder Kupfermantel mit Graphitschmierstoff gefüllt, der selbstschmierend durch kleine Radialbohrungen austritt; geschliffene Gleitflächen erforderlich, Anwendung z. B. in hydraulischen Presspumpen.

Folien-Packungsringe: Baumwollkern, mit Al-Folie umwickelt.

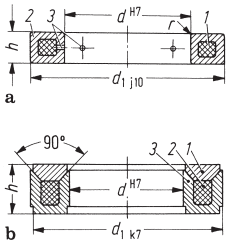


Bild 37 a, b. Packungsringe (Goetze). **a** Hohlring, *1* Blei oder Kupfer, *2* Graphit-Schmierstoff, *3* Radialbohrungen; **b** Keilmanschettenring, *1* Keilring, *2* Weichstoffeinlage, *3* Manschettenring

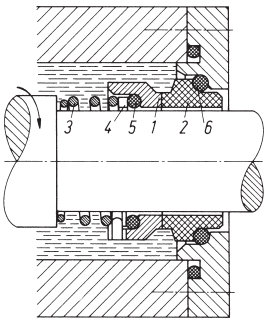


Bild 38. Axial-Gleitringdichtung (Burgmann). *1* Rotierender Gleitring, *2* stationärer Gegenring, *3* Druckfeder, *4* Unterlegring, *5* Dichtring, *6* Lagerring

Keilmanschetten-Packungsringe (**Bild 37 b**): Axiale Spannkraft wird aufgrund der Keilform auf die Lauffläche übertragen. Einwandfreie Fremdschmierung erforderlich. Geeignet für sehr hohe Drücke (über 400 bar) bei Autoklaven, Press- und Höchstdruckpumpen.

Gleitringdichtungen

Axiale und radiale Gleitringdichtungen haben Stopfbuchspackungen bei rotierenden Wellen zunehmend verdrängt. **Bild 38** zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Axial-Gleitringdichtung. Beherrschbar 5 bis 500 mm Wellendurchmesser, 10^{-5} bar bis 450 bar Druck, über 100 m/s Umfangsgeschwindigkeit, –200 bis +450 °C Temperatur. Gestaltungsvarianten, Leckverluste, Gleitringverschluss, Reibungsverluste, Betriebssicherheit, s. [15, 16].

3 Bauarten von Wärmeübertragern
Types of heat exchangers

3.1 Rohrbündelapparate
Tube bundle exchangers

Wegen der vielseitigen Verwendbarkeit für gasförmige und flüssige Stoffe in weiten Temperatur- und Druckbereichen in vielen Industriezweigen eingesetzt. **Bild 1** zeigt einen Apparat gemäß *DIN 28183* mit festen Rohrböden, je einem Rohr- und Mantelweg, Mantelkompensator und gewölbten Böden aus Behälterhauben. Bei gleichen Werkstoffen für Rohre und Mantel und nicht zu großen Temperaturunterschieden können hier, wegen der Stützwirkung der Rohre, dünne Rohrböden eingesetzt werden. Mechanische Reinigung des Rohrraums (Rohrinnen- und Haubenraum) gut möglich.

Apparate mit Haarnadelrohren (U-Rohrapparat **Bild 2 a**) erfordern dickere Rohrplatten. Ausführung mit zwei Rohrwegen und als Gegenströmer mit zwei Mantelwegen (Trennwände gut abdichten!) und ebenem Boden als Behälterabschluss. Beim Schwimmkopfapparat (**Bild 2 b**) können gegenüber dem Festrohrapparat größere Temperaturdifferenzen zwischen den Rohren und dem Mantel aufgenommen werden. Gute Reinigungsmöglichkeiten von Mantel- und Rohrraum.

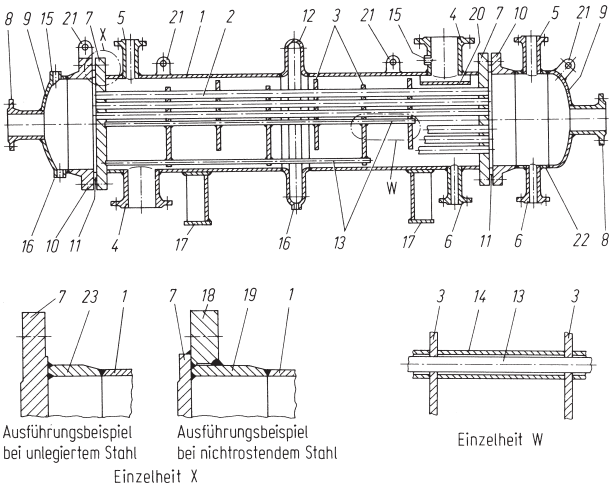


Bild 1. Rohrbündel-Wärmeübertrager mit zwei festen Rohrplatten [1]. Benennungen nach DIN 28 183: *1* Mantel, *2* Rohr, *3* Umlenksegment, Stützplatte, *4* Mantelstutzen, *5* Entlüftungsstutzen, *6* Entleerungsstutzen, *7* Rohrboden, Rohrplatte, *8* Haubenstutzen, *9* Haubenboden, *10* Haubenflansch, *11* Dichtung, *12* Kompensator, *13* Haltespange, *14* Abstandhalter, *15* Entlüftungsmuffe, *16* Entleerungsmuffe, *17* Sattel, *18* Mantelflansch, *19* Flanschzarge, *20* Prallplatte, *21* Tragöse, *22* Haubenmantel, *23* Mantelzarge

Ausführung mit vier Rohrwegen und einem Mantelweg. Innenhaube mit geteiltem Gegenflansch gedichtet. Der Pull-through-Apparat (**Bild 2c**) lässt gegenüber einem Apparat nach **Bild 2b** einen Ausbau des Rohrbündels ohne Zerlegen des Schwimmkopfes zu. *Nachteile:* Großer Abstand zwischen Bündel und Mantel, By-pass-Ströme, Einbau von Gleitschienen als Verdrängungskörper (**Bild 3**). *Wichtige Normen: DIN 28 008* Toleranzen, *DIN 28 080* Sättel, *DIN 28 180* Stahlrohre für Wärmeübertrager, *DIN 28 182* Rohrteilungen und Rohrverbindungen, *DIN 28 191* Geflanschter Schwimmkopf.

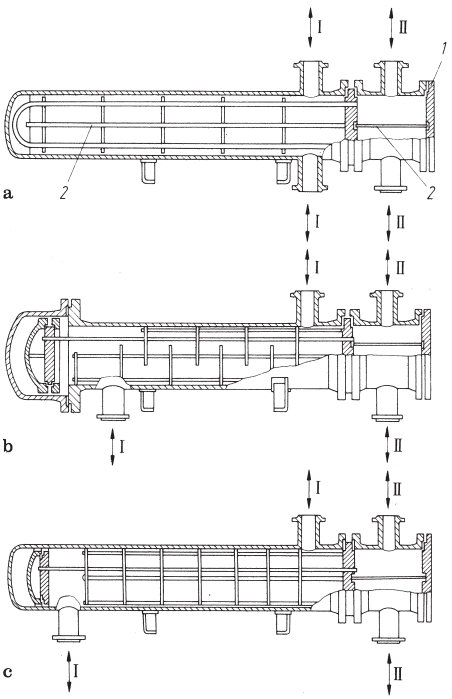


Bild 2a–c. Einige Bauformen von Rohrbündelapparaten (nach Dupont). I mantelraumseitiges Medium, II rohrraumseitiges Medium. *1* ebener Boden (Behälterabschluss), *2* Trennwand

Rohrbündelapparate finden auch Anwendung bei Phasenänderungen: Eindampfer, Zwangs- und Naturumlaufverdampfer, Kondensatoren (s. **K 4**), Abhitzekessel mit Dampferzeugung. Einen Fallfilmverdampfer zur schonenden Eindampfung zeigt **Bild 4**. Durch eine geeignete Vorrichtung am Eintritt der Frischlösung wird auf der Innenseite der Rohre ein dünner Flüssigkeitsfilm erzeugt, der der Schwerkraft folgt und zusammen mit den erzeugten Brüden nach unten strömt. Dabei wird bei geeigneter Auslegung eine vorgegebene Eindickung der Lösung bei einmaligem Durchlauf durch den Wärmeübertrager erreicht.

In **Bild 5** werden die Wände des Wärmeübertragers durch eingebaute Rohrschlangen (Dampferzeugung) vor unzulässig hohen Temperaturen geschützt. Die Abkühlung der Gase erfolgt in dem eingebauten Festrohrapparat durch Wärmeübertragung an ein anderes Prozessgas.

Wegen der hohen Wärmespannungen dickwandiger Rohrböden bei großen Temperaturdifferenzen sind Sonderkonstruktionen erforderlich [2]. Einen ankergestützten und gekühlten Boden zeigt **Bild 6**. Durch geeignete Strömungsführung werden gleichmäßige Kühlung erreicht und Ablagerungen aus dem Wasser (Temperaturspitzen) vermieden. Bei sehr hohen Temperaturen des Gases (1 000 bis 1 500 °C) müssen zusätzlich Einsteckrohre zum Schutz der Rohre und der Platten vorgesehen werden oder die Rohre einzeln am Gaseintritt wassergekühlt werden [2, 3].

3.2 Sonstige Bauarten. Other types

Hierzu zählen Wärmeübertrager mit berippten Oberflächen [4], die insbesondere bei Gasströmungen (Luftkühler) den Wärmedurchgangswiderstand vermindern. Berippte Oberflächen finden auch Einsatz bei der Verdampfung (niedrige Rippen), wenn auf der heißen Seite hohe Wärmeübergangskoeffizienten, z. B. bei Dampfkondensation auftreten.

Weiter sind Plattenwärmeübertrager [4] zu nennen, die vielseitig in der Strömungsführung der Medien zu variieren und

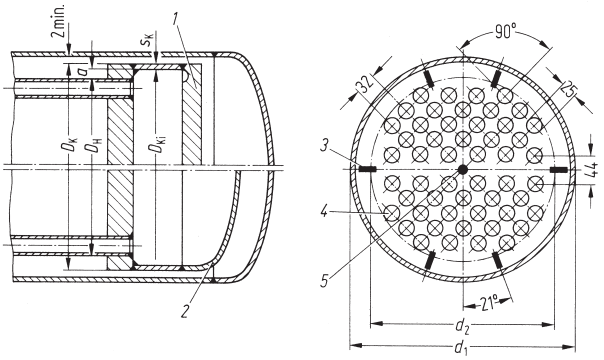


Bild 3. Geschweißter Schwimmkopf [1] nach DIN 28 190. Ausführung: zwei Rohrwege (Gänge), Nenndurchmesser 350 mm, Hüllkreisdurchmesser 288 mm. *1* Ausführung mit ebener Platte, *2* Ausführung mit gewölbtem Boden, *3* Gleitschiene Fl 30 × 10, *4* Innenrohr, *5* Haltestange Durchmesser 12 mm

K

leicht zu reinigen sind (Nahrungsmittelindustrie). Sie bestehen aus einem Paket profilierter Platten, die, durch Weichdichtungen getrennt, mit einer Pressvorrichtung zusammengehalten werden. Bei kleinem Volumen lassen sich große Übertragungsflächen unterbringen.

Eine Sonderform sind Spiralwärmeübertrager, **Bild 7**. Sie werden durch Wickeln von zwei oder vier mit Abstandsbolzen versehenen Platten um einen stabilen Kern, bis zu 2 m Durchmesser, gefertigt. Die Stirnflächen sind durch Kopfplatten mit Weichdichtungen abgedichtet. *Vorteile:* Hohe Strömungsgeschwindigkeiten, hohe Wärmeübertragungskoeffizienten (1 500 bis 2 300 W/(m^2 K)), kompakte Bauweise (20 bis 70 m^2/m^3), geringe Verschmutzung, leichte Reinigung. *Nachteile:* Niedrige Drücke und Temperaturen (bis 20 bar und 400 °C).

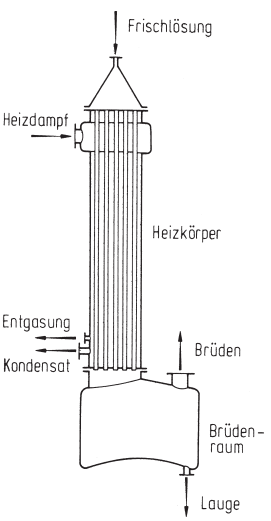


Bild 4. Fallfilmverdampfer nach Wiegand

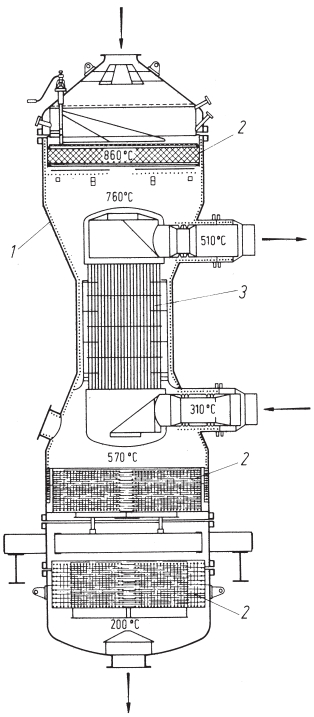


Bild 5. Wärmeübertrager in Salpetersäure-Anlagen mit eingebautem Restgaserhitzer nach Steinmüller. *1* wasserdurchströmte Rohrschlangen als Wandschutz, *2* Wärmeübertragerpakete (Spiralrohre zur Dampferzeugung), *3* Restgaserhitzer

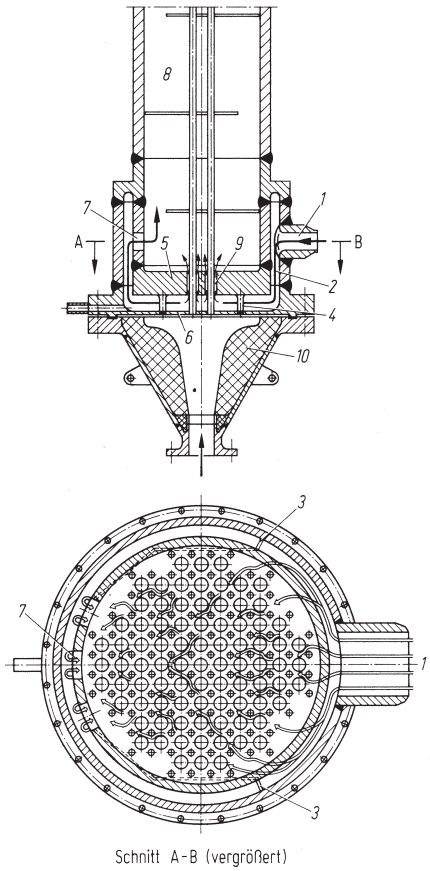


Bild 6. Abhitzekessel mit wassergekühltem und ankergestütztem Doppelboden nach Borsig. *1* Wasserzulauf, *2* Verteilerspalt, *3* Leitbleche, *4* Anker, *5* gekühlter tragender Boden, *6* gestützter Membranboden, *7* Wassereinläufe, *8* Verdampfungsraum, *9* Rohrspalt, *10* Ausmauerung

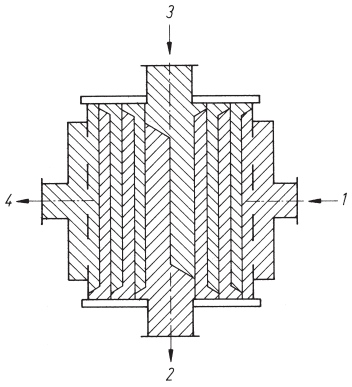


Bild 7. Spiralwärmeübertrager in Gegenstromschaltung nach Kapp. *1, 2* Ein-, Austritt des kalten Mediums, *3, 4* Ein-, Austritt des warmen Mediums

4 Kondensation und Rückkühlung
Condensers and cooling systems

4.1 Grundbegriffe der Kondensation
Principles of condensation

Bei der Abkühlung kondensierbarer Dämpfe unter die Sättigungstemperatur, den Taupunkt, werden die Dämpfe in den flüssigen Zustand überführt.

Anwendungsgebiete. Für Kondensatoren sind es die Erzeugung eines möglichst hohen Vakuums (Dampfkraftmaschinen), die Wiedergewinnung des Kondensats als wertvolle Flüssigkeit (Destillationsanlagen), die Niederschlagung von umweltbelästigenden Abdämpfen (Brüden mit aggressiven Stoffen) sowie die Aufheizung und Verdampfung von Stoffen (Wasserdampf als Wärmeträger).

Kälteträger. Wasser, Luft, Kühlsole und aufzuheizende Substanzen sind Kälteträger.

Arten. Unterschieden wird zwischen

Oberflächenkondensatoren, in denen Dämpfe durch indirekten Kontakt mit einem Kühlmittel über meist aus Rohren bestehenden Kühlflächen kondensiert werden (die Bauweise ist „geschlossen");

Einspritz-(Misch-)Kondensatoren, in denen Dämpfe in direkten Kontakt mit eingespritztem Kühlwasser gebracht und niedergeschlagen werden;

direkte Luftkühlung, also luftgekühlte Kondensatoren mit offener Bauweise, in denen Dämpfe durch Wärmeabfuhr an die Umgebungsluft verflüssigt werden;

indirekte Luftkühlung, bei der Wasser als Kühlmedium in Oberflächen- oder Einspritzkondensatoren verwendet wird, das die Wärme über Kühltürme oder Flussläufe an die Luft überträgt.

Oberflächen- und luftgekühlte Kondensatoren ermöglichen die Gewinnung reiner Kondensate und höhere Vakua als Mischkondensatoren (im Einspritzwasser gelöste Luft!);

diese bieten sich besonders zur Niederschlagung von wertlosen Brüden an. Zur Aufheizung und Verdampfung ist die geschlossene Bauweise von Oberflächenkondensatoren notwendig.

Nichtkondensierbare Gase. Sie reichern sich an den Stellen niedrigsten Drucks (niedrigster Temperatur) an und bilden hier eine wachsende Wärmewiderstandsschicht. Da die Dämpfe hier durchdiffundieren müssen, um an die Kühlfläche zu gelangen, verschlechtert sich das Vakuum. Bei konstantem Gesamtdruck verringern sich der Dampfteildruck und das treibende Temperaturgefälle zwischen Dampf- und Kühlmitteltemperatur. Kondensatoren sind daher bei Überdruck zu entlüften und bei Vakuumbetrieb durch Abpumpen von Inertgasen freizuhalten.

4.2 Oberflächenkondensatoren. Surface condensers

4.2.1 Wärmetechnische Berechnung
Thermodynamic design

Abzuführender Wärmestrom

$$\dot{Q} = \dot{m}_D(h_D - h_K) = \dot{m}_W c_W (t_2 - t_1). \quad (1)$$

Kühlfläche des Kondensators

$$A = \dot{m}_D(h_D - h_K)/k\,\Delta t_M. \quad (2)$$

$\dot{m}_D$, $\dot{m}_W$ Dampf- bzw. Kühlmittel-Massenstrom; h_D, h_K spezifische Enthalpien von Dampf bzw. Kondensat; c_W Wärmekapazität des Kühlmittels; t_1, t_2 Ein- bzw. Austrittstemperatur des Kühlmittels; k Wärmedurchgangskoeffizient; Δt_M mittlere Temperaturdifferenz (s. **K 1.2.1**).

Wärmedurchgangskoeffizient *k* (s. **D 10.2**). Er wird meist von der Wärmeübertragung auf der Kühlmittelseite bestimmt, da die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kondensationsseite – besonders bei Wasserdampf – groß sind. k wächst mit der Kühlmittelgeschwindigkeit und kleiner werdenden Rohrdurchmessern. Für Wasserdampfkondensation mit Kühlwasserströmung auf der Rohrseite zwischen 1,5 und 2,5 m/s ist $k \approx 3000 \ldots 4000\,\mathrm{W/(m^2\,K)}$ (s. **K 1.2.1**). Die hiermit aus Gl. (2) berechnete Kühlfläche A wird konstruktiv aufgeteilt und k mit den so erhaltenen geometrischen Daten nachgerechnet [1, 2]. Dabei sind Schmutzschichten und der Einfluss von Inertgasen gesondert zu berücksichtigen [3].

Überhitzter Dampf. Hier bildet sich ein Kondensatfilm auf der Wand, wenn die Wandtemperatur gleich oder kleiner als die Sattdampftemperatur ist; die Wärmeübergangszahlen für Kondensation (s. **D 10.4.2**) ändern sich hierbei nur unwesentlich. Die Bereiche für Dampfkühlung (trockene Wand) und Kondensatkühlung sind gesondert zu berechnen.

4.2.2 Kondensatoren in Dampfkraftanlagen
Condensers in steam power plants

Ziel ist die Erzeugung eines möglichst großen Druck- und Wärmegefälles für Kraftmaschinen. Wegen des großen spezifischen Volumens der Dämpfe bei Vakuum sind große Eintrittsquerschnitte notwendig, damit die Druckverluste den Gefällegewinn nicht übersteigen; wirtschaftlich erreichbare Enddrücke p_1 sind bei Kolbenmaschinen 0,1 bar, bei Turbinen 0,025 bar (niedrige Kühlwassertemperaturen t_1 vorausgesetzt, die örtlich und jahreszeitlich variieren). In Mitteleuropa gelten für t_1 und p_1: Brunnenwasser 10 bis 15 °C sowie 0,03 bar, Flusswasser 0 bis 25 °C sowie 0,04 bar, Rückkühlwasser 15 bis 30 °C sowie 0,06 bar. Der Druck p_1 ist um 0,005 bis 0,01 bar höher als der zur Kühlwasser-Austrittstemperatur gehörende Sattdampfdruck. Kühlwassermenge $\dot{m}_W \approx 70\,\dot{m}_D$ bei Dampfturbinen, $\dot{m}_W \approx 40\,\dot{m}_D$ bei Kolbenmaschinen. Ist t_D die Sattdampftemperatur am Kühlwasseraustritt, so gilt $t_D - t_2 = 3 \ldots 5\,\mathrm{K}$. Kondensatunterkühlung $t_0 - t_K < 3\,\mathrm{K}$, da anderenfalls Inertgas gelöst und dem Kreislauf wieder zugeführt wird. Die Absaugung des Inertgases ist an der kältesten Stelle (niedrigster Gesamtdruck) mit Abschirmung gegen Dampfzutritt (s. **K 4.2.4**) vorzusehen.

4.2.3 Kondensatoren in der chemischen Industrie
Condensers in the chemical industry

Oberflächenkondensatoren zur Gewinnung wertvollen Kondensats hinter Kolonnen und Reaktoren werden entweder mit Wasser oder mit Luft (s. **K 4.4**) gekühlt. In stärkerem Maße werden zur Energieeinsparung auch Produkte, die vorgewärmt oder verdampft werden müssen, als Kühlmittel verwendet. Wasser als Kühlmittel fließt auf der Rohrseite (bessere Reinigungsmöglichkeit), kondensierender reiner Stoff auf der Mantelseite von Bündeln (größerer Querschnitt und kleinerer Druckverlust). Letzteres ist besonders bei Vakuumbetrieb zu beachten, der bei temperaturempfindlichen Substanzen angewendet wird.

Wärmeübergangskoeffizienten. Für kondensierende organische Stoffe sind sie niedriger als die von Wasserdampf. Kommt es hierbei auf hohe Werte an, ist die Kondensation an waagerechten Rohrbündeln günstiger als an senkrechten. Dies gilt vor allem bei niedrigen Siedetemperaturen und kurzen Rohrlängen. Der Wärmeübergang wird durch Queranströmung der Bündel verbessert. Auf der Kühlmittelseite ist für guten Wärmeübergang durch hohe Wassergeschwindigkeiten und Vermeidung von Schmutzschichten zu sorgen. Hierfür bieten sich eine sorgfältige Wasservorreinigung und automatisch schaltende Bürsten- oder Kugelreinigungsvorrichtungen an. Bei ungünstigen Wasserverhältnissen ist auch eine Beschichtung der Rohre (glatte Oberflächen) vorteilhaft.

Aufheizung und Verdampfung von Stoffen. Sie erfolgt vielfach in Kondensatoren, wobei Kraftwerksdampf als Wärmeträger benutzt wird. Da hierbei hohe Kondensations-Wärmeübergangskoeffizienten auftreten, werden die Phasenführung und die geometrische Anordnung von der Verdampfungsseite – mit dem meist kleineren Wert – bestimmt. So findet man vielfach senkrechte Bündelanordnungen mit Kondensation auf der Mantelseite in Umlaufverdampfern an Kolonnen, aber auch waagerechte Bündelanordnungen mit Kondensation auf der Rohrseite im „Kettle-Type-Reboiler". Zur genauen Berechnung solcher Verdampferkondensatoren muss abschnittsweise der Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten für Kondensation und Verdampfung bestimmt werden.

Mehrkomponentengemische. Besonders aufwendig wird die Berechnung, wenn diese Gemische kondensieren (Teilkondensatoren, Dephlegmatoren), eventuell unter Beteiligung von Inertgasen, und auf der Kühlmittelseite Mehrkomponentenprodukte vorgewärmt und verdampft werden (Teil-, Flashverdampfer). Hierbei sind zunächst die sich längs des Apparats ändernden Siede- bzw. Tautemperaturen aus Gleichgewichtsberechnungen zu bestimmen und in einem Enthalpie-Temperatur-Diagramm darzustellen. Diese Wärmeübertrager dienen an exotherm arbeitenden Reaktoren zur Aufheizung der Reaktionsstoffe durch das Reaktionsprodukt. Wegen der hohen Temperaturen (Wärmespannungen) und Verschmutzungsgefahren wird der Schwimmkopfapparat (s. **K 3**) bevorzugt.

4.2.4 Konstruktive Gesichtspunkte. Basic design layout

Niederdruck-Sattdampfkondensatoren

Sie werden überwiegend als liegende Rohrbündelapparate ausgeführt.

Kleine Druckverluste. Bei großem Dampfvolumen befinden sich ein weiter Dampfraum unter dem großen Eintrittsstutzen und keilförmige Dampfgassen im oberen Rohrbündel. (**Bild 1**). Hierbei besteht die Gefahr, dass in den Teilbündeln partielle Druckminima entstehen, in denen sich Inertgas sammelt und den Wärmeübergang behindert, wenn das Gas nicht von dort abgesaugt wird. Günstiger wäre es, den Kondensator nach unten zu verengen oder mit nach unten abnehmender Rohrteilung zu versehen [2]. Dies hat sich aus konstruktiven Gründen und wegen der Kosten bisher nicht durchgesetzt.

Entfernung der Inertgase. Sie erfolgt restlos von der kältesten Stelle (Druckminimum) mit minimalem Dampfanteil. Die günstigste Lösung ist nach [4] die Absaugung in den Zentren der Bündelteile durch Rohre von der Länge des Bündels mit vielen Saugöffnungen. Leitbleche schirmen gegen Dampfzutritt ab, tote Ecken sind zu vermeiden.

Vermeiden der Kondensatunterkühlung. Hierzu halten Führungsbleche *2* das Kondensat von den Kühlrohren fern, **Bild 1**. Kondensatableiter bzw. Saugpumpen führen das Kondensat ständig ab.

Konstruktion: Mäntel über 500 mm Durchmesser (Dmr.) aus Stahlblech geschweißt, Länge $\approx 2 \times$ Dmr. Rohrböden 20 bis 30 mm dick aus Stahl oder Messing (bei saurem oder salzhaltigem Wasser). Rohre 15 bis 25 mm Dmr., Rohrteilung $= (1{,}4 \ldots 1{,}5) \times$ Außendmr., nach unten enger. Leitbleche auf der Mantelseite sind bei Kondensation nicht notwendig. Zur Vermeidung von Schwingungen sind Stützbleche im Abstand $(50 \ldots 70) \times$ Rohrdmr. vorzusehen. Zur Schwingungsauslegung s. [5]. Wärmedehnungen ist durch Dehnungsausgleicher oder S-förmig vorgebogene Rohre (Wendestellen liegen im Stützblech) Rechnung zu tragen. Bei zweiflutiger Ausführung kann eine Hälfte gereinigt werden, ohne die Anlage stillzusetzen. Am Dampfeintritt ist ein Notauspuffventil vorzusehen.

Kondensatoren in der chemischen Industrie

Dampfgassen normalerweise (höhere Drücke und Druckverluste) nicht notwendig. Länge $\approx (3 \ldots 4) \times$ Dmr., je nach Druckverlust und Stromführung. Günstig ist Dampfzuführung in der Mitte und Stromteilung durch Trennblech in Bündellängsrichtung (Split-flow) [6]. Rohre (18 bis 25) mm $\times$ Dmr., Rohrteilung (1,3 bis 1,5) $\times$ Außendmr. nach DIN 28 182. Schwimmkopfapparate können in der einfacheren Pull-through-Ausführung (s. [3]) mit Dichtstreifen hergestellt werden, da Platz für die Dampfverteilung und Kondensatsammlung erwünscht ist. Falls zwei Rohrwege ausreichend sind, ist auch der U-Rohr-Typ geeignet (keine Reinigungsmöglichkeit der Rohrwege!). Bei Kondensation im Rohr wird das Bündel zum besseren Kondensatabfluss geneigt. Neben Rohrbündeln gibt es auch Schlangenrohr-, Doppelrohr- und Rieselkühler als Kondensatoren.

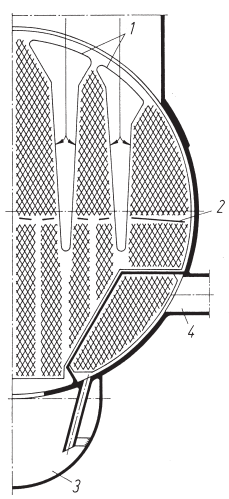


Bild 1. Einflutiger Balcke-Dürr-Kondensator. Durchmesser 2,5 m, Länge 12 m; Rohre: Zahl 4 960, Abmessungen 19,05 mm $\times$ 0,89 mm, Teilung 26 mm; Dampf 44,2 kg/s, Wasser 2,1 m^3/s, Leistung 97 MW. *1* Dampfschlitze in der Rohrtragwand, *2* Kondensatführungsbleche, *3* Kondensataustritt, *4* Luftsaugstutzen

4.3 Einspritz-(Misch-)Kondensatoren

Injection (direct contact) condensers

Durch Einspritzen feinverteilten Kühlwassers in den Dampf ergeben sich im Vergleich zu den Oberflächenkondensatoren größere Wärmedurchgangszahlen. Diese wurden von [7] für frei fallende Filme, Strahlen und Tropfen sowie bei Druckzerstäubung gemessen. Im letzten Fall wurden Werte von $k = 100\,000\ \mathrm{W/(m^2\,K)}$ an Tröpfchen mit 0,6 mm Durchmesser und 15 m/s Geschwindigkeit bei einer Wärmestromdichte von $230\,000\ \mathrm{W/m^2}$ festgestellt. Diese Werte reduzieren sich erheblich mit abnehmender Tropfengeschwindigkeit bzw. zunehmender Verweilzeit sowie mit abnehmendem Kondensatordruck und zunehmendem Inertgasgehalt (Reduziergang 50% bei 1% Gasmassengehalt). Da die Phasengrenzfläche pro Volumeneinheit ebenfalls groß wird, sind die Abmessungen von Mischkondensatoren kleiner als die von Oberflächenkondensatoren. Einbauten zur Erhöhung der Kontaktfläche und der Verweilzeit sind relativ billig.

Der spezifische Kühlwasserbedarf $\dot{m}_\mathrm{W}/\dot{m}_\mathrm{D}$ errechnet sich nach Gl. (1). Da $t_2 = t_\mathrm{K}$, ist $\dot{m}_\mathrm{W}/\dot{m}_\mathrm{D}$ mit 15 bis 30 kg/kg kleiner als bei Oberflächenkondensatoren. Für große Leistungen und niedrige Drücke ist die Gegenstromführung (trockene Absaugung der Inertgase am Kopf) wirtschaftlicher als die Gleichstromführung (nasse Absaugung). Der Kondensat- und Kühlwasserabzug erfolgt meist über eine Flüssigkeitsvorlage oder eine Wasserstrahlpumpe, bei Gleichstromführung auch über einen Strahlkondensator.

Wegen der Vermischung des Kühlwassers mit Kondensat lässt sich dieses günstige Verfahren nur bei wertlosen Brüden anwenden. Eine Ausnahme bildet das Heller-Verfahren [8], bei dem Dampf in einem Einspritzkondensator mit seinem eigenen Kondensat niedergeschlagen wird, das vorher mit Luft in einem Trockenkühlturm heruntergekühlt wurde. Dieses indirekte Luftkühlverfahren (s. **K 4.6**) wird bei Wasserknappheit angewandt. Der Einspritzkondensator ist nur ein Drittel so groß wie der Oberflächenkondensator gleicher Leistung, dagegen sind die Investitionskosten für die Kondensatkühlung erheblich. Mit dem dreifachen Luftdurchsatz wird das gleiche Vakuum erreicht wie beim nassen Kühlturm [9].

4.4 Luftgekühlte Kondensatoren

Air cooled condensers

Bei Wasserknappheit wird neben der indirekten in zunehmendem Maße die direkte Luftkühlung angewandt, die kleinere Oberflächen benötigt. Gekühlt wird zumeist durch Anblasen der berippten Außenflächen mit Lüftern, seltener durch natürliche Belüftung. Aufgrund gesetzlicher Auflagen nehmen langsam laufende, geräuscharme Lüfter mit breiten Schaufeln zu. Die Investitionskosten sind höher als für Oberflächenkondensatoren. Vergleicht man jedoch Luftkühlung mit Oberflächenkondensatoren unter Einschluss des Rückkühlwerks, so sind die Investitionskosten etwa gleich groß, die Betriebskosten bei Luftkühlung aber geringer, solange die Produkttemperatur über 60 °C liegt.

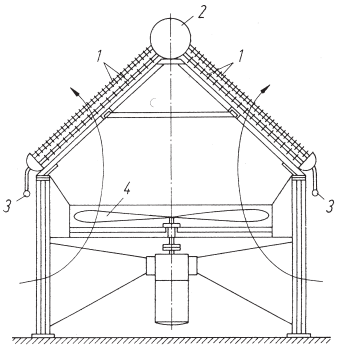


Bild 2. Luftgekühlter Kondensator in A-Anordnung. *1* Rippenrohre mit unterschiedlichem Rippenabstand, *2* Dampfzuführung, *3* Kondensatabzug, *4* Ventilator

Anlagen für Kraftwerke. Sie werden mit einer Leistung bis zu etwa 1 100 t/h Kondensation (400 MW) gebaut. Die Rohrbündel können vertikal, horizontal oder geneigt (A- oder V-förmig) und platzsparend oberhalb von Rohrbrücken oder auf Gebäuden angeordnet werden. Weit verbreitet ist die A-Anordnung (**Bild 2**) mit oberer Dampfzuführung (Gleichstromführung von Dampf und Kondensat). Sinkende Kondensationsleistung der Rohrreihen, die im angewärmten Luftstrom liegen, werden durch engere Rippenteilung ausgeglichen (*1* in **Bild 2**). Bei Frost und Vakuumbetrieb besteht Erfriergefahr am unteren Rohrende durch Totzonenbildung (Dampfrückströmung in Rohre mit vollständiger Kondensation, Einschluss und Anreicherung von Inertgas). Hier bietet sich die untere Dampfzuführung (Gegenstrom) an, die mit einem schlechteren Wärmeübergang verbunden ist, oder eine Kombination beider Schaltungen, die sicherstellt, dass im vorgeschalteten Gleichstromkondensator in allen Rohren Teilkondensation stattfindet und eine Kondensatunterkühlung verhindert wird. Bei variierenden Betriebsbedingungen ist es sicherer, jede Rohrreihe mit getrennten Sammlern zu versehen.

Raffinerien und chemische Fabriken. Auch hier setzen sich luftgekühlte Kondensatoren verstärkt durch. Als Kopfkondensatoren für Destillationskolonnen werden sie heute bis zu 40 GJ/h gebaut.

4.5 Hilfsmaschinen. Auxiliary equipment

Aus Kondensatoren sind das Kondensat und die mit dem Dampf, dem Kühlwasser und durch Undichtigkeiten (Rohrleitungen, Maschinenstopfbuchsen) eindringende Luft mittels Pumpen laufend zu entfernen. Nassluftpumpen werden fast ausschließlich für Mischkondensatoren im Gleichstrom benutzt; sie fördern gleichzeitig Kondensat und Luft auf Atmosphärendruck. Für größere Anlagen werden Trockenluftpumpen und getrennte Kondensatpumpen verwendet.

4.5.1 Trockenluftpumpen. Air ejectors

Im Mittel kann für die Auslegung mit Luftmengen von etwa 0,1 bis 0,25 Massen-% der maximalen Kondensatmenge für Turbinen bzw. Dampfkolbenmaschinen gerechnet werden, falls keine Erfahrungswerte vorliegen. Der mit der Luft abgesaugte Dampfstrom $\dot{m}_D$ ist auch bei guter Kühlung der Luft auf t_L größer als der Luftstrom $\dot{m}_L$.

$t_D - t_L$	K	0	1	2	4	6
$\dot{m}_D/\dot{m}_L$	kg/kg	∞	12…13	5…6	2…3	1,2…1,5

Niedrige Werte für etwa 0,02 bar, hohe Werte für 0,1 bar Gesamtdruck. Kühlung so gestalten, dass $t_D - t_L > 4$ K wird (t_D Sattdampftemperatur am Eintritt des Kondensators).

Die gebräuchlichsten Pumpen sind Wasser- und Dampfstrahlpumpen. Daneben finden bei nicht zu niedrigem Druck Wasserring-Luftpumpen Anwendung, die gegebenenfalls auch mit Sperrflüssigkeiten niedrigen Dampfdrucks betrieben werden können. Für hohes Vakuum sind Drehkolbenpumpen mit Ölfüllung geeignet. Vorteile der Strahlpumpe gegenüber mechanischen Pumpen sind die möglichen Ausführungen in Sondermaterialien bei korrosiven Medien.

Wasserstrahl-Luftpumpen. Sie werden nur einstufig gebaut. Die Luft wird isotherm verdichtet, da die Kompressionswärme in das Wasser geht. Theoretisches Vakuum (entsprechend der Wassereintrittstemperatur) wird zu 98% erreicht. Der Wirkungsgrad ist wegen des hohen Wasserverbrauchs (20 bis 40 m³ je kg Luft) niedrig, aber größer als bei Dampfstrahlsaugern. Parallelschaltung zur Erreichung großer Leistungen wählen. Strahlwasserdruck über 2 bar. *Vorteile:* Große Saugleistung, d. h. rasche Inbetriebnahme des Kondensators, einfache Bauart, keine bewegten Teile, hohe Betriebssicherheit auch wegen Unempfindlichkeit gegen verunreinigtes Wasser.

Nachteile: Leistungsverluste in Wasserpumpe, Kondensatverluste.

Dampfstrahl-Luftpumpen. Ein Treibdampfstrahl wird durch Expansion in einer Lavaldüse auf überkritische Geschwindigkeit gebracht. Luft wird durch Unterdruck angesaugt. Maximal einstufiges Verdichtungsverhältnis ist 1 : 7 entsprechend 0,15 bar Ansaugdruck bei Förderung in die Atmosphäre. Bei niedrigeren Drücken mehrstufig arbeiten, wobei kondensierbare Anteile zur Einsparung von Energie und zur Verkleinerung der folgenden Stufen in Zwischenkondensatoren niedergeschlagen werden. Zur Kühlung kann Turbinenkondensat (Speisewasservorwärmung) benutzt werden. **Bild 3** zeigt eine zweistufige Ausführung. Neben Oberflächenkondensatoren werden auch Mischkondensatoren verwendet. Vielfach ist als letzte Stufe (Druckbereich 0,2 bis 1,0 bar) eine Wasserstrahl-Luftpumpe oder eine Wasserringpumpe wirtschaftlicher. *Vorteile:* Wie bei Wasserstrahl-Luftpumpen. Dazu kommen niedrigere Saugdrücke, Kondensatrückgewinn. *Nachteile:* Zusätzlicher Kondensator notwendig, niedrigerer Wirkungsgrad.

4.5.2 Kühlwasser- und Kondensatpumpen
Condensate and circulating water pumps

Kühlwasserpumpen. Es sind meist Radialpumpen für größere Fördermengen (bis 15 000 m³/h) bei geringen Förderdrücken (0,8 bis 2 bar). Doppelter Antrieb durch Dampfturbine und Elektromotor bei Kraftwerken aus Sicherheitsgründen. Aufteilung auf mehrere parallele Pumpensätze üblich;

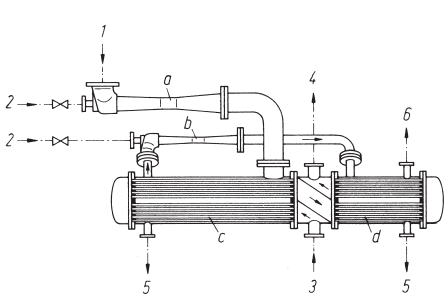


Bild 3. Dampfstrahl-Luftpumpe (Bauart Körting), zweistufig mit Zwischenkondensation. *a*, *b* Dampfstrahlpumpe 1. bzw. 2. Stufe, *c*, *d* Oberflächen-Doppelkondensator 1. bzw. 2. Stufe. *1* Sauganschluss, *2* Treibdampf, *3, 4* Kühlwasserein- bzw. -austritt, *5* Kondensatabzug, *6* Luftaustritt

durch Zu- und Abschalten Anpassung an Leistung ohne Drehzahlregelung.

Kondensatpumpen. Sie werden ebenfalls als Kreiselpumpen ausgeführt (s. **R 3.4**). Überdimensionierung für den Fall der Undichtigkeit von Kühlwasserrohren. Positive Zulaufhöhe notwendig. Zumeist mehrstufige Ausführung. Anordnung häufig mit der Kühlwasserpumpe auf einer Welle. Leistungsbedarf der Kondensationsanlage 0,4 bis 0,5% der Normalleistung der Kraftmaschine.

4.6 Indirekte Luftkühlung und Rückkühlanlagen
Indirect air cooling and cooling towers

Die indirekte Wärmeabfuhr an die Luft über ein Zwischenkühlmittel (fast ausschließlich Wasser) ist notwendig, wenn kein Frischwasser zur Verfügung steht oder Flusseinleitungstemperaturen vorgeschrieben sind. Hinsichtlich des Wasserstroms gibt es trockene und nasse Kühltürme. Bei trockenen Kühlern wird die Wärme durch Konvektion über Kühlflächen (Rippenrohrbündel) übertragen, mit höherem Wärmeübergangswiderstand und kleinerem Enthalpiegefälle als beim nassen Verfahren. Im letzteren Fall wird die Wärme überwiegend durch Verdunstung des Wasser übertragen. Etwa 1 bis 2% des zu kühlenden Stroms gehen verloren und müssen ersetzt werden.

Das umweltfreundliche trockene Verfahren erfordert eine größere Ventilationsleistung und höhere Investitionskosten. Es wird verstärkt benutzt, wenn die Nachteile des nassen Verfahrens – Nebelschwaden, Sprühregen, Eisbildung, Zusatzwasser, Verkrustungen, Korrosion – stören und geschlossene Kreisläufe unabdingbar sind, z.B. bei Kernkraftwerken oder beim Heller-Verfahren mit Mischkondensatoren (s. **K 4.3**). Die geplante Kombination beider Verfahren [10, 11] gestattet es, im Winter vorzugsweise auf Trockenbetrieb (Kennlinie abhängig von der Lufttemperatur) und im Sommer auf teilweise Nassbetrieb (Kennlinie abhängig von Feuchtthermometer-Temperatur) überzugehen.

4.6.1 Bauarten. Types

Offene Kühlteiche (0,5 m^3/h zu kühlendes Wasser pro m^2 Grundfläche bei 10 K Kühlzonenbreite) oder Gradierwerke mit 1 bis 2 $m^3/(h\,m^2)$ sind inzwischen selten. Für große Leistungen wählt man heute überwiegend geschlossene Kühltürme aus Beton (5 bis 10 $m^3/(h\,m^2)$) für kleine Einheiten Kleinkühler aus Kunststoff (bis 4000 m^3/h) und für mittlere Leistungen Zellenkühltürme aus Stahlbetonfertigteilen.

Arten der Kühltürme. Es gibt zwangs- und natürlich belüftete Türme. Naturzugkühltürme sind für große Wärmeleistungen im Grundlastbetrieb wirtschaftlicher als Ventilatorkühltürme trotz höherer Investitionskosten. Abmessungen ca. 110 m Durchmesser und 150 m Höhe bei 14 cm Betonwanddicke (Leistung 1000 bis 1200 MW als Nasskühlturm). Größere Abmessungen, wie sie für Trockenkühltürme gleicher Leistung notwendig wären (200 bis 300 m Durchmesser und Höhe), lassen sich kostengünstig mit der Seilnetzkonstruktion (**Bild 4**) verwirklichen. Die Paraboloidform mit Einschnürung soll Kaltlufteinbrüche von oben verhindern [12, 13].

Ventilatorkühltürme. Sie sind für große Leistungen (bis 100000 t/h) nur für Spitzenlastbetrieb, z. B. als Ablaufkühlturm (Kühlung des ablaufenden Flusswassers im Sommer), wirtschaftlich. Normale Anwendung für kleine bis mittlere Maschinenleistungen. Durchmesser der Rundkühltürme bis

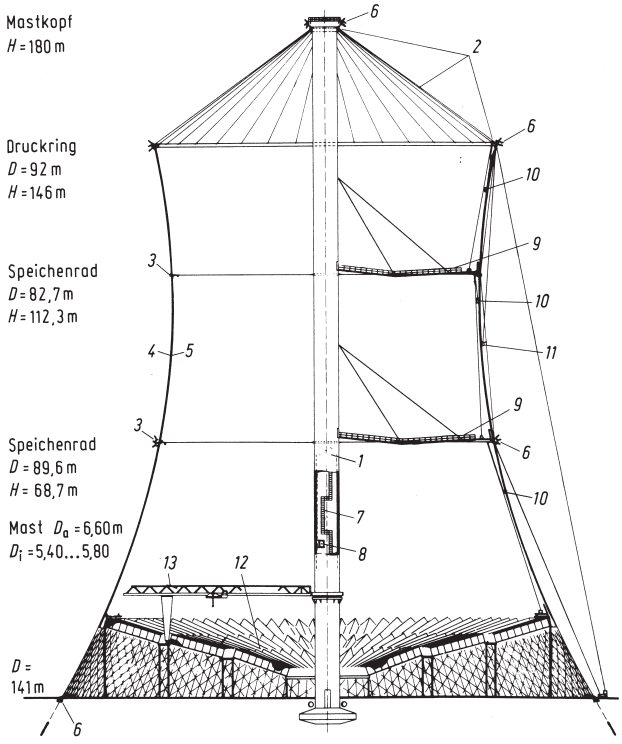


Bild 4. Seilnetz-Trockenkühlturm Schmehausen [12]. *1* Mast, *2, 3* Speichenräder, *4, 5* Netzschale bzw. -verkleidung, *6* Flugbefeuerung, *7* Steigleiter, *8* Aufzug, *9* Laufstege, *10, 11* Innen- und Außenbefahranlagen, *12* Wärmeübertrager A-Form, *13* Kran

70 m, der saugenden Ventilatoren bis 26 m; Antriebsleistung 0,55 kW/m^2 beregnete Grundfläche. Drückende Ventilatoren für Schalldämmung (Kulissenschalldämpfer am Lufteintritt); Durchmesser 7 bis 8 m, Turmhöhe kleiner als 50 m, Schale leichter herstellbar, Baukosten 10 bis 15% niedriger, Leistungsbedarf 10 bis 15% höher als mit saugendem Ventilator.

Nasse Kühltürme. Das zu kühlende Wasser wird auf Verteilereinrichtungen im unteren Drittel des Turms gepumpt und fließt dann, durch Düsen zerstäubt oder von Überlaufrinnen auf Einbauten verteilt, in dünne Schichten aufgelöst dem Luftstrom entgegen; Fallhöhe des Wassers 6 bis 8 m. Die Luft tritt unten seitlich ein. Ausführungen im Gegenstrom über Tropflatten in Deutschland und Querstromführung in den USA verbreitet.

4.6.2 Berechnung. Design calculations

Der Wärmeübergang in Trockenkühltürmen lässt sich wie in Rippenrohrkühlern berechnen. In Naturzugtürmen ist der Luftdurchsatz aus dem Gleichgewicht zwischen Auftrieb und Druckverlust zu bestimmen [1]. Für den nassen Kühlturm gilt näherungsweise die von Merkel [14] aufgestellte Hauptgleichung:

Wärmestrom. Der von der Luft dem Wasser durch Wärmeübergang und Verdunstung entzogene Wärmestrom

$$\mathrm{d}\dot{Q} = \dot{m}_\mathrm{W}\, c_\mathrm{W}\, \mathrm{d}t_\mathrm{W} = \beta_\mathrm{x}(h''_\mathrm{L} - h_\mathrm{L})\,\mathrm{d}A \tag{3}$$

ist proportional der Phasengrenzfläche dA zwischen Wasser und Luft und der Differenz der Enthalpie h''_L gesättigter Luft bei der Wassertemperatur t_W und der Enthalpie h_L der Luft, β_x ist der Stoffübergangskoeffizient (Massenstrom pro Flächeneinheit).

Lewis-Zahl. Ist α der Wärmeübergangskoeffizient und c_Lm die mittlere Wärmekapazität der feuchten Luft, so gilt

$$Le = \alpha/(\beta_\mathrm{x} c_\mathrm{Lm}). \tag{4}$$

Für verdunstendes Wasser ist $Le \approx 1$.

Merkel-Zahl. Aus Gl. (3) folgt unter Vernachlässigung der Wassermengenänderung

$$Me = \frac{\beta_\mathrm{x} A}{\dot{m}_\mathrm{W}} = \int \frac{c_\mathrm{W}\,\mathrm{d}t_\mathrm{W}}{h''_\mathrm{L} - h_\mathrm{L}}. \tag{5}$$

Sie wird im Mittelwertverfahren für h''_L und h_L [1] oder graphisch nach Sherwood ermittelt.

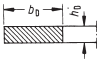
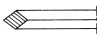
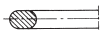
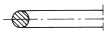
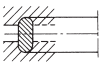
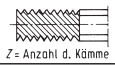
Zahl der Übertragungseinheiten. Mit den Massenströmen $\dot{m}_\mathrm{L}$ der Luft und $\dot{m}_\mathrm{W}$ des Wassers wird

$$NTU = \beta_\mathrm{x} A/\dot{m}_\mathrm{L} = \dot{m}_\mathrm{W} \cdot Me/\dot{m}_\mathrm{L}. \tag{6}$$

Der Wasserverlust setzt sich aus $\beta_\mathrm{x}A$ zuzüglich der mitgerissenen Tropfen $(0{,}3 \cdot \beta_\mathrm{x}A)$ zusammen und muss durch aufbereitetes Zusatzwasser ersetzt werden. Die Kühlwirkung nimmt mit steigender Wassertemperatur zu. Unterhalb der Kühlgrenztemperatur (Feuchtthermometer-Temperatur), die bei ungesättigter Luft niedriger ist als die Trockenlufttemperatur, kann Wasser nicht abgekühlt werden. Bei den üblichen mittleren Bemessungswerten für die Lufttemperatur 15 °C und 70% rel. Feuchtigkeit beträgt die Kühlgrenztemperatur etwa 12 °C. Übliche Kühlzonenbreite $t_\mathrm{W2} - t_\mathrm{W1} = 10\,\mathrm{K}$. Zur Berechnung und Verfolgung der Zustandsänderungen im Mollier- h, x-Diagramm s. **D 6.2.2**. Werte für $\beta_\mathrm{x}A$ bzw. NTU sind der Literatur zu entnehmen oder in Versuchen zu ermitteln [1].

5 Anhang K: Diagramme und Tabellen
Appendix K: Diagrams and tables

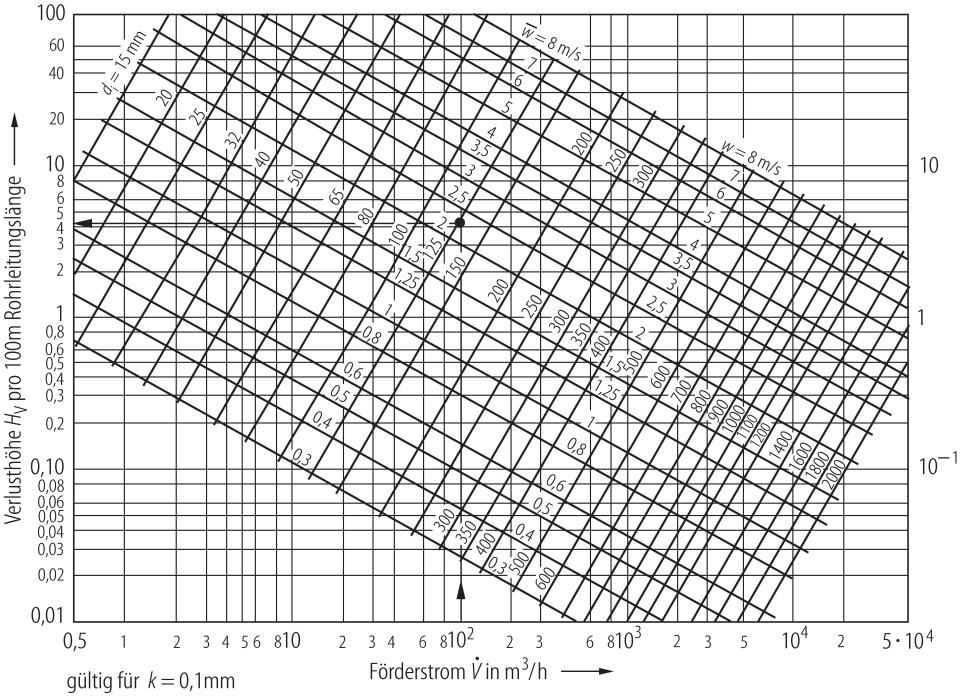
Anh. K 2 Tabelle 1. Dichtungskennwerte für Gase und Dämpfe nach DIN 2505 [4]

Dichtungsart	Dichtungsform	Benennung	Werkstoff	Dichtungskennwerte		
				Vorverformen		Betriebszustand
				k_0 mm	$k_0 \cdot K_D$ N/mm	k_1 mm
Weichstoff-Dichtungen		Flachdichtungen nach DIN EN 1514-1	Gummi	–	$2\,b_D$	$0{,}5\,b_D$
			PTFE	–	$25\,b_D$	$1{,}1\,b_D$
			It	–	$b_D \frac{200}{\sqrt{b_D h_D}}$	$b_D\left(0{,}5+\frac{5}{\sqrt{b_D h_D}}\right)$
Metall-Weichstoff-Dichtungen		Spiral-Asbest-dichtung	Asbest/ Stahl	–	$50\,b_D$	$1{,}3\,b_D$
		Welldichtring	Al	–	$30\,b_D$	$0{,}6\,b_D$
			Cu, Ms	–	$35\,b_D$	$0{,}7\,b_D$
			weicher Stahl	–	$45\,b_D$	$1\,b_D$
		Blechummantelte Dichtung	Al	–	$50\,b_D$	$1{,}4\,b_D$
			Cu, Ms	–	$60\,b_D$	$1{,}6\,b_D$
			weicher Stahl	–	$70\,b_D$	$1{,}8\,b_D$
Metalldichtungen		Metall-Flachdichtung	–	$1 \cdot b_D$	–	$b_D + 5$
		Metall-Spießkantdichtung	–	1	–	5
		Metall-Ovalprofildichtung	–	2	–	6
		Metall-Runddichtung	–	1,5	–	6
		Ring-Joint-Dichtung	–	2	–	6
		Linsendichtung nach DIN 2696	–	2	–	6
	 Z = Anzahl d. Kämme	Kammprofil-dichtung nach DIN 2697	–	$0{,}5\sqrt{Z}$	–	$9 + 0{,}2 \cdot Z$

Anh. K 2 Tabelle 2. Richtwert für Geschwindigkeiten in m/s [6]

Heißdampf ($v = 0{,}025\,m^3/kg$)	35 … 45
Heißdampf ($v = 0{,}2\,m^3/kg$)	50 … 60
Sattdampf, auch Leitungen in Kolbenmaschinen	15 … 25
Gas (Fernleitungen)	5 … **10** … 20
Gas (Hausleitungen)	1
Luft (Normzustand)	10 … 40
Pressluft	2 … 10
Öl (Fernleitungen)[a]	1 … 2
Brennstoffleitungen in Verbrennungskraftmaschinen	etwa 20
Schmierölleitungen[a] in Verbrennungskraftmaschinen	0,5 … 1
Wasser, Saugleitung von Pumpen[b]	0,5 … **1** … 2
Druckleitung von Pumpen	1,5 … **2** … 4
Hausleitungen	1,5 … 2,5
Fernleitungen	1,5 … 3,5
für Wasserturbinen	2 … **4** … 8

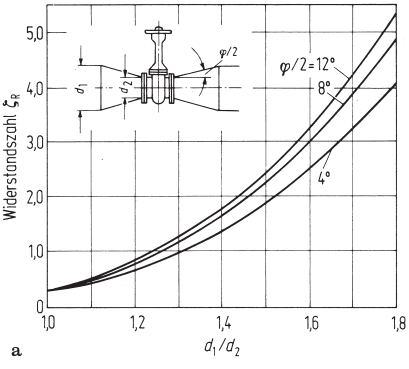
[a]) Viskosität beachten!
[b]) Kavitationsgefahr!



Beispiel:

Gegeben: $\dot{V} = 100\ m^3/h$
$d_i = 125$ mm
$k = 0{,}1$ mm
Gesucht: $\Delta H_{V,100} = 4{,}2$ m

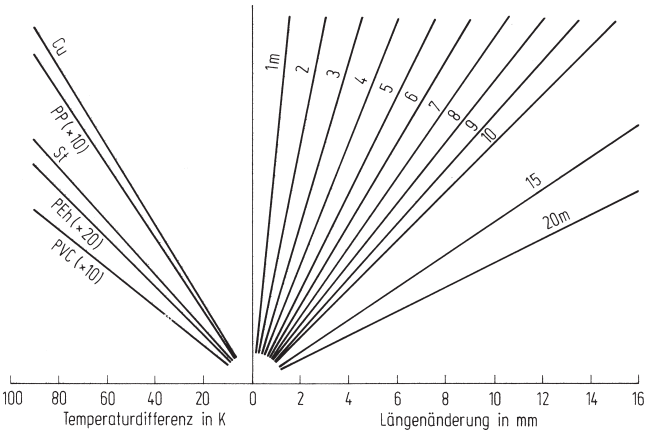
Anh. K 2 Bild 1. Druckverluste in Stahlrohren DIN 2448 für Kaltwasser (+10 °C) [11]



	Nennweite in mm									
	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
Durchgangsventile										
Freifluß	1,5	1,4	1,3	1,0	1,0	1,0	1,3	1,3	1,3	1,6
Bauart Boa	2,1	2,2	2,3	2,3	2,4	2,5	2,4	2,3	2,1	2,0
DIN	4,0	4,2	4,4	4,5	4,7	4,8	4,8	4,5	4,1	3,6
Eckventile										
Bauart Boa	1,6	1,6	1,7	1,9	2,0	2,0	1,9	1,7	1,5	1,3
DIN	2,8	3,0	3,3	3,5	3,7	3,9	3,8	3,3	2,7	2,0
Rückschlagklappen	1,9	1,6	1,5	1,4	1,4	1,3	1,2	1,0	0,9	0,8

b

Anh. K 2 Bild 2 a, b. Widerstandszahl ζ_R. **a** von Absperrschiebern mit Reduzierstücken; **b** von Ventilen und Klappen nach [12]



Anh. K 2 Bild 3. Längenänderung verschiedener Werkstoffe in Abhängigkeit von der Temperatur

6 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu K 1 Grundlagen

[1] *VDI-Wärmeatlas*, 6. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991. – [2] *Ahmad, S.; Linnhoff, B., Smith, R.:* Design of multipass heat exchangers: an alternative approach. Trans. ASME/J. Heat Transfers 110 (1988) 304–309. – [3] *Rummel, K.:* Die Berechnung der Wärmespeicher auf Grund der Wärmedurchgangszahl. Stahl und Eisen 48 (1928) 1712–1725. – [4] *Hausen, H.:* Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, 2. Aufl. Berlin: Springer 1976. – [5] *Grassmann, P.:* Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik, 3. Aufl. Frankfurt: Salle 1982. – [6] *Martin, H.:* Wärmeübertrager, 8. Aufl. Stuttgart: Thieme 1995. – [7] *Glaser, H.:* Der thermodynamische Wert und die verfahrenstechnische Wirkung von Wärmeaustauschverlusten, Chem. Ing. Techn. 24 (1952) 135–141. – [8] *Gregorig, R.:* Wärmeaustausch und Wärmeaustauscher, 2. Aufl. Aarau: Sauerländer 1973.

zu K 2 Konstruktionselemente von Apparaten und Rohrleitungen

[1] *AD-Merkblätter:* Richtlinien für Werkstoff, Herstellung, Berechnung und Ausrüstung von Druckbehältern. Loseblatt-Sammlung. Köln: Heymann. – [2] *Klapp, E.:* Festigkeit im Apparate- und Anlagenbau. Düsseldorf: Werner 1970. – [3] *Titze, H.; Wilke, H.-P.:* Elemente des Apparatebaues, 3. Aufl. Berlin: Springer 1992. – [4] *Schwaigerer, S.:* Festigkeitsberechnung im Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau, 5. Aufl. Berlin: Springer 1997. – [5] *Tochtermann, W.; Bodenstein, F.:* Konstruktionselemente des Maschinenbaues, Teil 1, 9. Aufl. Berlin: Springer 1979. – [6] *Richter, H.:* Rohrhydraulik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1971. – [7] *Zoebl, H.; Kruschik, J.:* Strömung durch Rohre und Ventile. Wien: Springer 1978. – [8] *Graßmuck, J.; Houben, K.-W.; Zollinger, R.M.:* DIN-Normen in der Verfahrenstechnik, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1994. – [9] *Richarts, F.:* Berechnung von Festpunktbelastungen bei Fernwärmeleitungen. Heiz., Lüft., Haustech. 6 (1955) 220. – [10] *Merkblatt 333*: Halterungen und Dehnungsausgleicher für Rohrleitungen. Düsseldorf: Beratungsstelle für Stahlverwertung. – [11] *Wagner, W.:* Rohrleitungstechnik, 7. Aufl. Würzburg: Vogel 1996. – [12] *Armaturen-Handbuch* der Fa. KSB, Frankenthal. – [13] *Früh, K.F.:* Berechnung des Durchflusses in Regelventilen mit Hilfe des k_v-Koeffizienten. Regelungstechnik 5 (1957) 307. – [14] *Ullmanns Encyklopädie der techn. Chemie*, Bd. 4, 4. Aufl. Weinheim: Verlag Chemie 1974 S. 258–267. – [15] *Trutnovsky, K.:* Berührungsdichtungen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1975. – [16] *Mayer, E.:* Axiale Gleitringdichtungen, 7. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1982. – [17] *Riedl, A.:* Beitrag zur Optimierung des Verformungs- und Leckageverhaltens von Flanschdichtungen mittels Kernfunktionen. Diss. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2002. – [18] *Tietze, W.:* Handbuch Dichtungspraxis, 2. Aufl. Essen: Vulkan 2000. – [19] *Thier, B.:* Apparate – Technik – Bau – Anwendung, 2. Aufl. Essen: Vulkan 1997. – [20] *Wegener, E.:* Festigkeitsberechnung verfahrenstechnischer Apparate. Weinheim: Wiley-VHC Verlag GmbH 2002. – [21] *Haibach, E.:* Betriebsfestigkeit, 2 Aufl. Berlin: Springer 2002.

zu K 3 Bauarten von Wärmeübertragern

[1] *Graßmuck, J.; Houben, K.-W.; Zollinger, R.M.:* DIN-Normen in der Verfahrenstechnik. Stuttgart: Teubner 1989. – [2] *Klapp, E.:* Apparate- und Anlagentechnik. Berlin: Springer 1980. – [3] *Becker, J.:* Ausführungsbeispiele für Wärmeaustauscher in Chemieanlagen. Verfahrenstechnik 3 (1969) 335–340. – [4] *Shah, R.K.:* Classification of heat exchangers. In: Heat Exchangers, Advanced Study Institute book. Washington: Hemisphere 1981, p. 9–46.

zu K 4 Kondensation und Rückkühlung

[1] *VDI-Wärmeatlas:* Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 9. Aufl. Berlin: Springer 2002. – [2] *Dornieden, M.:* Zur Berechnung ein- und mehrgängiger Rohrbündel-Kondensatoren. Chem. Ing. Techn. 44 (1972) 618–622. – [3] *Schrader, H.:* Einfluß von Inertgasen auf den Wärmeübergang bei der Kondensation von Dämpfen. Chem. Ing. Techn. 38 (1966) 1091–1094. – [4] *Grant, I.D.R.:* Condenser performance – the effect of different arrangements for venting noncondensing gases. Brit. Chem. Eng. 14 (1969) 1709–1711. – [5] *Gelbe, H.; Schröder, K.; Ziada, S.:* Schwingungen in Wärmeübertrager-Rohrbündeln. In: *VDI-Wärmeatlas*, Kap. Oc, 9. Aufl. Berlin: Springer 2002. – [6] *TEMA-Standards* of Tubular Exchanger Manufactures Association, 6th ed. New York 1978. – [7] *Kopp, J.H.:* Über den Wärme- und Stoffaustausch

bei Mischkondensation. Diss. ETH Zürich: Juris-Verlag 1965. – [8] *Forgo, L.:* Probleme der Mischkondensatorkonstruktion bei Luftkondensationsanlagen System Heller. Energietechn. 17 (1967) 302–305. – [9] *Schröder, K.:* Das neue Dampfkraftwerk. Brennst.-Wärme-Kraft 15 (1963) 140–142. – [10] *Berliner, P.:* Kühltürme. Berlin: Springer 1975. – [11] *Vodikka, V.; Henning, H.:* Überlegungen zur optimalen Gestaltung eines Naß-/Trockenkühlturms unter dem Gesichtspunkt der Minimierung des sichtbaren Schwadens. Brennst.-Wärme-Kraft 28 (1976) 387–392. – [12] *Schlaich, J.; Mayr, G.; Weber, P.; Jasch, E.:* Der Seilnetzkühlturm Schmehausen. Bauing. 51 (1976) 401–412. – [13] Über den Windeinfluß bei natürlich belüfteten Kühltürmen. Balcke-Dürr: Die aktuelle Information Nr. 10-5/1976. – [14] *Merkel, F.:* Verdunstungskühlung. VDI-Forschungsh. Nr. 275. Düsseldorf: VDI-Verlag 1925.

L | Energietechnik
Energy systems

C. Fischer und **A. Mareske**, Berlin

Allgemeine Literatur

Zu L 1 bis L 8

Bücher: *Bischoff, G.; Gocht, W.:* Das Energiehandbuch. 4. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1981. – *Bischoff, G.; Gocht, W.:* Energietaschenbuch. 2. Aufl. Braunschweig: Vieweg 1984. – Jahrbuch der Dampferzeugertechnik, 5. Aufl., Bd. 1 u. 2, Essen: Vulkan 1985/86. – *Kremers, W.; Thiele, J.; Wahl, F.:* Neue Wege der Energieversorgung. Braunschweig: Vieweg 1982. – *Michaelis, H.:* Handbuch der Kernenergie. München: DTV 1982. VDEW Verlag 1995. – *Müller, L.:* Handbuch der Elektrizitätswirtschaft, 2. Aufl., Springer Verlag 2000. – *Münch, E.:* Tatsachen über Kernenergie. ETV Essen 1980. – *Schiffer, H.-W.:* Energiemarkt Deutschland, TÜV-Verlag 2002. – *VDEW:* Wirtschaftliche Investitionsplanung in der Elektrizitätswirtschaft. VDEW-Verlag 1964.

Zeitschriften: *Frewer, H.:* Strukturwandel in der Technik fossilbeheizter Kraftwerke in der Bundesrepublik Deutschland. VGB-Kraftwerkstechnik 66 (1986) H. 4. – *Häfele, W.:* Energiesysteme im Übergang unter den Bedingungen der Versorgung und Entsorgung. VGB-Kraftwerkstechnik (1988) H. 11, 1089. – *Pestel, E.:* Klima statt Knappheit. Neue Probleme der Energieversorgung. Energiewirtschaftliche Tagesfragen 38 (1988) H. 11. – *Schnier, W.; Johnsen, F.:* Der Bau von Windkraftwerken. VGB-Kraftwerkstechnik (1989) H. 5. – *VDI:* Energiespeicherung zur Leistungssteuerung. VDI Ber. 652, 1987. – *Winter, C.-J.:* Wasserstoff aus Sonnenenergie: ein additiver Energieträger. VGB-Kraftwerkstechnik (1989) H. 3. – *Schiffer, H. W.:* Deutscher Energiemarkt 1998. Energiewirtschaftliche Tagesfragen 48 (1998) H. 3. – Energiewirtschaftliche Gesamtsituation BWK 1–12/2001 u. 2002, Springer/VDI Verlag.

1 Grundsätze der Energieversorgung
Principles of energy supply

Eine florierende Wirtschaft ist von einer preisgünstigen, vor allem aber kontinuierlichen und sicheren Energieversorgung abhängig. Die Energiewirtschaft umfaßt alle technischen und wirtschaftlichen Maßnahmen der *Primärenergieerschließung und -gewinnung,* deren *Umwandlung, Transport* und *Verteilung* bis hin zur *Energieanwendung* beim Endverbraucher. Der Energiebedarf ist mit der Entwicklung der Bevölkerung verknüpft und beeinflußt ihren sozialen Fortschritt. In den letzten 50 Jahren war das Wachstum des Energieverbrauchs und des Bruttosozialprodukts in etwa gleich groß. Eine Entkopplung wird besonders in den Industrieländern angestrebt. Der Primärenergieverbrauch lag in 2001 in Deutschland bei 249,9 kg SKE/1000 EUR Bruttoinlandsprodukt (BiP) in den Preisen von 1995 gegenüber 1990 von 304,2 kg SKE/1000 EUR. Beim Stromverbrauch sind die Vergleichszahlen wie folgt 287,4/1000 EUR BiP in 2001 zu 329 i. 1990. Der Weltenergiebedarf betrug 2000 rd. 12,5 Mrd. t SKE (Steinkohleneinheiten). Bei einer Weltbevölkerung von 6 Mrd. Menschen liegt der derzeitige Energieverbrauch pro Jahr bei 2,1 t SKE/Kopf. Der Primärenergieverbrauch der Bundesrepublik ist durch die wirtschaftlichen Veränderungen auf 495 Mio t SKE (spez. 6 t SKE/Kopf) zurückgegangen und damit auch die CO_2-Emissionen auf 854 Mio. t/a (10,4 t/Kopf). Auf die Stromerzeugung entfallen ca. 330 Mio. t CO_2.

Wenn auch die aufgestellte These von der physikalischen Endlichkeit der Primärenergie-Ressourcen durch die Erkenntnis einer ökonomisch determinierten Endlichkeit von Reserven abgelöst worden ist, und auch die Nutzungsmöglichkeit für erneuerbare Energieträger durch die Wirtschaftlichkeit relativiert wurde, so bleibt jedoch für die Zukunft als energiewirtschaftliches Problem die Beeinflussung der Atmosphäre durch entstehendes CO_2 aus der Energieumwandlung, d. h. vorrangig aus den Verbrennungsprozessen. Gegenwärtig wird 87 % des Energiebedarfs durch fossile Energieträger gedeckt, die bei einer Verbrennung zu ca. 23 Mrd. t CO_2 führen. CO_2 ist in der Erdatmosphäre nur als Spurengas (1 : 1 Mio.) vorhanden und wird noch zu 30 % in den Ozeanen und in tropischen Regenwäldern, die 14 % der Landfläche ausmachen, zu ca. 36 % gelöst. Die Unsicherheit der Daten liegt bei 7 Mrd. t. Der Prozeß der Anreicherung der Atmosphäre muß gestoppt werden, um die Abnahme der globalen Pflanzenmenge, zunehmende Sättigung im Oberflächenwasser der Weltmeere und Zunahme des Energieverbrauchs mindestens zu kompensieren.

Die Energiepolitik und Wirtschaft sollten darauf ausgerichtet sein, Verbrennungsprozesse einzuschränken, Solar- und Nukleartechnik verstärkt einzusetzen und die erforderliche Energie so rationell wie möglich zu nutzen. In den Industrieländern ist der Energieverbrauch seit 1980 zwar rückläufig, jedoch in den restlichen Ländern steigt er weiter an. Der Einsatz der verschiedenen Primärenergien zeigt **Bild 1**. Die CO_2-Emissionen werden zukünftig geringfügig entschärft durch ei-

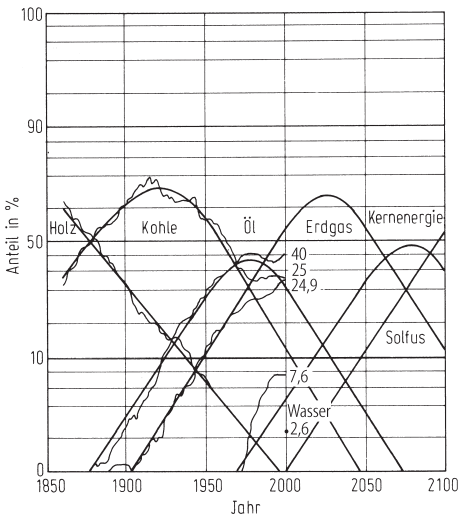


Bild 1. Entwicklung der Marktanteile von Energieträgern (Quelle: „Energy in a Finite World", IIAASA). (Aktualisiert 2002)

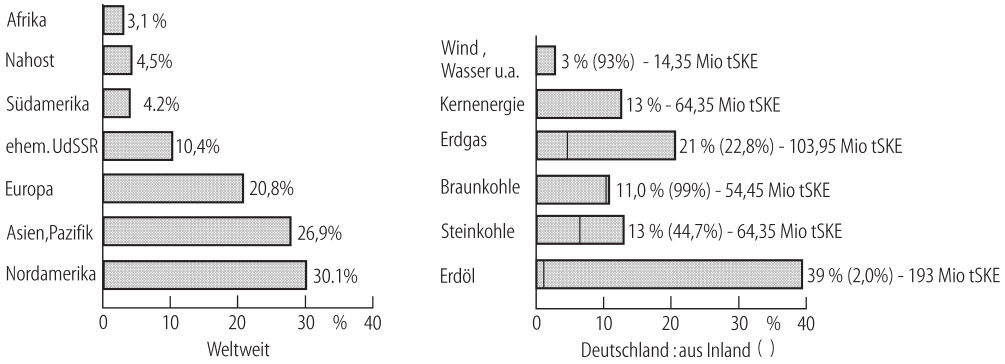


Bild 2. Energieverbrauch 2000 in der Welt mit 12,5 Mrd. t SKE sowie in 2001 in der Bundesrepublik Deutschland 495 Mio. t SKE (Quelle: BP und VDEW)

nen verstärkten Erdgaseinsatz. Aktuelle Berechnungsdaten der CO_2-Emissionen sind **Anh. L 1 Tab. 1** zu entnehmen. Nach den Vereinbarungen der Weltklimakonferenz von Buenos Aires 1998 sollen die CO_2-Emissionen bis 2005 um mindestens 20 % reduziert werden. Der verabschiedete Aktionsplan legt einen verbindlichen Zeitplan für die offenen Fragen bis Ende 2000 fest. Deutschland hat als größter Verursacher in der EU in den letzten 10 Jahren einen Rückgang von 19,1 % erreicht. Eine weitere Reduzierung auf 596 Mio. t CO_2 im Jahre 2020 wird angestrebt (2002: 833 Mio. t).

Den Schwerpunkt der heutigen Energiewirtschaft bilden die Umwandlungsprozesse der *fossilen* und *nuklearen Primärenergien* und Nahenergiekonzepte. Der technologische Fortschritt durch rationellere Verwendung und bessere Energienutzung einschließlich der Energierückgewinnung im Anwendungsbereich ist gekennzeichnet durch den Energienutzungsgrad. Die Kennzahl *„Erntefaktor"* = Energiegewinn/Energieaufwand wird heute häufig zur energetischen Beurteilung von Systemen verwendet, die regenerative Energiequellen nutzen.

Neben den recht unterschiedlichen Energiegewinnungs- und Transporttechniken für die einzelnen Primärenergien, liegt der Schwerpunkt der modernen Energiewirtschaft im Bereich der Erzeugung und Verteilung von Elektrizität, Gas und Fernwärme. Sie werden als „leitungsgebundene Energien" bezeichnet.

Den Energieverbrauch in der Welt und in der Bundesrepublik Deutschland zeigt **Bild 2**. Die Importabhängigkeit im Energiebereich nimmt weiter zu. Derzeit liegt sie bei rd. 75%. Dies bedeutet erhebliche Verfügbarkeits- und Preisrisiken.

1.1 Planung und Investitionen
Planning and investments

Planung der Energieversorgung. Alle technischen und wirtschaftlichen Maßnahmen, die für die Umwandlung von Primärenergie in Sekundärenergie, d. h. Anwendung beim Endverbraucher, erforderlich werden, sind außerordentlich kapitalintensiv.

Der größte Teil der erforderlichen Investitionsgüter weist Nutzungsdauern von 25 bis 50 Jahre auf, so daß Entscheidungen mit langfristigen Auswirkungen verbunden sind. Dies ist bedingt neben der umfangreichen, komplizierten Anlagentechnik durch die zusätzlichen Anforderungen zur Minderungen der Emissionen in die Atmosphäre und Beeinflussung der Gewässer, akustische Belastung der Umgebung und optische Beeinträchtigung.

Für die Entwicklung und den Ausbau der Energietechnik sind energiewirtschaftliche Prognosen für ein Zeitraum von mindestens zehn Jahren erforderlich. Sie sind infolge der privaten und staatlichen Maßnahmen in ihrer Wirkung auf das Wirtschaftswachstum mit erheblichen Unsicherheiten behaftet. Die Entwicklung der Weltwirtschaft, die Währungsproblematik (Preisentwicklung der einzelnen Primärenergien) und Umweltaspekte beeinflussen die technologische Entwicklung und die Anwendung einzelner Energien. Daher sind Planungen von entscheidender Bedeutung für die Betriebswirtschaft des Energieversorgungsunternehmens.

Investitionsentscheidungen. Die Sicherung der verfügbaren Energieträger, deren mögliche Lager- oder Speicherkapazität, die wirtschaftliche Gestaltung der Energieumwandlungsanlage, die rationelle Energienutzung bei Koppelproduktion, das Einräumen des Wegerechts für Energietransportleitungen, oder Versorgungsmodalitäten sowie Umweltbeeinflussung bestimmen die Investitionsentscheidungen. Diesen liegen Planungsrechnungen zugrunde. Die Art und Weise, wie investiert wird, ist für die künftige Kostenlage entscheidend. Mit der Entscheidung zur Investition wird der Spielraum für größere Dispositionen weitgehend eingeengt. Die Investitionsplanung ist nur ein Teilgebiet, das in ein Gesamtsystem der Finanz- und Erfolgsplanung (Gewinn- und Verlustrechnung und Kostenträgerrechnung) zu integrieren ist. Derzeit investieren die Stromversorger ca. 4 Mrd. EUR/a.

Die Aufgabe der Planungsrechnung ist es, die voraussichtliche Wirtschaftlichkeit von Investitionen zu errechnen. Sie arbeitet mit erwarteten Einnahmen (Erlöse) und Ausgaben (Kosten) in ihrer Verteilung über den jeweiligen Betrachtungszeitraum. Um die zu verschiedenen Zeiten anfallenden Einnahmen und Ausgaben miteinander vergleichen zu können, müssen sie finanzmathematisch durch Abzinsung bzw. Aufzinsung auf einen gleichen Bezugszeitpunkt bezogen werden.

Bei den aufzuwendenden Kosten für die Energieumwandlung und ihr leitungsgebundener Transport bis zum Verbraucher ist zu unterscheiden zwischen leistungs- und arbeitsabhängigen Kosten.

Leistungsabhängige Kosten sind der Kapitaldienst und die Steuern, Versicherungen und andere leistungsabhängige Betriebsaufwendungen.

Arbeitsabhängige Kosten enthalten den Aufwand für die Umwandlungsenergie (z. B. Brennstoffkosten der Primärenergien) und den arbeitsabhängigen Anteil für Bedienung, Unterhalt, Hilfsmittel und neuerdings Entsorgung.

Beide Kosten werden von dem *Umwandlungswirkungsgrad* beeinflußt. Eine Optimierung setzt eine Abschätzung der Veränderungen der Kostenelemente wie z. B. Brennstoff- und Lohnkosten während der Nutzungsdauer oder für den Abschreibungszeitraum voraus.

Barwertmethode. Hiermit kann bei Projekten die wirtschaftlichste Variante gefunden werden. Der Barwert b beträgt für die n Jahre lang auftretenden Kosten K_0 beim Zinsfuß p und dem Zinsfaktor q: $b = \beta K_0$ mit $\beta = \frac{q^n - 1}{q^n (q-1)}$ und dem Aufzinsungsfaktor $q^n = (1 + p/100)^n$. Einschränkend ist zu bemerken, daß Erlöse und Kosten gegen Ende der Nutzungsdauer hierbei geringer bewertet werden als solche, die bei Baubeginn anfallen; auch die Höhe der angenommenen Verzinsung, wie die Differenz zwischen Soll- und Habenzinsen, ist auf die Wichtung von Einfluß.

1.2 Elektrizitätswirtschaft

Economic of electric energy

Die Elektrizitätswirtschaft ist ein Zweig, der sich mit der Erzeugung und Verteilung der elektrischen Energie befaßt. Die Elektrizität ist eine *Sekundärenergie*, die sich vielfältig verwenden läßt. Im Unterschied zu anderen Primär- und Sekundärenergien sind folgende Merkmale bestimmend:

- die Leitungsgebundenheit,
- die sehr beschränkte Speicherfähigkeit (in Batterien oder anderen Energiespeicherformen z. B. Pumpspeicherung, Dampfspeicherung, Luftspeicherung, Schwungradspeicherung),
- die allgemeine Versorgungspflicht (Anschlußverpflichtung),
- die außergewöhnliche Kapitalintensität und
- die staatliche Fach-, Preis- und Kartellaufsicht über das Versorgungsunternehmen.

Als Maßstab für die Bedeutung der Elektrizitätswirtschaft innerhalb dieser Volkswirtschaft kann ihr Anteil am Primärenergieverbrauch, der in der Bundesrepublik Deutschland derzeit rd. 35 % beträgt, angesehen werden. Wegen der wirtschaftlichen Bedeutung und des durch die Anlagentechnik verbundenen großen Investitionen sind Prognosen über den zukünftigen Strombedarf erforderlich. Die Unsicherheiten, die auch von der wirtschaftlichen Entwicklung und seinem Lebensstandard abhängig sind. Der zukünftige Strommehrbedarf hat sich derzeit um 1 %/a eingependelt. Er ist stark temperatur- und besonders konjunkturabhängig.

Die einzelnen Primärenergieträger sind sehr unterschiedlich an der Erzeugung von Elektrizität beteiligt. Betrachtet man jetzt Gesamt-Deutschland, so hat die Braunkohle jetzt einen gering höheren Leistungs- und Arbeitsanteil wie die Steinkohle. Diese Verschiebung ergibt sich durch die ca. 80 % Anteil ostdeutscher Braunkohle. Der Anteil gasgefeuerter Anlagen wird durch Bau von Kombiblöcken und regionalen Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen steigen, **Bild 3** und **Bild 4**. Von der z. Zt. installierten Kraftwerkleistung von rd. 114 GW sind 104 GW in der öffentlichen Versorgung (*E*lektrizitäts-*V*ersorgungs-*U*nternehmen EVU). Im Jahr 2000 setzte sich die individuelle Leistung wie folgt zusammen:

	GW
öffentliche Versorgung	103,7
industrielle Versorgung	8,4
Bahn	1,5

Die Höchstlast in Deutschland trat am 14.11.2000 um 18.00 Uhr mit einer Gesamtlast von 76,8 GW (79,7 GW in 2002) auf.

Die Leistungsbemessung von Windanlagen mit 8750 MW derzeit und netzgekoppelter fotovoltaischer Strahlungsnutzung in 2001 von ca. 165 MW wird in der Leistungsbilanz nicht berücksichtigt. Infolge der schwankenden Einsatzfähigkeiten bei Vollaststundenzeiten von 1300 h/a (Wind) und 900 h/a (Fotovoltaik) ist die Leistung nur beschränkt verfügbar. Außerdem speist sie ungesichert ins Niederspannungsnetz ein. Sie wird für den Regelleistungsbedarf von Bedeutung.

Die Struktur der öffentlichen Elektrizitätsversorgung in der Bundesrepublik Deutschland ist pluralistisch und dezentral im Vergleich zu vielen zentralen Strukturen im Ausland. Die EVU sind recht unterschiedlich hinsichtlich der rechtlichen Organisationsform als auch nach der wirtschaftlichen Aufgabenstellung und Bedeutung. Den einen Schwerpunkt der Elektrizitätswirtschaft bildet die Erzeugung dieser Energie in Kraftwerken (s. **L 3**). Der zweite Teil umfaßt die vielfältigen Netzanlagen mit ihrer Vielzahl von Umspannwerken auf den verschiedenen Spannungsebenen (s. **L 4.1.3** und **V 6.1**).

Die Bundesrepublik Deutschland wird mit Elektrizität sowohl durch öffentliche und industrielle Unternehmen als auch durch die bahneigenen Werke versorgt (**Bild 5**). Um die elektrische Energie von den Kraftwerken zu den Verbrauchern zu bringen, haben die EVU ein dichtes Leitungsnetz aufgebaut. Der Rückgang der Niederspannungs-Freileitungen ist auf fortschreitende Verkabelungen zurückzuführen. Hier ist ein großer Nachholbedarf in den neuen deutschen Ländern.

Das 380- und 220-kV-Höchstspannungsnetz (36 800 km) mit seinen Leitungen und Umspannanlagen dient dem weiträumigen Transport zwischen den Kraftwerken und den Verbraucherschwerpunkten. Auf dieser Spannungsebene wird vorwiegend der Energieaustausch auch mit dem Ausland abgewikkelt (s. **L 4.1.3**). Durch den wirtschaftlichen Einsatz größerer Kraftwerkseinheiten >300 MW auf der Basis Braunkohle,

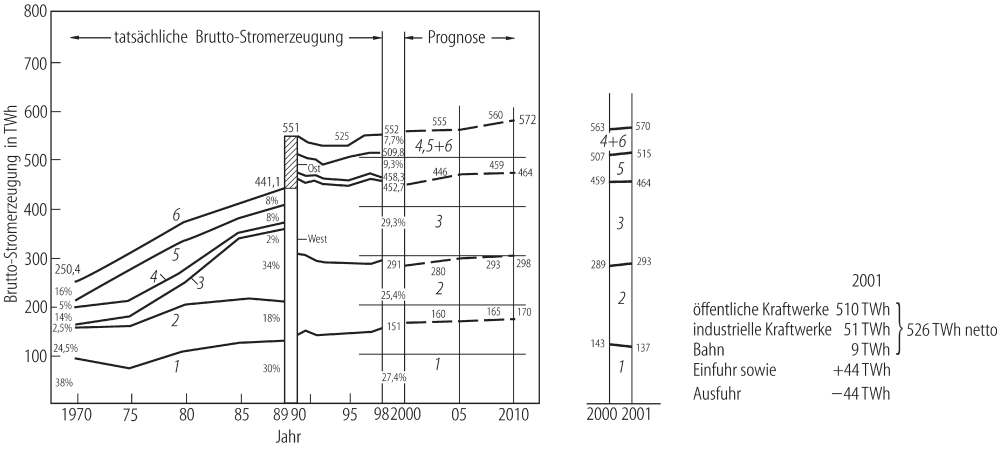


Bild 3. Brutto-Stromerzeugung in der Bundesrepublik Deutschland. *1* Steinkohle, *2* Braunkohle, *3* Kernenergie, *4* Heizöl, *5* Erdgas, *6* Wasserkraft und Sonstige (Quelle Bewag, Berlin)

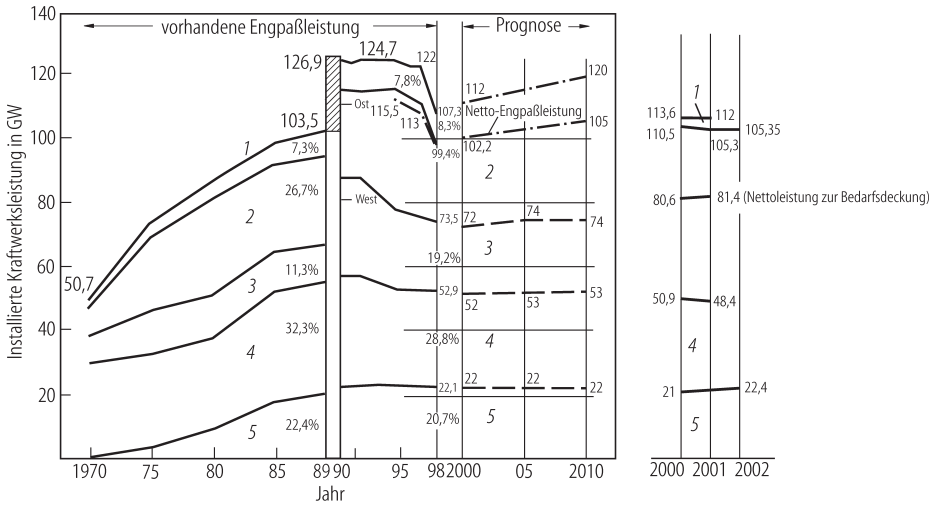


Bild 4. Brutto-Engpaß-Leistung in der Bundesrepublik Deutschland. *1* Wasser, *2* Öl, Gas und Sonstiges, *3* Braunkohle, *4* Steinkohle, *5* Kernenergie (Quelle Bewag, Berlin)

L

Kernenergie und Steinkohle muß die erzeugte elektrische Energie über große Entfernungen transportiert werden. Zur Zeit speisen über 34000 MW Engpaßleistung in die 380-kV-Ebene ein. Auf dieser Spannungsebene wird die stärkste Einbindung neuer Kraftwerksleistung erwartet. Vorwiegend kleinere (100 bis 300 MW) und ältere thermische Kraftwerksblöcke, Gasturbinen, Laufwasser- und Pumpspeicher-Kraftwerke sind in die 110- bzw. 220-kV-Netze eingebunden.

Das unterlagerte 110-kV-Hochspannungsnetz (76500 km Stromkreislänge) übernimmt die regionale Verteilung. In den großen Städten wird diese Spannungsebene verstärkt ausgebaut und auch einige Großbetriebe haben einen derartigen Versorgungsanschluß.

Beim Vergleich des Erscheinungsbilds deutscher Netze mit dem ausländischer Netze fällt auf, daß die Verteilungsnetze mit 220/380 V und 10 bzw. 20 kV in geschlossenen Ortschaften, selbst in kleinen Orten, weitgehend verkabelt sind und die Hochspannungsleitungen mit zwei, heute aber meistens mit vier oder noch mehr Stromkreisen ausgerüstet werden. Damit trägt der Leitungsbau den Anforderungen des ästhetischen Aussehens und der Knappheit an Leitungstrassen Rechnung.

Aus **Bild 5** gehen sowohl die Beiträge der drei Versorgungsträger (öffentliche, industrielle und bahneigene Versorgung) an das Gesamtstromaufkommen als auch deren Anteile an der Bedarfsdeckung der einzelne Verbrauchergruppen und Industriezweige hervor.

Für die EVU gilt nach §6 des Energiewirtschaftsgesetzes (EnWG) die allgemeine Anschluß- und Versorgungspflicht. Die AVBELT-Netzanschluß enthält auch diese Bedingung

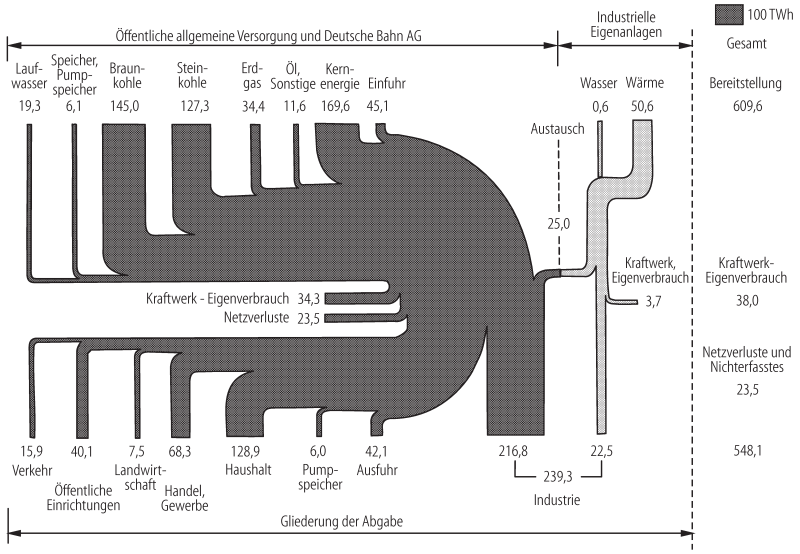


Bild 5. Die Elektrizitätsversorgung in der Bundesrepublik Deutschland 2000 Brutto-Stromerzeugung 609,6 Mrd kWh (6370 kWh/Kopf) (Quelle: VDEW)

der Versorgungspflicht im Niederspannungsbereich. Aus dem Netz der öffentlichen Versorgung wurden 1997 rd. 435,9 TWh elektrischer Energie an 42,4 Mio. Tarifkunden und 0,29 Mio. Sondervertragskunden geliefert. Die Tarifkunden werden nach den „Allgemeinen Bedingungen für Elektrizitätsversorgung von Tarifkunden AVB-Elt“ und nach den veröffentlichten Allgemeinen Tarifen versorgt. Die Bundestarifordnung Elektrizität (BTO Elt) wurde zum 01.01.1990 novelliert. Sie enthält neben Gliederungsvorschriften für die Tarifpreise auch inhaltliche Kriterien für die Preisgestaltung. Zu den Tarifkunden zählen Haushalte sowie gewerbliche und landwirtschaftliche Betriebe. Der Rest setzt sich aus Pumpenstrom, Ausfuhr und Netzverlusten zusammen. Größere Anlagen, vor allem Industriebetriebe, werden nach einzeln abgeschlossenen Sonderverträgen versorgt. Seit der Marktöffnung haben weniger als 4 % der Privatkunden und bei Gewerbekunden ca. 12 % den Stromanbieter gewechselt.

Entsprechend der Zusammensetzung der Kosten aus leistungs- und arbeitsabhängigen Kosten sehen die Preisregelungen für beide Kundengruppen i. allg. zwei Preisbestandteile vor:

- einen festen Betrag als Grundpreis bei den allgemeinen Tarifen und als Leistungspreis entsprechend der in Anspruch genommenen Leistung bei Sonderverträgen,
- einen Preis für die abgenommene elektrische Arbeit (Arbeitspreis je kWh).

Am 29.04.1998 ist das Gesetz zur Neuregelung des Energiewirtschaftsrechtes in Kraft getreten. Damit wurde ein neuer Ordnungsrahmen mit folgenden Kernpunkten geschaffen.

Die Demarkationsverträge (Wettbewerbsbeschränkung in geschlossenen Versorgungsgebieten) werden aufgehoben. Der Bau paralleler und zusätzlicher Versorgungsleitungen ist für Dritte möglich. Dadurch ist ein direkter Wettbewerb am Einzelkunden gegeben.

In der neuen Ordnung ist die Durchleitung zum Verbraucher die Regel. Die Einzelheiten der Durchleitung – insbesondere die Entgeltfestsetzung für die Nutzung des bestehenden Netzes – sind im Rahmen der Verbändevereinbarung II seit Dezember 1999 geregelt. Es gilt der Cride Code, der die Anschlußbedingungen, die Netznutzung, die Systemdienstleistungen sowie den Netzausbau, die Betriebsplanung und -führung regelt.

Die EVU sind in der Rechnungslegung zu getrennter Kontenführung für die Bereiche Erzeugung, Übertragung und Netzführung (Hochspannung) und Verteilung (Mittel- und Niederspannung) verpflichtet (sog. unbundling).

Die allgemeine Anschluß- und Versorgungspflicht einschließlich der Preisaufsicht bleibt. Damit wird der Öffnung des Binnenmarktes auf diesem Sektor entsprechend den Richtlinien der Europäischen Union Rechnung getragen.

Das Stromeinspeisegesetz wurde vom 01.04.2000 durch das „Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz-EEG)“ abgelöst. Durch das EEG wird die vorrangige Einspeisung von Strom aus erneuerbaren Energie festgelegt und es werden höhere Vergütungen mit einer Laufzeit bis zu 20 Jahren vorgeschrieben.

Ab 01.04.1999 ist eine Ökosteuer, die Stromsteuer, auf jede verkaufte kWh Strom zu entrichten. Sie wird an die Kunden weiterverrechnet. Die Stromsteuer wurde seither sukzessive erhöht. Seit dem 01.01.2003 beträgt sie 2,05 ct/kWh.

Am 01.04.2002 ist das Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) in Kraft getreten. Nach dem Gesetz wird der KWK-Anteil der produzierten Strommenge (KWK-Strom) gefördert, der in Netze der allgemeinen Versorgung eingespeist wird. Der jeweils aufnahmepflichtige Netzbetreiber zahlt für den eingespeisten KWK-Strom einen vom Anlagentyp abhängigen Zuschlag auf die marktübliche Einspeisevergütung.

1.3 Gaswirtschaft. Economics of gas energy

Bis Ende der 20er Jahre wurde das für die öffentliche Versorgung benötigte Gas aus Kohle bzw. Koks durch Entgasung oder Vergasung erzeugt. Um 1960 wurde in Westeuropa die Gaserzeugung aus Kohle wegen der niedrigen Erdölpreise auf diesen Rohstoff in Form von Rohbenzin bis hin zum Schweröl umgestellt. Gleichzeitig wurde mit der Entdeckung namhafter Erdgasvorkommen in Holland ein länderübergreifendes Verteilungssystem aufgebaut bzw. auf das hohe kalorische trockene *Erdgas* (Zustand 80 bis 86 % CH_4, Brennwert $H_0 = 11{,}06\ \mathrm{kWh/m^3}$) umgestellt. Zur Zeit werden nur noch in wenigen Ländern mittelkaloriges Brenngas (z. B. 4,88 $\mathrm{kWh/m^3}$ Stadtgas) erzeugt oder in speziellen Anlagen, so z. B. durch Druckvergasung von Braunkohlen oder durch Verschneiden hergestellt.

Die Gasreserven betrugen um 2002 etwa 306 Mrd. m^3. Die Erdgasförderung und sein Verbrauch betrug 2000 weltweit ca. 2,42 Mrd. m^3, in Deutschland 25,6 Mio. m^3 (116 Mio. m^3 Verbrauch). Das verflüssigte Erdgas (LNG), z. B. aus Algerien und Libyen spielt noch keine Rolle. Die Zusammensetzung der Gase und ihre energiewirtschaftlichen Kennzahlen sind aus **L 2.4** zu entnehmen. Erdgas hat in der Bundesrepublik Deutschland einen Primärenergieanteil von rd. 21,5% ($107{,}15 \cdot 10^6$ t SKE). Der Erdgasbedarf ist weltweit steigend (s. **Bild 1**). Gasquellen und Gasverbraucher liegen nur in seltenen Fällen nahe beieinander, so daß das Gas meist über erhebliche Entfernungen transportiert werden muß. In den meisten Fällen erfolgt der Ferntransport in Stahlrohrleitungen unter hohem Druck (bis 84 bar in Deutschland). Die größten Erdgastransportleitungen haben weltweit eine Ausdehnung von über 1 Mio. km erreicht. Die Versorgung mit Gas wird häufig von mehreren Unternehmen durchgeführt (RWE Gas, EWE, Thyssengas, Wirgas, Thuga, VNG, BEB, Ruhrgas).

Das Ferngasleitungsnetz in der Bundesrepublik Deutschland (s. **L 4.1.2**) wird von mehreren Ferngasgesellschaften betrieben. Infolge der Vielzahl von Einspeisestellen, Speichern und Abgabestellen ist eine weitgehend zentrale Überwachung und Steuerung, die als „Dispatching“ bezeichnet wird, erforderlich. Die Großabnehmer von Erdgas, also regionale und kommunale Gasgesellschaften sowie gasgefeuerte Kraftwerke und größere Industriebetriebe, verfügen ebenso wie die Ferngasgesellschaften über solche Zentralen. Im Zuge der Liberalisierung werden alle Verteilnetzbetreiber mit der Öffnung des Massenkundengeschäfts mit zusätzlichen Überwachungs-, Allokations-, und Abrechnungsaufgaben, konfrontiert, die ohne IT-Systeme kaum zu bewältigen sind.

Eine Gruppe von europäischen Gesellschaften entwickelt z. Zt. eine neue Gleichung für die thermodynamischen Eigenschaften des Gases als Ersatz für die AGA8-DC92 Gleichung.

Da der Gasbedarf stets vom Wärmeverbrauch abhängt, sind große zeitliche Belastungsunterschiede festzustellen, die jahreszeitlich in Ballungsräumen von 1:5 bis zu 1:10 schwanken können. Um die Transportkapazität der Fernleitungen wirtschaftlich auszunutzen, sind große Gasspeicher in Form von Untertagespeichern (31), als Poren- (18) oder Kavernenspeicher (13 in Deutschland) erforderlich. Ferner werden z. B. für Kraftwerke unterbrechbare Gaslieferungsverträge geschlossen und es erfolgen zur Spitzenlastdeckung Flüssiggaszumischungen.

Der Gasbedarf hängt stark von den klimatischen Verhältnissen ab. Die Gasnachfrage wird speziell in Westeuropa ansteigen. Gas wird damit zur Wachstumsenergie Nr. 1. Inzwischen sind rd. 45,3 % (16,8 Mio. Wohnungen) erdgasbeheizt. Im Bereich der Kesselfeuerung ist durch die Energieeinsparverordnung EnBV ein erheblicher Mehrbedarf entstanden. Die Aufteilung des Erdgasverbrauchs in der Bundesrepublik von 2001 ist: Haushalt und Kleinverbrauch 55,5 %, Industrie 25 %, Kraftwerke 12 %, sonstiger Verbrauch 7,5 %.

In der Gaswirtschaft wird in Tageswerten disponiert, da die Schwankungen im Tagesverlauf durch das Leitungsvolumen des Ferntransportsystems ausgeglichen werden kann. Derzeit hat die maximale Tagesleistung der Ruhrgas im November 1993 einen Wert von 2618 Mio. kWh/d erreicht. Ein minimaler Tageswert ist mit rd. 0,6 Mio. kWh/d gegeben.

Infolge des hohen Methangehalts von über 80% erreicht die CO_2-Emission bezogen auf die freigesetzte Energiemenge den geringsten Wert. Für einen verstärkten Erdgaseinsatz spricht:

Der Erdgasverbrauch stieg in 2001 von 102 auf 107 Mio. t SKE (siehe **L 2 Tab. 6**). Es besteht zu 19% auf eigener Förderung und zu 81% auf Importen (37% aus Rußland, 21% aus Norwegen, 17% aus den Niederlanden und zu 6% aus England u. Dänemark).

Die weltweiten Erdgasreserven sind erheblich schneller gestiegen als die Erdölreserven, liegen jetzt in der gleichen Größenordnung, und haben heute eine Lebensdauer erreicht, die eine stärkere Nutzung über mindestens die nächsten 50 Jahre zulassen.

Die Versorgungssysteme werden daher weltweit verstärkt ausgebaut, wobei die sicherheitstechnischen Maßnahmen das weitere Forschungs- und Entwicklungsprogramm bestimmen, um Unfälle zu vermeiden.

Die mögliche Gasversorgung mit Wasserstoff – vorwiegend jetzt für PKWs und in der chemischen Industrie als Synthese- oder Reduktionsgas verwendet – spielt im nächsten Jahrzehnt nur eine untergeordnete Rolle, da seine Erzeugung z. Zt. viel zu teuer ist und bei seinem Transport gegenüber Erdgas auf das 3fache Volumen in den Zwischenverdichterstationen komprimiert werden muß. Auch Erdgas ist seit 1989/91 ähnlich wie Öl (zur Zeit 2 Cent/l) besteuert (zur Zeit 0,16 Cent/kWh). Die Gasunternehmen führen derzeit in Deutschland als Steuer die geringere Erdgassteuer an den Staat ab. Sie kassieren jedoch vom Kunden den vollen Heizölsteuersatz weil die Preise von Heizöl und Gas über feste Formeln gekoppelt sind. Das Heizöl bezogen auf den Energieinhalt wird mit 0,58 Cent/kWh besteuert, während der staatliche Erdgassteuersatz nur 0,35 Cent/kWh beträgt. Dies soll bei der anstehenden Steuerreform auf 0,55 Cent/kWh korrigiert werden.

1.4 Fernwärmewirtschaft

Economics of remote heating

Von dem Gesamtenergieverbrauch in der Bundesrepublik Deutschland entfallen über 60% auf den Wärmeverbrauch für Raumheizung und Prozeßwärme in Haushalten, öffentlichen Gebäuden, industriellen und gewerblichen Betrieben. Es ist deshalb verständlich, daß gerade auf dem Wärmesektor der Druck zu Einsparungen an Primärenergie, vor allem an Importenergien, besonders stark ist. Hinzu kommen die wachsenden Anforderungen an den Schutz vor Umweltbelastungen und -schäden.

Neben anderen Möglichkeiten zur Verringerung des Energieaufwands und zur Umweltentlastung von Schadstoffen spielt die Fernwärmeversorgung eine wichtige Rolle, da mit ihr bevorzugt heimische Brennstoffe, Abwärme aus öffentlichen und industriellen Kraftanlagen sowie Müll und sonstige Abfallstoffe Verwendung finden können. Wird Wärme aus den Stromerzeugungsprozessen ausgekoppelt und zeitgleich für Fernheizzwecke verwandt, so spricht man von *Kraft-Wärme-Kopplung* (s. **L 3.2**). Unter Fernwärmeversorgung versteht man die Lieferung von Wärme in Form von Heizwasser oder Dampf sowohl für Raumheizzwecke und Brauchwassererwärmung als auch für Produktionszwecke aus zentralen Heizkraftwerken und Heizwerken. Diese befinden sich meist in öffentlicher Hand. Daneben gibt es im industriellen Bereich zahlreiche Wärmeerzeugungsanlagen mit oder ohne Kraft-

Stand der Fernwärmeversorgung und Entwicklungsmöglichkeiten

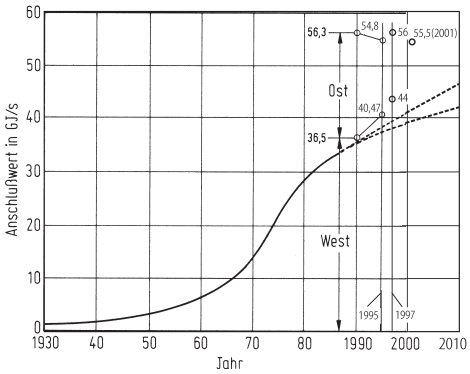


Bild 6. Fernwärme, Anschlußwertentwicklung in der Bundesrepublik Deutschland (Quelle: BEWAG, Berlin). (Der Raumwärmebedarf beträgt z. Zt. 82 Mio. t SKE). Die Fernwärme hat in Deutschland an dem Endenergieverbrauch (65% des Primärenergieverbrauchs) einen Anteil von 3,6% (11,4 Mio. t SKE). Etwa 8,7 Mio. t SKE entstammen aus Kraft-Wärme-Kopplungs-(KWK)-Anlagen. Das entspricht dem Heizbedarf von 3,5 Mio. Wohnungen. Der spezifische Endverbrauch für Raumheizung liegt bei 180 – 200 kWh/(m^2a)

Wärme-Kopplung. Ab 18.04.2000 steht nach dem KWK-Vorschaltgesetz den Betreibern für diese umweltfreundlichen KWK-Anlagen eine Soforthilfe zu. Netzbetreiber müssen Strom aus den KWK-Anlagen abnehmen und mit mindestens 0,46 EUR/kWh vergüten. Das entspricht einer Subventionierung von ca. 0,15 EUR/kWh. Zusätzlich bestehen Heizzentralen und Blockheizwerke vorwiegend kleinerer Leistung, die privat oder genossenschaftlich betrieben werden.

Eine öffentliche Fernwärmeversorgung gibt es seit ca. 1900, aber zu einem leistungsfähigen Zweig der Energiewirtschaft,

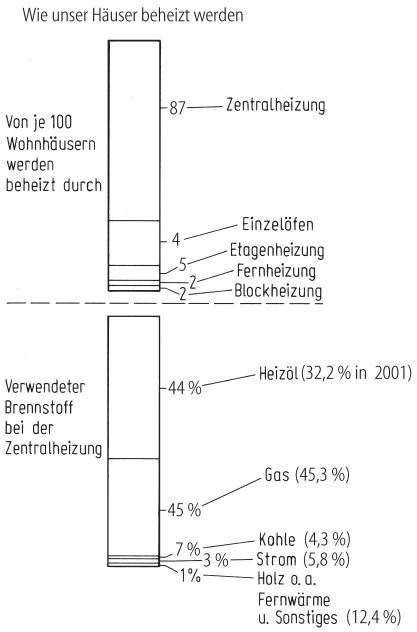


Bild 7. Wohnungsbestand 37 Mio. In den Bundesländern sind 87% aller Wohnhäuser zentral beheizt oder an das Fernheizungsnetz angeschlossen. Nur wenige heizen noch mit Einzelöfen

der im Wettbewerb und im Leistungsvergleich mit anderen Energieangeboten auf dem Wärmemarkt seinen Anteil an der Bedarfsdeckung ständig erhöhen konnte, hat sie sich mit Ausnahme einiger großer Städte besonders im letzten Jahrzehnt entwickelt, **Bild 6**. Während seit jeher die Heizkraftwerke nahe dem Verbraucher mit gekoppelter Kraft-Wärme-Erzeugung den Hauptanteil der Wärmelieferungen ausmachen, wurden seit 1960 zumeist von privaten Gesellschaften der Kohle- und Mineralölwirtschaft zunehmend auch Heizwerke zur Versorgung neuer geschlossener Siedlungsgebiete errichtet. Der Anteil der Fernwärme im Wärmemarkt der alten Bundesländer liegt heute bei ca. 8 bis 9% (s. a. **Bild 7**). Etwa 2,3 Mio. Wohnungen werden hier zur Zeit fernbeheizt. 47% der Fernwärmeabgabe entfallen auf Wohnungen, 53% auf öffentliche Gebäude, Industrie und Gewerbe.

Trotz volkswirtschaftlicher und ökologischer Vorteile der Fernwärmeversorgung durch Heizkraftwerke, die einen beschleunigten Ausbau wünschenswert erscheinen lassen, bleibt der Einsatz von Fernwärme im wesentlichen auf Gebiete mit hoher Wärmedichte, insbesondere große und mittlere Städte, beschränkt. Dies hat seine Ursache darin, daß die Wärmeverteilungskosten mit abnehmender Wärmedichte ansteigen. Ausgehend von den jeweiligen örtlichen Bebauungsstrukturen und der Wärmebeschaffungssituation muß daher geprüft werden, inwieweit eine Fernwärmeversorgung auf- bzw. ausgebaut werden kann. Die meisten deutschen Netze erreichen Wärmelastdichten zwischen 10 und 30 MJ/s km^2 (mittl. spez. Trassenleitung 3,1 MW/km) mit Wiederbeschaffungskosten von im Mittel 317 TEuro/(MJ/s).

Die Fernwärmekosten werden vorrangig von den Kapitalkosten für Heiznetze und Heizstationen und mit einem geringen Anteil von den Brennstoffkosten der Erzeugung besonders bei der Kraft-Wärme-Kopplung bestimmt.

2 Primärenergien. Primary energies

2.1 Definitionen. Definitions

Die in den Brennstoffen als chemische Energie gespeicherte Sonnenenergie wird durch Oxidation der brennbaren Bestandteile Kohlenstoff, Wasserstoff und andere Elemente wieder in Wärme umgesetzt. Als Oxidationsmittel dient meist Luft, mitunter auch mit Sauerstoff angereichert, seltener reiner Sauerstoff. Verbrennungsvorgang s. **D 8.1**. Einteilung der Brennstoffe **Tab. 1**. Einen Vergleich auf der Basis Steinkohleneinheiten (SKE) zeigt **Anh. L 2 Tab. 1** .

Heiz- und Brennwert (s. DIN 5499). Zu unterscheiden sind der spezifische Brennwert H_o (oberer Heizwert) mit Rückgewinnung der Kondensationswärme des bei Verbrennung gebildeten Wasserdampfs und der in der Verbrennungstechnik übliche Wert, der spezifische Heizwert H_u (unterer Heizwert) ohne sie. Einen Überblick für fossile Brennstoffe gibt **Anh. L 2 Tab. 2**.

Maximaler CO_2-Gehalt. Dies ist der CO_2-Gehalt des bei vollständiger Verbrennung ohne Luftüberschuß entstehenden trockenen Rauchgases. Er stellt die Grundlage für die Messung und Berechnung der Rauchgasmenge und -zusammensetzung dar. Er ist um so niedriger, je höher der Wasserstoffgehalt ist. Für den Klimaschutz ist die CO_2–Emission bedeutungsvoll, siehe **Anh. L1 Tab.1**.

Tabelle 1. Einteilung der Brennstoffe [1]

Aggregatzustand / Herkunft	Fest	Flüssig	Gasförmig
natürlich[a])	Steinkohle, Braunkohle, Torf, Holz	Rohöl und seine Destillate	Erdgas
künstlich[b])	Schwel- und Hochtemperaturkoks, Briketts, Holzkohle	Teeröl, Schieferöl	Schwel-, Koks-, Stadt-, Generator-, Wasser-, Spalt- und Synthesegas
Abfälle	Haus- und Industriemüll, Klärschlamm, pflanzliche Abfälle	Altöl, Sulfit- und Sulfatablauge	Klär-, Rest- und Gichtgas, Abgase

[a]) Falls nicht unmittelbar verwendet, mittels Aufbereitung nur wenig verändert oder nur in Bestandteile zerlegt.
[b]) Mittels mechanischer oder thermischer Verfahren hinsichtlich der Eigenschaften und/oder des Aggregatzustands wesentlich verändert.

Zündtemperatur. Niedrigste Temperatur, bei der die durch Reaktion entwickelte Wärme größer als die durch Strahlung abgegebene ist, so daß die Verbrennung unter Flammenbildung erfolgt. Da der Wert vom Bestimmungsverfahren abhängt, ist dieses anzugeben (s. DIN 51 794).

2.2 Feste Brennstoffe. Solid fuels

Natürliche feste Brennstoffe

Sie sind aus Pflanzenteilen durch Erhitzung unter Luftabschluß und hohem Druck während Millionen von Jahren entstanden. Dabei wurden vor allem O_2-haltige Molekülgruppen abgespalten, wodurch sich Bitumen und Wachse in Kohlenstoff umwandelten und der Kohlenstoffgehalt immer höher wurde (Inkohlung). Gleichzeitig nahm der Wasserstoffgehalt ab. Damit ist der *Inkohlungsgrad* ein Maßstab für das Alter des festen Brennstoffs. Eigenschaften natürlicher fester Brennstoffe zeigt **Anh. L 2 Tab. 3** (s. **Anh. D 8 Tab. 2**.).

Torf. Er ist die jüngste Form der natürlichen festen Brennstoffe und wird entweder als Sodentorf gestochen und durch Lufttrocknung von 90% Anfangsfeuchte auf 30 bis 40% Endfeuchte gebracht oder als Frästorf mit Baggern gewonnen und mit 50 bis 60% Feuchte verfeuert.

Braunkohle. Die jüngste Form ist die erdige oder Weichbraunkohle. In Dampferzeugerfeuerungen wird sie mit der ursprünglichen Feuchte von 55 bis über 60% verwendet. Wegen der Sandeinschlüsse kann der Aschegehalt bis zu 24% betragen. Die älteste Form ist die Hartbraunkohle, die eine amorphe Struktur und matt glänzende Bruchflächen hat. Jährlich werden 175 Mio. t in der Bundesrepublik gefördert. Davon werden 92% verstromt und für Fernwärme eingesetzt. Eine Verfeuerung ist jedoch mit hohen CO_2-Emissionen verbunden (**Anh. L1 Tab.1.**).

Steinkohle. Sie kommt in der Bundesrepublik Deutschland in Flözen mit 60 cm bis 2 m Mächtigkeit in Tiefen bis 1 500 m vor. Der Gehalt an flüchtigen Bestandteilen entsprechend dem Inkohlungsgrad ergibt die verschiedenen Sorten. Zur Aufbereitung wird die Förderkohle durch Sieben vom Groben über 120 mm Korngröße und von der Feinkohle unter 10 mm getrennt. Vorher werden durch Waschen die „Berge“ mit über 50% und das Mittelgut mit 20 bis 40% Asche getrennt, so daß

Nußkohlen unter 10% Asche enthalten. Schlamm mit hohem Aschegehalt, Feinkohle und Mittelgut können in Dampferzeugern verbrannt werden, Nußkohle für andere Zwecke (Hausbrand). Die Steinkohlenproduktion für die Verstromung und Stahlindustrie beläuft sich zur Zeit auf ca. 30 Mio. t vF (verwertbare Förderung)/a und liegt damit in der gleichen Größenordnung wie der Import aus Polen, Südafrika, Australien und Kolumbien. Die Schichtleistung pro Beschäftigter unter Tage beträgt derzeit 6244 kg bei ca. 150 EUR/t. Sie soll bis 2005 auf 28 Mio. t/a (26 Mio. t SKE) in 11 Zechen reduziert werden. Zur Zeit gibt es in Deutschland noch einen staatlichen Förderzuschuß, der jährlich reduziert wird.

Künstliche feste Brennstoffe

Brikettieren. Steinkohlen feinster Fraktionen werden mit Pechblende als Bindemittel unter hohem Druck zu Eier- oder Nußbrikett gepreßt. Braunkohlen mit geringem Aschegehalt lassen sich nach dem Trocknen und Zerkleinern ohne Bindemittel brikettieren.

Schwelen. Darunter versteht man das Erhitzen gasreicher Stein- oder Braunkohle unter Luftabschluß bis 500 °C, wobei Bitumen teilweise verdampft. Es ergibt Tieftemperaturkoks (Schwel-, Grudekoks), Schwelgas und Teer.

Verkoken. Es ist ein Erhitzen auf 800 bis 1 200 °C unter Luftabschluß, wobei flüchtige Bestandteile ausgetrieben werden (Entgasung). Dabei entsteht Hochtemperaturkoks (Hütten-, Zechen-, Gaskoks) und Koksofengas. Fettkohle ergibt die günstigsten Kokseigenschaften, Gaskohle ist aber auch gut geeignet. Bei zu hohem Gasgehalt wird Koks wegen der Hohlraumbildung zu weich.

Abfallbrennstoffe

Müll. Der Anfall von *Haus- oder Stadtmüll* hat in seinem Heizwert stark zugenommen. Das Abfallaufkommen in der Bundesrepublik Deutschland betrug trotz Rückgang 1998/99 an Rest-Siedlungsabfällen, unter Siedlungsabfällen wird Hausmüll, hausmüllähnlicher Gewerbemüll und Sperrmüll verstanden, 24,7 Mio. t/a davon wurden 60% auf Deponien entsorgt. Außerdem sind Bauschutt, Bodenaushub und Schlämme zu beseitigen. In jedem Privathaushalt fallen 240 bis 380 kg Abfall pro Person und Jahr an. Die Verpackungsverordnung hat durch getrennte Sammlung der Abfallstoffe die Menge stark reduziert. Von dem Hausmüll wurden 25% in Müllverbrennungsanlagen (Schweden 55%) beseitigt. Es werden z. B. in Berlin derzeit 600 000 t/a Müll mit einem Heizwert $H_u = 8\,500$ kJ/kg verbrannt. Beim Verbrennen kann das zu deponierende Abfallvolumen (derzeit 79%) stark reduziert und bei der Aufbereitung eine Reihe von Stoffen einer Wiederverwertung zugeführt werden. Auch Schlamm aus Kläranlagen wird heute in speziellen Anlagen verbrannt. Der Bau von Müllverbrennungsanlagen hat in den letzten Jahren stark zugenommen. 53 Anlagen sind mit einer Kapazität von 14 Mio. t Müll/a im Betrieb. Die Benutzungsdauer beträgt im Mittel 4 000 h/a. Die durchschnittliche Jahresleistung von Verbrennungsanlagen beträgt 150 000 t/a.

Industriemüll hat viele hochwertige Anteile (Gummi, Kunststoffe; Textilabfälle, Verpackungsmaterial); der Heizwert beträgt bis zu 25 000 kJ/kg.

Pflanzliche Abfälle. Dazu zählen Rückstände von Früchten (Kerne, Samen, Schalen), Rinde, Holzabfälle (Sägemehl, Schleifstaub, Abschnitte), Bagasse (Zuckerrohrschnitzel). Sie haben einen hohen Gehalt an flüchtigen Bestandteilen und wenig Asche. Holzverbrennungsanlagen sind in der Diskussion bzw. die ersten in Betrieb.

Eigenschaften

Heizwert. Wenn die Elementarzusammensetzung bekannt ist, läßt er sich bestimmen aus der Formel

$$H_u = 33{,}9c + 121{,}4\,(h - o/8) + 10{,}5s - 2{,}44w \quad \text{in MJ/kg}, \tag{1}$$

wobei c, h, o, n, s, a und w in dieser und den folgenden Gleichungen Gewichtsanteile der Rohkohle sind, deren Summe eins ist (**Anh. L 2 Tab. 3** und **4** sowie **D 8.1.2**).
Nach Boie [1] gilt für jüngere Brennstoffe mit besserer Genauigkeit

$$H_u = 35c + 94{,}3h + 10{,}4s + 6{,}3n - 10{,}8o - 2{,}44w. \tag{2}$$

Bestimmung des Heizwerts nach DIN 51 900 oder näherungsweise nach [2] aus flüchtigen Bestandteilen, **Bild 1**. Umrechnung auf Reinkohlenheizwert (waf),

$$H_{u,waf} = (H_{u,roh} + rw)/(1 - a - w), \tag{3}$$

wobei r die Verdampfungswärme bedeutet.
Umrechnung auf Trockenkohle (wf)

$$H_{u,wf} = (H_{u,roh} + rw)/(1 - w) = H_{u,waf}(1 - a - w)/(1 - w). \tag{4}$$

Umrechnung bei Trocknung von einem Wassergehalt w_1 auf einen anderen w_2

$$H_{u,2} = \left(H_{u,1} + r \cdot \frac{w_1 - w_2}{1 - w_2}\right) \cdot \frac{1 - w_1}{1 - w_2}; \tag{5}$$

dabei werden $(w_1 - w_2)/(1 - w_2)$ kg Wasser je kg des ursprünglichen Brennstoffs verdampft.

Weitere Kennwerte [3]. $CO_{2,max}$ s. **Bild 2**, Schüttgewichte s. **Tab. 2**, Zündtemperaturen s. **Tab. 3**.

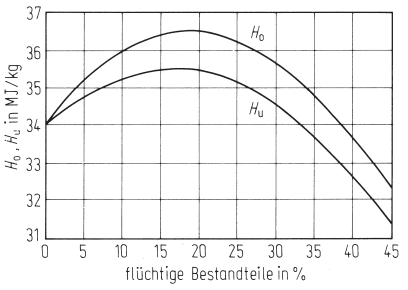


Bild 1. Brennwert H_o (oberer) und Heizwert H_u (unterer) der wasser- und aschefreien Steinkohlen von Ruhr, Saar und Aachen [1]

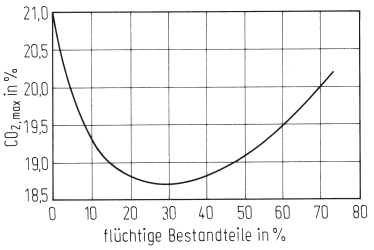


Bild 2. Maximaler CO_2-Gehalt der Rauchgase fester Brennstoffe [1]

Tabelle 2. Schüttgewichte fester Brennstoffe in kg/m³ [1]

Scheitholz weich	400 … 420	Steinkohle	
hart	500 … 560	Förderkohle	850 … 890
Sodentorf	340 … 410	Nuß 1 … 2	740 … 780
Frästorf	250 … 400	Nuß 3 … 5	720 … 750
Rohbraunkohle	650 … 700	Feinkohle	820 … 860
Braunkohlen-		Kohlenstaub	400 … 500
brikett	700 … 820	Schwelkoks	
Steinkohlen-		(je nach Körnung)	500 … 700
brikett (Eiform)	740 … 780	Hochtemperaturkoks	450 … 500

Tabelle 3. Zündtemperaturen fester Brennstoffe im Sauerstoffstrom in °C [2]

Weichholz	220	Steinkohle	
Hartholz	300	Gasflammkohle	214 … 230
Torf, lufttrocken	225 … 280	Fettkohle	243 … 248
Rohbraunkohle	135 … 240	Eßkohle	260
Steinkohlen-Schwelkoks	295 … 420	Magerkohle	339
Hochtemperatur-koks	505 … 600	Anthrazit (Donez)	485

Mineralische Bestandteile

Sie stammen teilweise von den ursprünglichen Pflanzen (Pflanzenasche), teilweise von äußeren Verunreinigungen (Fremdasche).

Asche. *Steinkohlenasche:* Pflanzlich SiO_2 und P_2O_5, Fremdasche meist Ton (Al_2O_3), Quarz (SiO_2) und Eisenverbindungen (Pyrit FeS_2, Eisenoxide Fe_2O_3 und FeO).
Braunkohlenasche: Wenig pflanzlich, Fremdasche von Überflutungen (kalkhaltige Schalen, $CaCO_3$) und Verwerfungen (Sand, SiO_2). Bei richtiger Mischung niedriger Schmelzpunkt.

Schmelzverhalten. Bei Kohlenstaubfeuerungen mit trockenem Ascheabzug müssen Anbackungen an Feuerraumwänden und Heizflächen vermieden werden, bei Schmelzfeuerungen muß der Schlackefluß sicher sein. Beides hängt vom Schmelzverhalten ab, das die Gestaltung von Feuerung und Dampferzeuger somit weitgehend beeinflußt. Bestimmung mit Leitz-Erhitzungsmikroskop nach DIN 51 730.

Verschmutzungseinflüsse. Ist die Temperaturdifferenz zwischen Erweichungs- und Fließpunkt klein (kurze Schlacken), besteht die Gefahr des Einfrierens von Schmelzfeuerungen bei Teillast, ist sie groß (lange Schlacken), kommt es zu zähem Schlackefluß und zu Ansatzbildung im Schlackenschacht. Da Probekörper aus vorbehandelter Asche sind, in Feuerungen aber die Veraschung sehr schnell stattfindet, können Unterschiede auftreten. Bei schneller Erhitzung in Staubfeuerungen entstehen SiO-Dämpfe, die bei Oxidation zu SiO_2 Aerosole unter 1 µm bilden und die Grundschicht für die Verschmutzung ergeben. SiO und SiS führen zu klebrigen Filmen auf den Heizflächen.

Schlackenviskosität. Da die Messung mit Kugelzieh- oder Rotationsviskosimeter unsicher ist, kann sie bei bekannter Schlackenanalyse mittels der Kenngröße K nach Endell (**Bild 3**) [4] angenähert bestimmt werden. Der Fließpunkt nach Leitz entspricht etwa 100 Pa s. Im Schlackenschacht darf die Schlackenviskosität 30 Pa s nicht überschreiten (gutes Fließen bei 5 Pa s) [5].

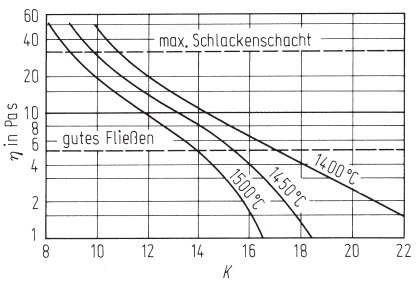


Bild 3. Dynamische Viskosität η geschmolzener Kohlenaschen nach Endell; $K = MgO + 0,5(Fe_2O_3 + 1,11\,FeO + CaO)$ [1]

2.3 Flüssige Brennstoffe. Liquid fuels

Zusammensetzung

Sie bestehen aus einem Gemisch verschiedener Kohlenwasserstoffe aus folgenden Gruppen mit unterschiedlichen Verbrennungseigenschaften.

Paraffine oder Aliphate. Gesättigte kettenförmige Moleküle (Endsilbe -an, z. B. Propan, Butan) in Normal- oder Isoform (bei Isoparaffinen CH_3-Gruppen in Seitenketten), Bruttoformel C_nH_{2n+2}. Relativ stabil, wenig reaktionsfreudig.

Olefine. Ungesättigte Paraffine mit einer Doppelbindung, Bruttoformel C_nH_{2n}, ebenfalls in Normal- und Isoform vorhanden (Endsilbe -ylen, z. B. Propylen). Wesentlich reaktionsfreudiger als Paraffine, kommen nur in gecrackten Erdölprodukten vor.

Naphtene. Cycloparaffine mit ringförmigen Molekülen, Bruttoformel C_nH_{2n} (meist mit $n = 5$ oder 6), auch als Isomere mit CH_3 in Seitenketten und mit Doppelbindung (Ensilbe -en, z. B. Cyclohexen). Gute Reaktionsfähigkeit.

Aromaten. Ringförmige, ungesättigte Moleküle aus Benzolringen C_6H_6, bilden Doppelringe oder Seitenketten, riechen stark (daher der Name), sind aber trotz Doppelbindung relativ stabil. Verwendung für Treibstoffe mit erhöhter Klopffestigkeit.

Asphalte. Hochmolekulare Stoffe, aus Kohlenwasserstoffen bestehend, oft in festem Zustand.

Natürliche flüssige Brennstoffe

Vorkommen und Zusammensetzung. In bis zu 7000 m tiefen Lagern vorhanden, fließt das Öl unter eigenem Druck durch Bohrungen an die Erdoberfläche. Dadurch sind nur 30% der Vorräte gewinnbar (bei künstlichem Druck bis 50%). Der Erdölvorrat beträgt derzeit 165 Mrd. t. Die jährliche Förderung liegt derzeit bei 3,5 Mrd. t. Neben Festlandsbohrungen werden auch Bohrungen im Küstenschelf (offshore) vorgenommen.
Die Bestandteile des Erdöls haben stetig ineinander übergehende Siedebereiche. Je nach Überwiegen einer Kohlenwasserstoffgruppe spricht man von paraffin- (Pennsylvania/USA), naphten- (Venezuela, Mexiko), gemischt- (Nahost) oder asphaltbasischen Rohölen.

Verarbeitung. Sie wird nacheinander in folgenden Schritten durchgeführt:

Fraktionierte Destillation. Aufgrund des Siedeverhaltens ergeben sich verschieden schwere Fraktionen (Schnitte), wobei das Siedeende bei Atmosphärendruck etwa bei 400 °C liegt. (Straight-run-)Produkte: Flüssiggas (Propan, Butan), Leichtbenzin (Siedebereich 40 bis 120 °C), Schwerbenzin (100 bis 200 °C), leichtes Gasöl (200 bis 250 °C), schweres Gasöl (250 bis 380 °C; daraus Heizöl EL und Dieselöl), Schmier- oder Spindelöl (300 bis 400 °C), Destillationsrückstand (350 bis 400 °C; daraus schweres Heizöl S), Vakuumdestillation.

Cracken (Spalten). Zur Erhöhung der Ausbeute an Benzin werden durch Erhitzen auf 450 bis 500 °C (thermisches Crakken) leichtere Fraktionen (Benzin und leichtes Gasöl) mit Katalysatoren aus dem Vakuum-Destillationsrückstand gewonnen. Rückstand ist Heizöl ES oder Petrolkoks. Unter Zusatz von Wasserstoff und bei einem Druck von 100 mbar (Hydrocracken) ist daraus weiteres Benzin gewinnbar.

Reformieren. Zur Erhöhung der Oktanzahl (Klopffestigkeit von Treibstoffen) katalytische Bildung klopffester Aromaten und Naphtene (Dehydrierung) und Umformung von geradkettigen Paraffinen in Cycloparaffine bei 2 bis 17 bar und 520 bis 750 °C. Bei Platin als Katalysator spricht man von Platformen.

Raffinieren. Im Rückstand aus der Vakuumdestillation angereicherter Schwefel muß aus den Crackprodukten entfernt

werden. Liegt er in Form von H_2S vor, mit Natronlauge auswaschen. Andere Schwefelverbindungen werden durch katalytisches Hydrieren in H_2S umgeformt (Hydrofinen).

Künstliche flüssige Brennstoffe

Steinkohlen-Teeröl. Es wird durch Destillation des beim Verkoken von Steinkohle entstehenden Teers gewonnen. Leichtes Steinkohlen-Teeröl (Siedebereich bis 170 °C), mittleres (170 bis 230 °C), schweres (230 bis 270 °C). Es enthält viele Aromaten, aber auch Schwefel- und Stickstoffverbindungen, dadurch höheres c/h-Verhältnis (s. **Anh. L 2 Tab. 4**), niedrigerer Heizwert und geringe Viskosität, Gefahr der Naphtenausscheidung (Leitungen können verstopfen) (s. **Anh. D 8 Tab. 3**).

Schwelöl. Beim Schwelen von Stein- und Braunkohle entsteht neben Koks und Gas auch Schwelteer, er besteht vorwiegend aus hochmolekularen Paraffinen. Beim Destillieren zu Benzin und Heizöl fällt ein schweres Heizöl – Stein- oder Braunkohlen-Schwelöl – an, das ähnliche Eigenschaften wie Teeröl hat.

Schieferöl. Aus Ölschiefer, einem ölhaltigen porösen Gestein, und Ölsanden wird durch Schwelung in Öfen oder Retorten bzw. durch Destillation ein Heizöl gewonnen, das dünnflüssiger als Heizöl S ist und viele Olefine und Naphtene enthält. Die Vorräte an Ölschiefer und Ölsand sollen etwa 150 Gt betragen; die Gewinnung ist jedoch schwierig und teuer.

L

Abfallbrennstoffe

Altöl. Gebrauchte Schmieröle und der Rückstand aus der Aufarbeitung enthalten viele Rückstände (Sand, Metall), nach der Aufarbeitung auch Schwefel und Chlor.

Zellstoffablauge. Sulfit- oder sulfathaltige Ablauge bei der Zellstoffherstellung mit 5% Feststoff. Die Asche ist sulfatreich und verschmutzt die Kesselheizflächen.

Eigenschaften

Heizölsorten. Aus den Destillationsprodukten des Erdöls werden die Sorten EL (Extra Leicht), S (Schwer) und ES (Extra Schwer) gewonnen. Die nur noch selten verwendeten Sorten L (Leicht) und M (Mittel) stammen meist aus Teerölen, **Tab. 4**. Die Heizölqualitäten sind nach steigender Dichte geordnet und besitzen in dieser Reihenfolge steigende Aschen- und Schwefelgehalte sowie steigendes c/h-Verhältnis [7, 8].

Chemische Zusammensetzung. Flüssige Brennstoffe sind wesentlich wasserstoffreicher als feste (niedrigeres c/h-Verhältnis (s. **Anh. L 2 Tab. 4**), wogegen es bei Braunkohle zwischen 10 und 14, bei Steinkohle zwischen 15 und 20 liegt). Für die Dichte gilt die Zahlenwertgleichung

$$\varrho = 0{,}124\,c/h + 0{,}02 \quad \text{in g/cm}^3. \tag{6}$$

Auch Viskosität, Stockpunkt und Conradsonzahl steigen mit der Dichte, während c, h, Heiz- und Brennwert fallen. Die Verbrennungseigenschaften hängen von der Art der Kohlenwasserstoffe ab, da – z. B. zwischen Olefinen und Naphtenen – trotz gleicher Bruttoformel große Unterschiede im Reaktionsverhalten wegen unterschiedlicher Bindungen bestehen.

Flammpunkt, Zündtemperatur. Der Flammpunkt, die tiefste Temperatur, bei der der Brennstoff unter Atmosphärendruck in einem geschlossenen Tiegel durch Fremdzündung entflammt, wird für Siedepunkte unter 65 °C nach DIN 51 755 (Methode Abel-Pensky) und oberhalb 65 °C nach DIN 51 758 (Methode Pensky-Mertens) bestimmt. Die Zündtemperatur (**Anh. L 2 Tab. 4**) ist nach DIN 51 794 die niedrigste Temperatur, bei der sich der Brennstoff von selbst entzündet.

Gefahrenklassen. Über den Verkehr mit brennbaren Flüssigkeiten werden je nach Flammpunkt (F. P.) die Gefahrenklassen I (F. P. unter 21 °C), II (F. P. 21 bis 55 °C) und III (F. P. 55 bis 100 °C) unterschieden und verschiedene Sicherheitsvorkehrungen vorgeschrieben. Heizöl und Dieselöl (s. **Tab. 4**) gehören danach in Gefahrenklasse III, Benzin (F. P. unter 0 °C) dagegen in Gefahrenklasse I.

Heiz- und Brennwert. Berechnung aus der Zusammensetzung nach Gl. (1), experimentelle Bestimmung nach DIN 51 900.

Siedebereich. Er wird als Kurve dargestellt, die den abdestillierten Anteil in Abhängigkeit von der Temperatur angibt. Beginn bei erster Dampfbildung, Ende bei Beendigung der Dampfbildung, wobei feste Rückstände bleiben können. Bei Heizölen soll der Siedebeginn bei 200 °C (Heizöl EL), das Siedeende bei 360 °C liegen und der Verlauf möglichst linear sein.

Tabelle 4. Anforderungen an Heizöle nach DIN 51 603

Eigenschaft		EL [a]	L [b]	M	S	Einheit
max. Dichte bei 15 °C		0,86	1,10	1,20	ist anzugeben	g/cm³
Flammpunkt im geschlossenen Tiegel		> 55	> 55	> 65	> 65	°C
max. kinematische Viskosität		6 [c]	17 [c]	75 [d]	450 [d, e]	10^{-6} m²/s
Pourpoint		−6	–	– [f]	–	°C
max. Verkokungsrückstand nach Conradson		0,05	2	12	15	Gew.-%
max. Schwefelgehalt bei	Mineralölen	0,5 [h]	–	–	2,8	Gew.-%
	Braunkohlen-Teerölen	–	3,0	2,0	–	Gew.-%
	Steinkohlen-Teerölen	–	0,8	0,9	–	Gew.-%
max. nicht absetzbarer Wassergehalt		0,1	0,3	0,5	0,5	Gew.-%
max. Gehalt an Sedimenten		–	[g]	[g]	–	Gew.-%
max. Heizwert H_u		41,9	≈ 37,6	≈ 37,6	39,8	MJ/kg
max. Oxidasche		0,01	0,04	0,15	0,15	Gew.-%

[a]) Mindestens 96 Vol.-% Destillat bei 370 °C nach DIN 51 751.
[b]) Handelsüblich nur für Braunkohlen- und Steinkohlen-Teeröle.
[c]) Bei 20 °C.
[d]) Bei 50 °C.
[e]) Bei 100 °C: $40 \cdot 10^{-6}$ m²/s.
[f]) Bei Heizöl M aus Braunkohlenschwelung muß mit einem Stockpunkt von 40 °C gerechnet werden.
[g]) Bei Steinkohlen-Teerölen ist die Satzfreiheit, d.h. die Freiheit von kristallinen Ausscheidungen, anzugeben.
[h]) Ab 1.3.88: 0,20.

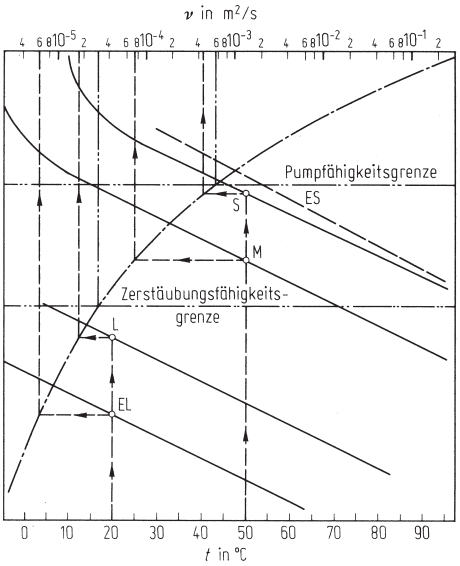


Bild 4. Abhängigkeit der kinematischen Viskosität ν der Heizöle EL, L, M, S und ES von der Temperatur t (obere Grenzwerte nach DIN 51 603) [1]

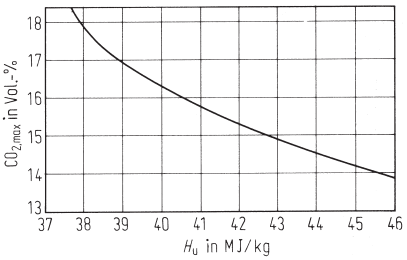


Bild 5. Maximaler CO_2-Gehalt der Rauchgase flüssiger Brennstoffe [1]

Viskosität und Stockpunkt. Die kinematische Viskosität ν ist für die Pumpen- und Rohrleitungsauslegung sowie für die Zerstäubung im Brenner maßgebend. Für die Pumpfähigkeit sind maximal $600 \cdot 10^{-6}$ m^2/s zulässig, die günstigste Zerstäubung erfolgt bei 12 bis $30 \cdot 10^{-6}$m^2/s. Aus den Viskositäten für Heizöle (**Tab. 4**) geht hervor, daß Heizöl M und S zur Zerstäubung, S auch zum Pumpen vorgewärmt werden muß. Die nötige Vorwärmung kann aus **Bild 4** ermittelt werden (Abhängigkeit von der Temperatur linear im doppeltlogarithmischen Maßstab). Für Heizöl S ergibt sich dann für Pumpen 50 °C und für Zerstäuben 120 °C.
Die Temperatur nach DIN 51 597 und DIN EN 6, bei der das Öl unter Einwirkung der Schwerkraft nicht mehr fließt, heißt Stockpunkt (wichtig für Lagerung) [7].

Verkokungsneigung. Bestimmung des Koksrückstands nach Conradson (nach DIN 51 551); Anteil der ursprünglichen Menge in %, die nach dem Verdampfen und Cracken als Koks zurückbleibt. Sie gibt einen Anhalt, ob bei Aufschlagen der Flamme auf eine Wand Koks entsteht und ob der Brennstoff für Verdampfungsbrenner geeignet ist.

Maximaler CO_2-Gehalt. Abhängig vom Heizwert, **Bild 5**.
Die Öllieferanten und Preise zeigt **Bild 6**. Die inländische Ölförderung betrug 3,4 Mio. t. Zusammen mit den Produkteinfuhren von 43,1 Mio. t beträgt die Mineralöleinfuhr 148,1 Mio. t/a.
Zur Absicherung der Öl- und Gaslieferungen aus dem Ausland empfiehlt z. Zt. die EU-Kommission die staatliche Reservehaltung in den einzelnen Ländern von 90 auf 120 Tage Verbrauch aufzustocken, um gegen Ölpreiskrisen, an die auch der Gaspreis gebunden ist, besser gewappnet zu sein. Die staatliche Reservevorratung von derzeit 24 Mio. t Öl bedeutet jedoch einen Preisaufschlag von etwa 0,5 Cent/Liter Kraftstoff.

Energiemaße für Öl und Erdgas siehe **Anh. L2 Tab. 6**.

2.4 Gasförmige Brennstoffe oder Brenngase
Gaseous fuels

Einteilung. Neben der Herkunft (natürlich, künstlich, Abfall) erfolgt sie nach dem Heizwert H_u in MJ/m^3 (hier wie im gesamten Abschnitt auf den Normzustand nach DIN 1343 bezogen): Schwachgase $H_u < 8$, Mittelgase $H_u = 8 \ldots 14$, Normalgase $H_u = 14 \ldots 21$ und Starkgase $H_u > 21$ sowie nach dem Gehalt an schweren Kohlenwasserstoffen: Armgase ohne, Reichgase mit erheblichem Anteil an Kohlenwasserstoffen (s. DIN 1340).

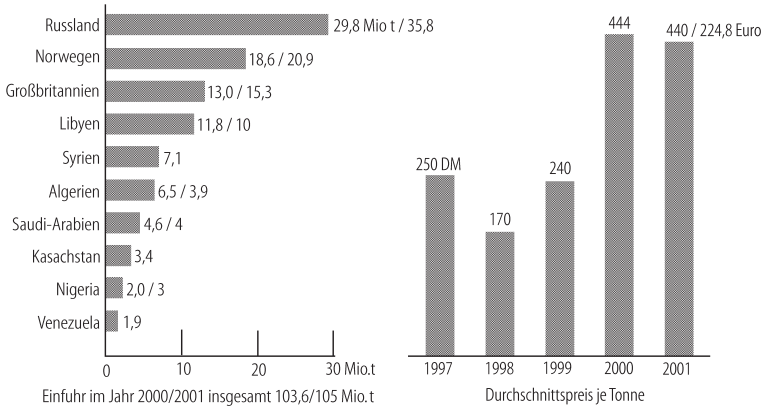


Bild 6. Deutschlands Öllieferanten

Natürliche Brenngase

Erdgas kommt in eigenen Quellen (trockenes Erdgas) oder in Domen über Erdöl (nasses Erdgas) vor. Trockenes Erdgas hat in den brennbaren Bestandteilen meist über 80% Methan (CH_4). Nasses Erdgas enthält einen größeren Anteil an höheren Paraffinen und hat einen größeren Heizwert, **Anh. L 2 Tab. 5**. Einige Quellen enthalten mehr H_2S (Lacq, saures Erdgas) oder mehr CO_2 und N_2 (Emsland, Niederlande). Bohrungen auf dem Festland und im Küstengebiet (off-shore), Transport über Land durch Rohrleitungen, über See in Tankern im verflüssigten Zustand bei Atmosphärendruck bei -161 °C (LNG). Sein Volumen wird dazu auf 6/100 reduziert.

Künstliche Brenngase

Entgasungsgase. *Schwelgase.* Sie entstehen beim Schwelen fester Brennstoffe (s. **Anh. D 8 Tab. 4**). Die Unterschiede liegen in den verwendeten festen Brennstoffen begründet.

Verkokungsgase. Bei der Erzeugung von Hütten- und Zechenkoks bei 1 000 °C fallen sie mit geringem CO-Gehalt an.

Stadtgas. Es fällt beim Verkoken von Steinkohle bei 1 200 °C in Gaswerken an und wird zum Erreichen des gewünschten Heizwerts mit Wassergas vermischt.

Vergasungsgase. Feste (Koks, nichtbackende Steinkohle, Braunkohle) oder flüssige (Destillationsrückstände) Brennstoffe werden mit Vergasungsmitteln (Wasserdampf, O_2-angereicherte oder natürliche Luft) restlos vergast, d. h. es entsteht kein Koks, sondern nur Asche.

Generatorgas. Es entsteht durch Vergasung mit Luft und besteht vorwiegend aus CO und H_2. Für CO-Bildung gilt

$$C + (1/2)O_2 \rightarrow CO + 123{,}1\,\mathrm{MJ/kmol}. \qquad (7)$$

H_2 entsteht aus Feuchtigkeit nach

$$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2 + 42{,}3\,\mathrm{MJ/kmol}$$

und aus flüchtigen Bestandteilen.

Gichtgas. Es entsteht im Hochofen durch Reduktion des bei Verbrennung in tieferen Schichten entstandenen CO_2 an frischem Koks nach

$$C + CO_2 \rightarrow 2CO - 160{,}0\,\mathrm{MJ/kmol}$$

und ist deshalb sehr CO-reich.

Wassergas. Es entsteht durch Vergasung von Koks mit Wasserdampf nach

$$C + H_2O \rightarrow CO + H_2 - 118{,}5\,\mathrm{MJ/kmol};$$

es wird auch als Synthesegas bezeichnet.

Druckvergasungsgas. Mit O_2-angereicherter Luft oder reinem O_2 und Wasserdampf wird Feinkohle bei Drücken von 20 bis 30 bar im Festbett vergast.

Künstliches Erdgas. Es kann durch hydrierende Vergasung von Kohle oder Heizöl nach

$$C + 2H_2 \rightarrow CH_4 + 87{,}5\,\mathrm{MJ/kmol}$$

oder durch Methanisierung von Synthesegas nach

$$CO + 3H_2 \rightarrow CH_4 + H_2O + 206{,}0\,\mathrm{MJ/kmol}$$

erzeugt werden.

Abfallbrenngase. *Raffineriegase.* Diese Restgase der Erdölverarbeitung haben eine stark schwankende Zusammensetzung zwischen sehr H_2-haltigen Armgasen und Reichgasen mit hohem Anteil an Kohlenwasserstoffen bis Oktan. Damit schwanken Dichte und Heizwert sehr. Teilweise enthalten sie wertvolle Hilfsstoffe für die Vergasung.

Klärgas. In städtischen und industriellen Klärwerken entsteht beim Faulen des Klärschlamms (Zersetzung durch Bakterien) in Faultürmen ein Gas mit hohem CH_4-Gehalt, das meist für den Eigenbedarf des Klärwerks (zur Dampferzeugung) verbraucht wird.

Eigenschaften

Brenn- und Heizwert. Aus den Bestandteilen und dem Brenn- bzw. Heizwert der reinen Gase kann für das Brenngas angenähert berechnet werden:

$$H_o = 12{,}62\,CO + 12{,}75\,H_2 + 39{,}81\,CH_4 + 63{,}43\,C_mH_n + 25{,}46\,H_2S. \qquad (8)$$

$$H_u = 12{,}62\,CO + 10{,}78\,H_2 + 35{,}87\,CH_4 + 59{,}50\,C_mH_n + 23{,}37\,H_2S. \qquad (9)$$

Dabei ist die Summe der Volumenanteile gleich eins. C_mH_n sind ungesättigte Kohlenwasserstoffe und werden als C_2H_4 gerechnet, schwere Kohlenwasserstoffe sind zusätzlich zu berücksichtigen.

Wobbe-Zahl. Sie ist ein Maß für die Wärmeleistung eines Brenners. Ändern sich die Gasqualität (Brennwert, Dichte) und der Druck p, so ändert sich die Wärmeleistung im Verhältnis Wobbe-Zahl nach Schuster $Wo' = H_o\sqrt{p/d}$. Hierbei ist d das Verhältnis der Dichten von Gas und Luft. Für Verbrennungsregelung wird deshalb oft statt des reinen Brennwerts (Messung mit Kalorimeter) die Wobbe-Zahl gemessen, da der Luftbedarf praktisch proportional der Wärmeleistung des Brenners ist.

2.5 Kernbrennstoffe. Nuclear fuels

Die bei der *Kernspaltung* von Atomkernen des Urans, Thoriums und Plutoniums freigesetzte Energie wird in Wärme umgesetzt und kann thermodynamisch in Kraftwerksprozessen genutzt werden. Die aus der kontrollierten Kernspaltung gewonnene Wärmeenergie wird in den Kernkraftwerken in elektrische Energie umgewandelt. Großtechnisch sind solche Anlagen seit Anfang der 50er Jahre in Betrieb. Als Brennstoffe, in diesem Fall Spaltstoffe, die im wesentlichen durch thermische Neutronen spaltbar sind, werden folgende Isotope angesehen: Uran 235 und 233, Thorium 232, Plutonium 239 und 241.

Die für die Zukunft geplante technische Energienutzung bei der *Kernverschmelzung* von schweren Wasserstoffkernen (Deuterium und Tritium) zu Heliumkernen, die sog. *Kernfusion*, befindet sich noch im Experimentierstadium. Der Gesamtprozeß erzeugt aus 1 g Deuterium (schwerer Wasserstoff ^2H) 12,5 MWd (Megawatt-Tage) an Energie, ein vielfaches der Uranspaltung. Ein Fusionsreaktor ist deshalb den Kernspaltungsreaktoren überlegen, weil das zur Verfügung stehende Wasser als Energiequelle dienen kann und der verbleibende radioaktive Abfall geringer ist. Seine großtechnische Anwendung zur Energieerzeugung ist noch nicht absehbar (s. **L 7.5**).

In den heutigen Kernkraftwerken wird *Uran* als Brennstoff eingesetzt. Natürliches Uran besteht zu 99,29% aus dem schwerspaltbaren Uranisotop U 238 und zu 0,71% aus dem leichter spaltbaren Isotop U 235. Das Natururan wird bei den meisten Reaktoren für den Brennstoffeinsatz auf rd. 3% U 235 angereichert. Die Kernspaltung entsteht bei Beschuß des U 235 Isotops mit einem thermischen Neutron (im Moderator abgebremstes Neutron, auf ein Energieniveau von ca. 0,025 eV – Elektronenvolt –), da diese Atomkerne eine relativ geringe Stabilität aufweisen. Die von einem thermischen Neutron ausgelöste Gleichgewichtsstörung des Urankerns erzeugt Schwingungen, durch die Teile des Kerns außerhalb der Reichweite der Kernbindungskräfte geraten. Der Kern zerreißt wegen der abstoßenden Coulombkräfte. Dabei bilden sich zwei gelegentlich auch drei zumeist ungleiche Teilkerne und einige (2 bis 3) schnelle Neutronen.

Zu den Spaltprodukten des Uran 235, die mit größter Häufigkeit auftreten, zählen Strontium 89 und 90, Zirkonium 95, Molybdän 95, Xenon 133, Cäsium 137 und Barium 140, Gl. (10).

Die Spaltprodukte und Neutronen werden in der sie umgebenden Materie (vorwiegend Brennelement des Reaktorkerns) abgebremst. Ihre kinetische Energie wird in Wärme umgewandelt, **Tab. 5**. Je Spaltung eines U-235-Kerns, wird eine Energie von 192 MeV = $3{,}1 \cdot 10^{-11}$ J = $3{,}1 \cdot 10^{-11}$ Ws gewonnen.

Theoretisch läßt sich aus 1 kg Uran 235 durch Kernspaltung in einem thermischen Reaktor eine Wärmeenergie von

$$\frac{192\,\text{MeV/Spaltung} \cdot 6{,}0247 \cdot 10^{23}\,\text{Atome (Loschmidt-Zahl)}}{235{,}04\,\text{(Atomgewicht von U 235)}}$$

$$= 4{,}92 \cdot 10^{26}\,\text{MeV} = 22\,\text{GWh}$$

freisetzen. Dies würde einem theoretischen Brennstoffbedarf von rd. 2700 t SKE Steinkohle entsprechen.

In einem Kernreaktor können jedoch nicht alle Atome des Uran 235 gespalten werden. Es werden aber auch andere oder neu im Reaktor erzeugte Isotope gespalten, insbesondere entsteht das Plutonium 239 aus dem Uran 238. Die tatsächliche Brennstoffausnutzung bei *Leichtwasserreaktoren* (LWR) wird mit dem Begriff „Abbrand" in GWd/t (24 Mio. kWh/t) eingesetztem Brennstoff definiert. Sie ist bei *Druckwasserreaktoren* (DWR) mit 32,5 GWd/t (Anreicherung 3,1% U 235) und bei *Siedewasserreaktoren* (SWR) mit 27,5 GWd/t (Anreicherung 2,6% U 235) anzusetzen.

Für die Herstellung von 1 kg auf 3% angereichertes Uran sind 5,479 kg Natururan als sog. „Feed" erforderlich, wobei nach den Anreicherungsverfahren 4,479 kg auf 0,2% abgereichertes Uran als Restprodukt („tail") verbleibt. Das bedeutet bei einem Abbrand von 32,5 GWd/t Uran (= 780 GWh/t), bezogen auf 1 kg Natururan, 17,48 t SKE Steinkohle bzw. etwa 12 t Erdöl (s. **Anh. L 2 Tab. 1**).

Bei diesen Werten ist keine Rückführung von Uran und Plutonium unterstellt. Wird durch eine Wiederaufbereitung das im Brennstoff noch verbliebene spaltbare Material in den Brennstoffkreislauf zurückgeführt, erhöht sich der Energieinhalt pro eingesetztes kg Natururan bei seiner Verwendung in Leichtwasserreaktoren auf etwa 26 t Steinkohle bzw. 19 t Erdöl. (s. **Anh. L 2 Tab. 1**).

Die Uranvorräte in der wichtigsten Kostenklasse 80 bis 130 $/kg U wurden 1987 auf 3,55 Mio. t beziffert. Seine Nutzungsreichweite wird mit 50 Jahren angegeben.

Tabelle 5. Kernspaltung und Energiebilanz

Durchschnittliche *Energieverteilung* für die Spaltung des U^{235}-Kerns in MeV:

$$^{235}_{92}\text{U} + {}^{1}_{0}\text{n} \rightarrow {}^{236}_{92}\text{U} \rightarrow {}^{89}_{36}\text{Kr} + {}^{144}_{56}\text{Ba} + 3\,{}^{1}_{0}\text{n} \qquad (10)$$

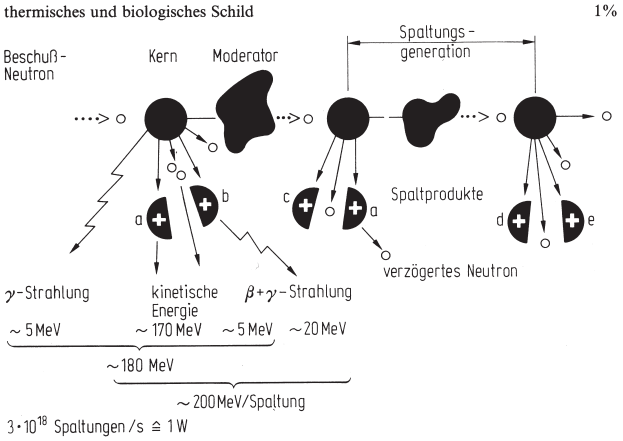
Ausgangskern (Spaltstoff)	thermisches Neutron 2000 m/s	kurzlebiges Zwischenprodukt	hier Krypton	hier Barium	3 Neutronen
			(als Beispiel häufiger Spaltprodukte)		

Prompte Spaltungsenergie	
1. Kinetische Energie der Spaltprodukte	168 MeV
2. Kinetische Energie der schnellen Neutronen	5 MeV
3. Energie der prompten γ-Strahlen	5 MeV
Radioaktiver Zerfall der Spaltprodukte	
4. β-Strahlung	7 MeV
5. γ-Strahlung	6 MeV
6. Neutrinos (unabsorbierbar)	(11) MeV
Reaktionen mit Neutronen ohne Spaltungen	
7. β- und γ-Strahlen	7 MeV
	198 MeV
Gewonnene Energie im Kühlmittel	192 MeV

192 MeV = $3{,}1 \cdot 10^{-11}$ Ws

Energieverteilung

Spaltstoff	95...92%
Kühlmittel und Moderator	4... 7%
thermisches und biologisches Schild	1%



Zur Wärmegewinnung im thermischen Kernreaktor sind folgende Funktionen bedeutungsvoll:
Wärmeabfuhr aus dem Reaktorkern, Moderation der Spaltneutronen (Abbremsung der schnellen Neutronen – über 1 MeV auf 0,025 eV = 2200 m/s – thermische Neutronen –), Steuerung der Kernspaltungsvorgänge durch Absorption von Neutronen.
Die Kühlung und die Wärmeabfuhr erfolgt durch Flüssigkeiten oder Gase, hauptsächlich *leichtes Wasser* (H_2O), *schweres Wasser* (D_2O) sowie *Helium*, CO_2 und *Natrium*. Man unterscheidet danach *wasser- und gasgekühlte* Reaktoren. Flüssiges Natrium wird als Kühlmittel für den *schnellen Brüter* verwendet.
In thermischen Reaktoren ist zur Abbremsung der Neutronen ein *Moderator* erforderlich, z. B. Wasser oder Graphit.
Durch die *Regelstäbe* (Silber-Indium-Cadmium-Legierungen), die große Neutronenabsorber sind, erfolgt eine Steuerung des Neutronenflusses innerhalb des Reaktorkerns. Borlösungen werden besonders für Schnell- und Notabschaltungen verwendet.

Brutprozeß

Erzeugung. Das bei der Absorption langsamer Neutronen in U 238 entstehende U 239 ist instabil und wandelt sich nach der Reaktion um in Pu 239.

$$\underset{\text{Ausgangskern (Brutstoff)}}{^{238}_{92}\mathrm{U}} + \underset{\text{thermisches Neutron}}{^{1}_{0}\mathrm{n}} \rightarrow \underset{\text{Zwischenprodukt (nicht stabil)}}{^{239}_{92}\mathrm{U}} \rightarrow \underset{\beta\text{-Teilchen 23 Min.}}{^{0}_{-1}\mathrm{e}} + \underset{\text{Neptunium (nicht stabiles Zwischenprodukt)}}{^{239}_{93}\mathrm{Np}} \rightarrow \underset{\beta\text{-Teilchen 2,3 Tage}^{1/2}}{^{0}_{-1}\mathrm{e}} + \underset{\text{Plutonium 239 als spaltbares Endprodukt}}{^{239}_{94}\mathrm{Pu}} \qquad (11)$$

Pu 239 ist gegen Spaltung ähnlich instabil wie U 235 und damit ein künstlicher Spaltstoff. Da meist viel mehr U 238 als U 235 im Reaktor ist, läuft der „Konversionsprozeß" nach Gl. (11) immer neben der Spaltung ab. Die Häufigkeit der Konversion hängt von den Neutronenverlusten ab. Da im Mittel 2,5 Neutronen je Spaltung entstehen, verbleiben 1,5 Neutronen für die Pu-Erzeugung, d. h. es könnte also mehr Pu-Spaltstoff entstehen als U-Spaltstoff verbraucht wird, solange genügend U 238 vorhanden ist. Diesen Vorgang nennt man „Brüten" (von Spaltstoff). Konversionsfaktoren über eins können nur bei hoher Anreicherung ohne Moderator (zum Vermeiden von Absorptionsverlusten) erzielt werden, d. h. mit schnellen Neutronen (hier spricht man vom *„Schnellen Brüter"*). Thermische Reaktoren haben wegen der inneren Verluste Konversionsfaktoren von 0,7 bis 0,9; sie werden „Konverter" genannt. Im Laufe des Betriebes eines Reaktors trägt die Spaltung von Pu 239 zunehmend zur Reaktion bei.
Da Brüter die Nutzung der großen Masse U 238 ermöglichen, läßt sich unter Berücksichtigung der Verluste bei der Wiederaufbereitung die aus Uran gewinnbare Energie auf das etwa 60fache gegenüber der bloßen Verwendung von U 235 in Konverten steigern.

Thoriumumwandlung. Eine andere Möglichkeit, Spaltstoff aus nichtspaltbaren Isotopen zu erbrüten, ist die Neutronenbestrahlung von Thorium Th^{232}_{90}, dem einzigen in der Natur vorkommenden Thoriumisotop, das sich wie folgt umwandelt:

$$^{232}_{90}\mathrm{Th} + ^{1}_{0}\mathrm{n} \rightarrow ^{233}_{90}\mathrm{Th} \rightarrow ^{0}_{-1}e + ^{233}_{91}\mathrm{Pa} \rightarrow ^{0}_{-1}\mathrm{e} + ^{233}_{92}U. \qquad (12)$$

U 233 hat ähnlich gute Spalteigenschaften wie U 235, bei höheren Temperaturen einen größeren Spaltungs-Wirkungsquerschnitt σ_s und ist deshalb besonders geeignet für Hochtemperaturreaktoren (s. **L 7.4.3**).
Der Hauptteil der Erze besteht aus stark neutronenabsorbierenden Seltenen Erden, von denen das Thorium bei der Aufbereitung getrennt werden muß. Dazu wird es mit Phosphaten ausgefällt, in Nitrate umgewandelt und durch Flüssigextraktion von den restlichen Seltenen Erden befreit.

Brennstoffkreislauf

Er umfaßt außer der Gewinnung des Spaltstoffs die Wiederaufbereitung bestrahlter Brennelemente und die Abfallbeseitigung.
Für die Jahresverbrauchsmenge eines 1300-MW-Kernkraftwerks von 35 t Uran ist die Förderung von 120000 t uranhaltigem Gestein erforderlich. Derzeit beträgt der Uranbedarf für deutsche Kernkraftwerke 64000 t/a. Durch Auswaschen werden 220 t Erzkonzentrat U_3O_8 gewonnen. Die Anreicherung, d. h. Trennung, erfolgt in der Form des gasförmigen Uranhexafluorids UF_6 nach drei Verfahren: dem Gasdiffusionsverfahren, wobei gasförmiges Uranhexafluorid unter hohem Druck durch feinporige Membranen hindurchgepreßt wird, dem Zentrifugalverfahren und dem Trenndüsenverfahren. Alle Verfahren nutzen das unterschiedliche Molekulargewicht zwischen U 235 und U 238 aus, um das erstere auf etwa 3% anzureichern. Das angereicherte Uranhexafluorid wird in Tablettenform bei 1700 °C gesintert. Diese Pellets werden in Brennstäbe eingefüllt. Ähnlich werden die „coated particles" für Kugelelemente hergestellt. Bei einem Abbrand von 33000 MWd/t bleiben 32 t/a Uran unverbraucht, die in die Anreicherung zurückgehen, sowie 125 kg Pu 239. In die *Endlagerung* gehen jährlich etwa 2 t radioaktiver Spaltprodukte. Derzeit besteht ein Uranbedarf von 63,7 kt/a (2001) weltweit, **Bild 7**. Die Wirtschaftlichkeit der Wiederaufarbeitung ergibt sich im übrigen auch aus den hohen Kosten der Erzgewinnung, Aufbereitung und der Isotopentrennung (Kosten der Wiederaufbereitung ca. 1800 DM/kg Spaltmaterial). Im Juni 2000 wurde mit den deutschen Kernkraftwerksbetreibern vereinbart, die Wiederaufbereitung verbrauchter Brennelemente ab 2005 einzustellen.
Gegenwärtig beträgt der Abbrand in Deutschland 35000 MWd/t. Die Brennstoffkosten betragen ca. 2200 DM/kg bei einem unterstellten Uranpreis von 33 $/kg U_3O_8. Bei den Siedewasser-Reaktoren von Framatom mit den Brennelementen von Typ Atrium 10 wurde nach Einsatzzyklen ein mittlerer Abbrand von 31000 MWd/t Uran erzielt.
Die genaue Zusammensetzung der Brennelemente vor und nach Einsatz ist **Tab. 6** zu entnehmen.

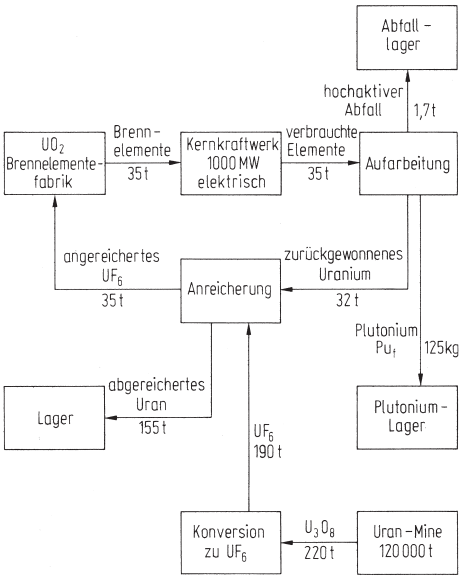


Bild 7. Brennstoffkreislauf und Rückführung von Uran [9]

Tabelle 6. Zusammensetzung der Brennelemente vor und nach Einsatz

	Reaktortyp	
	SWR	DWR
Ausgangsmaterial 1000 g „schwach" angereichertes Uran		
Anreicherung	2,6% U-235	3,3% U-235
Abbrand	27,5 MWd/kg	33 MWd/kg
Von 1000 g U verbleibt im abgebrannten Brennstoff:		
U-238	953,0 g	945,0 g
U-236	3,3 g	4,2 g
U-235	6,2 g	8,6 g
Pu-239	4,0 g	5,3 g
Pu-240	2,1 g	2,4 g
Pu-241	0,9 g	1,2 g
Pu-242	0,4 g	0,4 g
andere Aktiniden-Elemente	ca. 0,5 g	ca. 0,6 g
Spaltprodukte	29,5 g	32,5 g

Die Kostenstruktur im Brennstoffkreislauf (heute mit 1,2 Cent/kWh) gliedert sich in: 11% Uranerzkosten (z. Zt. um 35% gestiegen von rd. 7 auf 9 US $/lb U_3O_8, 20,9 US $/kg), 3% UF_6-Herstellung, 16% Anreicherung von 0,7% auf 2,5 bis 3% U 235, 10% Fertigungskosten der Brennelemente, 60% Wiederaufbereitung, Endlagerung, einschließlich Transporte, 2,8% Refabrikation und –2,8% Plutoniumgutschrift. In den USA rechnet man mit 1,7 US ct/kWh Stromerzeugungskosten in 2001.

Endlagerung radioaktiver Abfälle

Bei der Endlagerung muß der radioaktive Abfall über die Dauer des Abklingens ihrer Strahlung absolut sowie wartungs- und überwachungslos von der Biosphäre isoliert werden. Dies ist durch Einlagern in Kavernen oder Stollen in tiefen und sicheren geologischen Formationen zu erreichen.

Schwach- (bis 18 Bq/m³) und mittelaktive Abfälle (bis 7500 Bq/m³) werden in Bitumen oder Beton verfestigt und in Stahlfässern gelagert, derzeitig z. B. im Salzbergwerk Asse bei Wolfenbüttel. Dies sind 95% des gesamten nuklearen Abfallvolumens.

Für die zu erwartenden größeren Abfallmengen ist die behälterlose Endlagerung dieser Rückstände in weiteren Salzkavernen geplant. Hochradioaktive Abfälle (bis zu 15 Mio. Bq/m³), die mengenmäßig einen Anteil von 5% ausmachen, werden durch Eingießen verfestigt – entsprechend ihrer Strahlung in Bitumen, Beton oder Borsilikatgläser – und einer Endlagerung z. B. auch in Stollen in Salzformationen oder Kavernen zugeführt. Vorher werden sie 20 bis 40 Jahre für den Abklingprozeß oberirdisch gelagert. Die deutschen hochradioaktiven Abfälle in der Wiederaufbereitungsanlage La Hague (Frankreich) werden verglast nach Gorleben zurücktransportiert und oberirdisch gelagert. Dafür wird der Castor-Transportbehälter verwendet. Dieser ist auch für abgebrannte Brennelemente einsetzbar. In keinem Land wird vor 2010 an eine Endlagerung hochradioaktiver Abfälle gedacht.

Durch Verfestigung, große Lagertiefe (ca. 1000 m) und erwiesene Unveränderlichkeit von Salzformationen in der Größenordnung von 100 Mio. Jahren soll erreicht werden, daß innerhalb von 10000 Jahren die Radiotoxidität der Abfälle auf die von Pechblende mit sehr hohem Urangehalt abgeklungen ist, ohne über das Grundwasser in den Lebensbereich wieder zurückzukehren.

Radioaktive Abfälle als kumuliertes Volumen der Abfallgebinde sind bis 1996 ca. $61{,}8 \cdot 10^3$ m³ angefallen, das bis zum Jahre 2001 auf ca. 200000 m³ angestiegen ist. In der Grube Konrad ist nach Abschluß des Planfeststellungsverfahrens seit 1990 ein Ablagerungsvolumen von ca. 650000 m³ verfügbar, jedoch wurde der Sofortvollzug zurückgezogen. Es besteht derzeit ein Moratorium. Gorleben steht weiter zur Diskussion. Das Endlagerungsproblem ist die wichtigste Existenzfrage für die Kerntechnologie. In Deutschland soll wissenschaftlich und gesellschaftlich nach den Vorgaben der Bundesregierung ein Endlagerkonzept erarbeitet werden.

2.6 Regenerative Energien. Regenerative energies

Die natürlichen Energiequellen, die sog. regenerativen Energien, bilden ein nahezu unerschöpfliches Energiereservoir. Zu diesen Quellen zählen Wasser, Wind, Sonnenstrahlung und Erdwärme (geothermische Energie). Sie werden in Zukunft einen immer größeren Anteil erhalten, für die Energieversorgung aber zunächst nur einen kleinen Beitrag leisten. Den stärksten Anteil hat dabei die Nutzung der Wasserkraft. In 1998 wurden allein von Energieversorgungsunternehmen in Deutschland 2,3 Mrd. DM für regenerative Energien ausgegeben. Im Jahr 2001 wurden 124 Mio. EUR/a aus den Bundesländern veranschlagt.

Die Stromversorger haben 2002 nach dem Gesetz der erneuerbaren Energien rd. 25 TWh/a gekauft. Ökostrom ohne Fördermittel, vorwiegend aus Wasserkraftanlagen, wurden 20 TWh/a gekauft. Es entfielen auf Wasser 24 TWh, Wind 16,5 TWh, Biomasse 4 TWh und Fotovoltaik 0,1 TWh.

Wasserenergie

Zur Gewinnung mechanischer Arbeit in Form von Wasserrädern, schon vor Jahrhunderten genutzt, dient die Wasserkraft heute vorwiegend der Stromerzeugung (s. **R 2** und **L 5**). Vor allem in Ländern der Dritten Welt bestehen noch Möglichkeiten, durch Bau von Wasserkraftwerken die Energiegrundlage, die Trink- und Nutzwasserversorgung und die Verkehrsverhältnisse auf den Wasserläufen zu verbessern. Der Einfluß solcher Maßnahmen auf Klima und Grundwasserspiegel ist zu beachten. Langjährige Aufzeichnungen über Niederschlagsmengen im Einzugsbereich und über Wasser- und Geschiebeführung der in Frage kommenden Gewässer sind Voraussetzung für wirtschaftliche Auslegung, bei der auch Übertragungskosten der gewonnenen elektrischen Energie und Kosten der Leistungsreserve bei Trockenperioden zu berücksichtigen sind. Die durch Stauseen zusätzlich überfluteten Gebiete sind zu bewerten. Die derzeitige Nutzung der Wasserkraft zur Stromerzeugung ist in **Bild 8** dargestellt. Sie ist auch von der Niederschlagsmenge abhängig.

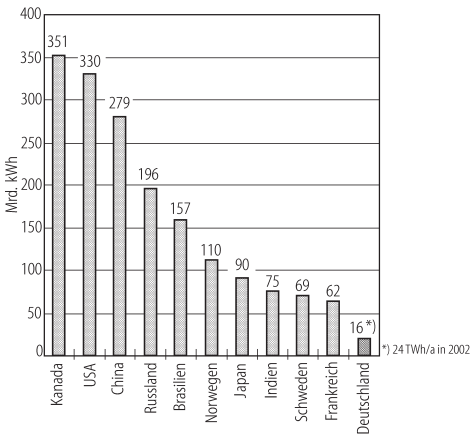


Bild 8. Nutzung der Wasserkraft zur Stromerzeugung weltweit. Summe weltweit: 2566 Mrd. kWh (Stand 1999)

Neben Lauf- und Speicherkraftwerken (Leistung in der Bundesrepublik Deutschland 8,9 GW = 7,1% der installierten Kraftwerksleistung) gibt es noch Gezeitenkraftwerke, die das durch den Tidenhub entstehende Gefälle nutzen.
Hohe Investitionskosten, Behinderung der Schiffahrt durch Staudammschleusen, tidenabhängige und daher zeitlich beschränkte Stromerzeugung ergeben geringe wirtschaftliche Möglichkeiten. Im europäischen Raum ist bisher nur das *Gezeitenkraftwerk* an der Rance bei St. Malo 1966 mit 24 Maschineneinheiten à 10 MW in Betrieb gegangen, das vor kurzem völlig überholt werden mußte (Staudamm 750 m, Tidenhub bis 14 m).
Die Ausnutzung der tiefenabhängigen Temperaturdifferenz im Meereswasser sowie auch die Nutzung der dynamischen Kräfte der Meereswellen zur Energiegewinnung werden in absehbarer Zeit auch nichts Nennenswertes zur Energieversorgung beitragen.
Unter den Wellenenergiekonverten sind die OWC-Kraftwerke (oscillating water column) die bisher erfolgversprechenden Anlagen. Ein 2 MW Prototyp soll vor der schottischen Küste in 2003 installiert werden.

Windenergie

Die Windenergie ist nach der Wasserkraft die zweitgrößte derzeit genutzte erneuerbare Primärenergie.
Die Leistung des Windes auf eine zur Strömungsrichtung senkrechte Fläche beträgt:

$$P = 0,5 \cdot \varrho \cdot v^3 \cdot F \qquad (13)$$

P = Windleistung, ϱ = Luftdichte (1,23 kg/m^3), v = Strömungsgeschwindigkeit, F = Rotorfläche.
Die einem frei umströmten Rotor entziehbare Leistung ergibt sich aus dem Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeiten vor und nach dem Rotor. Die Leistung des Windes läßt sich nach Betz maximal zu 59,3% in andere Energieformen umwandeln.
Ende 2002 waren knapp 11 500 netzgekoppelte Windkraftanlagen als Onshore-Anlagen mit rd. 8750 MW installiert bei einem Jahresenergieertrag von 16,5 TWh/a. Die Anlagen waren für 1330 h/a verfügbar. Weltweit sind derzeit ca. 30 000 MW installiert.

Solarenergie

Die Sonnenstrahlung stellt eine praktisch unerschöpfliche Energiequelle dar. Sie trifft mit einer Leistung von 1367 W/m^2 senkrecht auf die Erdatmosphäre. Dieser Wert wird als Solarkonstante bezeichnet. Beim Atmosphärendurchgang wird die Strahlung durch Reflexion, Absorption und Diffusion geschwächt. Sie trifft bei wolkenlosem Himmel als Globalstrahlung mit einer Leistung von 1000 W/m^2 auf die Erdoberfläche. Die Strahlung auf die Erdoberfläche wird in direkte und diffuse Strahlung unterschieden. Im wesentlichen kann die direkte Strahlung in Nutzenergie gewandelt werden. Auf die Erde entfällt eine gesamte Sonneneinstrahlung von $1,5 \cdot 10^{18}$ kWh/a. Die durchschnittliche jährliche Sonneneinstrahlung beträgt in Berlin etwa 1000 kWh/m^2, in guten süddeutschen Lagen, z. B. Freiburg 1100 kWh/m^2. In sonnenreichen Gegenden der Welt kann gut der doppelte Ertrag erzielt werden. Sonnenenergie ist nur in Verbindung mit wirtschaftlichen Speichersystemen sinnvoll nutzbar (s. **L 4.2**).
Die Sonnenstrahlung wird direkt genutzt durch (s. **L 3.3.2**)
- Fotovoltaik-Anlagen zur direkten Stromerzeugung, netzgekoppelt oder nicht netzgekoppelt (z. B. Parkautomaten),
- solarthermische Anlagen zur Erzeugung von Wärme für Brauchwasser und Heizung,
- Solarkraftwerke zur indirekten Stromerzeugung (mit der solar erzeugten Wärme wird ein Dampfprozeß angetrieben).

Die Fotovoltaikanlagen erzeugen derzeit 0,1 TWh/a.

Geothermische Energie

Der aus dem Erdinnern strömende Wärmefluß von 0,06 bis 0,08 W/m^2 ist zu 80% auf den Zerfall radioaktiver Isotope in Gesteinen (U 238, Th 232 und K 40) und zu 20% auf die Ursprungswärme bei der Erdentstehung zurückzuführen. Normalerweise beträgt die Temperaturzunahme durchschnittlich 3 K pro 100 m Tiefe, im Oberrheingraben kann der Wert auf 5 K oder in der Toskana auf 20 K ansteigen.
Die Speicherwärme in der Erdkruste liefert je nach Örtlichkeit aus dort vorhandenem Wasser Heiß- oder Sattdampf bzw. Heißwasser. Diese Energieträger dienen zur Elektrizitätserzeugung, als Prozeßwärme und zur Raumheizung. Von ihnen mitgeführte Fremdstoffe können zu Korrosionen und zu Umweltbelastungen führen und die Ausnutzung erschweren. Bei unter Druck stehendem Heißwasser, das oft in Verbindung mit Naturgas steht, wird auch die Entspannungsenergie bei der Freisetzung genutzt. Beim Hot-Dry-Rock-Verfahren wird kaltes Fremdwasser in großer Tiefe (3000–4000 m) durch trockene, heiße Gesteinsfelder gepumpt und erhitzt. Als Heißwasser wieder nach oben gefördert dient es der Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung. Die Nutzung der geothermischen Energie ist lediglich von lokaler Bedeutung und auf die Energieversorgung größerer Regionen nur von geringem Einfluß (18 Anlagen mit rd. 33 MW_{th} für Deutschland).
Die oberflächennahe Wärmenutzung des Erdreiches erfolgt mittels Erdkollektoren in einer Tiefe von 1,5–2 m oder mit Erdspießen bis zu einer Tiefe von 50 m als Wärmequelle für Kompressionswärmepumpen.

Biogas

Organische Abfälle werden in Faulgruben gesammelt und mikrobiell in Faulgase, vorwiegend Methan und immissionsfreien Dünger umgewandelt. Das Biogasverfahren ist in dicht besiedelten Industrieländern wichtig in bezug auf Umweltschutz. Eine weitere Verflüssigung des Gases als Treibstoff wäre wegen des erforderlichen Kompressionsaufwands unwirtschaftlich.
Angelegte Mülldeponien werden zu ihrer Entgasung mittels Motore – BHKW für Strom- und Fernwärmeerzeugung – genutzt (Deponiegasanlagen). Die größte Biogaserzeugung stammt aus einer Deponie von New York, die täglich rd. 0,5 Mio. m^3 Methan liefert. In Deutschland war 2001 in 1400 Anlagen eine potentielle elektrische Energiebereitstellung von 0,5 TWh/a und a $(88,7 \cdot 10^3$ t SKE) thermischer Energie von rd. 2,6 PJ/a gegeben.

Biomasse

Biomasse ist in chemischer Form gespeicherte Sonnenenergie. Sie ist weltweit auch heute noch die bedeutendste erneuerbare Energiequelle, in vielen Regionen auch die einzige Energiequelle überhaupt. Die energetische Nutzung von Biomasse ist aufgrund des geschlossenen Kohlenwasserstoffkreislaufes vor dem Hintergrund Umweltverträglichkeit unbedenklich. Die Biomasse ist CO_2-neutral.
Biomasse sind rezente Energieträger, also organische Primär- und Sekundärstoffe, die durch Fotosynthese entstanden und Zucker, Stärke, Zellulose und Öle in mehr oder weniger großem Anteil enthalten. Während des Wachstums der Pflanzen wurde CO_2 gebunden. Bei der Verbrennung wird die gleiche Menge an CO_2 wieder freigesetzt, der Kreislauf ist geschlossen, die CO_2-Bilanz ist neutral.
Aus Biomasse lassen sich je nach Ausgangsmaterial chemisch-thermisch, mikrobiell oder mit Hilfe von Enzymen Ethanole, Öle, Fette oder Schmierstoffe herstellen. Sammlung, Transport zur Verarbeitungsstelle, Verarbeitung zu Nutzstoffen und Entsorgung der Restprodukte erfordert besondere technische und organisatorische Maßnahmen. Biomassen dienen als Erdölersatz.

Über die Hälfte des Biomassenanteils ist Holz. Die Abfall-Holzverbrennung gewinnt an Bedeutung.
Ende 2001 waren in Deutschland 1271 Anlagen zur Nutzung von Biomasse mit einer Gesamtleistung von rd. 700 MW_{el} installiert mit einer Netzeinspeisung von geschätzten 2,4 TWh/a.

3 Wandlung von Primärenergie in Nutzenergie

Transformation of primary energy into useful energy

Zur Gewinnung der Nutzenergie, die entweder als Strom, Wärme oder mechanische Energie abgesetzt wird, sind vorwiegend Verbrennungsprozesse unter Einsatz von Primärenergie wie Kohle, Öl, Gas und Kernenergie erforderlich. Der Umwandlungsprozeß ist sehr aufwendig. Die vielseitigste verwendbare Nutzenergie ist der Strom. Der Umwandlungswirkungsgrad ist jedoch nur mit maximal 40% zu veranschlagen, so daß alle zukünftigen Verbesserungen in der Kraftwerkstechnik eine Erhöhung auf 50% anstreben.

3.1 Erzeugung elektrischer Energie

Generation of electric energy

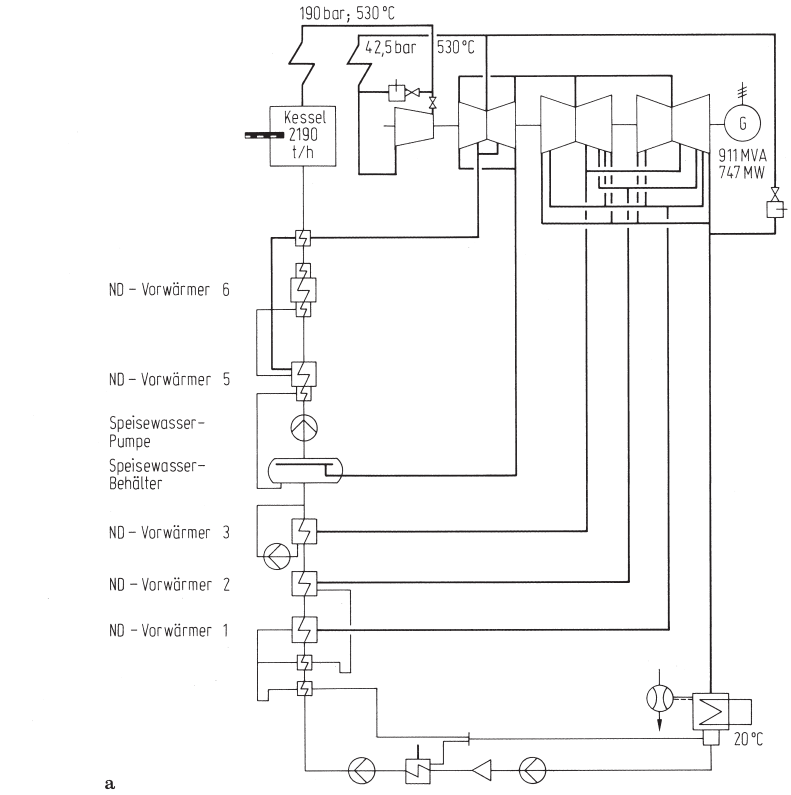
3.1.1 Wärmekraftwerke. Heating power stations

Anlagentechnik der Kraftwerke

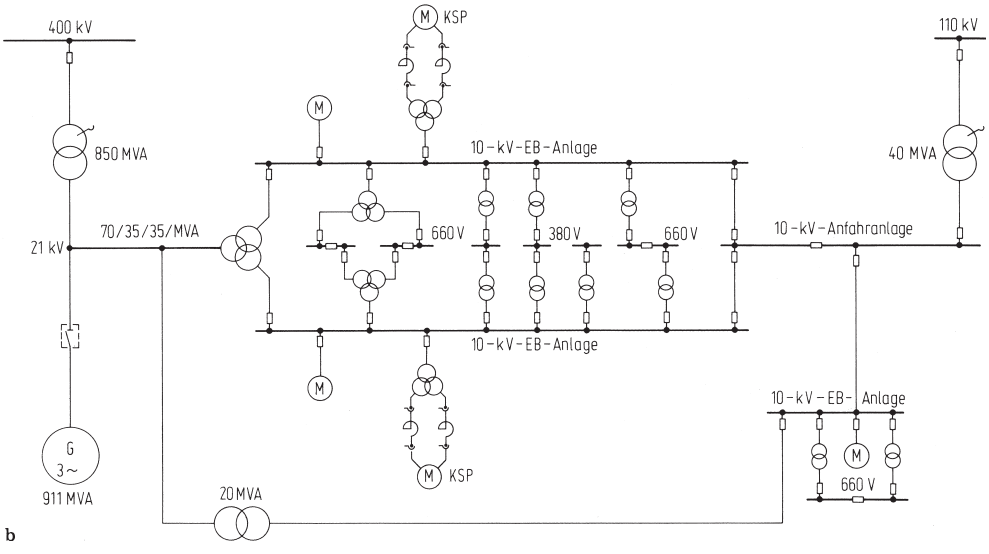
Neben energiewirtschaftlichen Einflußfaktoren haben betriebswirtschaftliche Kriterien den Strukturwandel mitbestimmt. Hier stand die Senkung der spezifischen Anlagenkosten im Vordergrund. Sie führte zu einer ständigen Erhöhung der Einheitenleistung und zu einem recht frühen Übergang vom Sammelschienen- zum Blockkraftwerk.
Die Steigerung der Dampfparameter und genügend Betriebserfahrungen haben den Übergang auf Leistungen von 600 MW und größer in den 70er Jahren relativ schnell bewerkstelligt (s. **R 6**). Technischer Fortschritt bei Steinkohle-Dampfkraftwerken waren Staudinger (siehe **Tab. 1**) und Rostock mit überkritischem Dampfzustand [1].
Die neuen Kraftwerksblöcke auf der Basis ostdeutscher Braunkohle waren die Anlagen in Lippendorf (Sachsen) die 2000 in Betrieb ging mit 933 MW (Wirkungsgrad 42,6%), Boxberg 907 MW (Brutto Wirkungsgrad 48,5%). Der neue BOA (Block mit optimierter Anlagentechnik) des RWE in Niederaußem ist mit 1027 MW brutto bei einem Wirkungsgrad von 45,2% in 2003 ans Netz gegangen. Rußland hat seit sieben Jahren bereits einen Erdgasblock mit 1200 MW (Einwellensatz, überkritischer Druck) im Kraftwerk Kostroma an der Wolga im Einsatz.
In den USA entschied man sich gleichzeitig mit der Vergrößerung der Maschineneinheiten auch für höhere Frischdampfzustände. Bemerkenswert ist, daß der schnelle Anstieg der Einheitenleistung mit der höheren Drehzahl bei 60 Hz bereits 1957 zu *Zweiwellenkonstruktionen* führte. Jedoch ist auch in den USA auf *Einwellenanordnung* zurückgegriffen worden, wenn sich technische Lösungen dafür anboten. Geringerer Maschinenpreis, geringerer Platzbedarf und geringerer Aufwand an Rohrleitungen sind die wesentlichen Gründe. Die Steigerung der Einheitenleistung hatte in der Bundesrepublik Deutschland keine negativen Einflüsse auf die Verfügbarkeit.
Die Entwicklung des Dampfprozesses ist durch die Erhöhung der Anzahl der regenerativen Vorwärmstufen von 2 bis 8 gekennzeichnet; hierbei wuchs die Einheitenleistung von kleiner 100 MW bis auf 900 MW. Der Einsatz von preisgünstigem Heizöl und Erdgas im letzten Jahrzehnt führte zu kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozessen. Die verbrauchsorientierte Kraft-Wärme-Kopplung wird auch in Zukunft kleinere steinkohlebefeuerte Einheitenleistungen unter 300 MW, mit der an der Wärmeabgabe orientierten mehrstufigen Auskopplung, als zweckmäßig erachten.
Durch die Steigerung der Einheitenleistung konnte der spezifische Flächenbedarf pro Kilowatt ständig reduziert werden. Aber auch hier führen die wachsenden Umweltschutzmaßnahmen wieder zu einem Anstieg des Flächenbedarfs, wobei der „Umweltanteil“ jetzt nahezu gleich viel Fläche beansprucht wie das Kesselhaus.
Dieser Umweltanteil bedingt auch zusätzliche Aufwendungen. Bis 1970 waren nur wenige Prozent der Gesamtinvestitionen für Umweltschutzmaßnahmen aufzuwenden zur Reduzierung von Lärm- und Staubbelastung. Seit Mitte der 70er Jahre sind ständig wachsende „Umweltaufwendungen“ erforderlich, die derzeit rund 25% der Gesamtinvestitionen ausmachen.
Bei den *Gasturbinen* setzte die Entwicklung zu größeren Einheiten über 20 MW im wesentlichen erst Anfang der 70er Jahre ein; sie erreichten danach aber schon innerhalb von 3 Jahren 90 MW. Heute sind Leistungen über 200 MW einsetzbar (s. **R 8**). Gasturbinen werden als Spitzenlast- oder Reserveanlagen installiert. Ihre Startzeit von Null auf Vollast ist mit 15 min zu veranschlagen. Dauer der Spitzenlast, schnelle Lastwechsel, Starthäufigkeit und Startgeschwindigkeit verringern in großem Maße die Lebensdauer. Gasturbinen im offenen Prozeß sollten möglichst mit Nennlast und bei Vollast im Dauerbetrieb mit einer solchen Temperatur gefahren werden, um Korrosionen an den heißen Teilen zu vermeiden. Die meisten Bauarten müssen wegen des direkt gekuppelten Verdichters mit fester Drehzahl laufen; der Luftstrom ist in einigen Fällen und geringem Maße durch Verstellen der vorderen Verdichterleitschaufeln regelbar, geringe Laständerungen sind also durch Änderung des Rauchgasdurchsatzes und nicht durch Rauchgastemperaturänderungen möglich.
Neben der Forderung nach höheren Leistungen wurden bessere Wirkungsgrade, die auf etwa 32% anstiegen, die Konzeption von Standard-Serienprodukten angestrebt. Die Turbineneintrittstemperatur stieg dabei seit 1950 von rund 650 °C bis knapp über 1000 °C.
Weitere Steigerungen des Wirkungsgrads hängen von der Erhöhung der Gaseintrittstemperatur (bis etwa 1250 °C) und des Verdichterdruckverhältnisses von derzeit etwa 10 auf 16 ab. Der Wirkungsgrad kann sich dann bei reinen Gasturbinenprozessen auf über 35% verbessern bei gleichzeitiger Anhebung der auf den Luftdurchsatz bezogenen Leistung von 250 auf etwa 380 kJ/kg. Die thermodynamischen Grundlagen und die Prozeßführung als „offener“ oder „geschlossener“ Prozeß sind in **R 8.1** beschrieben.

Dampfprozesse

Neben den primär energiewirtschaftlich bedingten Ursachen dieses Strukturwandels hat aber auch die Verbesserung des Wasser-Dampfkreislaufs einen wesentlichen Anteil an der gesamten Weiterentwicklung der Kraftwerkstechnik. Mitte der 50er Jahre wurde der Dampfprozeß mit einfacher Zwischenüberhitzung erstmals installiert. Dieser Prozeß ist, wenn man von Detailentwicklungen, wie z. B. der Erhöhung der Vorwärmstufen, absieht, bis heute der Standardprozeß geblieben (Beispiel **Bild 1**). Derzeitige Wirkungsgradsteigerungen von $> 40\%$ werden von den erwarteten CO_2-Abgaben beeinflußt.



a



b

Bild 1 a, b. Steinkohle-Kraftwerksblock (Kraftwerk Scholven Block F) 750-MW. **a** Wärmeschaltbild; **b** Elektrisches Schaltbild

Im Gegensatz zu anderen Ländern wie den USA, Frankreich und England nutzte man in der Bundesrepublik Deutschland für Steinkohlekraftwerke die wirtschaftlichen Vorteile der Zwischenüberhitzung und der hohen bzw. überkritischen Dampfzustände mit 180 bis 270 bar und etwa 530 °C im ferritischen Bereich. Diese Temperatur wurde auch für die *Zwischenüberhitzung* (ZÜ) gewählt. Mit dem ZÜ-Druck von etwa 40 bis 50 bar wurde in der Regel die oberste Regenerativanzapfung gekoppelt, so daß die Speisewasservorwärmung bei etwa 245 bis 260 °C lag. Mit einer 6- bis 8stufigen Vor-

wärmung – je nach den Kühlwasserverhältnissen – wurde dann der Prozeß optimal gestaltet. Bei brennstoffrevierfernen Kraftwerken lohnt sich eine Speisewasservorwärmung bis auf 300 °C.

Mit unterkritischem Dampf lassen sich Wirkungsgrade von 38–40,5% und mit überkritischen Dampfzustand bis 44,5% erzielen.

Die Veränderungen der Kühlwasserverhältnisse infolge einer nicht mehr zu vergrößernden Wärmebelastung der Flüsse oder durch eine Standortwahl fern von Flußläufen verlangten andere Kühlverfahren. Von der direkten Frischwasser- ging man zur Rückkühlung über, bei der das höhere Temperaturniveau der Abwärmesenke vermehrten Brennstoffeinsatz erfordert. Die Kraftwerke mit Rückkühlung haben einen Anteil von rund 90% erreicht.

Der gebaute Steinkohleblock mit 553 MW elektrischer Bruttoleistung (KW Staudinger) wird vielfach als Referenzanlage angesehen; Niederaußem Block K (BoA-Konzept), 1,33 Mrd. Euro Investition, optimierte Anlagentechnik (**Tab. 1**).

Im Rahmen dieser Arbeiten wurde auch die Anwendung der zweifachen Zwischenüberhitzung untersucht. Die Ergebnisse zeigen, daß nur im Grundlastbereich unter bestimmten Bedingungen eine Wirtschaftlichkeit gegeben ist (z. B. Großkraftwerk Mannheim).

Ein mit fossilen Brennstoffen betriebener Kraftwerksblock erfordert folgende Komponenten (Schaltbilder **Bild 1**): Brennstofftransport und Lagerung, Aufbereitung zur Verbrennung, Verbrennung im Feuerraum des Kessels, Wärmeentbindung an Wasser, Dampf und Luft (Wasser-Dampfkreislauf), Abgasreinigung und Ableitung über den Kamin, Umwandlung der Wärmeenergie mittels Turbogeneratoren in elektrische Energie, elektrische Leistungsabfuhr, Umspannung und Sicherung des elektrischen Eigenbedarfs (s. **V 6**), Regelung und Überwachung.

Fossiler Brennstoff

Er beeinflußt den Kraftwerksbau in bezug auf: Brennstofftransport, -lagerung und -aufbereitung, auf Dampferzeugerbauart und -wirkungsgrad, Speisewasservorwärmung, alle Rauchgas und Luft führenden Anlageteile sowie Kraftwerkslage; je größer der Ballastanteil der Kohle, desto näher das Kraftwerk an der Grube, je niedriger der Brennstoffheizwert, desto größer die zu transportierenden und aufzubereitenden Mengen, das Asche-, Luft- und Rauchgasvolumen, das Kesselvolumen sowie der umbaute Raum des Kesselhauses (s. **L 5.1**).

Mit sinkendem Heizwert vergrößert sich die Entstaubungsanlage und der brennstoffabhängige Anteil des Eigenbedarfs. Schwefel- und Wassergehalt des Brennstoffs beeinflussen Säure- und Wassertaupunkt der Rauchgase, erzwingen höhere Abgastemperatur und senken den Kesselwirkungsgrad. Wegen der großen Rauchgasmenge wasserreicher Brennstoffe ist Temperaturabbau auf dem Rauchgasweg geringer als bei wasserarmen Brennstoffen. Bei vertretbaren Heizflächengrößen ergeben sich entweder höhere Abgastemperaturen oder niedrigere Speisewassereintrittstemperaturen, **Bilder 2** und **3**.

Die Herstellungskosten gliedern sich etwa folgendermaßen auf: maschinentechnischer Teil 60 bis 70%, bautechnischer Teil 20 bis 25%, elektrotechnischer Teil 10 bis 15% der Bausumme. Der brennstoffabhängige Teil beträgt 40 bis 50% des maschinentechnischen Teils und kann unterteilt werden in 35

Tabelle 1. Kraftwerk, Hauptauslegungsdaten

		Staudinger Block 5 [a]	Niederaußem K (Braunkohle)
Block			
elektrische Nennleistung, brutto	MW	553	1027
elektrische Nennleistung, netto	MW	509	980
Dampferzeuger	η	0,945	
Feuerungswärmeleistung	MW_{ch}	1183	2306
Frischdampfanlage	kg/s	417	739
Frischdampfdruck	bar	262	290
Frischdampftemperatur	°C	545	580
Dampftemperatur am Zwischenüberhitzeraustritt	°C	562	600
Speisewasserendtemperatur	°C	270	295
Vorwärmestufenzahl		8	10
Turbosatz			
Kühlwassertemperatur (bezogen auf Feuchtlufttemperatur $t_F = 8$ °C)	°C	18	
Kühlwassermenge	kg/s	11500	
Kondensatordruck	mbar	38/52	29,1
Temperatur	°C		35,8
Fernwärme			
Möglichkeit zur Auskopplung	MW	bis zu 300	
Vorlauf-/Rücklauftemperatur	°C	145/60	
Netto-Gesamtwirkungsgrad bei 508,6 MW (Kond)	η	0,43	0,45

[a]) Nach VGB Kraftwerkstechnik 73 (1993) H. 11.

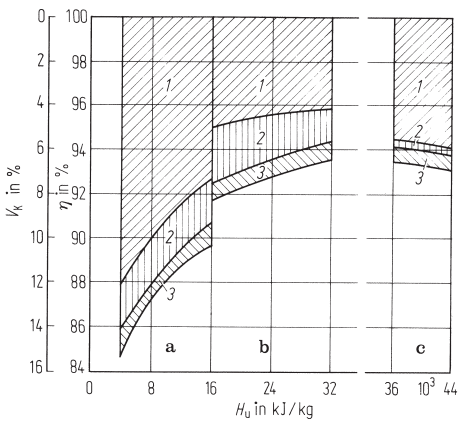


Bild 2 a–c. Verluste V_K und Wirkungsgrade η_K eines Dampferzeugers in Abhängigkeit vom Brennstoff. **a** Braunkohle; **b** Steinkohle (trockene Entaschung); **c** Heizöl. *1* Abgasverluste, *2* Feuerungsverluste, *3* Verluste durch Leitung und Strahlung. H_u unterer Heizwert (s. **D 8.1**)

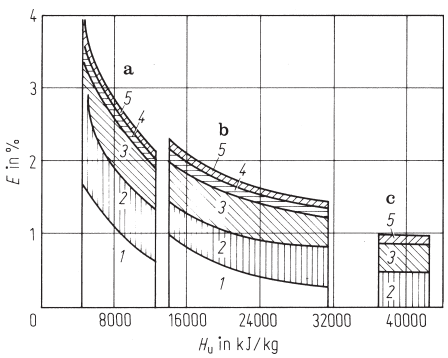


Bild 3 a–c. Eigenbedarf E der brennstoffabhängigen Hilfseinrichtungen ohne Rauchgasreinigung, die derzeit mit 2 bis 3% zu veranschlagen sind, in Prozent der Generatorleistung. **a** Braunkohle; **b** Steinkohle; **c** Heizöl. *1* Kohlenmühlen, *2* Saugzug, *3* Frischlüfter, *4* Bekohlung, Zuteiler, *5* Sonstiges

bis 45% für Dampferzeuger einschließlich Feuerung, Entstaubung, Entaschung und Montage und 1 bis 5% für Bekohlung, **Bild 4**.
Die Kraftwerkskosten sind aus **Tab. 2** ersichtlich.

Regenerative Speisewasservorwärmung

Sie heißt auch Carnotisierung des Clausius-Rankine-Prozesses und verringert die Abdampffluten der Turbine, erhöht bei gleicher Klemmleistung den Heißdampf- und damit Speisewasserstrom sowie die Speisepumpenleistung und vermindert den Kühlwasserstrom und den Aufwand für Kühlsystem oder Rückkühlung. Die Wärmeersparnis steigt mit der Anzahl der Vorwärmstufen (bis zu 10), nimmt jedoch nicht proportional mit diesen zu (**D 8.3**).

Zwischenüberhitzung

Sie beeinflußt die regenerative Speisewasservorwärmung. Beide Maßnahmen zusammen ergeben eine Verbesserung des Wärmeverbrauchs. Zwischenüberhitzung verringert Dampfnässe in Endstufen, Erosionen dieser Turbinenschaufeln durch Wassertropfen und verbessert inneren Turbinenwirkungsgrad. Bei gleicher Leistung und gleichem Frischdampfdruck sind Frischdampf- und Speisewasserstrom sowie Eigenbedarf der Speisepumpe kleiner. Verringerter Abdampfstrom erhöht ebenfalls, wie regenerative Speisewasservorwärmung, Grenzleistung des Turbosatzes und senkt Kondensations- und Kühlaufwand. Beide Maßnahmen, bei siebenstufiger Speisewasservorwärmung und einmaliger Zwischenüberhitzung, ergeben bei üblichen Auslegungsdaten (190 bar, 540 °C und 540 °C Überhitzungstemperatur) eine Senkung des Wärme- und damit Brennstoffaufwands um etwa 11,5%.
Etwa 63% der Kohlekraftwerke im Europäischen Raum sind älter als 20 Jahre, so daß Ersatzinvestitionen anstehen. Moderne Kraftwerke erlangen bessere Wirkungsgrade (über 50%), um die CO_2 Emissionen zu senken. Um die Prozessverbesserungen durch höhere Drücke und Temperaturen zu erreichen, werden Werkstofferprobungen auf Nickel-Basis durchgeführt. Wie weit sich die Wirkungsgrade thermischer Kraftwerke dem theoretischen Grenzwert (Carnot-Faktor) annähert zeigt **Bild 5**.

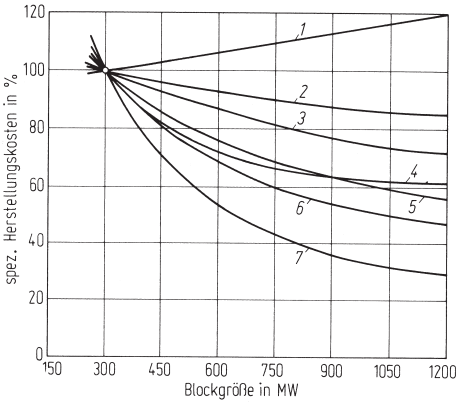


Bild 4. Herstellkosten in Abhängigkeit von der Blockgröße des Kraftwerks. *1* Rohrleitungen, *2* Wärmetauscher, *3* Turbomaschinen, *4* elektrotechnischer Teil, *5* sonst. Hilfs- und Nebenanlagen, *6* baulicher Teil, *7* Leittechnik

Kühlwasser

Es übt nach Menge und Temperatur einen starken Einfluß auf Wärmeverbrauch und Auslegung der Anlage aus, **Bild 6**.

Kühlwassertemperatur und -menge. Sie beeinflussen den Kondensatordruck. Dadurch können Unterschiede im Wärmeverbrauch bis zu 8% auftreten. Da eine Verringerung des spezifischen Wärmeverbrauchs um so wirkungsvoller ist, je mehr sie gegen Ende der Prozeßkette erfolgt, ist die Optimierung des kalten Endes eines Kondensationskraftwerks besonders wichtig. Die Verbesserung des Wärmeverbrauchs mindert die Anlagekosten und senkt die Betriebskosten. Bei großen Anlagen sind Abdampffluten und Schaufellängen der Turbine begrenzt, so daß niedrige Kondensatordrücke nicht ausreichend genutzt werden können. Die maximal zulässige Kühlwassertemperatur am Austritt beträgt derzeit 30 °C und wird zukünftig auf 28 °C begrenzt.

Frischwasserkühlung. Bei dieser beträgt die Kühlwassermenge etwa das 60- bis 90fache der Abdampfmenge. Das Kühlwasser wird im Einlaufbauwerk durch Rechen und Siebe

Tabelle 2. Investitionen und Prozeßparameter thermischer Kraftwerke

	Block-Leistung MW_{brutto}	Brennstoffart	Preis DM/GJ	Prozeßparameter bar/°C	Spezifischer Wärmeverbrauch kJ/kWh_{netto} (Bestpunkt)	Wirkungsgrad η (%)	Investition DM/kW
Gasturbinenanlage (GT)	80 … 200	Erdgas EL	7 … 9 10	t_T = 1260 °C $t_{Abg.}$ = 594 °C	10600	(34)	700 … 1000
Gasturbinen- und Dampfturbine (GUD)	277	Erdgas EL	7 … 9 10	t_T = 920 °C $t_{Abg.}$ = 483 °C DT: 42,9 bar/420 °C	8750	(41,4)	1700
Mittellast-Dampfanlage	150	Steinkohle	9,0	120 bar/525 °C	10800	(33,3)	3000
Dampfanlage mit Wirbelschichtfeuerung	100	Steinkohle	7,0	190 bar/530 °C	9900	(36,4)	4000
Wirbelschichtfeuerung (EDF)	250	Steinkohle		163 bar/565 °C		(36,5)	1800
Grundlast-ZÜ Dampfanlage	1027	Braunkohle	4,0	267 bar/564 °C	8380	(43)	2350
Rückkühlung mit Entschwefelung	820	Steinkohle (Ruhr) (Import)	9,0 3 … 4	262 bar/545 °C	9000	(40)	2500
Kernkraftwerk	1300	Uran	1,5	250 bar/560 °C	10800	(33,3)	3300

Spezifischer Wärmeverbrauch ist das Verhältnis von zugeführter thermischer zu abgegebener elektrischer Leistung. Diese Größe ist der Kehrwert des Wirkungsgrads η.

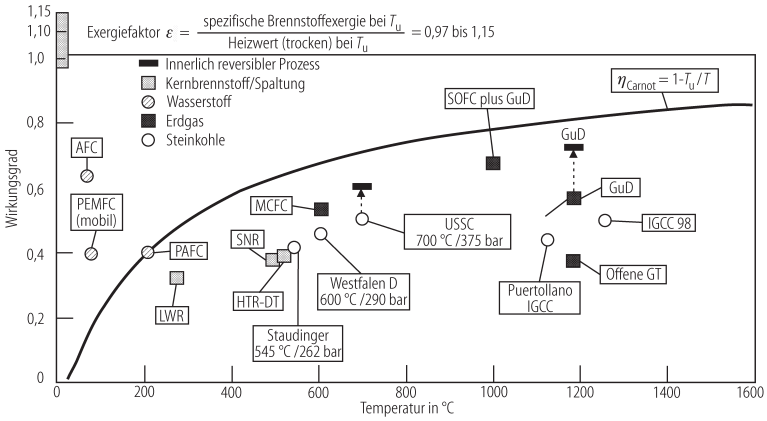


Bild 5. Carnot-Faktor und Kraftwerkswirkungsgrade als Funktion der maximalen Temperatur der Arbeitsmittel. (Quelle: Prof. R. Pruschek [5]). Der Prozentgütegrad ist $\eta_{PG} = \eta_{Kraftwerk}/\eta_{Carnot}$

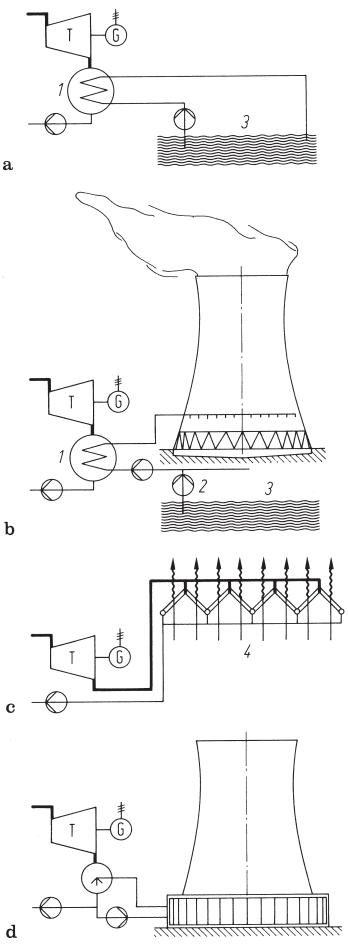


Bild 6a–d. Kühlverfahren. **a** Frischwasserkühlung; **b** Wasserrückkühlung; **c** direkte Luftkühlung; **d** indirekte Luftkühlung. *1* Kondensator, *2* Zusatzwasserpumpe, *3* Flußwasser, *4* Naturzug (evtl. Ventilatorbetrieb)

aus Fluß, Teich oder der See entnommen und frei von groben Verunreinigungen, mit Sauerstoff angereichert, etwa 6 bis 12 °C wärmer über Auslaufbauwerk dem Gewässer so zugeführt, daß seine Auslaßströmung die Schiffahrt nicht behindert (Querströmung <2 m/s). Das erwärmte Wasser schwimmt in starker Schicht auf der Oberfläche auf und kühlt sich schnell durch Strahlung und Verdunstung ab. Kaltes und 1 bis 2 °C wärmeres Wasser mischen sich kaum, daher sollte nicht nach Mischungsregel gerechnet werden.

Naßkühltürme. Falls Frischwasserkühlung nicht möglich, dann wird das Kühlwasser in Naß- oder Trockenkühltürmen mit Natur- oder Ventilatorzug rückgekühlt (s. **K 4.6**). Bei Naßkühltürmen verdunsten etwa 1,5 bis 2,5% des Kühlwassers; zur Einhaltung seines zulässigen Salzgehalts muß abgeflutet werden. Abflutungswasser darf meist nicht unaufbereitet abgeführt werden. Abflutungs-, Kreislauf- und Spritzverluste entsprechen etwa 65% der Abdampfmenge. Schwaden aus Naßkühltürmen können niedrige Inversionsschichten durchstoßen und Lokalklima verbessern, bei hohen Inversionsschichten Nebeldauer um etwa 20 min verlängern bzw. Sonnenscheindauer um wenige Minuten verkürzen. Geräuschbelästigung durch Tropfenfall und Ventilatoren läßt sich durch bauliche Maßnahmen gering halten (meist mit Schalldämpfer). Die aus dem Kühlturm austretende Luft ist gewaschen und frei von pathogenen Keimen.

Trockenkühltürme. Sie benötigen die 3,5fache Luftmenge eines Naßkühlturms und sind daher im Bauvolumen und Grundflächenbedarf wesentlich aufwendiger. Abflutungs- und Spritzverluste treten nicht auf, die Vakuumhaltung ist schwieriger, Umweltbelastung tritt praktisch nicht auf, optisch sind sie sehr auffallend, da die Bauwerke erheblich größer sind.

Luftreinheit

In den meisten Ländern werden neben einem hohen Entstaubungsgrad der Rauchgase (99,5%) eine Beschränkung der Emission von SO_2 (<300 bis $400\,mg/m^3$) und NO_x ($<200\,mg/m^3$) verlangt. Die Kosten für eine Entschwefelung der Brennstoffe sind wesentlich höher als die der Entschwefelungsverfahren von Rauchgasen. Die Vielzahl von Entschwefelungsverfahren von Rauchgasen hat sich auf wenige reduziert; zu über 85% wird das Kalkwaschverfahren eingesetzt. Der Investitionsaufwand und der Platzbedarf sind sehr groß. Möglichkeiten für eine Deponie oder Verwendung in der Zementindustrie sind gegeben. Der NO_x-Gehalt der Rauchgase ist durch die Feuerung durch sog. Primärmaßnah-

men zu beeinflussen. Als Sekundärmaßnahmen werden Keramik- oder Metallkatalysatoren eingesetzt (s. **L 5.6**).

3.1.2 Kernkraftwerke. Nuclear power stations

Kernkraftwerke sind Wärmekraftwerke, die anstelle einer fossil gefeuerten Kesselanlage Kernreaktoren als Wärmequelle verwenden. Die weltweit am häufigsten beschriebenen Kernkraftwerke haben thermische Reaktoren, d.h. sie werden mit leichtem Wasser (H_2O) gekühlt. *Leichtwasserreaktoren* verwenden Wasser als Moderator und Kühlmittel. Wegen der Absorberwirkung des Wassers, muß jedoch das eingesetzte Uran auf 3% U 235 angereichert werden. Die am häufigsten verwendete Variante ist der *Druckwasserreaktor* (DWR), (s. **L 7.4.1**), bei dem der Dampfkreislauf mit Turbine (Sekundärkreislauf) durch einen Wärmetauscher (Dampferzeuger) vom Kühlkreislauf des Reaktors (Primärkreis) getrennt ist. Wie beim konventionellen Dampfkraftwerk der Kessel, ist der *Siedewasserreaktor* (SWR), direkt in den Dampfprozeß integriert. Infolgedessen ist der Antriebsdampf der Turbine bei Siedewasserreaktor leicht kontaminiert. Die Herstellungskosten beider Anlagetypen sind etwa gleich, da dem höheren maschinentechnischen Aufwand des DWR der erhöhte Strahlenschutzaufwand beim SWR gegenübersteht. Unter Berücksichtigung der Investitionen und der Nettowirkungsgrade von 34% beim SWR gegenüber 33% beim DWR ergibt sich kein wesentlicher Vorteil für einen der Typen. Die maximale elektrische Leistung von Leichtwasserreaktoren liegt heute bei etwa 1 300 MW, die thermische Leistung bei 3 700 MW. Der schlechtere Wirkungsgrad im Vergleich zu fossil befeuerten Dampfkraftwerken erklärt sich aus den niedrigeren Dampfparametern. Bei einem Kernkraftwerk mit einem *Schwerwasserreaktor* sind wie beim DWR-Kraftwerk Reaktorkreislauf und Dampfkreislauf getrennt (Grundschaltbild Druckwasserreaktor). Der sekundäre Dampfkreislauf mit Turbine ist konventionell, während der Reaktor meist zwei getrennte D_2O-Kreisläufe zur Moderation und zur Kühlung aufweist. D_2O erlaubt wegen seiner geringen Neutronenabsorption die Verwendung von Natururan mit 0,7% U 235. Die Trennung in zwei Reaktorkreisläufe ist zweckmäßig, um die Leckverluste kleinzuhalten, da das Schwerwasser sehr teuer ist. Man bezeichnet diese Bauweise als Druckröhrenreaktor.

Gasgekühlte Reaktoren haben im Vergleich zu den ersten Jahrzehnten der kerntechnischen Entwicklung stark an Bedeutung verloren. Während in den USA von vornherein wassergekühlte Reaktoren entwickelt wurden, wandten sich Großbritannien, Frankreich und die Sowjetunion der Kühlung mit CO_2 oder Helium zu unter Verwendung von Graphit als Moderator. In diesen Reaktoren kann auch Natururan eingesetzt werden. Obwohl weltweit zur kommerziellen Strom- und Wärmeerzeugung ausschließlich Wasserreaktoren errichtet werden, war die neue Gasreaktorenentwicklung (*HTR-Hochtemperaturreaktor*), eine Option für die Zukunft. Die hohen Heliumaustrittstemperaturen von 850 °C erlauben sowohl konventionelle Frischdampfparameter von 530 °C und 180 bar für den Dampfkraftwerkskreislauf mit entsprechend hohen Wirkungsgraden (brutto: 41,3%, netto: 40%) wie auch verfahrenstechnische Anwendungen in der Industrie mit dem Ausblick auf Umwandlung von Kohle in Öl oder Gas für chemische Prozesse oder für kombinierte Kraftwerkskreisläufe. Gasgekühlte Reaktoren besitzen ebenfalls ein Zweikreissystem. Ein direkter Heliumkreislauf über Gasturbinen ist theoretisch denkbar und in Studien untersucht.

Kernkraftwerke haben weltweit in 2002 eine Brutto-Erzeugung von rd. 2700 TWh/a erzielt. In den letzten 10 Jahren hat sich ihre Stromerzeugung um 45% erhöht. Im Jahr 2001 wurden in 31 Ländern 439 Kernkraftwerke mit einer Gesamtnettoleistung von 373 GW betrieben.

3.1.3 Kombi-Kraftwerke. Combi power stations

Eine Wirkungsgradsteigerung von Kraftwerksanlagen ist durch Kombination mit vorgeschalteten Gasturbinen im offenen Prozeß möglich. Mit Eintrittstemperaturen der Gasturbinen von über 1 000 °C werden die mittleren Prozeßtemperaturen und auch der Wirkungsgrad erhöht. Die Abgastemperaturen liegen bei 450 bis 500 °C und werden im Dampfkessel und in der Vorwärmung eines konventionellen Kraftwerksblocks genutzt. Bisher wird *Öl* oder *Erdgas* für die Gasturbine als Brennstoff eingesetzt. Zukünftig sollen *Kohlevergasungen* vorgeschaltet werden. Durch die Vorschaltung einer Gasturbine, die in ihren Investitionen niedrig ist, kann die Gesamtinvestition eines Kombi-Kraftwerks gesenkt und auch der Nettowirkungsgrad der Energieumwandlung gesteigert werden, **Bild 7**. Herausragend ist der GUD-Prozeß (Gas- und Dampfturbinen), der jedoch teures Erdgas als Brennstoff benötigt. Die Kohlevergasungstechniken sind die technologischen Entwicklungen der 90er Jahre. Als Kriterien für die Auswahl von Vergasungsverfahren kann man folgendes nennen: Der Vergaser soll keine Beschränkung der Einsatzkohle hinsichtlich

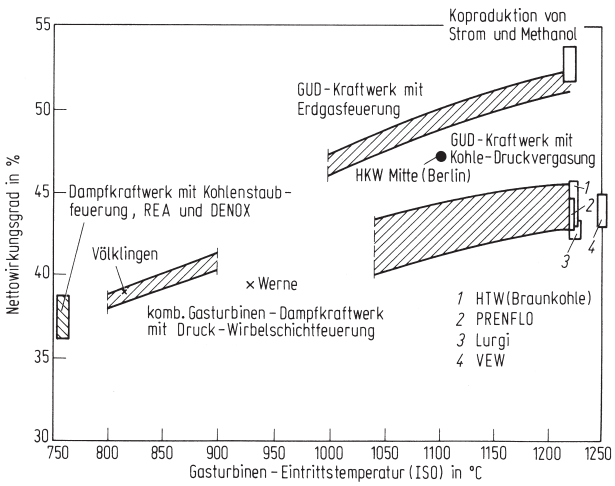


Bild 7. Wirkungsgradvergleich von kombinierten Gas-/Dampfturbinenprozessen mit staubbefeuerten Steinkohlekraftwerken mit REA und DENOX

Art, Korngröße, Aschegehalt und Backverhalten haben. Darüber hinaus sollten die technischen Probleme in bezug auf Kohleeintrag, Ascheeintrag, Abhitzenutzung sowie Vergaserdruck von mindestens 20 bar gelöst sein. Ferner ist auf das dynamische Verhalten (An- und Abfahren, Teillast) sowie auf eine hohe Verfügbarkeit Wert zu legen. Die Umweltanforderungen hinsichtlich der Emissionen (SO_2, NO_x, Staub), des Abwassers und eine Verwertung oder der Deponiefähigkeit sonstiger Nebenprodukte sind zu erfüllen. Einen Zwischenschritt stellt das in **Bild 8** gezeigte Kombi-Kraftwerk dar. Hier wird das Brennstoff in der Gasturbine anstelle von Kohlegas aus einer Teilvergasung noch Erdgas eingesetzt, während der Dampfkessel mit einer Steinkohlefeuerung ausgerüstet ist (Nettowirkungsgrad $\eta = 39\,\%$).

Wirkungsgradermittlung (**Bild 8**):

Brennstoffeinsatz:

Gasturbine GT: 9,9 kg/s Erdgas $= 40\,655$ m^3/h

(bei $H_u = 9{,}97$ kWh/m^3) $= 405$ MW$_{th}$

Dampfturbine DT: 48 kg/s Steinkohle $= 174{,}24$ t/h

(bei $H_u = 29{,}3$ kJ/t) $= 1406{,}4$ MW$_{th}$

Bruttowirkungsgrad:

$$\eta = \frac{765}{1\,811{,}4} = 42{,}2\%.$$

Nettowirkungsgrad:

$$\eta = \frac{765 - 59}{1\,811{,}4} = 38{,}97\%.$$

Als Kesselfeuerung für einen Kombi-Prozeß empfiehlt sich auch die Wirbelschichtfeuerung (s. **L 5.2.3**). Hierbei werden allerdings zur Beschränkung der NO_x-Bildung die Prozeßtemperaturen auf 800 bis 900 °C begrenzt bleiben. GUD-Kraftwerke werden in der Zukunft an Bedeutung gewinnen. Nur mit diesen Kombi-Kraftwerken kann der Wirkungsgradverlust durch die Rauchgasreinigungsanlagen ausgeglichen und der Energienutzungsgrad weiter erhöht werden.

3.1.4 Motorkraftwerke. Internal combustion (IC) engines

Sie lassen sich im Gegensatz zu Dampfanlagen nur mit flüssigem oder gasförmigem Brennstoff betreiben (s. **P 4**). Das Verhältnis zwischen Kraft- und Wärmeerzeugung ist nicht in dem Maße wählbar wie bei Dampfanlagen. Vorgegeben ist die Erzeugung mechanischer bzw. elektrischer Energie. Die bei dieser Erzeugung anfallende lastabhängige Abfallwärme, die in den Abgasen und dem Kühlsystem enthalten ist, kann im Fertigungsbetrieb und für Raumheizung voll oder teilweise verwertet werden. Nicht genutzte Abgaswärme wird über den Schornstein abgeführt, nicht genutzte Kühlwasserwärme muß fremdgekühlt werden. Solche Anlagen werden als sog. *Blockheizkraftwerke* (BHKW) errichtet. Ein weiteres Anwendungsgebiet für Motoren sind *Notstromaggregate*. Die Lei-

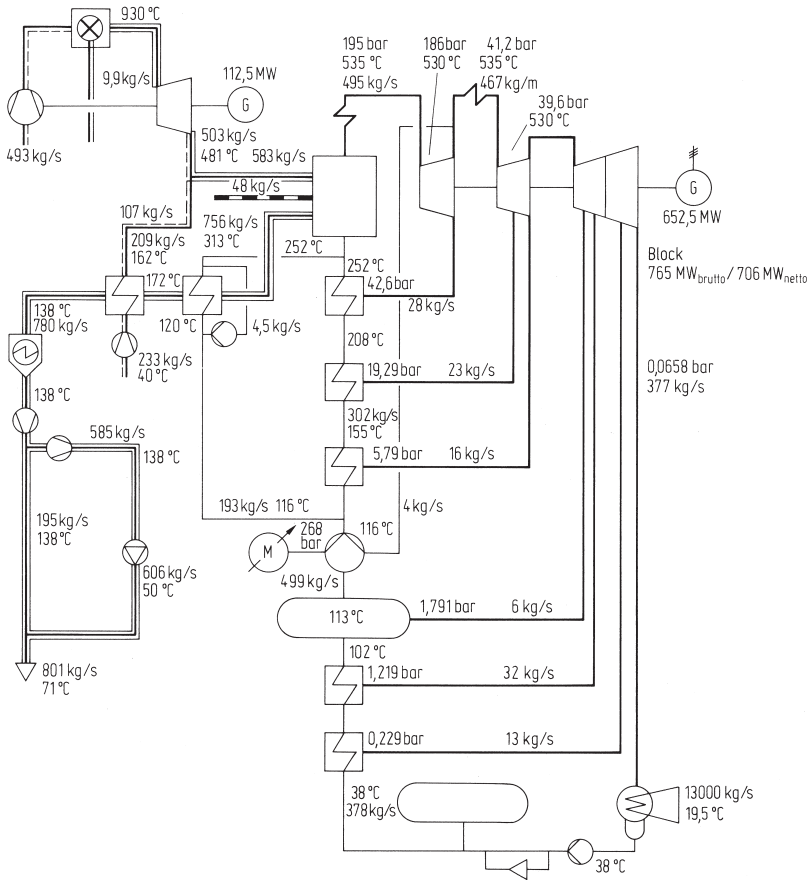


Bild 8. Wärmeschaltbild des Erdgas/Kohle-Kombi-Blockes. Kraftwerk Herne

stung der BHKW reicht von 5 kW_{el} bis 10 MW_{el}. In Deutschland waren 1998 lt. VDEW-BHKW-Umfrage 2188 Blockheizkraftwerke mit einer Gesamtleistung von 1436 MW_{el} in Betrieb. Nach der Liberalisierung des Strommarktes und den einhergehenden sinkenden Strompreisen wurde es immer schwerer die umweltfreundlichen aber teuren Blockheizkraftwerke (BHKW) wirtschaftlich zu betreiben. Das KWK-Gesetz will das mittels einer Zuschlagvergütung auffangen. Der zu den marktüblichen Preisen zu vergütende Zuschlag für BHKW kann **Bild 9** Kat. 4 und 5 entnommen werden. Nur für Kat. 5, kleine KWK-Anlagen bis 50 kW, ist der Wert konstant, alle anderen reduzieren sich bis spätestens 2010. Damit soll ein Übergang zu einem langfristig wirtschaftlichen Betrieb ermöglicht werden.

Kraftstoff und Zündung. Motoren mit flüssigem Kraftstoff arbeiten i. allg. nach dem Dieselprinzip, solche mit gasförmigem Kraftstoff nach dem Otto- oder dem Dieselverfahren (s. **P 4**). Dieselgasmotoren benötigen zur Zündung 5 bis 10% der Gesamtbrennstoffmenge als Zündöl. Die Zündölmenge ist nur drehzahl- und nicht lastabhängig. Das ist zu beachten, wenn die Motoren in einem großen Drehzahlbereich betrieben werden sollen. Die Brennstoffeinspritzanlage wird i. allg. so ausgelegt, daß der Diesel auch bei Gasmangel die volle Leistung erbringen kann.

Fundamentierung. Im Gegensatz zu Dampfanlagen entstehen bei Betrieb mit Motorenanlagen wegen der oszillierenden Bewegungen starke mechanische Schwingungen. Deswegen ist der Fundamentierung und Schwingungsdämpfung besondere Sorgfalt zu widmen (s. **O 1** und **O 2**).

Schalldämpfung. Die Maschinengeräusche und die periodischen Verbrennungsvorgänge lassen im Zuluft- und Abgassystem starke Schallschwingungen entstehen, die entsprechend zum zulässigen Geräuschpegel gedämpft werden müssen. Die Abgasgeräusche lassen sich in Resonanz- oder in Absorptionsschalldämpfern oder in Schallgruben dämpfen (s. **O 3**). Dieser Reihenfolge entsprechend steigen die Anschaffungskosten, aber auch ihre Wirksamkeit. Je dichter die Schalldämpfer am Motor sind, desto größer ist deren Wirksamkeit. Im Maschinenraum sind schallharte Wände, wie Fliesenbeläge und Steinfußboden, zu vermeiden, um die Schallreflexion zu verringern. Etwa 4 bis 6% der Brennstoffwärme wird im Maschinenraum durch die Betriebswärme der Anlage abgegeben. Um eine Aufheizung des Maschinenraums zu verhindern, ist ein ausreichender Luftwechsel erforderlich.

Abwärme. Bei einer Motorenanlage kann sie in Form von Heißwasser, Dampf oder Heißluft indirekt nutzbar gemacht werden.

Kühlwasser. Mit einer Austrittstemperatur bis zu 90 °C läßt es sich für Heizzwecke verwenden. Gegebenenfalls ermöglicht eine Zusatzfeuerung die Anpassung an den Wärmebedarf. Es besteht auch die Möglichkeit einer Heißkühlung des Motors. Die Wasseraustrittstemperaturen über 110 °C verlangen ein geschlossenes Kühlsystem mit einem Druck, der Dampfbildung ausschließt. Ein solches System ist erlaubnis- und prüfpflichtig.

Abgase. Mit einer Temperatur bei Vollast bis zu 600 °C lassen sie sich in Luft- oder Wasservorwärmern oder in Dampferzeugern ausnutzen. Mit Rücksicht auf Taupunktkorrosionen sollten die Austrittstemperaturen der Abgase aus diesen Apparaten i. allg. über 180 °C liegen. Eine Entstickung durch Katalysatoren ist erforderlich.

3.1.5 Brennstoffzelle. Fuel cell

Die Brennstoffzelle wandelt die chemisch gebundene Energie des Brennstoffs Wasserstoff (H_2) direkt in elektrischen Gleichstrom um. Die Brennstoffzelle arbeitet nach dem umgekehrten Prinzip der Elektrolyse. Sie besteht aus zwei Elektroden, die durch einen ionendurchlässigen Elektrolyten getrennt sind. An der Anode wird kontinuierlich Wasserstoff, an der Kathode Sauerstoff als Oxidationsmittel zugeführt. Die bei der Reaktion von Wasserstoff und Sauerstoff zu Wasser frei werdenden Elektronen fließen über den äußeren Stromkreis, der die Elektroden mit einander verbindet (**Bild 10**). Das Funktionsprinzip der Brennstoffzelle wird auch kalte Verbrennung genannt.
Die Brennstoffzelle arbeitet geräuschlos und ist vor Ort völlig emissionsfrei.
Entsprechend dem verwendeten Elektolyten arbeitet die Brennstoffzelle bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen (**Tab. 3**). Derzeit am meisten verbreitet ist die PAFC. Sie wird in 250-kW-Modulen für den stationären Betrieb gebaut. Die Investitionskosten liegen bei etwa 3800 €/kW_{el}.
Die PEMFC wird in mobilen und stationären Demonstrationsprojekten eingesetzt. Die Investitionskosten liegen zur Zeit noch bei etwa 10000 €/kW_{el}. Mehrere Automobilhersteller forschen an der PEM-Zelle für den zukünftigen Einsatz im Auto. Zusammen mit einem Elektromotor kann die Brennstoffzelle ein zukunftsweisendes, vor Ort emissionsfreies Fahren ermöglichen. Als Brennstoff ist neben Wasserstoff auch Erdgas oder Methanol im Zusammenhang mit einem Reformierungsprozeß möglich.

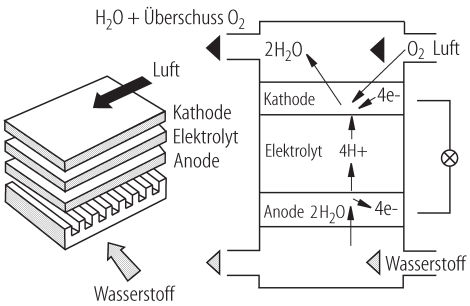


Bild 10. Schema einer Brennstoffzelle

Kat.	Anlagenkategorie	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
1	Alte Bestandsanlagen	1,53	1,53	1,38	1,38	0,97				
2	Neue Bestandsanlagen	1,53	1,53	1,38	1,38	1,23	1,23	0,82	0,56	
3	Modernisierte Anlagen	1,74	1,74	1,74	1,69	1,68	1,64	1,64	1,59	1,59
4	Neue kleine KWK-Anlagen bis MW (unter Beachtung der Kat. 5)	2,56	2,56	2,40	2,40	2,25	2,25	2,10	2,10	1,94
5	Vergütung für Brennstoffzellen, kleine KWK-Anlagen bis zu 50 kW(*)	5,11	5,11	5,11	5,11	5,11	5,11	5,11	5,11	5,11

*) sofern diese bis zum 31. Dezember 2005 in Dauerbetrieb genommen werden

Bild 9. KWK-Zuschlag nach Anlagenkategorie in ct/kWh

Tab. 3. Brennstoffzelltypen

Typ	Bezeichnung	Elektrolyt	Betriebstemp. in °C
AFC	Alkaline Fuel Cell	Kalilauge	60–100
PEMFC	Proton Exchange Membrane Fuell Cell	Polymeremembran	60–100
PAFC	Phosphoric Acid Fuell Cell	Phosphorsäure	160–220
MCFC	Molten Carbonate Fuel Cell	Schmelzkarbonat	620–660
SOFC	Solid Oxide Fuel Cell	Oxidkeramik	800–1000

Die MCFC und SOFC befinden sich noch im Versuchsstadium. Insbesondere bei der SOFC erhofft man sich durch das Nachschalten eines herkömmlichen Dampferzeugers mit Turbine einen bisher unerreicht hohen elektrischen Wirkungsgrad zu verwirklichen.

3.2 Kraft-Wärme-Kopplung

Total-energy systems for heat and power generation

Energienutzung. Sie erfolgt am besten durch Kopplung von zeitgleicher Erzeugung elektrischer Energie und Heizwärme in einer Erzeugungsanlage. Die Motorenanlagen sind nach erzeugter mechanischer Energie bzw. elektrischer Energie optimiert. Mit wachsender Einheitenleistung steigen die Wirkungsgrade der elektrischen Energieumwandlung an, während die Wärmeausnutzung abnimmt. Die Wirkungsgrade zur Stromerzeugung liegen bei Dieselmotoren etwas höher als bei Gasmotoren. Größere Motoren aus der Schiffsdieselproduktion mit Schweröl betrieben erreichen Werte von 40% und entsprechen etwa 100-MW-Dampfkraftwerksblöcken mit Zwischenüberhitzung. Das Verhältnis der Strom- und Wärmeerzeugung beträgt beim Gasbetrieb rd. 1 : 1,5 und beim Dieselbetrieb 1 : 1. Mitentscheidend sind heute die Emissionsverhältnisse. Aus diesem Grunde ist ein Erdgasbetrieb anzustreben.

Eine etwas andere Tendenz in bezug auf die Wärmeausnutzung zeigen Gasturbinen, wobei dies von der Turbineneintrittstemperatur und damit zwangsläufig gekoppelte Abgastemperatur abhängt, die für die Auslegung des Abhitzekessels maßgebend ist. Mit Gegendruckanlagen sind die besten Ausnutzungsgrade zu erzielen (bis zu 92%), d. h. hier werden noch höhere Werte erzielt als von einem sog. BHKW zu erwarten ist. Für große Wärmeerzeugungsleistungen werden in Heizkraftwerken Dampfturbinenprozesse genutzt (**Bild 12**).

Leistungsgrößen. Die Erzeugungsanlagen weisen unterschiedliche Leistungsgrößen auf. Herkömmliche Heizkraftwerke haben sich mit elektrischen Blockgrößen von 20 bis 300 MW als wirtschaftlich erwiesen. BHKW werden wegen des örtlichen Wärmebedarfs nur Leistungsgrößen (elektrisch) von 0,5 bis 10 MW erreichen. Die Motorgröße wird zwischen 0,05 und 5 MW schwanken. In der Bundesrepublik Deutschland sind in BHKW bisher 100- bis 600-kW-Motoren verwendet worden. Die Heizkraftwerke mit Gasturbinen und Dampfturbinenblöcken bieten eine verkaufbare Wärmeleistung von 50 bis 500 MJ/s und BHKW (Blockheizkraftwerk) mit Motoren nur von 1 bis 5 MJ/s. Der immer weniger angewendete Dampfmotor füllt den Bereich zwischen BHKW und Heizkraftwerk aus.

Bauart und *Stromverlustkennzahl*. Die großen Steigerungen der Öl- und Erdgaspreise forcierte den Einsatz der Kraft-Wärme-Kopplung. Abgesehen von kleinen Gegendruckanlagen (20 bis 50 MW) wurden in den 50er Jahren meist nur kleine Heizleistungen aus Kondensationskraftwerken ausgekoppelt. Der geringe Auskopplungsbedarf für kleine Heiznetze konnte durch einfache Schaltungsmaßnahmen erreicht werden, **Bild 11**. Die Wärmeauskopplung erfolgte einstufig, meist aus der Überströmleitung (im Schaltbild dick schwarz gekennzeichnet). Der dabei durch die *Stromverlustkennzahl* deutlich gemachte Verlust an elektrischer Energie in MW pro MJ/s ausgekoppelter Heizleistung (gerastertes Band) war damals noch relativ hoch. Je nach Trenndruck und Vorlauftemperatur ging dieser Faktor auf Werte bis oberhalb von 0,2. Das Heizleistungsverhältnis, also der Anteil an ausgekoppelter Heizleistung im Verhältnis zur erzeugten elektrischen Leistung, war sehr gering und lag im Bereich von etwa 0,2, wie es die rechte Säule zeigt.

Bis Mitte der 70er Jahre stieg mit den wachsenden Fernwärmnetzen auch der Bedarf an höherer Auskoppelleistung. Die Technik folgte dieser Entwicklung durch den Einbau von Drosselklappen, wodurch die gesamte Dampfmenge für Heizzwecke auskoppelbar wurde. Sie wurde mehrstufig ausgeführt, um die Anpassungen an gleitende Vorlauftemperaturen und eine Verminderung des Leistungsverlusts zu erreichen. Das mittlere Prinzipschaltbild zeigt diese mehrstufige symmetrische Auskopplung mit Drosselklappe. Dadurch konnte die Stromverlustkennzahl deutlich verkleinert werden bei

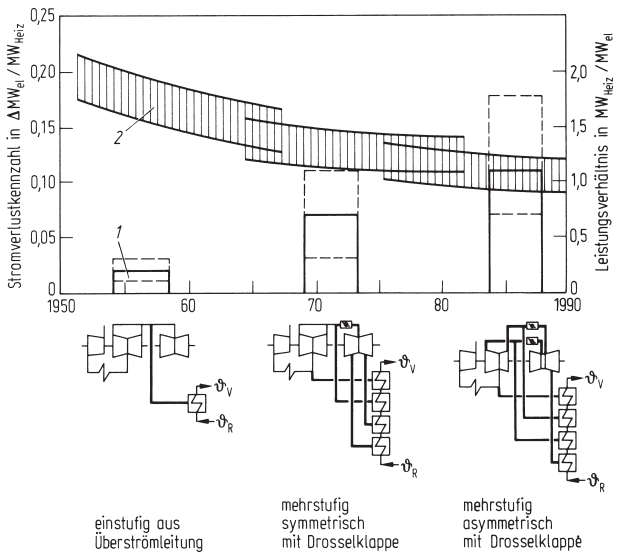


Bild 11. Wärmeauskopplung aus fossilbefeuerten Kondensationskraftwerken: Entwicklung der Schaltung, Stromverlustkennzahl und Auskoppelleistung. *1* Heizleistungsverhältnis, *2* Stromverlustkennzahl

gleichzeitiger Steigerung des Heizleistungsverhältnisses über 0,5 hinaus. Die Dampfprozesse entsprachen jetzt denen moderner Kondensationskraftwerksblöcke.

Um 1980 wurden Heizturbosätze mit asymmetrischer Bauweise realisiert, wie im rechten Prinzipschaltbild mit mehrstufig asymmetrischer Schaltung und Drosselklappen erkennbar. Dieses Konzept gewährleistet eine optimale Anpassung der Wärmeentnahme, auch im elektrischen Teillastbereich, mit niedrigeren Stromverlustkennzahlen, die etwa bis auf den Faktor 0,1 zurückgehen. Auch hier kann die gesamte Dampfmenge für Heizzwecke genutzt werden. Diese Schaltung wird speziell bei größeren Heizblöcken eingesetzt, wie z. B. bei den Heizkraftwerken in Berlin, Hannover und Walsum. Das erzielte Heizleistungsverhältnis liegt dabei im Mittel bei 1 und erreicht in Einzelfällen sogar 1,7. **Bild 12** zeigt das Wärmeschaltbild eines modernen Heizblocks, der bei voller Heizwärmeauskopplung (–15 °C Außentemperatur) von 387 MJ/s eine elektrische Leistung von 248 MW zeitgleich erzeugt.

Gemessen an der gesamten installierten Heizwärmeleistung in der Bundesrepublik Deutschland, alte Länder, nimmt die Wärmeanschlußleistung noch einen recht geringen Anteil von rund 15% ein. In den neuen deutschen Ländern beträgt der Anteil 19% (s. **L 1**). Zur Reduzierung der CO_2-Emission aus Heizanlagen wurde ein Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz (KWK-G) initiiert. Nach der letzten Fassung vom 1. 4. 2002 ergibt sich für eine Gesamtfördermenge von 45 TWh/a ein Zuschuß von derzeit 0,31 ct/kWh.

3.3 Wandlung regenerativer Energien
Transformation of regenerative energies

3.3.1 Windkraftanlagen. Wind power stations

Nachdem zunächst in den USA weltweit die größte Leistung an Windkonvertern installiert war, befindet sich seit 1997 die größte installierte Leistung in Deutschland.

Das starke Wachstum der Windkraftnutzung in Deutschland ist auf das seit 2000 gültige EEG zurückzuführen. Das Gesetz über die Einspeisung von Strom aus erneuerbaren Energien in das öffentliche Netz legt fest, daß das regionale Energieversorgungsunternehmen (EVU) den Strom Wasserkraft, Windkraft, Sonnenenergie und Biomasse zu festgesetzten Preisen aufnehmen muß. Die Entwicklung der Einspeisevergütung zeigt **Bild 13**.

Die festgesetzten Einspeisvergütungen beziehen sich immer auf das Inbetriebnahmejahr der Anlage. Anschließend wird diese Vergütung 20 Jahre gezahlt. Mit jedem Jahr, das eine Anlage später in Betrieb geht, ist die zugesicherte Vergütung geringer, da der Gesetzgeber davon ausging, daß die Anlagen mit steigendem Absatz preiswerter werden.

Die neu installierten Anlagen werden immer größer (**Bild 14**). Derzeit haben die Standard-Anlagen Leistungen von etwa 1500 kW, die größten Serienanlagen erreichen Leistungen von 2500 kW. Die spezifischen Anlagekosten für die derzeit wirtschaftlichsten Anlagen (1500 kW) liegen bei 1000 €/kW. Hinzu kommen noch Kosten für das Fundament und den Netzanschluß.

L

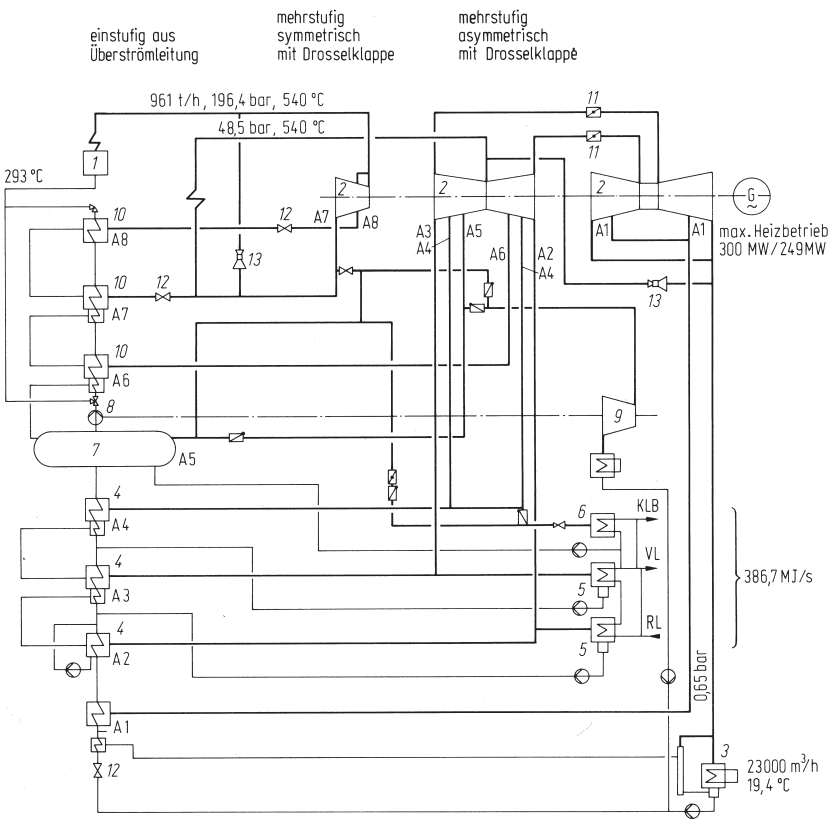


Bild 12. Wärmeschaltbild einer Kraft-Wärme-Kopplung. Reuter, Berlin. *1* Dampferzeuger, *2* Turbosatz, *3* Hauptkondensator, *4* ND-Vorwärmer, *5* Heizkondensator, *6* Heizungswärmetauscher, *7* Speisewasserbehälter, *8* Kesselspeisepumpe, *9* Antriebsturbine für Kesselspeisepumpe, *10* HD-Vorwärmer, *11* Anstauklappe, *12* Lastsprungarmatur, *13* Sicherheitsstation (siehe **L 6 Bild 5**)

Anfänglich waren nur die Küstenstandorte gefragt. Steigende Nachfrage und größere Turmhöhen zur Nutzung der höheren Winde führt zur stärkeren Nutzung der Binnenlandstandorte. Weiterhin sind Offshore-Windparks mit Leistungen von 4–5 MW/Anlage in Planung.

Die Nutzung der Windenergie ist witterungsabhängig. Mittels konventioneller Kraftwerke müssen deren Schwankungen entsprechend dem tatsächlichen Bedarf an Energie ausgeglichen werden. Ebenfalls ist der Ertrag der Windkraftanlagen über die Jahre unterschiedlich. Messungen des Deutschen Wind-Instituts DEWI in der Zeit von 1993 bis 1998 haben Unterschiede bis zu +10% und –6% vom Jahresmittelwert ergeben. Da jede installierte Windkraftanlage ca. 1,350 MWh/a erzeugt, ist die erzeugte Strommenge nahe der aus Wasserkraft gewonnenen Stromarbeit. Die Leistung wird derzeit wegen der geringen Benutzungsdauer nicht bilanziert. Daher sind Windleistungsprognosen für Übertragungsnetzbetreiber erforderlich.

Bei der Planung von Windkraftanlagen sind Forderungen nach Umweltverträglichkeit bezüglich Geräuschemission, Schattenwurf, Gesichtspunkten der Landschaftsgestaltung und des Vogelschutzes zu berücksichtigen.

Aufbau von Windkraftanlagen

Eine Windkraftanlage besteht aus dem Turm mit Fundament, den Rotorblättern, dem Maschinenhaus mit der Nabe zur Befestigung der Rotorblätter, der Hauptwelle, den Lagern, der Kupplung, ggf. dem Getriebe, dem Generator, der Bremse und den Nebenaggregaten, der Nachführeinrichtung der Gondel (Maschinenhaus) entsprechend der Windrichtung und der Hochspannungsanlage.

Die Türme der meisten Anlagen sind Stahlrohrkonstruktio-

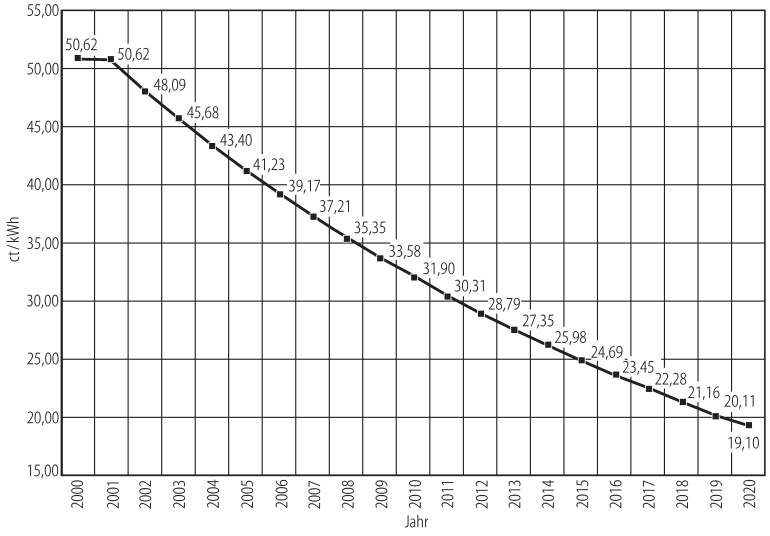


Bild 13. Entwicklung der Einspeisevergütung

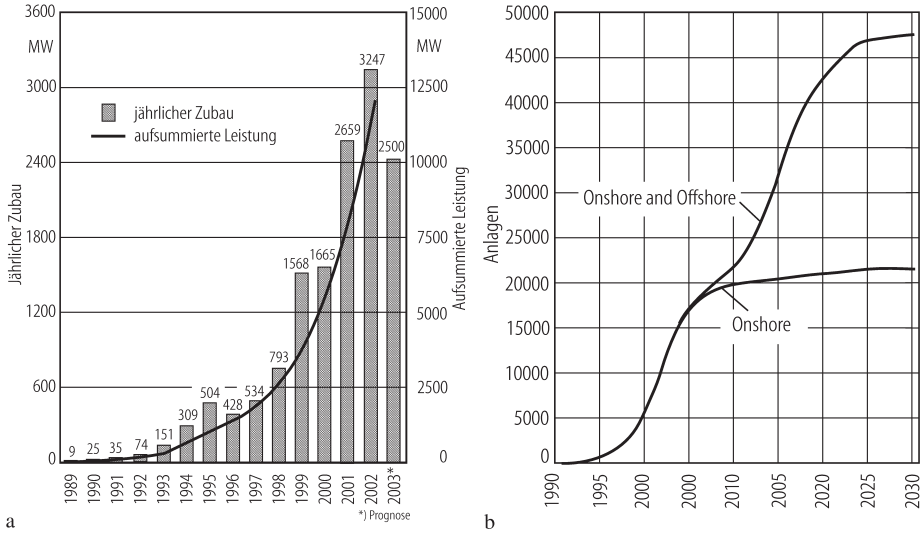


Bild 14. a Ausbau der Windenergie in Deutschland; **b** prognostizierte Windenergieentwicklung in Deutschland. Ende September 2003 sind bundesweit 14 647 Anlagen mit einer Leistung von 13 404 MW installiert (Quelle: VDN Jahresbericht 2002)

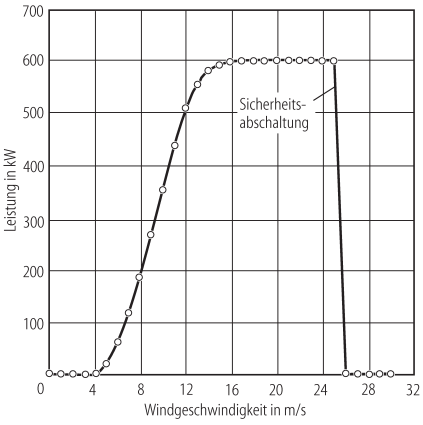


Bild 15. Leistungskennlinie einer Windkraftanlage

nen. Als Faustformel gilt: pro Meter Masthöhe verbessert sich der Ertrag um 1 %.

Bei den Rotoren unterscheidet man nach Widerstands- und Strömungsläufern. Die alten Windmühlen und die amerikanischen Westernräder sind Widerstandsläufer. Die heutigen modernen Windkraftanlagen haben (überwiegend drei) aerodynamisch geformte Rotorblätter, die wie bei einem Flugzeugflügel den Auftrieb zur Leistungserzeugung nutzen.

Die Windkraftanlagen laufen bei einer Mindestwindgeschwindigkeit von etwa 3 m/s an, erreichen bei 12 bis 14 m/s ihre Nennleistung und schalten bei etwa 25 m/s aus Sicherheitsgründen ab (**Bild 15**). Die Leistungsregelung (Begrenzung) der Windkraftanlage erfolgt über die Verstellung der Flügel (Pitch-Regelung) oder über den Strömungsabriß (Stall-Regelung).

Alle Maschinenkomponenten werden in der Gondel vormontiert angeliefert. Die Gondel ist drehbar auf einem Zahnkranzring am Turmkopf gelagert. Die Lagerpunkte sind an Antriebe – E-Motoren – gekoppelt, die dafür sorgen, daß die Maschinenwelle immer in Hauptwindrichtung zeigt. Ein elektronischer Windrichtungsmesser setzt die gemessene Windrichtung in Steuersignale für die Antriebe, die sog. Giermotoren, um. Ein Anstieg an Schäden ist in den vergangenen Jahren festzustellen. In 2002 stieg die Schadenssumme auf 40 Mio. Euro in Deutschland.

3.3.2 Anlagen zur Nutzung der Sonnenenergie

Sun power stations

Die direkte Nutzung der Sonnenenergie kann wie folgt aufgeteilt werden:

- Photovoltaische Nutzung, Erzeugung von Gleichstrom direkt aus der Sonnenenergie
- Solarthermische Nutzung, Erzeugung von Niedertemperaturwärme für Warmwasser und Heizung
- Solarthermische Kraftwerke, Erzeugung von Strom über einen solar erhitzten Dampfkreislauf

Photovoltaik

Unterstützt durch Förderprogramme der Bundesregierung, der Bundesländer und vieler Energieversorgungsunternehmen hat die photovoltaische Nutzung der Sonnenenergie in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. In einzelnen Nischenanwendungen ist sie im Inselbetrieb sogar in Deutschland bereits wirtschaftlich (Versorgung von Berghütten, Parkscheinautomaten, Stromversorgung an Autobahnen).

Das Prinzip des photovoltaischen Effektes zeigt **Bild 16**.

Der weitaus größte Anteil von Photovoltaik-Anlagen (PV-

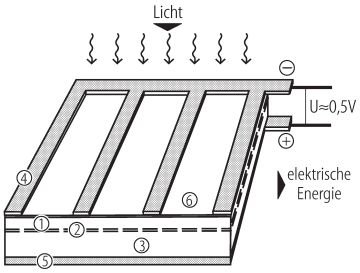


Bild 16. Schema einer Solarzelle. *1* n-leitendes Silizium, *2* p-n-Übergang, *3* p-leitendes Silizium, *4* Kontaktfinger, *5* Rückseitenkontakt, *6* Oberflächenvergütung

Anlagen) wird parallel zum Stromnetz betrieben. Die Größe der PV-Anlagen reicht von 0,1–0,2 kW (Parkscheinautomaten) bis hin zu 2000 kW (Messe München).

Eine PV-Anlage besteht aus den Modulen, dem dafür notwendigen Untergestell, der Verkabelung, dem Wechselrichter und dem Netzanschluß mit der Zähleinrichtung.

Bei den Solarzellen unterscheidet man nach

- monokristallinen Zellen Wirkungsgrad 15–18%,
- polykristallinen Zellen Wirkungsgrad 12–14%,
- amorphen Zellen Wirkungsgrad 5–7%.

Mehrere Solarzellen werden in Reihe geschaltet und zu einem Modul gefertigt. Die Modulgrößen liegen zwischen etwa 40 und 300 W. Die Ausgangsspannung eines Moduls liegt zwischen 12 und 24 V Gleichspannung. Mehrere Module werden wiederum in Reihe geschaltet (String) und auf den Wechselrichter geführt. Dieser wandelt die Gleichspannung in netzverträglichen Wechselstrom. Die Wechselrichter werden in Größen zwischen 300 W und etwa 10 kW angeboten. Die am meisten eingesetzten Wechselrichter haben eine Leistung von etwa 2 kW.

Die seit 1993 durchgeführten Aufzeichnungen und Auswertungen der Bewag haben ergeben, daß in Berlin mit einem durchschnittlichen Ertrag von etwa 750 kWh pro installiertes kW_p zu rechnen ist (Maximalwert 1050 kWh/kW_p). W_p (Watt peak) = Spitzenleistung unter Standard-Testbedingungen. Die Standard-Testbedingungen sind:

- Einstrahlung $E = 1000\ W/m^2$,
- Zell-Temperatur $T_C = 25\ °C$.

Die **Bilder 17 a** und **b** zeigen die Abhängigkeit der Leistung von der Einstrahlung und der Zelltemperatur.

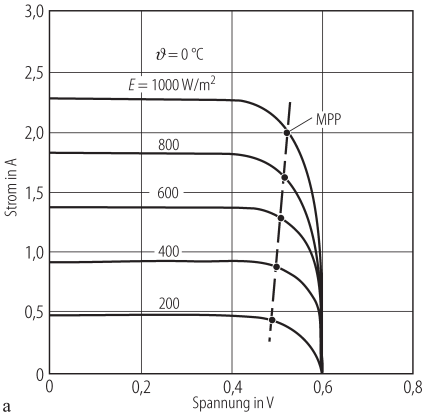
Bei der Planung von Anlagen muß auf absolute Verschattungsfreiheit geachtet werden. Die Ausrichtung sollte unter einem Anstellwinkel von 25° bis 40° zur Waagerechten in Richtung Süden sein.

PV-Anlagen für Einfamilienhäuser bis zu einer Größe von etwa 5 kW_p kosten etwa 8000 €/kW_p. Der Flächenbedarf bei Einsatz von monokristallinen Modulen liegt bei etwa 10 m^2/kW_p.

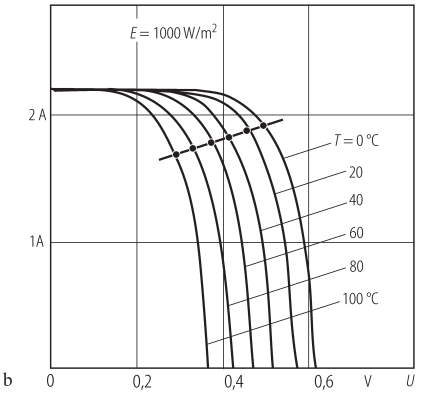
Solarthermie

Solarthermische Anlagen dienen vorrangig zur Erwärmung von Brauchwasser. In letzter Zeit werden Anlagen auch zur Unterstützung der Heizung im Niedrigenergiehaus-Sektor ausgelegt. Man unterscheidet folgende Anlagentypen:

- Absorber für die direkte Erwärmung von Wasser, eingesetzt in Freibädern, sehr preiswert, Wasser muß aber im Winter wegen Gefahr des Einfrierens abgelassen werden;
- Flachkollektoren in Kombination mit einem Wärmetauscher und Solekreislauf für den ganzjährigen Betrieb geeignet, eingesetzt für die Warmwasserbereitung von Wohngebäuden;
- Vakuumröhrenkollektoren für erhöhte Betriebstemperaturen.



a



b

Bild 17 a, b. Zellkennlinien

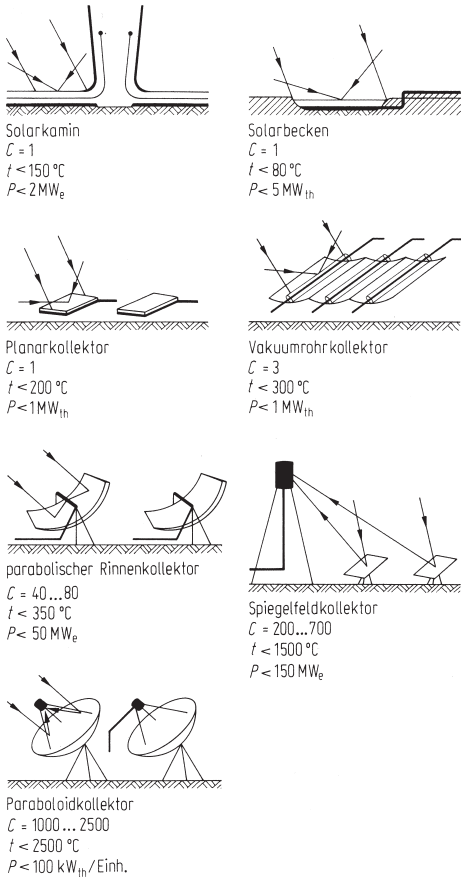


Bild 19. Grundkonzepte solarer Energiekollektoren

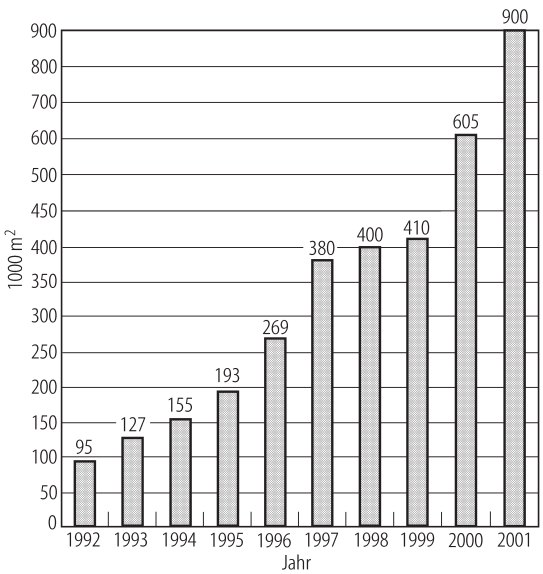


Bild 18. Entwicklung der Solarkollektoren in Deutschland. Quelle: Deutscher Fachverband Solar (DFS)

L

Bild 18 zeigt die Entwicklung der Solarkollektoren (Flachkollektoren und Vakuumröhren) in Deutschland.
Solarthermische Warmwasserbereitungsanlagen bestehen aus dem Kollektorfeld, dem Warmwasserspeicher, der Pumpengruppe und der Verrohrung. Bei einem 4-Personen-Haushalt rechnet man mit etwa 5 m^2 Flachkollektor und 300 l Speicher um etwa 60% des Jahresbedarfs an Warmwasser solar zu erzeugen.

Solarthermische Kraftwerke. Solarthermische Kraftwerke werden weltweit in besonders sonnenreichen Gegenden als Experimental- und Pilotkraftwerke in Form einachsig der Sonne nachgeführter Parabolrinnenkraftwerke sowie beidachsig nachgeführter Solarturm- oder Paraboloidkraftwerke betrieben. Seit der Einführung einer Einspeisevergütung von 0,12 €/kWh laufen in Spanien intensive Vorbereitungen für vier Kraftwerke mit Leistungen von 10–50 MW, **Bild 19**.
Sie liefern zunächst Wärme und Prozeßdampf, die gespeichert, ausgekoppelt und in Strom umgewandelt werden können. Kraft-Wärme-Kopplung ist möglich, fossile Zusatzfeuerung ebenfalls. Einheitenleistungen liegen zwischen 100 kW und 100 MW elektrischer Leistung. Durch Speicherung und/oder Zusatzfeuerung sind Ausnutzungsdauern >3500 h/a möglich. Sie können als Spitzenlastwerke in Hochlastzeiten eingesetzt werden. Solarelektrische Kraftwerke-Jahresarbeitswirkungsgrade liegen bei 10% (maximal 30%).

3.3.3 Wärmepumpen. Heat pumps

Elektrisch betriebene Kompressions-Wärmepumpen entziehen der Umgebung Wärme und pumpen sie auf ein nutzbares Temperaturniveau. Das Prinzip entspricht der Umkehrung des Kühlschrankes (s. **D 8.4.2** und **M 3.2.6**) Neben der lange bekannten Nutzung der Umgebungsluft wird in letzter Zeit verstärkt die Wärme des Erdreichs genutzt. Insbesondere Erdspießanlagen ermöglichen einen monovalenten Betrieb (ohne weitere Heizungsunterstützung), da das Erdreich ab einer Tiefe von etwa 5–10 m ganzjährig eine konstante Temperatur von etwa 10 °C bietet. Die Anschlußentwicklung der elektrischen Wärmepumpen in Deutschland zeigt **Bild 20**. Nach dem Boom der Wärmepumpe, ausgelöst durch die Ölkrisen, bestimmten die hohen Investitionskosten die Stagnation der Entwicklung in den letzten Jahren. Die Konsolidisierung des Marktes, verschiedene Förderprogramm des Bundes und vor allem einiger EVU sowie der geringe Heizwärmebedarf der neuen Niedrigenergiehäuser lassen wieder einen steigenden Absatz erwarten.

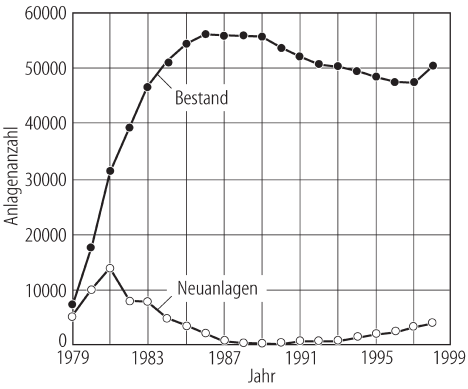


Bild 20. Entwicklung der elektrischen Wärmepumpen in Deutschland

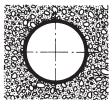
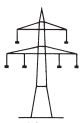
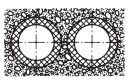
4 Verteilen und Speicherung von Nutzenergie
Distribution and storage of energy

4.1 Energietransport. Energy transport

Neben den leitungsgebundenen Energien von Erdgas, Strom und Fernwärme spielen die Primärenergietransporte von Kohle und Öl eine bedeutende Rolle. Für den Ausbau der Energietransportsysteme ist entscheidend die Lage heimischer Energievorkommen, die Importabhängigkeit und die dazu räumlich sich ergebenden Verbraucherschwerpunkte.
Ein Vergleich der Transportkapazitäten verschiedener Energiearten zeigt **Bild 1**. Für den wirtschaftlichen Transport spielt die Entfernung die entscheidende Rolle.
Brennstoffe und Fernwärme werden in Stahlrohren bis zu 1200 mm Durchmesser bei einem Druck bis zu 80 bar transportiert. Stähle größerer Festigkeit sind spezifisch billiger, weil die Rohrwandstärke mehr abfällt, als der Rohrpreis pro Tonne ansteigt. Stahlrohre sind gegen Korrosionen zu schützen, da bei Erdverlegung, mindestens 1 m Erdüberdeckung ab Scheitelpunkt, Sauerstoff und Säuren im Boden vorhanden sind, die das Rohrmaterial angreifen. Bei Gastransport kann es auch auf der Innenseite zu Korrosionen durch ausfallende feuchte Stoffe kommen. Als Dauerschutz ist Bitumen- oder Teeranstrich oder gesintertes Polyäthylen nebst zusätzlichem kathodischen Schutz mit galvanischen Anoden oder Fremdstrom erforderlich. Unzulässige Betriebszustände sollen durch Schnellauslösung selbsttätig zur Abschaltung der Anlage und Meldung an die Betriebszentrale führen. Alle elektrischen Anlageteile und Betriebsmittel sind „explosionsgeschützt“ zu installieren.

4.1.1 Mineralöltransporte. Oil transport

Während die Kohle auf dem Wasser- und Schienenweg transportiert wird, wird das Mineralöl vielfach in Komponentenpipelines von den Seehäfen zu den Raffinerien transportiert.
In Westeuropa beträgt die Gesamtlänge der *Mineralölfernleitungen* nahezu unverändert 17400 km; das jährlich verpumpte Transportvolumen an Rohöl und Fertigprodukten schwankt um $520 \cdot 10^6$ m^3/a. Die Leckage durch Beschädigungen oder Korrosion der Rohrleitungen ist nach wie vor äußerst gering (0,5 ppm). Die Rohölversorgung der deutschen Raffinerien per Rohrleitung erfolgt zu 28% über deutsche Häfen, zu 18% über Rotterdam, Rheinhäfen und Antwerpen, über die Häfen Genua und Triest.
Bei den *Pipelines* wird der Innendruck der Rohrleitung auch durch die geodätische Höhe beeinflußt. Bei waagerechter Verlegung nimmt der Druck bei konstantem Rohrdurchmesser linear mit der Entfernung ab. Die Pumpen können im Gegensatz zu Verdichtern für jedes gewünschte Druckverhältnis ausgelegt werden. Bei Öltransport ist je nach Ölviskosität und möglicher Außentemperatur durch Heizstationen und wärmeisolierte Rohrleitungen die Pumpfähigkeit des Transportguts aufrechtzuerhalten. Durch Metallpfropfen (*Trennmolche*) lassen sich in einer Leitung verschiedene Chargen voneinander trennen und hintereinander befördern. Gelegentlich werden auch radioaktive Isotopen zum Markieren der Trennlinie verwendet.

Energie	technische Daten	Transportkapazität [a]	Verhältnis der transportierten Energiemengen
Öl	 DN 1000 60 bar	95 Mio. kWh/h 7500 t/h (H_0≅12,8 kWh/kg)	270
Gas	DN 1200 80 bar	25 Mio. kWh/h 2,2 Mio. m³/h (H_0≅11,5 kWh/m³)	71
Strom	 380 kV 2 Kreise (Viererbündel)	1,2 Mio. kWh/h (natürl. Leistg.)	3,4
Fernwärme	 2 × DN 600 16 bar	350 000 kWh/h 2500 m³/h Wasser Vorlauf 180 °C Rücklauf 60 °C	1

[a] Dauertransportleistung über große Entfernungen (≥ 150 km); bei Fernwärme ≤ 30 km

Bild 1. Vergleich von Energietransportarten (Ruhrgas 1989)

Pumpstationen. Bei größeren Anlagen arbeiten Kreiselpumpen, sonst Verdrängerpumpen, die durch E-Motoren, Dieselmotoren, Gasentspannungsmotoren oder Gasturbinen angetrieben werden. Umweltbeeinflussung ist in erforderlichen Grenzen zu halten.

4.1.2 Erdgastransporte. Natural gas transport

Bei diesen sind Gasgewicht und geodätischer Höhenunterschied ohne Bedeutung für den Leitungsinnendruck, jedoch muß bei Erd- und Kokereigas bei hohen Drücken die *Kompressibilität* berücksichtigt werden. Abnehmende Dichte und zunehmendes Volumen in Fließrichtung haben großen Einfluß auf Leitungsauslegung und Verdichterstationen.

Druckabnahme. In der Gasleitung erfolgt sie nach einem parabolischen Gesetz. Die Zentrifugalkompressoren arbeiten bei einem Druckerhöhungsverhältnis von 1,5 bis 2 und die Kolbenkompressoren bei einem von 3 bis 7 am wirtschaftlichsten. Für kompressible Medien gilt, wenn nicht vom Mengen- sondern vom Energiestrom ausgegangen wird, die Gleichung

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{l} = 17{,}8K\ \frac{\lambda \dot{Q}_w^2}{(100d)^5 W_0^2}\quad \text{in}\quad \frac{\text{bar}^2}{\text{km}}. \qquad (1)$$

Hierin bedeuten p_1, p_2 Druck in bar am Anfang bzw. Ende der Leitung, l Länge der Leitung in km, d lichte Rohrweite in m, $\dot{Q}_w$ Energiestrom in kJ/h, λ Rohrreibungszahl, K Kompressibilitätszahl, W_0 Wobbe-Zahl in kJ/m³.

Wobbe-Zahl. Sie beträgt $W_0 = H_o\sqrt{d_v}$. (H_o Brennwert des Gases auf das Normalvolumen bezogen, d_v Verhältnis der Dichten; für Luft ist $d_v = 1$.)

Kompressibilitätszahl. Sie ist dimensionslos und beträgt für Erd- bzw. Kokereigas (Index E und K) in erdverlegten Leitungen mit etwa 12 °C nach den Gleichungen

$$K_E = 1 - (p_m/470);\quad K_K = 1 + (p_m/6300)$$

mit p_m in bar. Hierbei ist der mittlere Druck

$$p_m = \frac{2p_1^3 - p_2^3}{3p_1^2 - p_2^2}.$$

Energietransport. Sind der Rohrdurchmesser, die Reibungszahl und der Druckverlust gleich, so folgt aus Gl. (1) für Erd- bzw. Kokereigas

$$Q_{WE}/Q_{WK} = (W_{OE}/W_{OK}) \cdot (K_K/K_E)^{0,5}.$$

Für 12 °C und $p_m = 20 \ldots 60$ bar gilt $W_{OE}/W_{OK} = 1{,}42$ und $K_E/K_K = 0{,}9$. Damit folgt $Q_{WE}/Q_{WK} = 1{,}42/0{,}9^{0,5} = 1{,}5$. Beim Erdgasbetrieb läßt sich also ein um 50% höherer Energiestrom erzielen als bei Kokereigas.
Sind der Druckverlust, die Rohrreibungszahl und der Energiestrom gleich, so folgt aus Gl. (1)

$$d_E/d_K = (K_E/K_K)^{0,2} \cdot (W_{OK}/W_{OE})^{0,4}.$$

Für 12 °C und 20 bis 60 bar gilt $d_E/d_K = 0{,}9^{0,2}/1{,}42^{0,4} = 85$. Die Leitung kann also bei Erdgas um 15% kleiner sein als bei Kokereigas.

Verdichterstationen. Turboverdichter sowie kontinuierlich fördernde Verdrängermaschinen haben ein wesentlich größeres Durchsatzvolumen als Kolbenverdichter. Sie werden durch Elektromotoren, durch gasgefeuerte Dampferzeuger mit Dampfturbinen oder meist durch Gasturbinen angetrieben. Bei niedrigem Verdichtungsverhältnis kann eine Gaskühlung entfallen. Bei mehr als 4000 Betriebsstunden pro Jahr ist bei Gasturbinen Wärmerückgewinn wirtschaftlich. Je nach Umgebung ist auf zulässigen Geräuschpegel und auf erlaubte Schadstoffemissionen zu achten.
Die höhere regionale Dichte der Energienachfrage in Westeuropa schafft gegenüber den USA oder der ehemaligen UdSSR günstige wirtschaftliche Voraussetzungen für eine leitungsgebundene Erdgasversorgung durch niedrige Transport- und Verteilungskosten. Auch der Erdgasmarkt wird liberalisiert. Bis August 2000 muß die Erdgasrichtlinie der EK von 1998 umgesetzt werden. Für die Netznutzungsentgelte auf der Ferntransportebene soll das entfernungsabhängige Punkt-zu-Punkt-Modell, für die regionale Versorgung die pauschalen Briefmarken-Tarife gelten. Auch der bisher schwach entwickelte LNG-Markt der Gemeinschaft könnte in kommenden Jahrzehnt an Bedeutung gewinnen, falls der Gasverbrauch zu Lasten des Heizölverbrauchs weiter ansteigt und der kostenintensive LNG-Transport über den Preis verrechnet werden kann. 138 spezielle Tankschiffe transportieren derzeit weltweit ca. 140000 m³ LNG (rd. 84 Mio. m³ Erdgas).
Inzwischen haben die größeren *Erdgas-Transportleitungen* kontinentaleuropäisch eine Ausdehnung von $0{,}6 \cdot 10^6$ km erreicht. Mit dem technischen Fortschritt (Hochdruckleitungen, steigende Durchmesser bis 1400 mm) werden sich die Transportkosten vermindern oder sogar halbieren lassen. Andererseits muß das Ausfallrisiko derartig hoher Übertragungskapazitäten von jährlich bis zu $80 \cdot 10^9$ m³/a versorgungstechnisch und auch weiträumig abgesichert werden.
Die Ferngasnetze der ehemaligen Sowjetunion verbinden bei totaler Rohrlänge von 185000 km (10000 km im Bau) nahezu alle wichtigen Wirtschaftszentren des Landes. In Ost-West-Richtung ergibt sich eine Netzausdehnung von 5000 km. Alle 130–160 km entlang der Pipelines ist eine Verdichterstation erforderlich. 43,3 Mrd. m³ (44%) bezog Deutschland 1998 aus den GUS-Staaten (s. **L 1.3**). In diesen wird der Strombedarf zu rd. 70% aus dieser Primärenergiebasis gedeckt. In Deutschland umfaßt das Rohrnetz eine Länge von 365000 km (2000). Die laufende Zunahme des Heizgasverbrauchs erfordert zunehmende Investitionen für Speichervorhaben und Maßnahmen zur Abdeckung der winterlichen Lastspitzen.

4.1.3 Elektrische Verbundnetze. Combined electricity nets

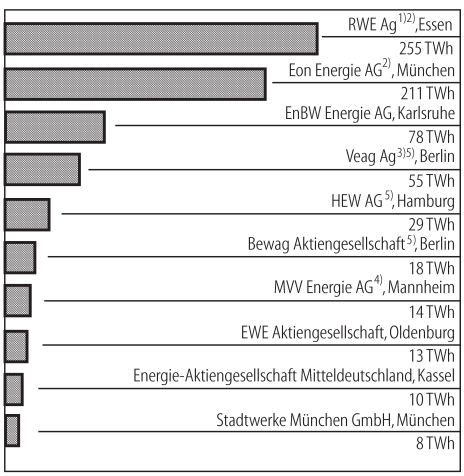
Das deutsche *Verbundnetz* nimmt aufgrund seiner Lage und seiner Struktur eine zentrale Position innerhalb des westeuropäischen Verbundnetzes ein.

Die Höchstspannungsnetze (380/220 kV) in der Bundesrepublik Deutschland sind im Eigentum der vier Übertragungsnetzbetreiber (ÜNB). Jedes ÜNB ist dementsprechend auch für die Planung und den Betrieb seiner Übertragungsanlagen selbst verantwortlich. Innerhalb des Verbandes der Netzbetreiber VNB-e.V. beim VDEW (www.vdn-berlin.de) koordinieren die ÜNB alle mit dem Verbundnetz zusammenhängenden Aufgaben. Der Verbundbetrieb hat seine Vorteile vor allem beim *Stromaustausch* über große Räume. Beim Parallelbetrieb der Netze kann ein Belastungsausgleich zwischen klimatischen und strukturellen Unterschieden oder bei Störungen erfolgen, und so sind die Betriebsmittel wirtschaftlich und mit größerer Versorgungssicherheit einsetzbar.

Die Struktur der Versorgung in Deutschland in 2003 ist in **Bild 2** dargestellt.

Ungeplant anfallende *Überschußenergien* aus Wasserkraftanlagen können weitgehend genutzt werden. Der Stromaustausch mit den Nachbarländern ist z. Zt. fast ausgeglichen. Der Stromaustausch erfolgt rein physikalisch in Deutschland mit Frankreich, Luxemburg, den Niederlanden, Dänemark, Schweiz, Österreich und den Centralstaaten (Polen, Tschechien, Slowakei und Ungarn). Seit dem 13.09.1995 sind die neuen deutschen Länder über das VEAG-Netz und auch die BEWAG (Berlin) in das UCTE-Netz integriert. Der Austausch mit Luxemburg ist auf die Pumpstromlieferung und den Speicherleistungsbezug aus Vianden zurückzuführen. Außerdem laufen über das deutsche Verbundnetz auch Lieferungen aufgrund von Verträgen zwischen ausländischen Partnern, z. B. der Schweiz und den Niederlanden. Stark ist der Importbezug (18,8 TWh/a 2002) aus Frankreich gestiegen.

Bei *Blockausfällen* in Kraftwerken, besonders bei der zunehmenden Anzahl großer Einheiten, kann der Leistungsmangel durch die Gesamtheit der im Parallelbetrieb betriebenen Kraftwerksblöcke nach Maßgabe ihrer Leistungszahlen zum größten Teil ausgeglichen und damit die Frequenzeinbrüche



1) Geschäftsjahr 1. Juli 2000 bis 30. Juni 2001
2) Einschließlich Stromabgabe der Beteiligungen im Ausland
3) Ohne Strommengen nach dem Erneuerbare-Energien-Gesetz
4) Geschäftsjahr 1. Oktober 2000 bis 30. September 2001
5) Ab 2003 verschmolzen zu Vattenfall Europa AG

Bild 2. Stromabsatz in 2000

oberhalb der Grenzen gehalten werden, die sonst zu einem frequenzabhängigen Lastabwurf führen würden. Im Westeuropäischen Verbundnetz UCPTE (Union für Koordinierung der Erzeugung und des Transportes elektrischer Energie), jetzt UCTE (Übertragungsnetzbetreiber), reicht es erfahrungsgemäß aus, wenn jeder Verbundpartner etwa 2,5% seiner Netzlast als Primärregelung in seinen Kraftwerken vorhält, um, ohne Beeinträchtigung der Verbraucher, größere Leistungsausfälle zu beherrschen.

Als Regelenergie muß derzeit wie bisher von der RWE (355 000 km Netzlänge) 2 GW vorgehalten werden. Unter dem Begriff Regelenergie werden die Primär- und Sekundärregelleistung sowie die Minutenreserve zusammengefaßt. RWE Net setzt von Brauweiler bei Köln die Regelenergie ein. Sie wird infolge der Liberalisierung des Strommarkts unter Wettbewerbsbedingungen beschafft.

Längerfristige Kraftwerksreserven für den Minuten- und Stundenbereich können durch benachbarte Partner leichter, teilweise gemeinsam und damit in geringerer Höhe vorgehalten werden. So erfüllen die zusammengeschalteten Höchstspannungsnetze im Verbundbetrieb neben reinen Transportaufgaben noch weitere vielfältige technische und wirtschaftliche Versorgungsaufgaben.

Die wirtschaftliche 380-kV-Spannungsebene wird in der Bundesrepublik Deutschland für die Verbundaufgaben noch lange als höchste Spannungsebene ausreichen. Durch Mehrfachleitungen, z. B. mit vier 380-kV-Stromkreisen auf einem Mastgestänge, werden die wenigen verfügbaren Trassen optimal genutzt. Ob der EG-Binnenmarkt eine höhere Spannungsebene (z. B. 750 kV) erfordert, ist noch unklar.

Das westeuropäische Verbundnetz erstreckt sich von Dänemark bis Portugal und Süditalien. Alle Netze in Westeuropa sind zusammengeschaltet, alle Kraftwerke Westeuropas fahren parallel und damit in gleicher Frequenz. Großbritannien und die skandinavischen Länder Schweden/Norwegen sind über Hochspannungs-Gleichstrom-Übertragungsanlagen wegen der Seekabelverbindungen mit diesem Netz verbunden.

Die Lastverteiler der westeuropäischen Verbundunternehmen arbeiten auch im westeuropäischen Verbundnetz gleichrangig und ohne eine zentrale europäische Lastverteilung zusammen. Zur Zeit der Jahreshöchstlast 1995 waren die Verbundnetze der westeuropäischen EVU mit rd. 250 GW im Parallelbetrieb zusammengeschaltet (zum Vergleich: Einsetzbare Kraftwerks- und Bezugleistung der Bundesrepublik Deutschland zum gleichen Zeitpunkt rd. 70 GW, 2002 81,4 GW). Die Transportkapazität der Verbindungsleitungen zwischen den UCTE-Mitgliedsländern ist in den letzten zwanzig Jahren um ein Vielfaches auf über 70 GVA gestiegen. Die Primärregelung des UCTE-Netzes zeigt, daß bei der heutigen Netzkennzahl im Winter von ca. 26 000 MW/Hz selbst Ausfalleistungen von 3 500 MW (Winter) bis 2 800 MW (Sommer) verkraftet werden können. Mit dem Ausbau der Kraftwerkskapazität wird das UCTE-Netz noch stabiler.

Die besonderen Eigenschaften der *Hochspannungs-Gleichstrom-Übertragung* (HGÜ) haben in der Welt bisher überwiegend zu Anwendungen geführt, bei denen die HGÜ sowohl technische als auch wirtschaftliche Vorteile gegenüber einer Drehstromübertragung aufweist oder sogar die einzige technisch mögliche Lösung darstellt und zwar bei der Übertragung über größte Entfernung, bei der Notwendigkeit zur leistungsfähigen Verkabelung, z. B. bei längeren Seekabelübertragungen und zur Kopplung asynchroner Netze (z. B. Osteuropa – VES/EES-Netze).

4.1.4 Fernwärmetransporte. Remote heat transport

In West- und Osteuropa hat sich der Fernwärmemarkt in den letzten Jahren merklich erweitert. Auf dem schwieriger werdenden Wärmemarkt (Dollar- und Ölpreisverfall) muß auch

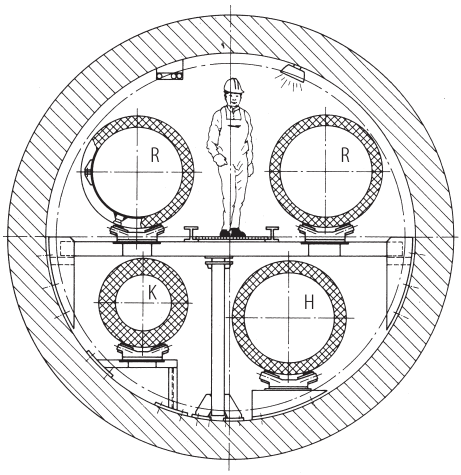


Bild 3. Querschnitt der großen Fernwärmetransportleitung (HTL 1). R Rücklauf DN 1000 (2×), K Vorlauf Konstant DN 600, H Vorlauf Heizung DN 1000. Betonrohr-Innendurchmesser 4,1 m

die Fernwärme ihre Wettbewerbsposition bei wachsendem Konkurrenzdruck weiterhin ausbauen. Durch technische und innovative Weiterentwicklung in allen Bereichen der Versorgung sollen daher die kapitalintensiven Vorlaufzeiten und langen Kapitalrückflußintervalle durch Rationalisierung, effektivere Betriebssysteme und kostengünstige Lösungen verbessert werden. Durch die neuen Bundesländer ist der Anschlußwert auf 56 GJ/s angestiegen (**L 1.4**) mit einer Trassenlänge der Fernwärmenetze von 12 850 km (1990). Bereits 72% der Fernwärme kommt aus Heizkraftwerken in Kraftwärmekopplung.

Die mittlere Ausnutzungsdauer der deutschen Fernwärmeanlagen lag 1997 im Bezug auf ihren Anschlußwert bei 1457 h/a.

Der Anschlußwert liegt bei über 6000 MW. Rd. 500 000 Wohnungen (30%) werden mit Fernwärme versorgt.

Während in Hamburg bereits 683 km Fernwärmeleitungen verlegt sind, beträgt die Netzlänge in Berlin (BEWAG) z. Z. im westlichen Teil 491 und im östlichen Teil 558 km. Das größte innerstädtische Fernwärmesystem in Berlin zeigt **Bild 3**.

In Westeuropa hat sich das Kunststoff-Mantelrohr bei der Neuverlegung zu 70% durchgesetzt, auch bei Transportrohren großer Nennweite bis DN 1 000. Mit dem neuen Verbundprojekt der AGFW (25 MDM) werden Maßnahmen eingeleitet, die den Fernwärmeleitungsbau bis zu 50% verbilligen sollen
– aufgrund extremer Flachlegung, Senkung der Vorlauftemperatur zur Verminderung thermischer Vorspannungen oder rationeller Kompaktstationen bei Hausanschlüssen.

4.2 Energiespeicherung. Energy storage

Die Entwicklung der Energietechnik wird mitgeprägt durch die Entwicklung und den Stand der Speichertechniken. Auf, oder besser zwischen, den einzelnen Stufen der Prozeßketten von der Gewinnung und der Umwandlung der Primärenergie bis hin zur Nutzungsenergiedarbietung sind Speicher im weitesten Sinne oft entweder zwangsläufig nötig oder technisch und wirtschaftlich sehr nützlich und vorteilhaft. Mit ihnen wird der oft unterschiedliche Zeitgang von Angebot und Nachfrage, von Input und Output, entkoppelt und damit wird es möglich

– die zeitliche Disparität zwischen der Verfügbarkeit der Energieträger (z. B. bei der Wasserkraft-, der Windkraft und der direkten Sonnenenergienutzung) und dem Leistungsbedarf der Energieanwender anzugleichen;
– der oft aus ökonomischen Gründen eingeschränkten Flexibilität der Primärenergiegewinnung (z. B. im Steinkohlenbergbau) trotz u. U. starker saisonaler Nachfrageschwankung Rechnung zu tragen;
– die installierte Leistung von Anlagen zur Energieerzeugung, zum Energietransport und zur Energieumwandlung zu optimieren;
– energietechnische Anlagen auf oder in der Nähe des Bestpunkts mit höherer Ausnutzungsdauer zu fahren, als es der Benutzungsdauer bei der Energieanwendung entspricht;
– die Sicherheit der Versorgung zu erhöhen.

Bei der Speicherung der Brennstoffe wird Materie gespeichert und bei ihnen ist die Speicherenergie mit der Masse der Speichermaterie linear verknüpft. Bei den Speichern für fühlbare oder latente Wärme und potentieller oder kinetischer Energie wird die Speicherenergie nicht nur von der Masse der Speichermaterie, sondern vom physikalischen Zustand dieser Masse (Temperatur, Aggregatzustand, Lage, Druck und Geschwindigkeit) entscheidend mitbestimmt.

Das Speichern einer bestimmten Energieart kann mit Hilfe unterschiedlicher Techniken geschehen. Insbesondere für elektrischen Strom entwickelte man eine Reihe verschiedener Speicherverfahren, die mit Ausnahme der Speicher für magnetische Feldenergie (Spulen) und elektrischer Feldenergie (Kondensatoren) mit einer Hin- und Rückwandlung des Stroms in eine andere Energieart verbunden sind (z. B. elektrochemische Speicher, Pumpspeicherkraftwerk, Schwungradspeicher, Druckluftspeicher) (s. **V 6.5**).

Beim Speichern von Brennstoffen treten in der Regel nur geringe Energieverluste durch leckagebedingte Masseverluste oder durch teilweise Oxidation auf. Die Speicherung von Wärme und elektrischer Energie ist dagegen mit nennenswerten Verlusten verbunden, wobei im Hinblick auf die Anwendungsbereiche der Speicher unterschieden werden muß zwischen Verlusten durch Be- und Entladevorgänge (z. B. Pumpspeicherkraftwerk, Akkumulatoren) und Verlusten durch Selbstentladung (z. B. Wärmespeicher und Akkumulatoren).

Viele Versorgungssysteme sind ohne spezielle Speicher nicht möglich, so z. B. die autarke Stromversorgung einer Siedlung über photovoltaische Anlagen. Viele andere Systeme sind nur durch den Einsatz von Speichern wirtschaftlich tragfähig geworden, wie z. B. die elektrische Speicherheizung.

Folgende Kriterien beschreiben ein Speichersystem: Die Energiedichte in kWh/kg bzw. kWh/m^3, die Leistungsdichte in kW/kg bzw. kW/m^3, die Zugriffszeit und der Leistungsgradient, der Nutzungsgrad, gebildet aus dem Quotienten von Nettoenergieabgabe des Speichers bezogen auf gesamt zugeführte Energie einschließlich der von Hilfsanlagen, die Eignung für spezielle Aufgaben wie Momentan-, Minuten-, Stunden-, Tages- und Wochenreserve oder Verbessern der Versorgungsqualität, z. B. durch Frequenz-Leistungsregelung, die Lebensdauer und die mögliche Zyklenzahl, die Anschaffungskosten in Euro/kW sowie die Betriebskosten je kWh entspeicherte Energie.

Pumpspeicherwerke

Bei diesen betreibt elektrische Energie zu lastschwachen Zeiten *Pumpen*, die Wasser in hochgelegene Becken fördern und so potentielle Energie speichern. Bei elektrischem Bedarf wird das Wasser abgelassen und treibt *Wasserturbinen* mit gekuppelten *Generatoren* an. Abgesehen von den hohen Kapitalkosten treten Wirkungsgradverluste auf. Die Startbereitschaft ist hoch. Für die Bereitstellung dieser Reserve treten keine Energieverluste auf. Die Wirtschaftlichkeit von Pumpspeicherwerken ist eingeschränkt und von den geologischen Bedingungen abhängig. Die Speicher- und Pumpspeicherlei-

stung beträgt in der Bundesrepublik Deutschland 5600 MW. Die Speicherwirkungsgrade liegen derzeit bei 65%. Die Ausnutzungsdauer bei 900 h/a.
Bei geeigneter Bauart können Pumpen als Wasserturbinen und Motoren als Generatoren betrieben werden. Hierbei werden die Anlagekosten geringer, aber der Wirkungsgrad der hydraulischen Maschinen wird schlechter (s. **R 2.7**). Das neueste Projekt mit 4×265 MW in Goldisthal (Thüringisches Schiefergebirge) ist in Betrieb gegangen. Dafür wurde ein 12 Mio. m^3 fassendes Speicherbecken errichtet, was einen etwa 8-stündigen Vollastbetrieb erlaubt. Es ist das modernste Kraftwerk zur Netzregelung.

Luftspeicherwerke

Sie erfordern Gasturbinen im offenen Prozeß (s. **L 3.1.3**). Der kuppelbare Kompressor der Gasturbine wird mit Fremdstrom betrieben, die komprimierte Luft wird gespeichert. Im Bedarfsfalle wird sie der Gasturbine zugeführt, die wegen Wegfalls der Kompressionsarbeit etwa dreifache Leistung abgibt. Abgesehen von Leckverlusten tritt bei Bereitschaft kein Energieverlust auf. Da die Verbrennungsluft, im Gegensatz zur Gasturbine mit direkt gekuppeltem Kompressor, dosiert zugeführt werden kann, ist Teillastbetrieb mit konstanter Temperatur möglich und wirtschaftlich. Die Schnellstartbereitschaft (1,5 MW/s bei der Anlage Huntorf) ist etwas geringer als bei Pumpspeicherwerken. Die spezifischen Erzeugungs- und Kapitalkosten einer solchen Anlage sind geringer als die einer konventionellen Gasturbinenanlage, die auch bei fehlender Speicherluft autark mit ein Drittel Leistung betrieben werden kann. Der Wirkungsgrad derartiger Anlagen liegt bei 50%. Die Leistungsdichte liegt bei 0,001 MW/kg; die Investition ist mit 256 Euro/kW zu veranschlagen (s. **R 8.5.3**).

Gleichdruckspeicher. Er hat Wasser als Verdrängungsmedium, das beim Füllen in ein oberirdisches Becken gedrückt wird. Bei Entnahme von Luft im Nutzleistungsbetrieb strömt das Wasser in den unterirdischen Speicher, der nur bergmännisch und im felsigen Untergrund erstellt werden kann. Kluftiger Fels muß abgedichtet und Mitreißen von Wasser verhindert werden. Eine Kombination mit einem hydraulischen Pumpspeicherwerk ist möglich.

Gleichdruckspeicher. Sie werden in Küstenländern mit unterirdischen Salzlagerstätten vorgesehen. Eine Kaverne wird mit Wasser ausgewaschen, die Sole wird direkt oder indirekt in die See geleitet. Die Kaverne kann nur trocken betrieben werden. Der Luftdruck im gefüllten Speicher muß zuzüglich die Leitungsverluste und geodätische Druckhöhe bis zum Ende der täglichen Betriebsperiode den Turbineneintrittsluftdruck aufbringen. Unter gleichen Betriebsverhältnissen muß ein Gleitdruckspeicher größeres Volumen haben als ein Gleichdruckspeicher. Wegen des höheren Luftdrucks beim Füllen des Gleitdruckspeichers ist die spezifische Verdichterarbeit und der Kühlaufwand bei der Verdichtung größer. Die spezifischen Kosten einer Salzkaverne sind aber wesentlich geringer als die einer Felskaverne.

Dampfspeicherung

In lastschwachen Zeiten wird Entnahmedampf von Turbinen entnommen und in der Reihenfolge steigenden Drucks in druckfeste, wärmedichte Großwasserraumbehälter eingeleitet. Das Wasser wird in diesen *Energie- oder Ruthsspeichern* auf Siedetemperatur gebracht und gehalten. Dank der Änderung des Aggregatzustands lassen sich verhältnismäßig große Energiemengen speichern.
Im Bedarfsfall wird die Ruthsspeicheranlage auf synchronisierte Sattdampfturbogeneratoren geschaltet. Durch Druckabsenkung dampft das siedende Wasser aus und das spezifische Dampfvolumen wird immer größer. Die Leistungsfähigkeit bestimmt das Schluckvermögen der Turbineneintrittstufe.

Elektrische Speicher

Zu den elektrischen Speichern zählen Batterien und auch die Nachtstromspeicherheizung.

Batteriespeicheranlagen. Akkumulatoren werden in drei Hauptanwendungsgebieten eingesetzt:
- zum Starten und zur Stromversorgung von Kraftfahrzeugen,
- für Traktionszwecke und
- in ortsfesten Anlagen.

Als *Starterbatterie* für Kraftfahrzeuge bestimmt nach wie vor die Blei-Batterie den Markt.
Für *Traktionszwecke*, also als Fahrbatterie für Elektrofahrzeuge, werden zur Zeit verschiedene Batterietypen angewandt und erforscht. Die Probleme sind das hohe Gewicht, die geringe Reichweite, lange Ladezeiten und die hohen Kosten für die Batterien. Weltweit werden intensive Entwicklungen getätigt, um den künftigen strengen kalifonischen Bestimmungen nach anteiligen Zero-Emission-Cars gerecht zu werden. Es werden erste Erprobungen mit Lithium-Ionen-Batterien und Hochtemperatur-Batterien durchgeführt.
In Europa werden als Elektrofahrzeuge der Citroen Saxo und der Peugeot 106 electrique in Kleinserie mit Nickel-Cadmium-Batterien hergestellt. Daimler Chrysler baut auf Wunsch den Vito und den Sprinter als Elektrofahrzeug mit einer Hochtemperatur-Batterie von Anglo-Batteries (Zebra-Batterie) oder mit Nickel-Cadmium-Batterien. Die Fahrzeuge erreichen Höchstgeschwindigkeiten von etwa 100 km/h und haben eine Reichweite von 70–90 km. Weiterhin gibt es eine Reihe von kleinen Herstellern, die meist zweisitzige, individuell als Elektroauto entwickelte Modelle produzieren.

Ortsfeste Batterien werden traditionell vor allem als Fernmeldebatterien, als Betätigungsbatterien, in Anlagen zur unterbrechungsfreien Stromversorgung (USV-Anlagen) und im Rahmen der Sicherheitsbeleuchtung eingesetzt. Ein wichtiger ehemaliger Anwendungsbereich wird z. Z. neu entdeckt: Der Einsatz von Batterien zur Deckung von Leistungsspitzen in Energieversorgungssystemen, d. h. zur Leistungssteuerung und -regelung.
In Berlin war von 1987 bis 1995 eine Großanlage von $\pm 8{,}5$ MW und einer Sofortreserveleistung von 17 MW bei einen minimalen Arbeitsvermögen von 4,6 MWh in Betrieb.
Am Markt sind eingeführte standardisierte Baureihen von Blei- und Nickel-Cadmium-Akkumulatoren.

Elektrische Heizung. Die elektrische Heizung ist eine Ergänzung der modernen Heizungstechnik mit entsprechendem Komfort. Der Schwerpunkt ihrer Verwendung liegt in der Nachtstromspeicherheizung. Für einen wirtschaftlichen Einsatz ist eine gute Gebäudeisolierung Voraussetzung, um Benutzungstunden von 800 h/a zu erreichen. Die Anlagen werden lastgesteuert vom EVU während der Nachtzeit von 22.00 bis 6.00 Uhr eingeschaltet bzw. aufgeladen. Ein sehr hoher Energienutzungsgrad wird für ihre Versorgung aus Heizkraftwerken erzielt, wenn diese zugleich Fernwärme auskoppeln.

Speicheröfen werden in der Größe 2 bis 6 kW gebaut. Ein geringer Teil ihrer Speicherwärme wird ständig als Strahlungs- und Konvektionswärme abgegeben. Die in dem besonders gut isolierten Kern gespeicherte Wärme (Wärmekonserve) kann mittels Luftgebläse über Thermostat geregelt als Konvektionswärme verstärkt abgegeben werden. Diese Öfen sind für nicht ganztägig genutzte Räume besonders wirtschaftlich.

Elektrische Direktheizung. Sie ist wirtschaftlich, wenn der Wärmeverbrauch unter 50 bis 60 W/m^2 liegt. Gerade im Niedrigenergiehaus mit kontrollierter Wärmerückgewinnung ist dies eine günstige Ergänzung. Bei dem geringen Wärmebedarf wären die Investitionen für einen weiteren Energieträger zu hoch. In Skandinavien finden sie vielfältigen Einsatz.

5 Feuerungen. Furnaces

5.1 Allgemeines. Introduction

Dampferzeuger haben in den letzten Jahren einen Strukturwandel durch die Forderungen von Umweltschutz und Reststoffbehandlung erfahren. Öl- und gasgefeuerte Kessel werden vorwiegend für Industrieversorgungen mit Prozeßdampf, Wärme und Warmwasser gebaut. Die *Schmelzkammerfeuerung*, die aufgrund eines vielfältigen Kohlebands, gut entsorgbarer, reduzierter Asche installiert wurde, ist von *trockenentaschten Feuerungen* infolge der geringeren NO_x-Bildung abgelöst worden.

Bei Großkesseln, die für die Prozeßwärme zur Strom- und Fernwärmeerzeugung eingesetzt werden, kommen die betrieblichen Vorteile des *Zwangsdurchlaufsystems*, wie Eignung für den sog. Gleitdruckbetrieb bei wärmeelastischer Konstruktion, besonders zur Geltung.

Die konstruktive Entwicklung der Dampferzeuger wurde durch den in den 60er Jahren erfolgten Übergang von der Ausmauerung auf gasdichte Rohr-Steg-Rohr-Konstruktionen für die Umfassungswände entscheidend beeinflußt. Die verschweißten Brennkammerwände führten zur schraubenförmigen Verdampferwicklung. Mit dieser Einzugbauart konnten die Wärmedehnungsprobleme leichter als mit der früheren Zweizugbauart beherrscht werden.

Weiterhin großen Einfluß auf die Entwicklung von Dampferzeugern bzw. Feuerungen haben in den letzten Jahren die Umweltschutzmaßnahmen. Die Entwicklung der zulässigen Emissionsgrenzwerte bezieht sich auf die Schadstoffe Staub, SO_2 und NO_x (s. **L 5.1.4**).

5.1.1 Verbrennungsvorgang. Combustion

Reaktionen. Bei der Verbrennung kommt es zu kombinierten physikalischen und chemischen Reaktionen. Strömungs-, Diffusions-, Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge beeinflussen die Reaktion von C und H mit O, wobei die Bruttoreaktionen

$$C + O_2 = CO_2 + 406{,}1\,\mathrm{MJ/kmol} \quad \text{und}$$

$$H_2 + (1/2)O_2 = H_2O + 241{,}9\,\mathrm{MJ/kmol} \qquad (1)$$

über viele Zwischenprodukte wie CO und OH ablaufen (s. **D 8.1**).

Reaktionswiderstand. Als Reziprokwert der Reaktionsgeschwindigkeit k setzt er sich aus dem nur schwach temperaturabhängigen physikalischen Widerstand für Transport von Wärme sowie dem chemischen Widerstand zusammen.

Chemischer Widerstand. Nach der kinetischen Gastheorie ist

$$W_{ch} = 1/k = \exp[A/(RT)]/k_{max} \qquad (2)$$

(k_{max} maximale Reaktionsgeschwindigkeit, A Aktivitätsenergie, R Gaskonstante). Er ist stark temperaturabhängig, mit steigender Temperatur wird er vernachlässigbar. Die Verbrennungsgeschwindigkeit w_V wird daher bei niedrigen Temperaturen vor allem vom chemischen und bei hohen Temperaturen vom physikalischen Widerstand bestimmt.

Physikalischer Widerstand. W_{ph} hängt auch von den Konzentrationen ab und ist deshalb bei niedrigen Temperaturen wegen der hohen O_2-Konzentration am Verbrennungsbeginn niedrig. Die Verbrennungsgeschwindigkeit hat einen steilen Anstieg, die zugehörige Temperatur ist die Zündtemperatur. Der physikalische Widerstand läßt sich durch gute Mischung und hohe Relativgeschwindigkeit verringern, der chemische nur durch höhere Temperatur, z. B. Einstrahlung von heißen Flächen (Schmelzfeuerung) und Luftvorwärmung.

5.1.2 Kennzahlen. Characteristics

Feuerraumbelastung q_v. Sie ist der pro Einheit des Feuerraums entbundene Wärmestrom (die Luftwärme eingeschlossen)

$$q_v = m_B(H_u + v_L h_L)/V_F \qquad (3)$$

(m_B vergaste Brennstoffmenge, H_u unterer Heizwert, v_L spezifisches Luftvolumen, h_L Enthalpie der Volumeneinheit der Verbrennungsluft, V_F Feuerraumvolumen). Für die Luft- und Gasvolumen gilt der Normzustand nach DIN 1343; die Größen H_u und v_L werden auf die Massen- oder Volumeneinheit des Brennstoffs bezogen. Üblich sind m_B in kg/s oder m^3/s, H_u in MJ/kg oder MJ/m^3, v_L in m^3/kg oder m^3/m^3, h_L in MJ/m^3, V_F in m^3 und q_v in $MJ/(m^3 s)$.

Anhaltswerte. Für q_v in $MJ/(m^3 s)$ gilt für Rostfeuerungen 0,3 bis 0,4, für trockene Staubfeuerungen 0,16 bis 0,3 (für große Braunkohlenfeuerungen 0,08), für Öl- und Gasfeuerungen 0,3 bis 0,5, für Schmelzfeuerungen ohne Strahlraum 0,7 bis 0,9, mit Strahlraum etwa 0,16 bis 0,3. Auf etwa gleiche Austrittstemperatur bezogen, gelten für große Leistungen wegen des kleineren Formfaktors (Verhältnis Oberfläche/Volumen) die niedrigeren Werte.

Flammenbelastung. Sie wird mitunter statt der Feuerraumbelastung q_v angegeben und entsprechend mit dem geschätzten Flammenvolumen berechnet.

Verweilzeit Z_v. Ihr Wert $h_v = V_F/V_{G,eff}$ für die Gase im Feuerraum hängt mit der Feuerraumbelastung q_v nach Gl. (3) zusammen

$$q_v Z_v = \frac{(H_u + v_L h_L)T_0}{v_G T_G} = h^* \qquad (4)$$

(v_G spezifisches Rauchgasvolumen im Normzustand, bezogen auf die Massen- oder Volumeneinheit des Brennstoffs, T_G mittlere Rauchgastemperatur, h^* Enthalpie der effektiven Volumeneinheit des Rauchgases, $V_{G,eff}$ effektiver Rauchgasstrom, $T_0 = 273\,°K$).

Querschnittsbelastung q_s. Zur Dimensionierung des Feuerraums dienen zwei empirische Belastungskenngrößen, die Querschnitts- und die Volumenbelastung. **Bild 1** zeigt die Querschnittsbelastung über der in den Feuerraum eingebrach-

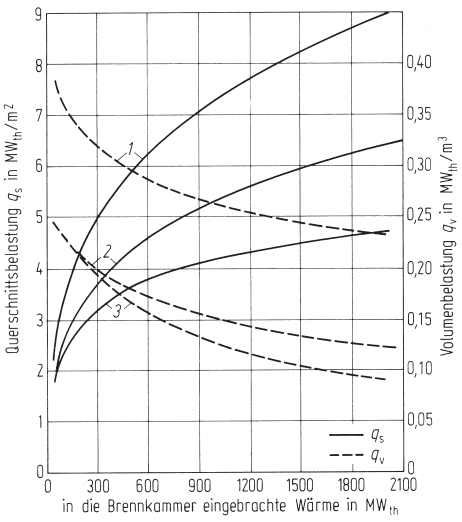


Bild 1. Kennzahlen zur Dimensionierung des Feuerraums. *1* Öl/Gas, *2* Steinkohle, *3* Braunkohle

ten Wärmemenge. Damit wird der jeweilige Feuerraumquerschnitt und die Rauchgasgeschwindigkeit festgelegt. **Bild 1** gibt auch die Abhängigkeit der Volumenbelastung q_v als Funktion der in den Feuerraum eingebrachten Wärme wieder. Bei vorgegebenem Brennkammerquerschnitt (bzw. Rauchgasgeschwindigkeit) und vorgegebener Brennkammerendtemperatur liegt entsprechend der eingebrachten Wärmemenge die benötigte Brennkammeroberfläche fest. Mit steigender Wärmemenge nimmt die Volumenbelastung wegen des sich verschlechternden Oberflächen-/Volumenverhältnisses ab.
Mit den beiden Kennzahlen läßt sich also die *Brennkammergröße* und damit die *Verweilzeit* der Rauchgase bzw. der mittransportierten Kokskörner in guter Näherung festlegen und entsprechende Rückschlüsse auf notwendige *Ausbrennzeiten* ziehen.
Sie ist die auf den Feuerraumquerschnitt S_F bezogene Wärmestromdichte (einschließlich der Luftwärme)

$$q_s = m_B(H_u + v_L h_L)/S_F. \quad (5)$$

Sie hängt mit der mittleren Geschwindigkeit $w_G = V_{G,eff}/S_F$ nach

$$q_s/W_G = h^* \quad (6)$$

zusammen, wobei h^* nach Gl. (4) gilt.

Heizflächenbelastung q_{HF}. Sie ist die auf die projizierte Feuerraum-Heizfläche bezogene *Wärmestromdichte* und liegt bei 10 bis 20% der Querschnittsbelastung. Sie hat Bedeutung bei Schmelzfeuerungen (s. **L 5.2.2**) und Großwasserraumkesseln (s. **L 6.2.1**).

Heizflächenleistung Q_{HF}. Sie ist die auf die projizierte Feuerraumheizfläche bezogene, übertragene Wärmestromdichte und liegt bei 50% der Heizflächenbelastung. Sie kann je nach Strömung und Ablauf der Verbrennung im Feuerraum örtlich sehr verschieden sein und hat Einfluß auf die Anforderungen hinsichtlich der Speisewasserbeschaffenheit (s. **L 6.3**). Zu hohe Werte können zu wasser- oder rauchgasseitiger Korrosion führen.

5.1.3 Druckzustände. Pressure conditions

Bei fast allen Feuerungen muß der vom Schornstein erzeugte Unterdruck gegenüber dem Atmosphärendruck (Zug) durch Gebläse verstärkt werden. Der Frischlüfter fördert die Verbrennungsluft bis zum Brenneraustritt bzw. zur Rostoberfläche.

Unterdruckbetrieb. Hier herrscht im gesamten Dampferzeuger Unterdruck gegenüber der Umgebung. Ein Saugzug überwindet die Widerstände der Heizflächen; er wird so geregelt, daß am höchsten Punkt des Feuerraums ein Unterdruck von 0,1 bis 0,3 mbar bei allen Lasten gehalten wird. Am unteren Ende des Feuerraums stellt sich dabei wegen der gegen Luft kleineren Rauchgasdichte ein Unterdruck von 1 bis 2 mbar ein. Der höchste Unterdruck vor dem Saugzug ist lastabhängig.

Überdruckbetrieb. Bei ihm drückt der Frischlüfter auch die Rauchgase durch den Dampferzeuger, so daß im Feuerraum ein lastabhängiger Überdruck entsteht. Da der Unterdruck am Schornstein fast lastunabhängig ist, der Widerstand in den Heizflächen aber mit fallender Last quadratisch abnimmt, kann u. U. bei Teillast Unterdruck im gesamten Dampferzeuger herrschen. Die letzten Heizflächen liegen immer im Unterdruck. Der Überdruckbetrieb hat sich bei Öl- und Gasfeuerungen weitgehend eingeführt (bei Feuerungen für feste Brennstoffe wegen der Schwierigkeiten bei der Brennstoffaufgabe jedoch nicht). Vorteile: Kleinere erforderliche Lüfterleistung, da der Druck am kleineren Frischluftvolumen erzeugt wird: Fortfall des Saugzugs und der Unterdruckregelung; kein Falschlufteinbruch (besonders bei kleinstem Luftüberschuß nötig). Nachteil: Im Betrieb ist ein Eingriff in die Feuerung nur schwer möglich.

5.1.4 Emissionen. Emissions

Allgemeines. Die am 23. März 1983 erlassene dreizehnte Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über Großfeuerunganlagen – 13. BImSchV), die Neufassungen der Verwaltungsvorschriften zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft, TA-Luft) und die Empfehlung der Konferenz der Umweltminister vom 5. April 1984 haben verschärfte Emissionsgrenzwerte festgelegt und damit den Umbau von fossil gefeuerten Kraftwerken eingeleitet. Die Verordnung konzentriert sich verstärkt auf die größten Emissionsanteile an Schadstoffen wie Staub, Schwefeldioxid und Stickoxide. Die Schadstoffabscheidung von über 80% erzwingt einen erheblichen apparativen Aufwand, erhöhten Eigenbedarf und zusätzliche Betriebskosten.
Die drei genannten Schadstoffe werden meist einzeln nacheinander in speziellen Apparaten reduziert.
Als weitere Umweltschutzauflage ist die technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA-Lärm) zu werten. Ergänzungen zu den Schadstoffkennwerten und Angaben der TA-Lärm enthält **Z Tab. 22**.

Staub. Je nach Feuerungsanlage ($>50\ MW_{th}$) und Brennstoff (Stein- und Braunkohle) betragen die zulässigen Staubemissionen im Abgas hinter den Dampferzeugern am Kamin 20 bis 125 mg/m³, bei Ölfeuerungen 50 mg/m³. Dabei sind die verschiedenen Staubinhaltsstoffe mit unterschiedlichen Werten belegt. Bei Großkesseln kommen vorrangig Elektrofilter zum Einsatz (s. **L 5.6.1**).

Gase. Zu dem emissionsbegrenzenden Rauchgasen zählen die beiden Massenschadstoffe SO_2 und die Stickoxide NO_x und andere Schadstoffe wie Chlor, Fluor und CO. Chlor und Fluor sind besonders bei Müllverbrennungsanlagen zu beachten.
Die Wirkung auf die Immissionen in Form von Langzeit- (IW 1) und Kurzzeitwerten (IW 2) auf eine Beurteilungsfläche (1 km²) wird durch die Emissionsbegrenzungen und nicht mehr durch hohe Kamine erreicht. Die Berechnung der Mindestschornsteinhöhe enthält die TA-Luft von 1986. Zum Schutz vor Gesundheitsgefahren sind Immissionswerte festgelegt, **Tab. 1**.

Schwefeloxid. Für Feuerungsanlagen $>300\ MW_{th}$ mit festem oder flüssigen Brennstoff ist nach § 20 der 13. BImSchV ein Emissionsgrenzwert von 400 mg/m³ bezogen auf 6% O_2 vor-

Tabelle 1. Immissionswerte nach TA Luft (1986)

Schadstoff	IW 1	IW 2	
Schwebstaub (ohne Berücksichtigung der Staubinhaltsstoffe)	0,15	0,30	mg/m³
Blei und anorganische Bleiverbindungen als Bestandteile des Schwebstaubs – angegeben als Pb –	2,0	–	µg/m³
Cadmium und anorganische Cadmiumverbindungen als Bestandteile des Schwebstaubs – angegeben als Cd –	0,04	–	µg/m³
Chlor	0,10	0,30	mg/m³
Chlorwasserstoff – angegeben als Cl –	0,10	0,20[a])	mg/m³
Kohlenmonoxid	10	30	mg/m³
Schwefeldioxid	0,14	0,40	mg/m³
Stickstoffdioxid	0,08	0,20	mg/m³

[a]) Solange Chlorwasserstoff nicht einwandfrei getrennt von Chloriden gemessen werden kann, gilt für IW 2 0,30 mg/m³.

geschrieben. Oftmals werden noch niedrigere Werte als Tagesmittelwert (z. B. 300 mg/m^3) den Anlagenbetreibern auferlegt. Für diese Anlagen ist ein Entschwefelungsgrad von mindestens 85% (Schwefelemissionsgrad $< 15\%$) einzuhalten.
Für kleine Feuerungsanlagen ≤ 300 MW$_{th}$ sind bisher auch noch 2500 mg/m^3 zulässig.
Schwefeldioxid ist meßtechnisch als Immissionswert am besten bisher erfaßt und zusammen mit Staub ein Auslösekriterium für einen *Smog-Alarm*. Für Gasturbinen gelten nach TA-Luft besondere Bedingungen z. B. nur noch flüssiger Brennstoff, Heizöl EL nach DIN 51603. Als Technologie der Rauchgasentschwefelungsanlagen (REA), die dem Elektrofilter nachgeschaltet ist, wird derzeit zu 86% das Kalk-Waschverfahren angewendet (s. **L 5.6.2**). Hierbei entsteht Gips als wiederverwertbarer Reststoff. Mit diesen Anlagen ist nicht nur ein erheblicher apparativer Aufwand verbunden, sondern Erschwerung des Betriebs, zusätzlicher Energiebedarf und hohe Investitionskosten, die zu erhöhten Stromerzeugungskosten führen.

Stickoxide. Die Bildung von Stickoxiden (NO, NO_2, das allein schädlich ist, allgemein alle als NO_x bezeichnet) ist stark vom Verbrennungsvorgang, seiner Temperatur t_v, niedrigem Luftüberschuß und dem Brennstoff selbst abhängig. Die Umweltministerkonferenz von 1984 hat über die Werte der 13. BImSchV hinaus für Anlagen mit einer Feuerungswärmeleistung von >300 MW$_{th}$ einen Grenzwert für Feuerungen mit Kohle von 200 mg/m^3, mit Öl von 150 mg/m^3 und Gas von 100 mg/m^3 (**Tab. 2**) empfohlen, nach dem heute Anlagen ausgelegt werden. Zur Einhaltung dieser Forderungen werden sowohl Primärmaßnahmen, d. h. feuerungstechnische Umgestaltung an den Brennern und gestufte Verbrennung vorgenommen, als auch sekundäre Maßnahmen vorwiegend durch Einbau von Katalysatoren getroffen. Meist wird NH_3 mit Wasser, Dampf oder Luft eingedüst, um eine Spaltung der Stickoxide in Stickstoff und Wasser (Dampf) mit Hilfe des Katalysators zu erreichen. Das ist jedoch nur bei einer Rauchgastemperatur von 250 bis 400 °C wirkungsvoll.
Bei Einsatz einer Aktivkohle als Katalysator kann die Rauchgastemperatur niedriger, d. h. bei 90 bis 120 °C gehalten werden. In solchem BF-Verfahren (Bergbau-Forschung) kann trocken simultan SO_2 und NO_x entfernt werden (s. **L 5.6.3**).

CO_2. Die Bildung von CO_2 kann bei der energetischen Nutzung fossiler Brennstoffe zwar nicht vermieden werden, die Abgabe in die Atmosphäre läßt sich jedoch durch Rückhalteverfahren reduzieren. Das setzt jedoch eine CO_2 Entsorgung voraus. In den weltweit installierten Kohlekraftwerken entstehen ca. 4 Gt CO_2/a. An diesem Problem wird weltweit gearbeitet.

Lärm. Forderungen nach der TA-Lärm sind von der örtlichen Situation abhängig. Daher werden Kraftwerke heute als geschlossene Bauwerke errichtet und Kühltürme nur noch schallgedämpft ausgeführt.

5.2 Feuerungen für feste Brennstoffe
Solid fuel furnaces

5.2.1 Rostfeuerungen. Stokers and grates

Rostfeuerungen verbrennen den Brennstoff im Anlieferungszustand. Der Leistungsbereich ist von 0,25 bis 150 MJ/s (etwa 55 kg/s Dampf), abhängig von Bauart und Brennstoff. Anwendung finden sie in kleineren Industrie- und Heizwerken sowie in Müll- und Abfallverbrennungsanlagen.

Verbrennung. Sie findet in der Schicht statt, durch die die Luft von unten durch Spalten im Rostbelag geblasen wird. Diese müssen so klein sein, daß nicht zu viel Feinkohle durchfällt. Die freie Rostfläche muß aber so groß sein, daß die Luftgeschwindigkeit nicht größer als 15 bis 20 m/s ist, da sonst zu viel Feinanteil als Flugkoks mitgerissen wird. Je nach Brennstoff liegt der Luftüberschuß bei $n = 1{,}4 \ldots 1{,}6$, bei Müll bei $n = 1{,}8 \ldots 2{,}2$.

Kenngrößen

Gesamte Rostfläche. A_R wird zwischen Schichtregler, seitlicher Begrenzung und Staupendel bzw. Ausbrennrost gemessen (max. 90 m^2, 12 m Breite und 7,5 m Länge).

Freie Rostfläche. Sie ist die Summe aller Luftdurchtrittsöffnungen im Rostbelag. Je nach Körnung des Brennstoffs und der entsprechenden Spaltweite beträgt sie bei Planrosten 15 bis 35% von A_R, bei Vorschubrosten 10 bis 20% von A_R, bei Zonenwanderrosten 3 bis 10% von A_R.

Rostbelastung. $q_B = \dot{m}_B / A_R$ ist der je Einheit der gesamten Rostfläche verbrannte Brennstoffstrom. Eindeutiger, da von der Brennstoffsorte unabhängig, ist die Rostwärmebelastung.

Rostwärmebelastung. $q_R = \dot{m}_B H_u / A_R$ ist der je Einheit der gesamten Rostfläche entbundene Wärmestrom. Die zulässige Belastung hängt von den Brennstoffeigenschaften, der Luftvorwärmung, der Wirbelluftzufuhr, der Flugstaub-Rückführung und des zugelassenen Ausbrandverlusts ab. Emissionen an SO_2 und NO_x sind durch Additive ähnlich wie bei Wirbelschichtfeuerungen zu reduzieren.

Bauarten

Sie unterscheiden sich bezüglich des Prinzips des Brennstofftransports durch die Feuerung und sind dementsprechend jeweils für besondere Brennstoffsorten geeignet.

Planrost. Er hat meist Wurfbeschickung, ist für Entschlakkung von Hand konzipiert und wird nur für Innenfeuerung von Flammenrohrkesseln verwendet. Der Wurfbeschicker wirft mit Federkraft in einstellbaren Zeitabständen Brennstoffportionen mit einstellbarer Wurfweite. Zur Verhinderung von Rußbildung ist zusätzliche Wirbelluft nützlich. Die maximale Leistung beträgt 3,5 MJ/s bzw. 1,5 kg/s Dampf.

Vorschubrost. Er ist 10 bis 20° geneigt und besteht aus festen und beweglichen Stufen im Wechsel. Die beweglichen Stufen werden mit veränderlicher Hubzahl vor und zurück

Tabelle 2. Begrenzung der NO_x-Emission nach Beschluß der Umweltministerkonferenz von 5. 4. 1984

Brennstoffart	NO_x-Gehalt, mg/m^3 fest				flüssig		gasförmig	
Feuerungsart			Staubfeuerung mit flüssigem Ascheabzug					
Feuerungswärmeleistung in MW	>300	$50 \ldots 300$	>300	$50 \ldots 300$	>300	$>50 \ldots 300$	>300	$100 \ldots 300$
1. Neuanlagen	200	400	200	400	150	300	100	200
2. Altanlagen								
Restnutzung: $\leq 30\,000$ h	650	650	1300	1300	450	450	350	350
unbegrenzt	200	650	200	1300	150	450	100	350

geschoben, wodurch der Brennstoff transportiert und gewendet wird; die Schlacken werden dabei aufgebrochen. $q_R = 0{,}9 - 1{,}5\,\mathrm{MJ/(m^2 s)}$.

Rückschubrost. Er hat Roststäbe mit kleinem Kühlverhältnis und ist deshalb vor allem für minderwertige Brennstoffe geeignet (besonders für Müll verwendet).

Wanderrost. Er besteht aus einem aus Roststäben mit Luftschlitzen aufgebauten, endlosen Band, das über zwei Wellen läuft, die Kohle durch den Feuerraum transportiert und die Schlacke abwirft, und einen zwischen dem oberen und dem unteren Rostband eingebauten Zonen-Luftkasten, dem die Luft von der Seite steuerbar in die einzelnen Zonenkästen zugeführt wird (bis acht Zonen), wodurch man die Luft entsprechend dem Abbrand über die Länge verteilt unter den Rostbelag zuführen kann. $q_R = 0{,}8 - 1{,}2\,\mathrm{MJ/(m^2 s)}$.

Walzenrost. Er ist speziell für die Müllverbrennung entwickelt worden, bei der die Schicht immer wieder gewendet werden muß, damit bereits gezündete Teile in den noch nicht gezündeten Brennstoff kommen und so die Durchzündung beschleunigen. Dies wird beim Übergang von einer Walze auf die nächste erreicht, **Bild 2**.
Der Verbrennungsrost hat eine Neigung von ca. 30° und besteht aus sechs hintereinanderliegenden Walzen von ca. 5,5 m Länge mit einem Durchmesser von ca. 1,50 m. Durch die langsame, regelbare Drehbewegung der Walzen wandert der Müll nach unten und verbrennt auf diesem Wege. Abhängig vom Heizwert können bis zu max. 26,25 t/h Müll je Kessel verbrannt werden.

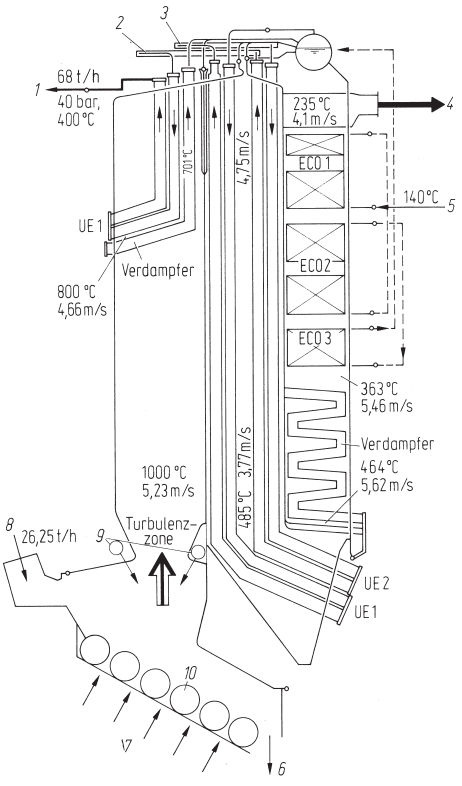


Bild 2. Schnittbild eines Dampferzeugers (Müllkraftwerk Karnap). *1* HD-Austritt, *2* Kühler 2, *3* Kühler 1, *4* Rauchgase zum Elektrofilter, *5* Speisewassereintritt, *6* Schlacke, *7* Primärluft, *8* Müll, *9* Sekundärluft

Am Ende des Rostes fällt der ausgebrannte Müll als Schlacke in ein Wasserbad, wird über Preßkolbenentschlacker entwässert und dann mittels Schwingrinnen in den Rostaschebunker gefördert. Von hier aus erfolgt anschließend der Abtransport per Lkw.
Die Verbrennungsluft wird durch Gebläse aus der Entladehalle über den Müllbunker angesaugt und der Feuerung zugeführt. Diese Art der Luftförderung bewirkt in der Entladehalle eine weitgehend staub- und geruchsfreie Atmosphäre. Bei Bedarf kann die Verbrennungsluft über einen Dampfluftvorwärmer aufgewärmt werden.
Die bei der Verbrennung entstehenden Rauchgase haben unmittelbar über dem Walzenrost eine Temperatur von ca. 1 000 °C. Sie geben ihre Wärme in den drei Kesselzügen an die Heizflächen und die in diesen strömenden Medien Wasser und Dampf ab und kühlen sich dabei auf ca. 200 bis 230 °C ab. Die in dem Naturumlaufkessel erzeugte Dampfleistung liegt im Maximum bei 68,5 t/h. Sie steht über die Frischdampfsammelleitung mit einem Druck von 40 bar und einer Temperatur von 400 °C einer weiteren Nutzung zur Verfügung.

Schüttelrost. Bei diesem erfolgt der Vorschub durch Schütteln eines unter 1 : 5 geneigten Rostes, der aus Einzelstäben besteht. $q_R = 1{,}3 - 1{,}7\,\mathrm{MJ/(m^2 s)}$.

5.2.2 Kohlenstaubfeuerung. Pulverized fuel furnaces

Arbeitsweise. Der Brennstoff wird außerhalb der Feuerung aufbereitet (gemahlen und getrocknet). Als Staub eingeblasen, verbrennt er in der Schwebe. Dieses Verfahren, das für große Leistungen geeignet ist, wird in Kraftwerkskessel für feste Brennstoffe ausschließlich verwendet.
In der Mühle wird durch Mahlung und gleichzeitiger Trocknung (Mahltrocknung) der Wassergehalt verringert (Steinkohle bis auf 2%, Rohbraunkohle bis auf 30%). Die Körnung wird so verfeinert, daß eine spezifische Oberfläche von mehreren Tausend m^2/kg entsteht. Dies ermöglicht eine schnelle Zündung und Verbrennung sowie die pneumatische Förderung und das Einblasen in den Feuerraum. Zur Trocknung muß Heißluft (Primärluft) oder Heißgas aus dem Feuerraum in die Mühle geführt werden. Die entstehenden Brüden (Gemisch der Heißluft bzw. des Heißgases mit Wasserdampf) dienen als Fördermedium (Tragluft). Der größere Teil der Verbrennungsluft wird als Sekundärluft am Brenner zugemischt. Der Brenner soll eine möglichst gleichmäßige Mischung von Staub und Luft erzeugen, den Brennstoffstrahl in einer vorgegebenen Richtung in den Feuerraum einblasen und die Zündung sicherstellen. Bauteile der Staubfeuerung sind Zuteiler unter dem Rohkohlenbunker, Fallschacht, Mühle mit Sichter und Verteiler, Mühlenkalt- und Heißluftleitungen bzw. Rauchgas-Rücksaugeschächte, die Staubleitungen, die Brenner mit Sekundärluftleitungen und der Feuerraum [1].

Vorteile: für fast alle festen Brennstoffe geeignet, auch für backende und blähende Steinkohlen sowie sehr feuchte Kohlen (Rohbraunkohle, Torf, deren Staub nach der Mahltrocknung gezündet werden kann); hohe Luftvorwärmung möglich und damit hohe Speisewassertemperaturen durch Anzapfdampf bei niedrigen Abgastemperaturen: geringe Ausbrandverluste (0,1 bis 1%).

Nachteile: hoher Leistungsbedarf für Mühlen- und Gebläseantrieb (1 bis 2% der erzeugten elektrischen Leistung); großer Flugstaubgehalt der Rauchgase, der je nach Einbindegrad der Feuerung bei trockenen Staubfeuerungen und hohem Aschegehalt bis zu 50 g/m^3 beträgt und einen hohen Abscheidegrad der Elektrofilter erfordert (s. **L 5.6.1**), wobei der hohe Anteil an Feinstaub die Abscheidung erschwert.

Staubeinblasung. Der Staub wird meist direkt eingeblasen, da die Konstruktion und der Betrieb einfach sind. Für schwie-

rige Brennstoffe ist einblasen mit Zwischenbunkerung des brennfertigen Staubs vorzusehen.

Mahlanlagen

Staubeigenschaften. In der Mühle entsteht ein Gemisch von Korngrößen, die von Null bis zu einem Größtwert dem Spritzkorn, reichen. Die Mahlfeinheit wird in einer Siebanalyse durch Prüfsiebung mit Drahtgeweben nach DIN 4188 beurteilt. Als Siebsatz werden Siebe verschiedener Feinheit verwendet. Die Kornfraktion zwischen zwei aufeinanderfolgenden Siebgrößen wird Rückstand auf dem feineren Sieb und ergibt die Verteilungskurve (auf die Einheit des Korndurchmessers bezogen, meist in μm). Für die Summen der Rückstände R in % unterhalb einer Korngröße d, die Summenkurve, gilt nach Rosin, Rammler [2] und Sperling häufig die RRS-Verteilung

$$R = 100 \cdot \exp[-(d/d')^n] \quad \text{in \%} \tag{7}$$

(d' ein die Feinheit kennzeichnender Durchmesser, n Gleichmäßigkeitskoeffizient). Je größer n ist, desto gleichmäßiger ist das Gemisch; für $n \to \infty$ ist nur Korn mit d' vorhanden. Für solche Korngemische genügt die Angabe von zwei Rückstandswerten; dafür wird meist R DIN 200 µm und R DIN 90 µm gewählt, wobei die Zahlen die Maschenweite der Prüfsiebe nach DIN 4188 angeben.

Mahlfeinheit. Sie ist mit regelbaren Sichtern (Umlenk- oder Zentrifugalsichter) einstellbar. Für eine zufriedenstellenden Ausbrand kann bei Steinkohlen mit höhererm Gehalt an flüchtigen Bestandteilen gröber ausgemahlen werden als bei niedrigen, dadurch reduzieren sich Mahlarbeiten und Verschleiß. Bei Kohlen mit niedrigem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen ist R DIN 90 µm etwa gleich ihrem Gehalt, bei höherem Gehalt (von 15% an) etwa 80% davon. Je nach Mühlenbauart stellt sich R DIN 200 µm bei Feinausmahlung zur etwa 10%, bei gröberer Ausmahlung zu etwa 20% von R DIN 90 µm ein. Für Braunkohle kann R DIN 90 µm etwa gleich dem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen sein, R DIN 200 µm wird dann etwa 20 bis 40% davon. Bei sichterloser Mahlung, die aus Kostengründen öfter durchgeführt wird, liegen die Werte höher. Meist wird nicht nur vom Ausbrandverlust ausgegangen, sondern es werden die gesamten Mahlkosten, die sich aus den Kosten für Ausbrandverlust, Energieverbrauch und Verschleiß zusammensetzen, optimiert. Mit gröberer Ausmahlung steigen die Ausbrandverlustkosten, während die Energie- und besonders stark die Verschleißkosten sinken.

Spezifische Mahlarbeit. Sie wird auf das Gewicht der Kohle bezogen (z. B. kWh/t) und hängt für eine bestimmte Mühlenbauart von der Mahlfeinheit und der Kohlenmahlbarkeit ab. Je feiner gemahlen wird, desto größer ist die Zerreißarbeit, die etwa proportional der spezifischen Oberfläche ist. Die Mahlbarkeit wird als eine empirisch mittels eines von Hardgrove angegebenen Probemahlverfahrens ermittelte Zahl im Vergleich zu einer Normkohle angegeben. Je höher die Hardgrove-Zahl ist, desto besser ist die Mahlbarkeit. Für Kohlen liegt sie zwischen 50 und 110 H. Leistungsangaben für Mühlen, d. h. maximaler Durchsatz bei gegebener Antriebsleistung, beziehen sich immer auf eine bestimmte Mahlfeinheit und Mahlbarkeit (z. B. 60 H, 35% R DIN 90 µm).

Mühlenverschleiß. Er ist auf das Gewicht der Kohle bezogen (z. B. g/t) und hängt außer von der Mahlbarkeit und Feinheit auch von der Art der Beimengungen ab. Besonders verschleißend wirken Pyrit (Härte 9, in oberschlesischen Steinkohlen) und Quarz (Härte 7, in rheinischen Braunkohlen).

Mahltrocknung. Beim Mahlen ist der größte Teil der Kohlefeuchtigkeit zu verdampfen, da die Mühle sich sonst zusetzen würde. Für diese Mahltrocknung muß die mit Heißluft oder Rauchgasen zugeführte Wärme die Verdampfungswärme, die Aufwärmung der Trockensubstanz und der Restfeuchtigkeit auf Sichtertemperatur (das ist die Temperatur, mit der das Gemisch die Mühle verläßt), sowie die Strahlungsverluste decken. Der Mühlenluftstrom bei Heißlufttrocknung soll möglichst klein sein (15 bis 20% des Gesamtluftstroms), damit bei allen Lasten genügend Sekundärluft vorhanden ist. Die Geschwindigkeit in den Staubleitungen soll 18 m/s wegen der Ablagerung nicht unterschreiten und 24 m/s wegen Verschleißes nicht überschreiten. Die Staubbeladung der Tragluft liegt zwischen 200 und 500 g/m^3, bezogen auf Trockenkohle und Sichterzustand. Dadurch ist das Heißluftvolumen gegeben.

Sichtertemperatur. Sie soll wegen der Zündung so hoch wie möglich liegen: bei Magerkohle 150 °C, Gaskohle 110 °C, Rohbraunkohle mit Rauchgastrocknung 170 °C. Die Strahlungswärme ist durch Wärmedämmung der Mühle auf höchstens 10% der der Mühle zugeführten Wärme zu begrenzen. Die Mahltrocknungs-Rechnung ergibt meist, daß die Heißlufttemperatur nur bis zu einer Rohkohlenfeuchte von 12 bis 15% ausreicht, darüber ist Rauchgas aus dem Feuerraum zur Trocknung auszuführen.

Mühlenbauarten. Nach der Art der zerkleinerten Kraft unterscheidet man:

Schwerkraftmühlen. Hier zerschlagen herabfallende Körper die Kohle. Schwerkraftmühlen dienen bei Dampferzeugern als Mahlanlagen für die gesamte Anlage (häufig mit Zwischenbunkerung). Die Rohrmühle besteht deshalb aus einer rotierenden Trommel (für Kohlenmahlung 18 bis 28 min^{-1}, bis 7,5 m lang, bis 4 m Durchmesser), deren Füllung aus Stahlkugeln beim Drehen der Trommel von der Innenpanzerung mitgenommen wird und beim Herunterfallen die Kohle zerschlägt.

Fremdkraftmühlen. Bei ihnen zerquetschen Rollkörper wie Kollergänge die Kohle. Es gibt zwei Bauarten:

- mit einem angetriebenen Teller oder einer Schüssel gegen die auf einer feststehenden Achse laufende Walzen von Fremdkraft (Feder oder Hydraulik) gepreßt werden (*Walzenmühle*),
- mit zwei Ringen, von denen der obere mit Fremdkraft angedrückt und durch Anschläge gegen Mitnehmen gesichert ist und der untere angetrieben wird, zwischen denen Kugeln oder Walzen – freibeweglich oder wie bei den Walzenmühlen beschrieben – laufen (*Kugel-* und *Walzenringmühlen*), **Bild 3**.

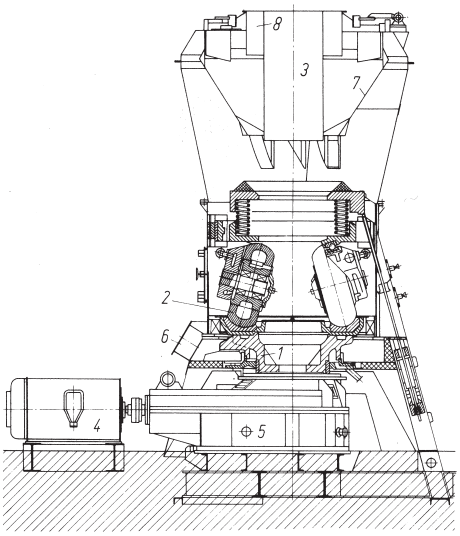


Bild 3. MPS-Walzenringmühle (Dt. Babcock AG, Oberhausen). *1* Mahlschüssel, *2* Mahlwalze, *3* Kohlenzufuhr, *4* Antriebsmotor, *5* Getriebe, *6* Mühlenlufteintritt, *7* Sichter, *8* Staubaustritt (größte Mühle KW Heyden: 120% Mühlenlast 103 t/h, 33% Mühlenlast 29 t/h)

Die Kohle wird durch ein Zentralrohr von oben zugeführt, das auch in der Achse des über der Mühle angeordneten Fliehkraftsichters sitzt. Die Tragluft wird durch ein vor der Mühle angeordnetes Gebläse gefördert. Dadurch wird zwar mehr Antriebsleistung benötigt als bei einer Anordnung hinter der Mühle, aber man vermeidet staubbedingten Verschleiß. Die Mühle arbeitet dadurch im Überdruck. Die Luft wird mit großer Geschwindigkeit durch einen Ringspalt oder durch Düsen am Umfang der Mahlbahn von unten eingeblasen und nimmt dabei die gemahlene Kohle zum Sichter mit. Dadurch entsteht in Mühle und Sichter ein gesamter Druckverlust von 30 bis 60 mbar. Wegen der ungünstigen Stoffaustauschbedingungen für die Mahltrocknung sind diese Mühlen nur für Brennstoffe mit bis zu 25% Feuchtigkeit geeignet.

Fliehkraft- oder Schlagmühlen. Rotierende Teile schleudern die Kohle gegen feste Wände, wobei sowohl am Rotor als auch an der Wand Zerkleinern durch Aufschlagen erfolgt. Wegen der guten Wärme- und Stoffübertragung sind diese Mühlen beim Mahlvorgang auch für sehr feuchte Brennstoffe geeignet (Rohbraunkohle). Die Förderwirkung des Rotors erübrigt meist ein Mühlengebläse.
Bei hohem Sandgehalt der Rohbraunkohle erhalten die Mühlen keinen Sichter, um den Verschleiß niedrig zu halten.

Brenner und Feuerraum

Aufgabe des Brenners ist es, Staubgemisch und Sekundärluft so in den Feuerraum einzubringen, daß gut gemischt und schnell gezündet wird. Die Brenner sind so anzuordnen, daß der Feuerraum möglichst vollständig – ohne Toträume und Wirbel – ausgefüllt wird. Die Mischung erfolgt am Brenneraustritt durch Fliehkraft beim Wirbelbrenner oder durch Freistrahlen unterschiedlicher Geschwindigkeit im Verlauf des Brennwegs beim Strahlbrenner. Wirbelbrenner finden vor allem für Steinkohle Anwendung, Strahlbrenner für Braunkohle. Durch die Forderung nach NO_x-armer Verbrennung und der damit verbundene Anstieg der Feuerungsverluste bzw. des C-Gehalts in der Flugasche wird die Verweilzeit des Kokskorns bei hoher Temperatur entscheidend für die Brennergestaltung und die Feuerraumauslegung (s. **L 5.1.2**).
Nach der Anordnung der Brenner am Feuerraum sind zu unterscheiden:

Frontfeuerung. Bei ihr sind parallel einblasende Brenner bis zu Kesselleistungen für 300 MW_{el} an einer Wand, bei höherer Leistung an zwei einander gegenüberliegenden Wänden angeordnet. Im ersten Fall kommt es zu einer ungleichmäßigen Beaufschlagung des Feuerraums und zu großen Wirbeln über den Brennern. Beim Einblasen von zwei Wänden aus werden die Brenner meist versetzt gegeneinander angeordnet, was zu einer besseren Ausfüllung und einer gleichmäßigeren Temperaturverteilung führt. Die Frontfeuerung wird hauptsächlich für Steinkohlenfeuerung mit trockenem Schlackenabzug mit Wirbelbrennern ausgeführt.

Tangentialfeuerung. Die Brennerstrahlen werden tangential auf einen Kreis gerichtet, dessen Durchmesser nicht mehr als 10% der Feuerraum-Kantenlänge betragen soll. In der Feuerraumachse entsteht ein Wirbel, der die Verbrennung zwar beschleunigt, aber Luftmangel sowie eine ungleichmäßige Raumausführung und Temperaturverteilung verursacht. Die Brenner sind in den vier Ecken (Eckenfeuerung) oder an den vier Seiten (Seitenfeuerung) angeordnet. Verwendet werden Strahlbrenner; bei Steinkohle meist von einer Mühle Staubeinblasung zu jedem Brenner einer Ebene; bei Braunkohle ist jeder Mühle ein Brenner zugeordnet, um kurze Staubleitungen zu erhalten. Hinzu kommt die „Over Fire Air-Technik". Sie wird verstärkt als NO_x-arme Verbrennungstechnik angewendet durch eine gestufte verzögerte Verbrennung.

Deckenfeuerung. Bei der vor allem für Schmelzfeuerungen gebräuchlichen Deckenfeuerung sind in der Feuerraumdecke parallel einblasende Brenner angeordnet. Der erste abwärts durchströmte Feuerraumteil ist gut ausgefüllt. Hinter der Umlenkung nach oben entsteht jedoch ein Wirbel, der einen Totraum bildet. Mit dem Einziehen der Rückwand ist seine Unterdrückung möglich. Brennerbauart: Wirbelbrenner.

Ascheeinflüsse. Die Austrittstemperatur beim Verlassen des Feuerraums muß unter der Erweichungstemperatur der Asche liegen. Auch im Feuerraum darf die Asche nicht zum Schmelzen kommen, da sonst Anbackungen entstehen. Bei diesen Feuerungen wird die Asche unter dem Feuerraum trocken abgezogen (*trockene Staubfeuerungen*).
Um Anbackungen zu vermeiden, die Asche in verwertbarer Form zu erhalten sowie Zündung und Verbrennung durch hohe Temperatur zu beschleunigen, wurden die *Schmelzfeuerungen* entwickelt. Bei ihnen wird durch Wärmedämmung der aus Verdampferrohren gebildeten Feuerraumwände eine Temperatur von 1500 bis 1800 °C erzeugt, so daß die geschmolzene Asche ausgetragen werden kann. Damit die gesamte Asche eingeschmolzen wird, ist der im Filter abgeschiedene Staub in die Feuerung zurückzuführen. Zu hoher Ascheumlauf im Dampferzeuger kann Erosion an den Heizflächen und schwierige Abscheidebedingungen am Filter ergeben. Deshalb muß der Gesamteinbindegrad β, der das Verhältnis von eingebundener zu insgesamt im Feuerraum vorhandener Asche (Kohle und Rückführung) ist, möglichst hoch sein. Dies wird durch Ankleben der Flugasche an den mit flüssiger Schlacke bedeckten Wänden erzielt, so daß die verschiedenen Schmelzfeuerungen Einbindegrade zwischen 60 und 80% erreichen, während Trockenstaubfeuerungen nur 10 bis 15% der Asche im Feuerraum einbinden. Der Gesamtentaschungsgrad γ, d. h. der Anteil der im Feuerraum abgezogenen Asche zur zugeführten Asche, beträgt bei Schmelzfeuerungen über 90%.

Kenngrößen. Aus dem Gesamteinbindungsgrad β und dem Filterwirkungsgrad ε ergeben sich mit der Abkürzung $N = 1 - \varepsilon(1-\beta)$

$$\left.\begin{array}{ll} \text{Gesamtentaschungsgrad} & \gamma = \beta/N, \\ \text{Rückführgrad} & \varrho = \varepsilon(1-\beta)/N, \\ \text{Rohgas – Staubgehalt} & \sigma = (1-\beta)/N, \\ \text{Staubauswurf} & \delta = (1-\beta)(1-\varepsilon)/N. \end{array}\right\} l \quad (8)$$

Diese Größen sind auf die nichtverflüchtigte Asche bezogen.

Ausgeführte Kohlenstaubfeuerungen

Da der Feuerraum einen großen Teil des Dampferzeugers einnimmt, bestimmt die Wahl der Feuerung weitgehend die Konstruktion des Dampferzeugers.

Trockene Staubfeuerung. Steinkohlenfeuerungen werden als Frontfeuerungen mit Wirbelbrennern in zwei Wänden gegeneinander blasend gebaut. Sie eignen sich auch für größte Leistungen: in den USA bis zu 1100 kg/s Dampf oder 1300 MW elektrischer Leistung. Um bei großen Feuerräumen eine ausreichende Rauchgasabkühlung zu erreichen, wird mitunter eine den Feuerraum in zwei Hälften teilende Mittelwand aus Kesselrohren eingebaut. Die Brenner sind in vier bis sechs horizontalen Reihen übereinander angeordnet (32 bis 96 Brenner bei großen Anlagen). Braunkohlefeuerungen werden als Ecken- oder Seitenfeuerungen bis 1000 MW ausgeführt.

Schmelzfeuerungen. Die Feuerraumwände sind aus dichtliegenden, meist verschweißten Rohren aufgebaut, auf die Sicromalstifte von 10 bis 12 mm Länge und 10 mm Durchmesser maschinell geschweißt sind (2000 bis 4000 Stifte/m^2). Sie werden mit SiC-Stampfmasse, die mit V-haltigen Zusätzen beständig gegen Schlacken gemacht ist, dicht ausgestampft. Den Abschluß der Schmelzkammer gegen den Strahlraum bildet ein aus Rohrplatten bestehender „Schlackenfangrost". Die

flüssige Schlacke fließt durch den Schlackenschacht in einen Naßentschlacker, in dem sie granuliert und ausgetragen wird. Trotz verschiedener Vorteile gegenüber Trockenfeuerungen sowie Verbesserungen in der Ausführung und Feuerführung (Vermeiden von Toträumen) tritt Korrosion auf. Dies und die für größte Leistungen schwierige Konstruktion sind der Grund, daß heute für Steinkohle Trockenfeuerungen vorgezogen werden.

Wirbelfeuerungen. Diese spezielle Schmelzfeuerungskonstruktion erhöht den Einbindegrad durch Drallbewegung, das Berühren der Flammen mit der Wand muß durch starke Außenluft verhindert werden. Dazu gehören: *Horizontalzyklon* (Babcock), *Vertikalzyklon* (EVT) und *Wirbelschmelzfeuerung mit Deckenbrennern* (Balcke-Dürr).

Zubehör für Feuerungen fester Brennstoffe

Bekohlung. Die Kohle wird von Bahn oder Schiff mit Portalkränen oder fahrbaren Förderbändern auf das Kohlenlager übernommen, hier mit Motorschiebern gestapelt und festgewalzt, um Selbstzündung zu verhindern (Schichthöhe ca. 10 m).

Der Abzug wird mit Bändern vorgenommen, bei Tiefbunkern auch mit Plattenbändern, Pendelbecherwerken oder ähnlichem (für große Leistungen mit Schaufelförderern in Verbindung mit Förderbändern). Oberhalb der Kesselbunker wird die Kohle vom Förderband auf ein verfahrbares, reversierbares Band gegeben, das sie auf die einzelnen Kesselbunker verteilt. Auf dem Förderband wird sie oft mittels Bandwaagen gewogen, bei kleineren Anlagen (Rostkessel) unterhalb des Bunkerauslaufs mit Kippwaagen.

Den Mühlen wird die Kohle mittels Plattenband- oder Trogkettenförderer zugeteilt. Sie müssen so gebaut sein, daß weder ein Durchschießen der Kohle noch Verstopfungen (bei feuchter Kohle) möglich sind. Schräge Abwurfkanten führen zu einer kontinuierlichen Zuteilung. Die aus Blech oder Beton hergestellten Bunker enthalten bei Großanlagen nur für wenige Stunden Vorrat (Tagesverbrauch). Da bei feuchter Kohle Schwierigkeiten aufgrund von Brückenbildung zu befürchten sind, sollen die Seitenwände unterschiedliche Neigungen haben (nicht unter 75°).

Entstaubung. Für den groben Flugstaub von Rostfeuerungen genügen *Fliehkraftentstauber*, bei Staubfeuerungen werden *Elektrofilter* benötigt (s. **L 5.6.1**).

Entaschung und Ascheverwertung. Größere Schlackenstükke aus dem Feuerraum werden mit Brechern zerkleinert und in Wasser abgekühlt. Geschmolzene Schlacke aus Schmelzfeuerungen wird in einem großen Wasserbad granuliert. Die Schlacke wird dann von Entschlackern ausgetragen. Kratzentschlacker bestehen aus zwei an den Seiten über Zahnräder umlaufende Ketten, zwischen denen Kratzeisen befestigt sind. Plattenband hat den Vorteil, auf der ganzen Fläche auszutragen und damit größere Förderleistungen zu bringen. Bei der Spülentaschung wird die Schlacke in einem starken Wasserstrom granuliert und in ein Absetzbecken gefördert, wobei das Wasser im Kreislauf gefahren wird.

Zur Rückführung des Flugstaubs (s. Schmelzfeuerungen) dienen pneumatische Systeme. In unter 5° geneigten Förderrinnen wird der Staub mit geringen Luftmengen von 50 mbar Druck fluidisiert und mittels Düsen und Preßluft von 0,5 bis 0,8 bar gefördert.

Bei trockenen Staubfeuerungen wird die Flugasche meist nicht zurückgeführt, sondern durch Spülentaschungen in Absetzbecken gefördert und die abgesetzte Flugasche abtransportiert. Eine Verwertung durch Sintern im Schachtofen ist möglich, wenn der Anteil an Verbrennlichem nicht über 7% liegt. So dienen Schlackenstücke als Zuschlag zu Beton; unter Zusatz von Zement werden auch Gasbetonsteine daraus hergestellt. Ein anderer Weg ist das Granulieren mit Zusatz von Zement und Wasser; dieses Verfahren ist unabhängig vom Kohlenstoffgehalt der Flugasche [3].

5.2.3 Wirbelschichtfeuerung

Fluidized bed combustion (FBC)

Der Begriff „Wirbelschicht" geht auf ein Verfahren von Winkler zur Synthesegaserzeugung aus Braunkohle zurück. Der Anwendungsbereich einer Wirbelschichtfeuerung liegt zwischen der Rost- und der Staubfeuerung. Durch die Integration der Rauchgasentschwefelung und Entstickung infolge der Kalksteinzugabe in der Brennkammer und aufgrund der niedrigen Verbrennungstemperatur (ca. 850 °C) und gestufter Luftzufuhr im Feuerungsprozeß hat die alte Technik ein neues Anwendungsgebiet erfahren. Eine Übersicht der einzelnen Wirbelschichtprinzipien zeigt **Bild 4**.

Die stationäre Wirbelschichtfeuerung arbeitet mit Rauchgasgeschwindigkeiten von 1,5 bis 3 m/s, so daß ein Austragen von Asche weitgehend vermieden wird. Die Wärmeabfuhr aus dem Wirbelbett erfolgt durch Tauchheizflächen *1* bei 850 °C. Dieses Prinzip gilt auch für die druckbetriebene Ausführung, wobei sich sie spezifische thermische Wirbelbettbelastung etwa proportional mit dem Rauchgasdruck erhöht. Bei der atmosphärischen Ausführung wird anschließend die Temperatur mit Konvektionsheizflächen auf etwa 350 °C ab-

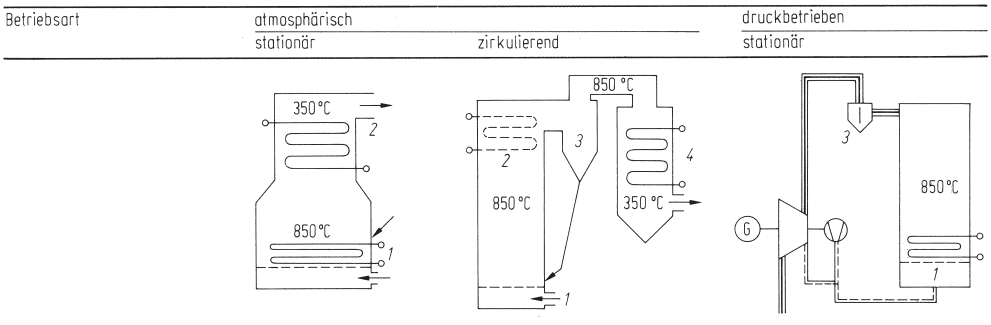


Bild 4. Wirbelschichtfeuerung, Gegenüberstellung von Prinzipien und technischen Daten (Erläuterungen im Text)

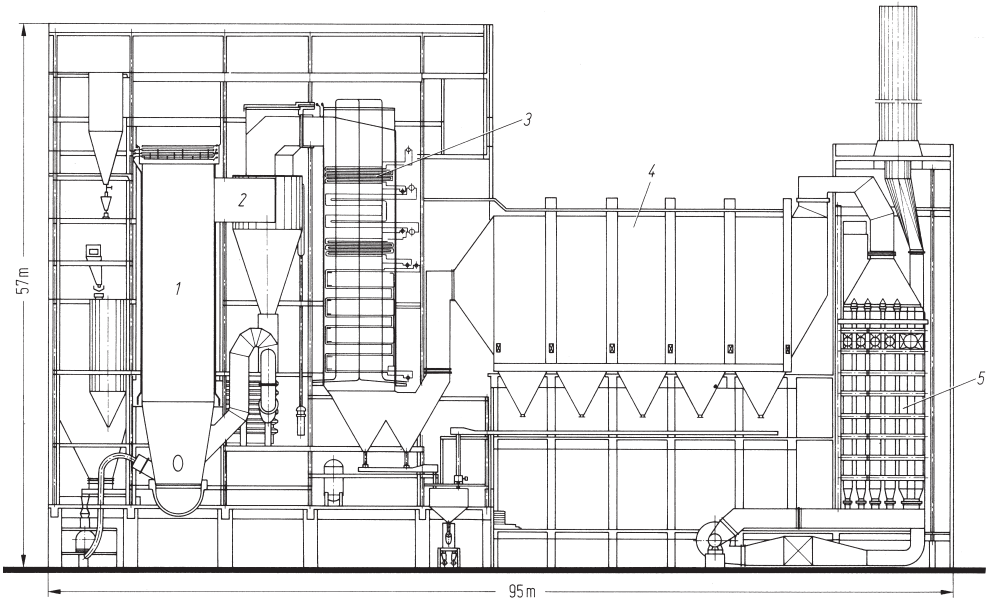


Bild 5. Wirbelschicht-Dampferzeuger, Längsschnitt (Bewag, Berlin). *1* Wirbelkammer, *2* Rückführzyklon, *3* Nachschalt-Heizflächen, *4* Heißgas-Elektrofilter, *5* Luftvorwärmer, Feuerungsleistung 240 MW_{th}), Dampfleistung 326 t/h (HD-Teil), 269 t/h (Zwischenüberhitzer), Dampfdruck 196 bar (HD-Teil), 42 bar (Zwischenüberhitzer), Dampftemperatur 540 °C (HD-Teil), 540 C (Zwischenüberhitzer), Kesselwirkungsgrad 92,3%

gebaut *2* (**Bild 5**); bei der druckbetriebenen Anlage geschieht das in der Gasturbine.

Die stationäre Wirbelschichtfeuerung kann jedoch aufgrund der großen Wirbelbettfläche und der damit verbundenen Mischungs- und Konstruktionsprobleme nur schwer in den Bereich einer Feuerungswärmeleistung oberhalb 100 MW vorstoßen. Außerdem bereitet die Einhaltung des NO_x-Grenzwerts von 200 mg/m^3 Schwierigkeiten.

Bei der zirkulierenden Wirbelschichtfeuerung ist die Rauchgasgeschwindigkeit mit 5 bis 8 m/s dagegen so hoch, daß der größte Teil der Asche ausgetragen wird. Die Asche wird in einem Zyklon *3* abgeschieden und in die Brennkammer zurückgeführt. Die Wärmezufuhr aus der Brennkammer erfolgt bei 850 °C durch Wand- und Schottenheizflächen *2* und durch Rauchgasrezirkulation sowie in einigen Fällen durch Aufheizung der rezirkulierenden Asche. Besondere Eigenschaften dieses Prinzipes sind die hohe spezifische Wirbelbettbelastung, die niedrige NO_x-Emission aufgrund der gestuften Luftzufuhr sowie die langen Reaktionszeiten der einzelnen Reaktionspartner mit der Folge eines guten Ausbrands und eines hohen Schwefeleinbindungsgrads. Außerdem fällt kein Abwasser an. Der bis 1989 größte Kessel, der gebaut wurde, hat eine Feuerungswärmeleistung von 240 MW_{th} (in Berlin HKW Moabit Block A). Die größte Anlage mit 250 MW ist seit 1995 in der Nähe von Marseille in Betrieb. Seit März 2000 ist in Cottbus die erste Druckwirbelschichtanlage für Braunkohle in Betrieb, die 74 MW Strom ($\eta = 40\%$) und bis zu 220 MW_{th} Wärme liefert.

Wirbelschichtkessel, Bild 5. Wirbelschichtfeuerung und Dampferzeuger stellen eine Weiterentwicklung der bereits in Betrieb befindlichen Anlagen Duisburg (226 MW_{th}) und Flensburg (110 MW_{th}) dar. Die wesentlichen Maßnahmen sind:

- die Wirbelkammer wird nicht mehr ausgemauert, sondern erhält eine Wandberohrung, die als Verdampferheizfläche geschaltet ist. Auf eine eingehängte Heizfläche wird wegen der Erosionsgefährdung verzichtet. Der untere Teil der Wirbelkammer ist gestampft, um Korrosionen im Bereich der reduzierenden Atmosphäre (zwischen Primär- und Sekundärlufteinführung) zu verhindern;
- die Rückführzyklone und die außenliegenden Heizflächen (Fließbettkühler) erhalten ebenfalls eine Wandberohrung;
- die Heizfläche für den Zwischenüberhitzer wird aufgeteilt in Fließbettkühler und Nachschaltheizfläche;
- die Brennstoffaufgabe wird an vier Stellen vorgesehen.

Mit diesen Maßnahmen wird eine drastische Verringerung der Anfahrzeit aus dem kalten Zustand erreicht und eine höhere Verfügbarkeit erwartet. Außerdem werden Regelgüte und Laständerungsgeschwindigkeit verbessert. Die Aufteilung der Zwischenüberhitzer-Heizfläche hat das Ziel, bei einer Störung im Ascheumlauf eine unzulässige Senkung der ZÜ-Temperatur zu vermeiden, d.h. den Schnellschluß der Turbine auszuschließen.

Der Kesselschnitt zeigt auch die Größe des heißgehenden Elektrofilters (rd. 320 °C), das eine Entstaubung der Rauchgase auf 20 mg/m^3 sicherstellt.

Bild 6 zeigt das Funktionsschema. Die Kohle *1* wird in Kohlenmühlen zermahlen und mit Förderluft zusammen mit gemahlenem Kalkstein *2* und Fremdasche *3* in die Wirbelbrennkammer *4* geblasen. Die Verbrennungsluft wird in zwei Stufen zugeführt: Primärluft *5a* durch den Verteilerboden und Sekundärluft *5b* oberhalb der Kohlezuführung durch die Seitenwände. Die Verbrennung der Kohle und der brennbaren Bestandteile der Asche erfolgt bei relativ niedriger Temperatur von ca. 850 °C. Der Kalkstein reagiert mit dem Schwefeldioxid zu Gips.

Die Wirbelschicht *6* besteht aus Kohle- und ausgebrannten Aschepartikeln sowie Kalkstein und Gips. Mit dem Rauchgas wird kontinuierlich Feststoff aus der Wirbelbrennkammer ausgetragen und in den Rückführzyklonen *7* durch Zentrifugalwirkung vom Rauchgas getrennt. Über Tauchköpfe mit Regelspießen *8* geht ein Teilstrom der Feststoffe entweder direkt oder über die Fließbettkühler *9* in die Wirbelbrennkammer zurück. Die Heizflächen in den Fließbettkühlern werden als Verdampfer bzw. Zwischenüberhitzer des Dampfprozesses geschaltet.

Nach den Rückführzyklonen wird das Rauchgas in Nachschaltheizflächen *10* gekühlt und anschließend in einem Elektrofilter *11* entstaubt. Bevor das Rauchgas über das Saugzuggebläse *12* in den Schornstein *13* gelangt, erfolgt eine weitere Abkühlung in einem Röhren-Luftvorwärmer *14*.

Die Asche aus den Nachschaltheizflächen und dem Elektrofilter wird vor dem Abtransport in einem Aschekühler *15* gekühlt.

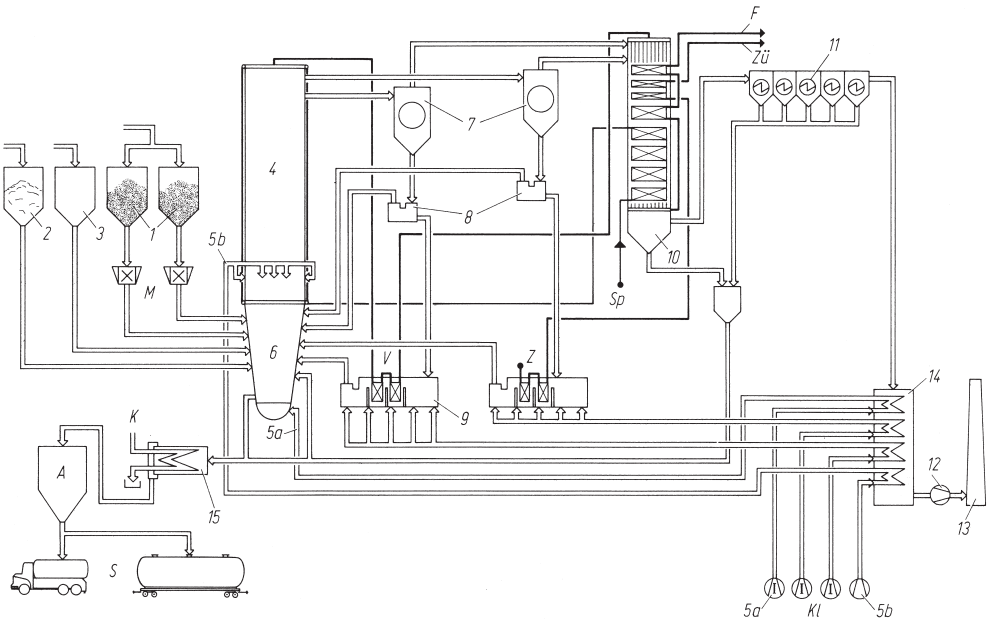


Bild 6 Wirbelschicht-Dampferzeuger, Funktionsschema (BEWAG, Berlin). Erläuterungen im Text. *A* Aschesilo, *F* Frischdampf zur Turbine, *K* Kühlwasser, *Kl* Kühlerluft, *M* Mühle; *S* Silowagen, *Sp* Speisewasser, *V* Verdampfer, *Z* Zwischenüberhitzer, Fließbett, *Zü* Austritt zur Turbine

Als einziges Nebenprodukt fällt Asche an, die die Ballaststoffe der Kohle, Gips und einen geringen Anteil an Kalk und Restkohlenstoff enthält. Sie eignet sich als Zuschlag für Zement und andere Baustoffe. Aufgrund ihrer basischen Zusammensetzung und ihrer hydraulischen Eigenschaften ist ihre Deponie unproblematisch.

5.3 Feuerungen für flüssige Brennstoffe
Liquid fuel furnaces

5.3.1 Besondere Eigenschaften. Special characteristics

Vor und Nachteile. Ölfeuerungen [4, 5] werden trotz ihrer Vorteile gegenüber Feuerungen für feste Brennstoffe wegen der unsicheren Versorgung aus politischen Gründen und der vor Jahren gestiegenen und schwankenden Ölkosten im Kraftwerksbau nur wenig eingesetzt. In Industriebetrieben werden sie häufig verwendet, wobei für größere Leistungen das billigere schwere Heizöl bevorzugt wird, während leichtes Heizöl in kleineren Betrieben, als Zündfeuerung für Staubfeuerungen sowie zum Hochfahren von Schwerölfeuerungen Anwendung findet.

Vorteile: geringere Investitionskosten; Fortfall der Entaschung; bessere Automatisierbarkeit, dadurch geringere Bedienungskosten; schnellere Betriebsbereitschaft (gegebenenfalls automatischer Betrieb ohne Beaufsichtigung). Nachteile: Notwendigkeit der Vorwärmung von schwerem Heizöl; Korrosionsgefahr.

Korrosionen bei Heizölfeuerungen

Niedertemperaturkorrosion. Der Schwefelgehalt – besonders bei Heizöl S – führt zu SO_2, bei Luftüberschuß zu SO_3 und mit Wasserdampf zu H_2SO_4. Bei Heizflächentemperaturen von 130 bis 140 °C wird der Säure-Taupunkt unterschritten, und es fällt ein hochkonzentriertes Kondensat aus, das den Stahl der Rohre zu Eisensulfat korrodiert. Dieses bildet auf der Heizfläche einen klebrigen Film, der die Rauchgaswege verstopft.

Hochtemperaturkorrosion. Die Ölasche enthält je nach Herkunft des Öls wechselnde V_2O_5-Gehalte (USA nur einige %, Nahost 14 bis 40%, Venezuela 40 bis 60%) und Alkalien (Na_2O, K_2O). Diese bilden niedrigschmelzende Eutektika (560 °C bei 0,66 Mol Na_2O pro Mol V_2O_5), die eine klebrige Grundschicht auf der Heizfläche bilden, was wegen der oxidierenden Wirkung des V_2O_5 zu Korrosion führt.

Abhilfe. Der Betrieb mit niedrigstem Luftüberschuß (1 bis 3% entsprechend 0,2 bis 0,6% O_2) verhindert die Oxidation zu SO_3 sowie die Bildung von V_2O_5 (V_2 allein ist ungefährlich). Voraussetzungen dazu sind eine genaue Feuerungsregelung, die jedem Brenner einzeln zuzuteilende Luft, feine Zerstäubung und eine gleichmäßige Mischung mit Verbrennungsluft.

5.3.2 Brenner. Burners

Als Zerstäubungsprinzipien kommen für Feuerungen mit Leistungen über 1 MJ/s Druck, Rotation und Injektion in Betracht. Als Geschränke werden Einzel- (dynamische) und Luftkasten- (statische) Geschränke verwendet.

Druckzerstäuber (Babcock, Balcke-Dürr, Sonvico). Die Zerstäubung findet in der Dralldüse statt, wo der Druck in tangentialen Kanälen einer Wirbelkammer teilweise in Geschwindigkeit umgesetzt wird. Der Rest wird bei der radialen Abströmung zu der Austrittsöffnung in der Stirnwand der Wirbelkammer zur Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit nach dem Drallsatz verwendet. Die große Umfangsgeschwindigkeit ergibt eine feine Zerstäubung, die Resultierende aus Umfangs- und Axialgeschwindigkeit die Richtung, in die einzelnen Tropfen wegfliegen, woraus sich der Winkel des Zerstäuberkegels ergibt. Für gute Zerstäubung ist eine kinematische Viskosität von $10 \cdot 10^{-6}$ bis $20 \cdot 10^{-6}\,m^2/s$ nötig. Das Heizöl wird meist mit Dampf vorgewärmt, geregelt durch Viskositätsregler in Abhängigkeit vom Druckabfall in einer Kapillare.

Simplex-Zerstäuber. Da er einen lastabhängigen Öldurchsatz hat, geht die Zerstäubungsfeinheit bei Teillast wegen des sinkenden Dralls zurück. Ein Regelbereich von 1 : 2 ist mit dieser

einfachsten und billigsten Bauart zu erreichen, wenn mit hohem Öldruck (bis 70 bar) gefahren wird.
Wenn ein größerer Regelbereich erwünscht ist, sind Konstruktionen nötig, die den Drall bei Teillast konstant halten. Erreichbar ist dies entweder durch Änderung des Einströmquerschnitts, z. B. mit dem Verschieben eines Kolbens, der die Höhe der Wirbelkammer und damit der Eintrittsschlitze ändert (Sonvico), oder durch Konstanthalten des Öldurchsatzes und Rückführen eines mit sinkender Last steigenden Ölanteils durch eine Bohrung im Boden der Wirbelkammer (*Rücklauf-Druckzerstäuber*). Der Rücklaufstrom wird von einem Ventil in der Rücklaufleitung eingestellt, das mit sinkender Brennerleistung weiter öffnet und damit den Rücklaufdruck senkt. Ein Überlaufventil, das eine mit steigender Brennerleistung zunehmende Menge zum Ölbehälter zurückströmen läßt, hält den Öldruck im Vorlauf konstant. Die Pumpenleistung muß das 1,2- bis 1,3fache der maximalen Brennerleistung der Pumpendruck 32 bar betragen. Der Regelbereich ist 1 : 8.

Rotationszerstäuber. Die hohe Relativgeschwindigkeit zwischen dem Öl das aus einem rasch rotierenden Becher austritt, und der umgebenden Luft führt zur Zerstäubung. Beispiel Saacke-Zerstäuber.

Injektionszerstäuber (Babcock, Balcke-Dürr)**.** Die sehr feine Zerstäubung beruht auf der plötzlichen Entspannung eines Gemischs aus Heizöl und Zerstäubungsmittel, für das Dampf verwendet wird, da er billig ist und verbrennungstechnisch günstig wirkt (Einleitung der Vergasung). Der Dampfverbrauch beträgt etwa 0,5% der erzeugten Dampfmenge und entspricht etwa dem Energiebedarf der anderen Brennerbauarten. Dampfzustand: 10 bar, 300 °C. Der Öldruck beträgt 18 bar bei Vollast, die erforderliche Viskosität entspricht der bei Druckzerstäubern. Der Regelbereich ist 1 : 6, die maximale Leistung beträgt 4,2 kg/s. Der Aufwand an Armaturen und Leitungen ist etwas höher als bei Druckzerstäubern, deshalb liegen auch die Investitionskosten höher.

5.3.3 Gesamtanlage. Complete plant

Zur Gesamtanlage einer Feuerung gehören:

Brennstoffaufbereitung und -verteilung. *Komponenten:* Tagesölbehälter mit Füllpumpen und Füllstandmeß- und -regelungsgeräten, Saugfilter, Brennerpumpen mit vorgeschalteten Ölvorwärmern und zuschaltbaren Reservepumpen, Ausblaseinrichtungen beim Abschalten der Brenner. Angefahren wird mit leichtem Heizöl oder mit vorgewärmtem Öl.

Brennstoffzufuhr. *Komponenten:* Flammenwächter zur automatischen Abschaltung, wenn die Flamme erlischt, Verriegelungssysteme zum erzwungenen Wiedereinschalten einer Anlage in einer bestimmten Reihenfolge.

Zündung. Die meisten Möglichkeiten einer Störung und dadurch verursachter Verpuffungen sind bei der Zündung gegeben. Gezündet wird meist mittels gas-elektrischer Zündbrenner. Dabei wird das Zündgas (Propan, Stadtgas) elektrisch gezündet und der Zündbrenner durch eine Ionisationsstrecke überwacht. Eine Zündung kann erst nach der zwischen 15 s und einigen Minuten einstellbaren Vorlüftzeit erfolgen, die sicherstellt, daß keine brennbaren Gasreste im Feuerraum oder in den Rauchgaszügen vorhanden sind. Brenner- und Zündgas-Magnetventil schließen, wenn der Flammenwächter nach 5 s keine Flamme „sieht“ (Sicherheitszeit). Dabei wird ein optisches und ein akustisches Signal gegeben. Ein neuer Zündversuch ist erst nach Durchlüftung möglich. Bei Erlöschen der Flamme im Betrieb schaltet der Flammenwächter nach 1 s ab. Bei vollautomatischen Anlagen werden alle Vorgänge in Abhängigkeit von einer Regelgröße (Dampfdruck) in der richtigen Reihenfolge eingeleitet, auch der zweite Zündversuch, bei halbautomatischen nur die Flammenüberwachung und die Abschaltung.

Sicherheitsvorkehrungen. Da flüssige Brennstoffe beim Verdampfen leicht zündfähige Gemische bilden, so daß bei Verpuffungen Unfälle entstehen können, müssen Einrichtungen vorhanden sein, die ein Einströmen von Brennstoff in den Feuerraum ohne Flamme oder unter ungenügenden Verbrennungsbedingungen verhindern und sicherstellen, daß vom vorhergehenden Betrieb keine unverbrannten Gasreste vorhanden sind.

5.4 Feuerungen für gasförmige Brennstoffe
Gas-fueled furnaces

5.4.1 Verbrennung und Brennereinteilung
Combustion and burner classification

Verbrennung. Sie läuft schneller ab als bei festen oder flüssigen Brennstoffen, da keine Vergasung oder Verdampfung des Brennstoffs mehr nötig ist [6]. Für die Güte der Verbrennung ist deshalb die Mischung entscheidend. Daneben sind ein Betrieb mit niedrigstem Luftüberschuß wegen des eventuellen H_2S-Gehalts (Taupunkt) und eine kurze, heiße Flamme anzustreben. Da H_2 meist mit blauer Flamme verbrennt und der Anteil höherer Kohlenwasserstoffe gering ist, ist die Strahlungszahl $C \approx 2{,}3\ \mathrm{W/m^2K^4}$ viel niedriger als bei Verbrennung von Kohle oder Öl.

Brennereinteilung. Nach der Art der Mischung unterscheidet man Brenner mit Vormischung – bei ihnen werden Gas und Luft im Brenner vor der Zündung gemischt und Brenner mit Nachmischung, bei denen Gas und Luft erst am Brenneraustritt unmittelbar vor der Zündung gemischt werden.
Nach der Gasart unterscheidet man Armgas- und Reichgasbrenner, nach der Höhe des Drucks Niederdruck- (10 bis 50 mbar) und Hochdruckbrenner (bis 3 bar). Da Armgase meist mit niedrigem Druck, Reichgase aber mit hohem Druck anstehen, decken sich die Begriffe.

5.4.2 Brennerbauarten. Burner types

Niederdruckbrenner. Da Armgas (Gichtgas, Generatorgas) das mit niedrigem Druck anfällt (unter 200 mbar), immer weniger für Kesselfeuerungen verwendet wird, nimmt die Bedeutung dieser Brenner ab.

Hochdruckbrenner. Als Reichgas mit einem Druck über 200 mbar wird heute meist Erdgas verwendet, das auch mit Öl kombiniert verfeuert wird. Erdgas wird aus Umweltschutzgründen verstärkt eingesetzt. Das Gas wird durch Lanzen zugeführt, die an der Spitze und am vorderen Teil Düsenbohrungen in verschiedenen Richtungen tragen. Der Düsendurchmesser beträgt 3 bis 5 mm, die Austrittsgeschwindigkeit maximal 190 m/s. Die vielen Bohrungen müssen weit auseinander liegen, damit sich die Gasstrahlen nicht zu größeren Strahlen vereinigen, bevor sie sich mit Luft gemischt haben.

5.5 Allgemeines Feuerungszubehör
General furnace accessories

5.5.1 Gebläse. Fans

Luft wird als Verbrennungs-, Wirbel- (bei Rostfeuerungen), Heiß- (für Mühlen) und Förderluft (für Kohlen und Flugstaub) benötigt. Verbrennungsgase werden als Rückführ- (für Regelung) und Abgas gefördert. Diese verschiedenartigen Zwecke führen zu sehr unterschiedlichen Auslegungsbedingungen, **Tab. 3**.

Bauarten. Radialgebläse werden bei kleineren Leistungen (Wirkungsgrad bis 85%), Axialgebläse für größere Leistungen (Wirkungsgrad über 90%) verwendet (s. **R 7.1** und **R 7.2**). Hochfrequenter Schall und stärkerer Verschleiß sind

Tabelle 3. Betriebsbedingungen von Gebläsen an Dampferzeugern

Fördermedium	Gebläsebezeichnung	Temperatur °C	Förderhöhe mbar	Volumenstrom m^3/s
Luft	Frischlüfter	20 … 40	15 … 100	1 … 150
	Wirbellüfter für Rostfeuerung	20 … 150	30 … 60	0,2 … 2
	Mühlenluftgebläse	200 … 400	20 … 40	2 … 10
Gas	Rückführgebläse für Rauchgas	200 … 450	10 … 30	3 … 20
	Saugzuggebläse	110 … 250	10 … 60	1 … 200

die Nachteile des Axiallüfters, deshalb sind Schalldämpfer in der Saugleitung (bei Frischlüfter) bzw. vor dem Schornstein (bei Saugzug) nötig und mit Leistungsverlusten verbunden.

Antriebsleistung. Sie beträgt an der Gebläsewelle

$$P = \dot{V} T \Delta p / (T_0 \eta) \tag{9}$$

($\dot{V}$ Förderstrom, p Druckdifferenz, η Wirkungsgrad, T Gastemperatur, $T_0 = 273$ K). Da die Gebläse für Spitzenbetrieb und aus Regelungsgründen im Förderstrom um etwa 10%, also in der Förderhöhe um etwa 21%, größer ausgelegt werden, arbeiten sie meist im Teillastbereich. Eine gute Regelung ist also zum wirtschaftlichen Betrieb notwendig.

Regelungsarten. Drallregelung mit verstellbaren Leitschaufeln am Eintritt, Schleifringläufer-Motoren mit Steueranlasser oder Kurzschlußläufer: Motoren mit hydraulischer Kupplung bringen Verbesserungen gegenüber der reinen Drosselregelung, die für schnelle Druckregelung vorhanden, aber durch Folgeregelung der Drehzahlverstellung in den günstigen Regelbereich zurückgeführt wird. Bei Axialgebläsen ergibt die Laufschaufelverstellung höheren Wirkungsgrad und vermeidet bei Parallelbetrieb zweier gleicher Gebläse die Pumpgrenze.

5.5.2 Schornstein. Stack

Er dient zum Abführen der Rauchgase in Höhen, die unzulässige Immissionen am Boden verhindern (s. **L 5.1.4**).

Berechnung. Da Rauchgas infolge der höheren Temperatur eine geringere Dichte als Luft hat, entsteht am inneren unteren Ende des Schornsteins ein kleinerer statischer Druck als außen (Differenzdruck, Zug), der die Förderung der Rauchgase durch den Kessel unterstützt. Durch die Rauchgaswäsche bei der Entschwefelung (s. **L 5.6.2**) erfolgt eine Abkühlung auf ca. 50 °C, so daß eine Wiederaufheizung teilweise regenerativ auf 70 bis 100 °C notwendig ist. Bisher betragen die Abgastemperaturen 110 bis 180 °C.

Statische Druckdifferenz. Gegenüber außen ist

$$\Delta p_{st} = Hg(\varrho_L - \varrho_G) = Hg\,T_0(\varrho_{L,0}/T_L - \varrho_{G,0}/T_G) \tag{10}$$

(H Schornsteinhöhe, ϱ Dichte, g Erdbeschleunigung; Index L für Umgebungsluft, G für Rauchgas, 0 für Normzustand nach DIN 1343).

Effektiver Unterdruck. In Wirklichkeit stellt sich ein

$$\Delta p_{eff} = \Delta p_{st} - \Delta p_r - \Delta p_a \tag{11}$$

(Δp_r Reibungsdruckverlust im Schornstein, für die mittlere Geschwindigkeit w_m bei T_g wie für einen Kanal (s. **B 6.2.3**) zu berechnen; p_a Austrittsdruckverlust).

Austrittsdruckverlust. Er beträgt

$$\Delta p_a = \varrho_{G,0}\, T_0\, w_a^2 / (2 T_{G,a}). \tag{12}$$

Austrittstemperatur. $T_{G,a}$ ist etwa 10 K niedriger als die Kesselaustrittstemperatur.

Austrittsgeschwindigkeit. w_a ist bei $T_{G,a}$ zu berechnen, bei Vollast nicht unter 10 m/s zu wählen, meist 15 bis 20 m/s ausgeführt. Über 20 m/s besteht die Gefahr von Resonanzschwingungen der Gassäule. Große Geschwindigkeit ergibt dynamische Schornsteinüberhöhung (s. TA Luft) und verbessert die Ausbreitung.

5.6 Umweltschutztechnologien
Environmental control technology

Das BImSchG hat zu einer wesentlichen Umgestaltung der Dampfkraftwerke geführt. Die neu einzubauenden Technologien beziehen sich verstärkt auf die Entstaubung, Entschwefelung und Entstickung [7–9].

5.6.1 Rauchgasentstaubung. Flue-gas dust separating

Mit dem Einsatz von Kohlenstaubfeuerungen werden auch Elektrofilter verwandt, **Bild 7**. Der Abscheidegrad ε in % und die Niederschlagsfläche F (Elektrofläche je elektrischer Blockleistung) bestimmen Aufbau und Bauvolumen des Filters. Bei einem Rohgasstaubgehalt von 16,75 g/m³ werden Entstaubungsgrade von 99,7% erreicht (50 mg/m³). Für Altanlagen wird oftmals im Genehmigungsverfahren für die Entschwefelung ein verschärfter Grenzwert von 50 mg/m³ wie bei Neuanlagen gefordert.

Durch die Entstickungstechnik wird neuerdings besonders die Eingangstemperatur beeinflußt, die bisher im Temperaturbereich von 130 bis 160 °C liegt.

Auch bei Kesseln mit Wirbelschichtfeuerung ist das heißgehende Elektrofilter z. B. fünffeldrig ausgeführt (s. **Bild 5**), um Emissionsgrade von 99,9% zu erreichen. So kann trotz hoher Staubbelastung der Feuerung im Normalbetrieb ein Emissionswert für Staub von 20 mg/m³ erreicht werden. Dabei hat das Elektrofilter bereits Abmessungen, die in etwa 50% des Kesselvolumens einschließlich Wirbelbrennkammern entsprechen. Für Neuanlagen beträgt der Investitionsaufwand für die Entstaubung ca. 23 €/kW.

Für den groben Flugstaub von Rostfeuerungen genügen Fliehkraftentstauber.

Fliehkraftentstauber. Für kleine Anlagen werden Großzyklone mit 0,5 bis 1,5 m Durchmesser, für größere Anlagen Multizyklone vorgesehen, die aus einer großen Zahl kleinerer Zyklone mit 100 bis 500 mm Durchmesser aufgebaut sind.

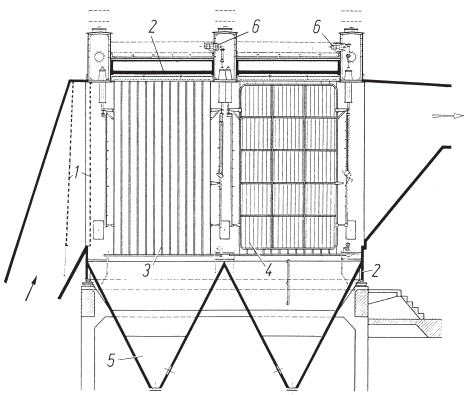


Bild 7. Elektrofilter (Lurgi, Frankfurt a. M.). *1* Drosselwände, *2* Gehäuse, *3* Niederschlagselektroden, *4* Sprühelektroden, *5* Staubbunker, *6* Klopfvorrichtung für Sprühelektroden

Elektrofilter (**Bild 7**). Sie ionisieren durch Sprühelektroden *4* (profilierte Drähte), die an einer negativen Gleichspannung von 20 bis 70 kV liegen, den Flugstaub und scheiden ihn an den Niederschlagselektroden *3* (geerdete Platten) ab. Diese bilden Gassen, in deren Mitte die Sprühelektroden in Rahmen aufgehängt sind. Beide Elektroden müssen mittels Klopfvorrichtungen gereinigt werden. Elektrofilter sind meist als Mehrzonenfilter gebaut; die elektrische Spannung wird für jede Zone entsprechend dem unterschiedlichen Staubanfall so geregelt, daß die höchste Abscheideleistung erzielt wird. Da die Gasgeschwindigkeit nur 1 bis 2 m/s betragen darf, werden die Querschnitte und Volumen der Elektrofilter sehr groß ($100\,m^3/MW$), doch können mit ihnen die wegen der Luftreinhaltevorschriften (s. **L 5.1.4**) erforderlichen Abscheidewirkungsgrade bis über 99% erreicht werden. Der Druckverlust beträgt 0,5 bis 1 mbar, der Energiebedarf 0,08 bis 0,17 Wh/m^3 im Normzustand.
Für kleine Feuerungsanlagen werden auch Schlauchfilter verwendet.

5.6.2 Rauchgasentschwefelung. Flue-gas desulphurisation

Der Einbau von Rauchgasentschwefelungsanlagen ist für Kohle und schweres Heizöl gefeuerte Dampfkessel erforderlich. Diese Anlage wird im Rauchgasstrom nach dem Elektrofilter angeordnet.
Bestimmend für die Verfahrenswahl ist der Schwefelgehalt im Brennstoff. Die Entschwefelungsverfahren lassen sich in Additiv-, Trocken- und Naßverfahren unterteilen.
Bei den Additivverfahren erfolgt die Entschwefelung durch Kalk oder Kalkhydratzugabe in den Feuerraum oder mit der Kohle. Bei Wirbelschichtfeuerungen wird der geforderte Entschwefelungsgrad bzw. eine Restemission von unter 200 mg SO_2/m^3 erreicht

Entschwefelungsgrad

$$\eta_{SO_2} = \frac{(SO_2)\ \text{Einig.} - (SO_2)\ \text{Rest}}{(SO_2)\ \text{Einig.}} > 85\,\%$$

Beispiel: Zahlenangaben s. **Bild 10** : 220 t/h Kohle mit 1,3% Schwefelgehalt

$$= 2{,}86\,t\,S/h \quad \text{oder}$$
$$= \frac{2{,}86}{2{,}3}\,\frac{g}{m^3} = 1{,}240\,mg\,S/m^3$$
$$= 2480\,mg\,SO_2/m^3$$
$$\eta_{SO_2} = \frac{2480 - 400}{2480} = 0{,}839$$

bei 300 mg/m^3 Restemission

$$\eta_{SO_2} = 0{,}879.$$

Die *Trockenverfahren* sind **Bild 8** zu entnehmen. Kennzeichnend sind die deutlich unter dem Taupunkt des Wasserdampfes liegenden Rauchgastemperaturen und die Abwasserfreiheit. Eine Wiederaufheizung der Rauchgase kann daher nicht entfallen. Hierzu zählt auch das Verfahren der Bergbauforschung mit Aktivkoks als Katalysator, das auch zur simultanen Abscheidung von Schwefel- und Stickoxiden zweistufig mit NH_3-Zugabe eingesetzt wird.
Das am häufigsten eingesetzte *Naßverfahren* (**Bild 9**) zeigt vier Möglichkeiten. Das sog. Walther-Verfahren *2* hat sich nicht bewährt. Die Verfahren mit Regeneration der Absorbermittel *3* und *4* sind im Einsatz, zu 86% das Verfahren *3*. Das sog. Wellmann-Lord-Verfahren, mit Schwefel z. B. als Endprodukt (KW Buschhaus mit Salzkohle hohem Schwefelgehalt >2% S und im KW Klingenberg in Berlin) ist besonders aufwendig.

Kalkwasch-Verfahren 3 entsprechend **Bild 10**. Bei diesem Verfahren werden die Rauchgase in einem Absorber *1* mit einer wässerigen Suspension von Kalkstein besprüht *2* und weitgehend von den Schadstoffen SO_2, HCL und HF befreit. Nach Passieren eines Tropfenabscheiders werden die Reingase im Regenerativvorwärmer *5* wieder aufgeheizt und zum Kamin geführt.
Das bei der Reaktion im Absorber primär entstehende Calciumsulfit wird mit Oxidationsluft zu Gips aufoxidiert. Ein Teilstrom der Suspension wird aus dem Prozeß herausgeschleust *3* und nach Voreindickung *4* auf eine Restfeuchte von weniger als 10% entwässert (Summenreaktionen) **Tab. 4**.

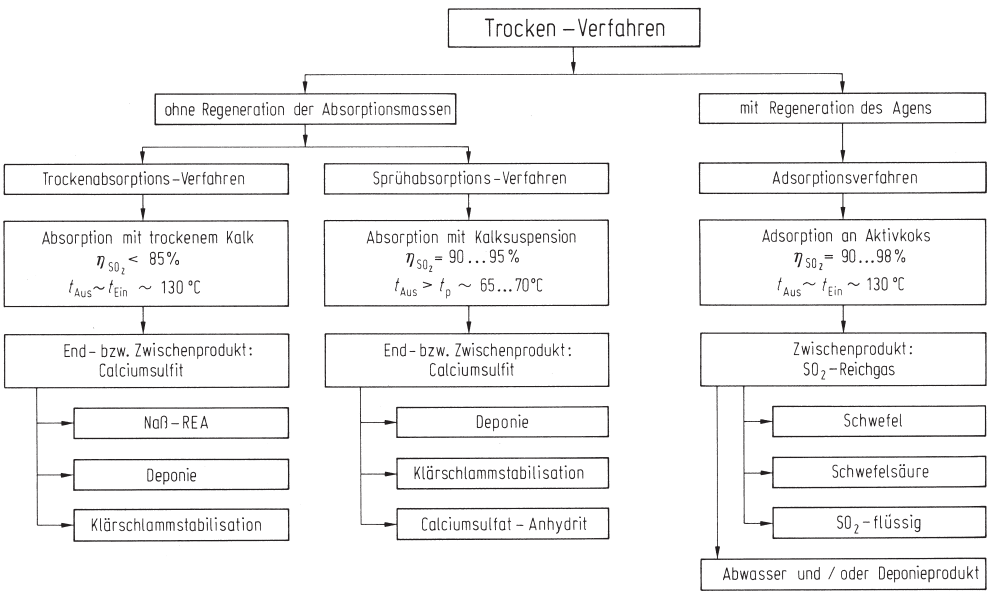


Bild 8. Trocken-Verfahren zur Rauchgasentschwefelung

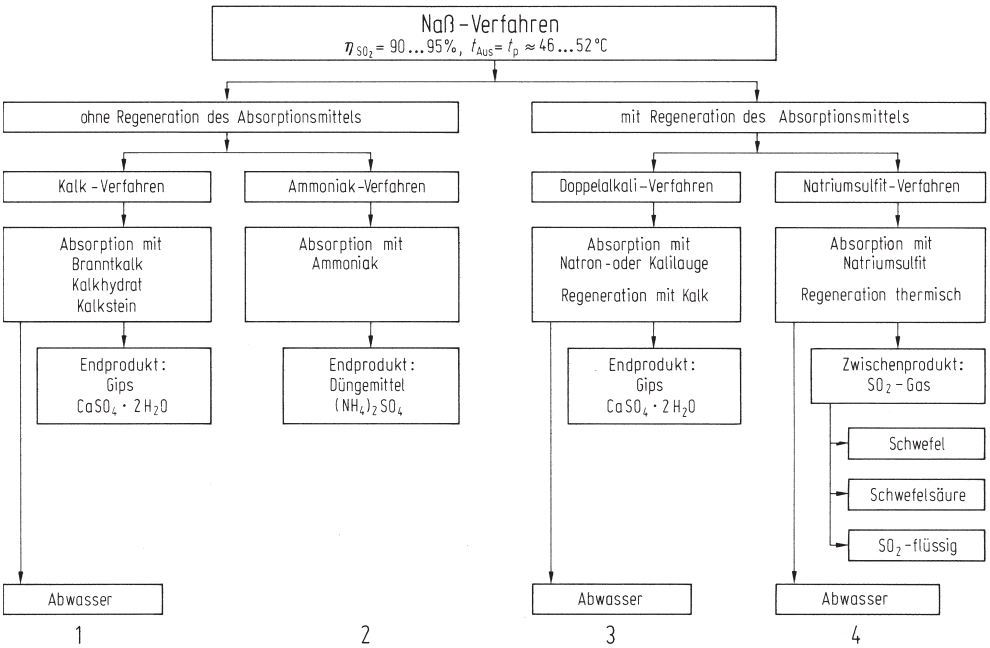


Bild 9. Naßverfahren zur Rauchgasentschwefelung (Erläuterung im Text)

Alle für die physikalischen und chemischen Vorgänge notwendigen Prozeßschritte wie Absorption, Oxidation, Neutralisation und Tropfenabscheidung laufen im Wäscher ab. Die Waschsysteme sind unterschiedlich in der Rauchgasführung ausgebildet, wobei diese bei der Verrieselung im Gegen- oder Gleichstrom oder sogar in Kombination erfolgt.

Außerdem sind Unterschiede in der Art der Tropfenabscheidung, Größe und Anzahl der Waschebenen, Eindüsungsart und in der Gestaltung des Sumpfes festzustellen. Für einen 100-MW-Block ergeben sich Wäscherbauhöhen einschließlich Einhausung von 39 bzw. 45 m. Die Durchmesser betragen 9 bis 11 m. Bei der Gestaltung der Wäscher muß auf die unterschiedlichen Rauchgasgeschwindigkeiten wegen der Kontaktzeiten Rücksicht genommen werden. Die Wäscher sind gummiert.

Die Rauchgaswäscher sollen im Normalbetrieb bei einem L/G-Verhältnis von 14/16 l/m^3 (im Normzustand trocken) betrieben werden. Der maximale Chloridgehalt, bezogen auf die Materialgarantie, soll 30000 ppm (Normalwert 15000 ppm) nicht überschreiten. Der pH-Wert im Sumpf wird je nach Verfahren bei 4 bis 6 liegen. Die Suspensionsverweilzeit ist mit 6 bis 9 min zu veranschlagen, während die Kontaktzeit des Rauchgases im Sekundenbereich liegt.

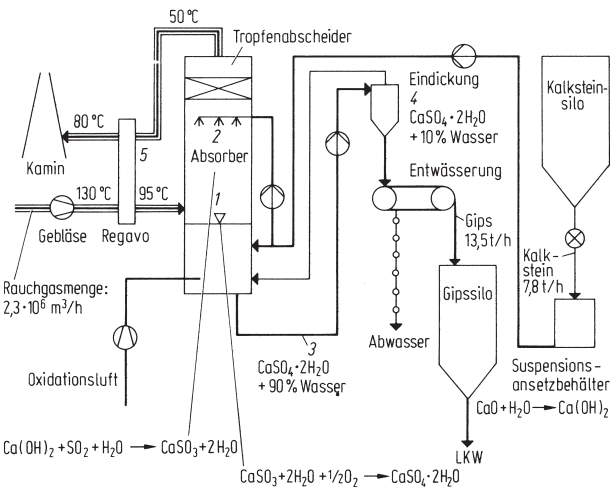


Bild 10. Naßverfahren für Rauchgasentschwefelung mit Gipserzeugung (Erläuterungen im Text). Blockleistung: 750 MW, Restemission: 400 mg/m^3, Kohlemenge: 220 t/h, S-Gehalt der Kohle: 1,3 Gew.-% (Ruhr- und Saarkohle meist nur 0,9%)

Tabelle 4. Entschwefelung auf Kalkbasis (Summenreaktionen)

Entschwefelung	Kalkstein:	
	$CaCO_3 + SO_2$	$\rightarrow CaSO_3 + CO_2$
	Branntkalk:	
	$CaO + SO_2$	$\rightarrow CaSO_3$
	Kalkhydrat:	
	$Ca(OH)_2 + SO_2$	$\rightarrow CaSO_3 + H_2O$
Oxidation	$CaSO_3 + \frac{1}{2}O_2$	$\rightarrow CaSO_4$

Eine Hochchlorid-Fahrweise für dieses Verfahren kann die Einsatzstoffe und Reststoffe einschließlich der Abwässer und Salze aus den Rauchgasentschwefelungsanlagen minimieren. Gleichfalls soll der zusätzlich erforderliche elektrische und Dampf-Eigenbedarf klein gehalten werden.
Zur Wiederaufheizung der Rauchgase werden regenerative Rauchgasvorwärmer installiert. Diese müssen, um Verschmutzungen und Ablagerungen zu vermeiden, mit Wasser und Druckluftreinigungseinrichtungen ausgerüstet werden.
Der Gesetzgeber hat der verminderten Verfügbarkeit des Kraftwerksblocks dadurch Rechnung getragen, indem er für maximal 72 h hintereinander und 240 h im Jahr bei Störungen in der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) eine Umfahrungsmöglichkeit zuläßt. Ein Bypass soll in Störfällen z. B. Luvoausfall mit Anstieg der Eintrittstemperatur zu keinem REA-Schaden führen und auch ein ordnungsgemäßes Abfahren des Blocks gestatten.
Zukünftig wird die Behandlung und Entsorgung des REA-Abwassers eine bedeutende Rolle spielen.

L

5.6.3 Rauchgasentstickung. Flue-gas NO_x reduction

Die Stickoxidbildung ist verstärkt abhängig von der Verbrennungstemperatur im Feuerraum. Daher kommen Brenner mit verzögertem Verbrennungsablauf durch verspätete Luftzugabe und gestufte Zuführung der Verbrennungsluft zum Einsatz. Diese sog. Primärmaßnahmen sind wirtschaftlicher als alle Sekundärmaßnahmen mit Katalysatoren. Durch Primärmaßnahmen läßt sich eine Reduzierung auf 650 mg/m^3 NO_x erreichen. Die bisher sehr hohen NO_x-Werte bei Schmelzfeuerungen können so um 20 bis 30% reduziert werden.
Reduzierung an NO_x können auch durch Rauchgasrezirkulation erzielt werden. Bei Ölfeuerungen kommt dies zur Anwendung.
Für die sekundäre Entstickung nach dem SCR-Verfahren (Selective Catalytic Reduction) kommen zwei Schaltungen in Betracht (**Bild 11**), die Rohgasschaltung (high-dust) und die Reingasschaltung. Da die katalytische Reduktion, d. h. die Aufspaltung der Stickoxide in Stickstoff und Wasserdampf unter Zugabe von NH_3 bei Anwesenheit eines Katalysators (Keramik oder Metall) nur mit hohem Wirkungsgrad im Temperaturfenster von 270 bis 400 °C erfolgt, wird die Rohgasschaltung verstärkt eingesetzt. Die Katalysatoren sind vor Luvo und Elektrofilter angeordnet. Der $DeNO_x$-Reaktor ist daher staubbeladen und wird verkürzte Standzeiten (ca. fünf Jahre) aufweisen. Bei der Reingasschaltung ist infolge der vorgeschalteten REA und E-Filter das Rauchgas rein (Reingas SCR). Er läßt Standzeiten von acht Jahren erwarten, jedoch muß das nach REA auf rund 50 °C abgekühlte Rauchgas auf die Reaktionstemperatur von ca. 300 °C gebracht werden. Auch wenn dies regenerativ geschieht, bleibt ein Temperaturverlust von 30 bis 50 °C, der mit zusätzlicher Brennstoffenergie dem Prozeß zugeführt werden muß.
Die zum Einsatz kommenden Katalysatoren sind als Platten mit Metallträger und als Waben mit Keramikkörpern ausgeführt. Die Platten haben Fertigungsvorteile, geringeren Bruchverlust und kleinere Verstopfungen. Katalysatoren können auch als Schichtelemente im Luvo angeordnet werden. Entscheidend für die Größe der in mehreren Lagen (3 bis 4) angeordneten Katalysatoren ist der Ausgangswert an NO_x nach Feuerung, um den jeweiligen Grenzwert (Kohle 200 mg/m^3, Öl 150 mg/m^3 und Gas 100 mg/m^3, s. **Tab. 2**) einhalten zu können. Der Katalysatorpreis liegt derzeit bei 10 000 €/m^3 (ca. 1,6 m^3/MW). Ein Wechsel der Lagen ist alle Jahre bei der Revision des Kessels vorgesehen. Das Bauvolumen ist erheblich und oftmals als Rucksack beim Übergang zum zweitem Zug angeordnet (s. **L 6.2**). Die Baukosten sind hierfür mit ca. 60 €/m^3/h Rauchgasvolumen zu veranschlagen.

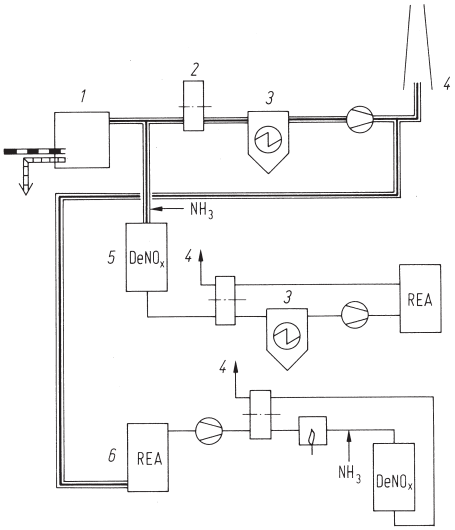


Bild 11. Rohgas- und Reingasschaltung. *1* Schmelzkammerkessel, *2* Luvo, *3* E-Filter, *4* zum Kamin, *5* Rohgas-SCR, *6* Reingas-SCR

5.6.4 Entsorgung der Kraftwerksnebenprodukte
Deposition of by-products in the power process

Die Reststoffe aus der Rauchgasreinigung sind zu entsorgen, um die Folgebelastungen von Boden und Wasser in umweltrelevanten Grenzen zu halten (Bundesemissionsschutzgesetz § 5.3 und Abfallbeseitigungsgesetz § 3.2). Das bedeutet möglichst eine Verwendung bzw. Deponierung der Kraftwerksnebenprodukte.
Bei der *Entstaubung* entsteht wie bisher nur jetzt im verstärkten Umfang in den Abscheidesystemen (elektrische und filternde Abscheider) Flugasche. Bei diesem durchschnittlichen Aschegehalt der Steinkohle von 9 Gew.-% fallen bei Kohlenstaubfeuerungen mit trockenem Ascheabzug (s. **L 5.2.2**) Mengen zwischen 8 und 10 g/kWh$_{el}$ an. Für die Verwertung ist entscheidend der Gehalt am unverbrannten Kohlenstoff (auch Glühverlust). Aschen können als Zuschläge für den Zement, Beton und Betonerzeugnisse, Mörtel, Estriche, Ziegel und Gasbeton und als Straßenbaustoffe verwendet werden. Andere Aschen wie aus der Wirbelschichtfeuerung (20 bis 25 g/kWh$_{el}$) oder bei Behandlung der Rauchgase nach dem Trokken-Additiv-Verfahren (5 bis 15 g/kWh$_{el}$) bzw. einer Spezialabsorption (3 bis 10 g/kWh$_{el}$), sind infolge der integrierten Entschwefelung mit Komponenten des Kalkeintrags in Form von $CaSO_4$, CaO und $CaCO_3$ belastet. Nur unter weiterer Behandlung durch Mischung mit anderen Aschen, Oxidation und Aufbereitung werden in der Zukunft auch dafür Verwertungen in der Baustoffindustrie (z. B. Kiesersatz) erwartet.
Der bei den *Entschwefelungsverfahren* anfallende REA-Gips (ca. 16 g/kWh$_{el}$) hat zu erhöhten Qualitätsanforderungen der

Baustoffindustrie geführt. Es können inzwischen keine Unterschiede zum Naturprodukt nachgewiesen werden, auch wenn der Gips unterschiedlich in der Farbe ist (braun oder grau statt weiß, abhängig vom Kalkstein).
Der Anteil der Inertstoffe ist wesentlich geringer und die Kornform (30 bis 60 mm) einheitlicher. Aus Kraftwerksanlagen ist mit ca. 7 Mio. t Gips pro Jahr zu rechnen. Die Bauwirtschaft verbrauchte 1995 ca. 9,3 Mio. t Gips (berechnet als $CaSO_4 \cdot 2\,H_2O$), davon 3,2 Mio. t aus REA-Gips.
Die Nachteile des REA-Gipses sind seine Restfeuchte bis zu 10% und daß er nur als Dihydrat anfällt. Zur Herstellung seiner Bindeeigenschaften muß er wie der Naturgips auch thermisch behandelt werden. Durch den Kalk werden Eisen-, Aluminium- sowie Magnesiumverbindungen eingeschleppt. Aus der Kohle stammen Chlor und Fluor. Chlor kann durch Waschen entfernt werden. Fluor bleibt als schwerlösbares CaF_2 im Gips. Schwermetalle gelangen sowohl durch den Reingasstaub als auch durch den Kalkstein und das Prozeßwasser in den REA-Gips. Eine Hochchlorid-Fahrweise der REAs vermindert die Abwassermenge, die oftmals auch nicht mehr in die Kanalisation eingeleitet werden darf. Dies führt zu *REA-Abwasser-Eindampfungen*. Die Restsalze, vorwiegend Calciumchlorid mit einem Wassergehalt von 30 bis 50%, sollen weiter aufbereitet werden oder müssen mit Zementzusatz deponiert werden (2 g/kWh_{el} Eindampfrückstand).
Bei dem Wellmann-Lord-Verfahren (s. **L 5.6.2**) mit dem Endprodukt Elementarschwefel oder Schwefelsäure ist besonders wegen des besonders hohen Reinheitsgrads dem Elementarschwefel mindestens gleichwertig.
Bei der sekundären *Entstickung* nach dem SCR-Verfahren werden bei der High-dust-Schaltung durch den auftretenden Ammoniakschlupf die Reststoffe wie z. B. Flugasche und der Gips beeinflußt. Werden NH_3-Konzentrationen von 50 bis 100 ppm überschritten, kann es zu Geruchsbelästigungen und Verwertungseinschränkungen kommen. Außerdem ist ebenfalls ein Einfluß auf das REA-Abwasser gegeben [9].
Bisher schließen die Katalysatorlieferanten die Rücknahme mit ein. Selbst über das Recycling in Japan ist wenig bekannt. Beigaben von zermahlenem Gut zu Bau- und Füllstoffen wird dort praktiziert.

6 Dampferzeuger. Steam generators

Der Begriff „Dampfkessel" umfaßt nach der Dampfkesselverordnung auch Heißwassererzeuger. Da hier nur dampferzeugende Anlagen behandelt werden, sind die einzelnen Anlagen mit „Dampferzeuger", die Bauarten mit „Kessel" bezeichnet worden [1–3].

6.1 Angaben zum System. System parameters

6.1.1 Bauarten. Types

Bei der ursprünglichen Bauart der Dampfkessel waren die Rauchgase von Wasser umgeben (Flammrohr-Rauchrohrkessel **Bild 3**). Ihr Wasserinhalt ist zwangsläufig im Verhältnis zur Dampferzeugung groß, d. h. gleich oder größer als die stündlich erzeugte Dampfmenge (*Großwasserraumkessel*). Der große Wasserinhalt erhöht die Speicherwirkung bei Druckschwankungen, aber auch die Abkühlungsverluste bei Stillstand und die Anfahrzeit. Da sie für höhere Drücke ungeeignet waren, wurden die *Wasserrohrkessel* entwickelt, bei denen die Rauchgase die wassergefüllten Siederohre umgeben. Sie haben Wasserinhalte, die kleiner als die stündliche Dampferzeugung sind. Zunächst wurden sie als *Schrägrohrkessel* mit geraden Rohren (zur besseren Reinigung) gebaut, später als *Steilrohrkessel* mit zwischen zwei Trommeln eingebauten Rohrbündeln, auch hier zunächst mit geraden Rohren (Garbekessel), später mit gebogenen Rohrbündeln. Da hier noch ungekühlte Feuerräume vorgebaut wurden, erfolgte die Wärmeübertragung im Rohrbündel vor allem durch Rauchgasberührung. Je mehr jedoch der Feuerraum durch Siederohre gekühlt wurde, desto mehr wurde Wärme durch Strahlung übertragen (*Strahlungskessel*).
Die Siederohre der Wasserrohrkessel werden von einem Wasser-Dampf-Gemisch gekühlt, das im *Naturumlauf* durchströmt (s. **L 6.2.2**). Zum Vermeiden dadurch gegebener Einschränkungen der Konstruktion wurden die *Zwangumlaufkessel* entwickelt, bei denen das Wasser mit einer Umwälzpumpe durch die Rohre gedrückt wird. Bei beiden Bauarten muß das Wasser-Dampf-Gemisch in einer Trommel getrennt werden. Diese mit steigendem Druck und höherer Leistung immer teurer werdende Trommel entfällt beim *Zwangdurchlaufkessel*. Wegen des verringerten Wasserinhalts ist dieser Dampferzeuger schneller reaktionsfähig und im Aufbau einfacher. Grundform ist das beheizte *Rohr*, deshalb auch *Einrohrkessel* genannt, in das Wasser eingespeist wird und aus dem (überhitzter) Dampf austritt.

6.1.2 Dampferzeugersysteme. Steam generator systems

Die drei klassischen Verdampfersysteme sind in **Bild 1** dargestellt. Bei Großkesseln bieten sich die zwangdurchströmten Verdampfersysteme (Benson und Sulzer) an, da diese Dampferzeuger mit höchsten Drücken und den entsprechenden Heißdampftemperaturen (HD) betrieben werden können, wobei in der Regel aus Materialgründen (ferritische Werkstoffe) die HD-Temperaturen auf etwa 540 °C begrenzt werden.
Werden die Betriebsdrücke weiter gesteigert, so muß aus thermodynamischen Gründen der Turbinenabdampf (Hochdruckteil) zwischenüberhitzt werden (s. **L 3.1.1**). Diese Art von Systemen erfordert neben einem hohen investiven Aufwand (z. B. hochwertige Werkstoffe) auch einen erheblichen Energiemehraufwand im unteren Lastbereich, **Bild 2**.
Beim *Sulzerkessel* erfolgt die Kühlung der Verdampferrohre im gesamten Lastbereich (Kurve *2* in **Bild 2**) mittels Umwälzpumpen, dagegen ist beim *Benson-* bzw. *Zwangdurchlaufdampferzeuger* erst ab etwa 35% Last abwärts der Umwälzbetrieb notwendig (Kurve *3* in **Bild 2**). Vorteilhaft beim Zwangdurchlaufdampferzeuger ist die von der Last unabhängige hohe Konstanz der Heißdampftemperatur (wandernder Verdampfungsendpunkt), was für den Wirkungsgrad des Gesamtprozesses von Interesse ist. Beim Sulzerkessel ist das nur durch besondere und damit kostspielige Überhitzerkonzeptionen (Strahlungsüberhitzer) möglich.

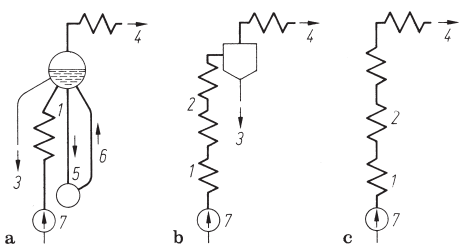


Bild 1 a–c. Dampferzeugersysteme. **a** Naturumlauf; **b** Sulzer; **c** Benson. *1* Speisewasservorwärmer, *2* Verdampfer, *3* Entspanner, *4* Überhitzer, *5* Fallrohr, *6* Steigrohr, *7* Speisewasserpumpe

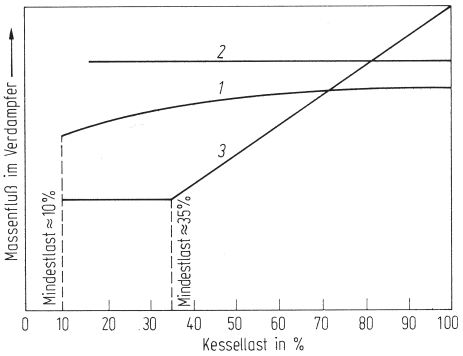


Bild 2. Massenfluß im Verdampfer, abhängig von der Kessellast. *1* Naturumlauf, *2* Zwangsdurchlauf mit überlagertem Umlauf, *3* Benson-System

Das *Naturumlaufsystem* läßt sich im Gegensatz zu den bereits genannten Verdampfern ohne Mehraufwand mit der Minimallast des Dampferzeugers leicht betreiben (Kurve *1* in **Bild 2**). Die Kühlung der Verdampferrohre selbst erfolgt durch die umlaufenden Wassermengen, die sich in Abhängigkeit von der Beheizung selbständig einstellen. Aufgrund dieser Tatsache kann sich der Naturumlaufverdampfer mit seinen geringen Totzeiten schnellen Laständerungen gut anpassen.
Daher findet dieses Verdampfersystem sehr oft in Heizkraftwerken bzw. in Industriebetrieben Anwendung. Nachteilig neben der steilen Überhitzercharakteristik, ist auch die Begrenzung des HD-Drucks am Überhitzeraustritt auf etwa 150 bar bei senkrechter Rohrführung im Verdampfer (*Strahlungsverdampfer*).

Konvektionsverdampfer mit leicht steigender Rohrführung sind grundsätzlich auch im Naturumlauf zu betreiben, wobei hier der mögliche Betriebsdruck niedriger liegt als bei senkrechten Rohren. Die Höhe der Verdampfereintrittsgeschwindigkeit und der umlaufenden Wassermenge hängt neben dem Druck u. a. auch von der konstruktiven Ausführung ab. Bei Verwendung kompaktbauender Rippenrohrheizflächen sind die Verdampferrohre aus konstruktiven Gründen waagerecht angeordnet, wodurch die notwendigen Massenströme auf der Rohrseite nur durch Zwangumwälzung mit Umlaufzahlen von 4 bis 6 erreicht werden (Vollast).
Der Verdampferdruck bei Dampferzeugern mit festgehaltenem Verdampfungsendpunkt bei Zwangumwälzung ist durch den sich verschlechternden Wirkungsgrad des Abscheiders bei 105 bar begrenzt.

6.1.3 Drücke. Pressures

Sie werden als Überdrücke gegen Außendruck nach DIN 1314 angegeben. Zu unterscheiden sind *Nenndruck*, höchster zulässiger *Betriebsdruck*, *Trommeldruck*, *Speisewasser-Eintrittsdruck* und *Frischdampf-Austrittsdruck*. Bei Trommelkesseln ist der Nenndruck auch der bei Nennleistung auftretende Trommeldruck. Der höchste zulässige Betriebsdruck wird um etwa 5% höher festgelegt, um ein Ansprechen der Sicherheitsventile bei Druckschwankungen zu vermeiden (s. **L 6.1.5**). Der Speisewasser-Eintrittsdruck ist um die Druckverluste der Speisewasser-Regelventile und des Speisewasser-Vorwärmers höher, der Frischdampf-Austrittsdruck um den Druckverlust des Überhitzers (etwa 10% des höchsten zulässigen Betriebsdrucks), jeweils für Nennleistung gerechnet, niedriger als der Nenndruck.
Der Nenndruck richtet sich bei Industrieanlagen nach der benötigten Prozeßtemperatur. Bei Kraftwerkskesseln werden die Druckstufen 40, 64, 80 und 125 bar je nach dem gewünschten Strom/Wärme-Verhältnis und der Anlagengröße ausgeführt. Für Kraftwerke wurden auch schon Trommelkessel mit 148 und 168 bar Nenndruck realisiert. Heute werden vorrangig Zwangdurchlaufdampferzeuger für Kraftwerke gebaut. Bei ihnen wird als höchster zulässiger Betriebsdruck der Austrittsdruck plus 10% angegeben. Häufig ausgeführt werden 210 bar Betriebsdruck mit 190 bar Austrittsdruck. Wegen des großen Gesamtdruckgefälles (50 bis 55 bar) dieser Bauarten wird für die Berechnung der Einzelteile der Betriebsdruck des betreffenden Teils plus 10% des Austrittsdrucks zugrunde gelegt. Für niedrigere Drücke werden diese Bauarten wegen des dann unwirtschaftlich hohen Druckverlustes kaum gebaut, dagegen sind sie die einzig mögliche Bauart bei überkritischem Druck. Hier wurden bereits 250, 300 und 350 bar Austrittsdruck ausgeführt (s. **L 3.1.1**).

6.1.4 Temperaturen. Temperatures

Sie sind durch den Dampfkreislauf bei Kraftwerken mit dem Druck gekoppelt. Bei den Nenndrücken 40, 64 und 125 bar werden die Frischdampftemperaturen 450, 500 und 540 °C ausgeführt. Höhere Dampftemperaturen erfordern austenitische Stähle (bis 570 °C nur für Endüberhitzer, bis 650 °C auch für Rohrleitungen und erste Stufen des Hochdruck- bzw. Mitteldruckteils der Turbine), aus Kosten- und Betriebsgründen selten ausgeführt. Neuerdings sind durch noch zu erprobende Nickel-Basis-Legierungen Frischdampfdrücke von 375 bar und 700 °C sowie bei zweifacher Zwischenüberhitzung auf je 720 °C in der Diskussion. Eine zu hohe Endnässe in den letzten Turbinenstufen läßt sich vermeiden, wenn bei Drücken über 125 bar Zwischenüberhitzung auf Frischdampftemperatur bei Drücken von 30 bis 50 bar vorgesehen wird, bei überkritischem Hochdruck auch doppelte Zwischenüberhitzung [4] (s. **L 3.1.1**).

6.1.5 Leistung. Output

Im Kesselbau bedeutet „Dampfleistung" den erzeugten Massenstrom. Man unterscheidet höchste Dauerleistung oder Nennleistung des Kessels, für die er ausgelegt wird, kurzzeitig erzielbare Spitzenleistung (meist 10% über der maximalen Dauerleistung) und Regel- oder Normalleistung, die 80% der höchsten Dauerleistung beträgt und die Leistung mit dem günstigsten Wirkungsgrad ist. Die größte ausgeführte Nennleistung beträgt in den USA z. Z. 1 000 kg/s, in der Bundesrepublik Deutschland 700 kg/s.
Bestimmte Leistungsstufen haben sich bei Industrie-Dampferzeugern nicht herausgebildet.

6.1.6 Sicherheit. Safety

Der Betrieb für zulässigen Betriebsdruck über 0,5 bar (Hochdruckkessel) bedarf nach der Dampfkessel-Verordnung der Genehmigung. Sie wird vom zuständigen Gewerbeaufsichtsamt aufgrund eines Gutachtens des zuständigen Technischen Überwachungsvereins (TÜV) erteilt. Seine Aufgaben sind die Prüfung der Konstruktion, die Beurteilung der Sicherheit der Bauart und der Bemessung nach den Technischen Regeln für Dampfkessel (TRD) und den AD-Merkblättern (s. **Z Bezugsquellen**), die Überwachung der Herstellung (besonders der Schweißverfahren), die Erteilung von Bescheinigungen für die Einzelteile und die Abnahme auf der Baustelle (Druckprobe).

6.2 Ausgeführte Dampferzeuger
Types of steam generator

6.2.1 Großwasserraumkessel. Shell type steam generators

Flammrohrkessel. Sie wurden mit ein bis drei Flammrohren gebaut, um mit vergrößerter Heizfläche die Rauchgaswärme

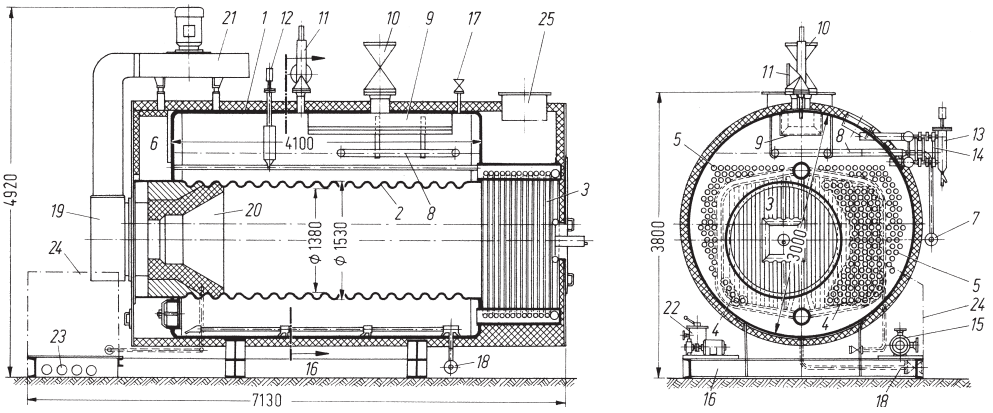


Bild 3. Dreizug-Flammrohr-Rauchrohrkessel (Dt. Babcock AG, Oberhausen). *1* Kesselkörper, *2* gewelltes Flammrohr, *3* hintere Wendekammer, *4* (1) und *5* (2) Rauchrohrzug, *6* vordere Wendekammer, *7* Speisewassereintritt, *8* Speiserohr, *9* Dampflenkblech, *10* Dampfaustritt, *11* Sicherheitsventil, *12* Niveauwächter, *13* Speisewasserregler, *14* Wasserstandsanzeiger, *15* Speisepumpen, *16* Grundrahmen, *17* Entlüftung, *18* Ablaß, *19* Brennergeschränk, *20* Brennermuffel, *21* Gebläse, *22* Ölpumpe, *23* Ölvorwärmer, *24* Schaltschrank, *25* Rauchgasaustritt

besser zu nutzen. Das Nachschalten zusätzlicher Rauchrohrteile ergab die

Flammrohr-Rauchrohrkessel. Sie sind die heute am häufigsten ausgeführte Bauart für kleinere Leistungen und Drücke in der Industrie und als Heizwerk. Diese Kessel werden meist mit drei horizontalen Zügen (ein Flammrohr und zwei Rauchrohrzüge) für Sattdampf, leicht und hoch überhitzten Dampf bis 25 bar und 450 °C bei Leistungen bis 3,5 kg/s mit einem Flammrohr, bis 7 kg/s mit zwei Flammrohren gebaut. Die Heizfläche beträgt bis 500 m^2, die Heizflächenbelastung etwa 40 kg/(m^2 h). Dabei wird fast nur Öl und Gas im Überdruckbetrieb verfeuert. Der geringe Raumbedarf, der niedrigere Preis (ca. 45 DM/kg/h Dampf), die weitgehende Fertigstellung in der Werkstatt, die Montage auch von Zubehör (Speisepumpe, Ölvorwärmer und -pumpe, Feuerungsautomatik) auf einem Grundrahmen sowie die kurze Zeit für die Aufstellung im Betrieb sind die Vorteile dieser Bauart, **Bild 3**.

6.2.2 Naturumlaufkessel für fossile Brennstoffe

Natural circulation fossil fuelled boilers

Wasserumlauf. In den beheizten Siede- oder Steigrohren entstehen Dampfblasen, wodurch die Dichte des Gemischs in diesen Rohren geringer ist als in den weniger oder nicht beheizten Fallrohren. Dadurch bildet sich am unteren Ende der Fallrohre ein Überdruck, der das Gemisch in den Steigrohren nach oben zur Trommel drückt, während aus den Fallrohren Wasser nachfließt. Durch diesen aus der Natur der Verdampfung entstehenden Wasserumlauf werden die Rohre gekühlt. Die Strömungsgeschwindigkeit stellt sich so ein, daß der Überdruck den Reibungsdruckverlust in den Steigrohren deckt. Der Umlaufstrom muß bei Nennlast mindestens das Fünf- bis Siebenfache des gebildeten Dampfstroms sein (Umlaufzahl), damit bei Mindestlast keine Dampfblasen hängen bleiben, was zu Überhitzung und zum Aufreißen der Siederohre führen würde.

Richtlinien. Fallrohrquerschnitt und Querschnitt der Überströmrohre zur Trommel mindestens $^1/_3$ bis $^1/_4$ des Querschnitts der zugehörigen Steigrohre. Höhe der Gemischsäulen mit verschiedener Dichte möglichst groß (Beheizung der Steigrohre nur im oberen Teil vermeiden). Äußerer Durchmesser der Steigrohre $\geq 44{,}5$ mm. Steigrohre mit stetiger Steigung, sonst Dampfsack und Strömungsunterbrechung; Steigung nicht zu flach (5 bis 7° bei von unten, 10° bei von oben beheizten Rohren). Trommeldruck nicht zu hoch, da mit steigendem Druck Differenz der Dichten von Wasser und Dampf geringer wird (um ausreichende Geschwindigkeit zu erzeugen, höchstens 180 bar). Kein Anschluß sehr verschieden beheizter Steigrohrsysteme an dasselbe Fallrohrsystem (der stärker beheizte Teil zieht so viel Wasser ab, daß im schwächer beheizten Teil zu geringe oder sogar nach unten gerichtete Wassergeschwindigkeiten entstehen, sog. Umkehrrohre, in denen Dampfblasen nach oben und Wasser nach unten strömt – bei großen Rohrbündeln nicht immer vermeidbar –, dadurch besteht Gefahr, daß Dampfblasen hängen bleiben und Rohre überhitzt werden).

Bauarten

Steilrohrkessel. Bei den früheren Bauarten mit ungekühltem Feuerraum bildeten steil oder senkrecht stehende Rohrbündel zwischen Ober- und Untertrommel die Verdampferfläche. Da heute der Feuerraum dicht mit Siederohren ausgekleidet wird, nimmt er einen großen Teil der Verdampfungswärme auf. Bei Drücken unter 64 bar reicht dies nicht aus, deshalb sind Siederohrbündel nachzuschalten.

Eckrohrkessel. Für Leistungen bis 65 kg/s wird das Gerüst eingespart, indem der gesamte Verdampfer in ein Rohrgestell eingehängt wird, dessen senkrechte Rohre – besonders die die Trommel tragenden – als Fallrohre wirken, während die unteren horizontalen Rohre als Verteiler und die oberen durch Überströmrohre mit der Trommel verbundenen Rohre als Sammler dienen. Die in diesen Sammlern eintretende Vorabscheidung des mitgeführten Überschußwassers wird dazu genutzt, durch zusätzliche senkrechte Rücklaufrohre einen internen Umlauf innerhalb des Rohrgerüsts zu erzeugen.

Strahlungskessel. *Aufbau.* Die den Feuerraum und den anschließenden Strahlraum auskleidenden Verdampferheizflächen nehmen die Wärme größtenteils durch Strahlung auf. Mitunter bilden die Tragrohre und die den 2. Zug auskleidenden Wandrohre zusätzliche Verdampferheizflächen. Bei Drücken über 100 bar kann die für die Feuerung erforderliche Wandheizfläche für die Verdampfung – insbesondere wenn volle Überhitzung bis zu tiefen Teillasten gefordert wird – zu groß sein, weshalb sie teilweise mit Strahlungsüberhitzern ausgekleidet wird. Die Trommel wird entweder über viele in der Wärmedämmung des Feuerraums oder in der schwach beheizten Rückwand des 2. Zugs verlegte Fallrohre oder über zwei oder mehrere große Hauptfallrohre mit den unteren Ver-

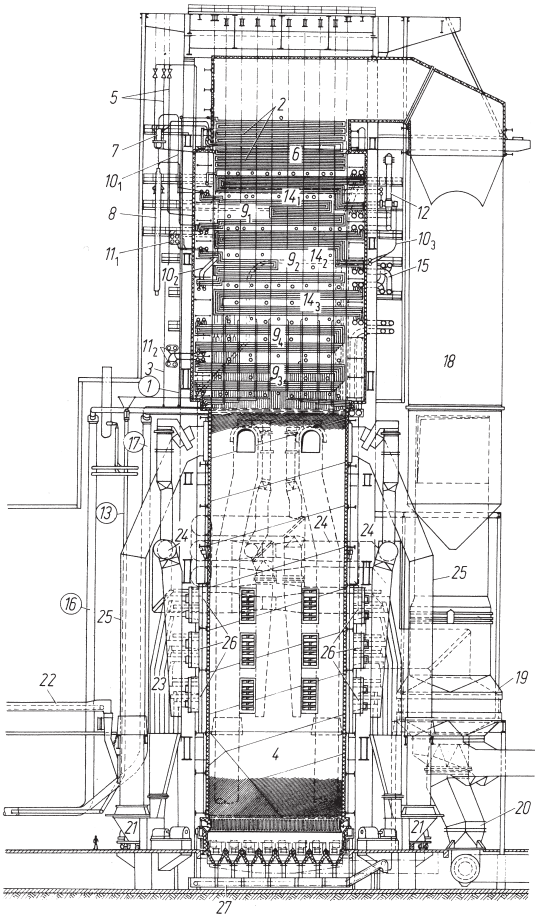


Bild 4. Einzug-Benson-Dampferzeuger mit Rohbraunkohlen-Feuerung (EVT Energie- und Verfahrenstechnik GmbH, Stuttgart). $\dot{m}_{HD} = 520$ kg/s, $p_{zul.HD} = 196$ bar, $p_{HD} = 176$ bar, $t_{HD} = 530\,°C$, $\dot{m}_{MD} = 480$ kg/s, $p_{MD,a} = 30{,}6$ bar, $t_{MD,e} = 299\,°C$, $t_{MD,a} = 530\,°C$, $t_{sp} = 235\,°C$, $t_{abg} = 140\,°C$; *1* Speiseleitung, *2* Eco, *3* Verbindungsleitung zum Verdampfer, *4* Verdampfer, *5* äußere Tragrohre, *6* Heizflächen-Tragrohre, *7* Abscheider, *8* Niveauflasche, 9_{1-4} Hochdrucküberhitzer 1 bis 4, 10_{1-3} Verbindungsleitungen der Hochdrucküberhitzer, 11_3 Hochdruckkühler, 12_2 Wärmeübertrager Hochdruck-Mitteldruck-Dampf, *13* Hochdruckdampfleitung, 14_{1-3} Zwischenüberhitzer 1 bis 3, *15* Mitteldruck-Einspritzkühler, *16* kalte Zwischenüberhitzerleitung, *17* heiße Zwischenüberhitzerleitung, *18* Rauchgaskanal zum Luvo, *19* Regenerativluvo, *20* Frischlüfter, *21* Naßkohlenmühlen, *22* Rohkohlenzuteiler, *23* Staubleitungen, *24* Heißluftleitungen mit Durchflußmessung, *25* Rauchgas-Rücksaugekanäle, *26* Brenner, *27* Feuerraumentascher. Gleiche Bauart bei den neuen 800-MW-Blöcken im Braunkohlekraftwerk der VEAG, Boxberg, jedoch mit überkritischen Wasser-Dampf-Prozeß. Kesselhaushöhe 166 m statt 125 m. $\dot{m}_{HD} = 672$ kg/s = 2410 t/h; FD 285 bar, 550 °C; KZÜ 69 bar, 350 °C; HZÜ 66 bar, 568 °C; Rauchgasvolumen $1{,}8 \cdot 10^6$ m³/h. Niedwanßen Block K Kesselhaushöhe 172 m (siehe **L 3.1.1**) eingehängt in 4 Stahlpfeiler mit 66 kt

teilern der Strahlungsheizfläche verbunden. Das Dampf/Wasser-Gemisch aus den oberen Sammlern der Strahlungsheizflächen wird durch Überströmrohre der Trommel zugeführt.

Zuganordnung. Gebaut werden Zweizug-, Eineinhalbzug- und Einzug-(Turm-)Dampferzeuger. *Zweizug-Dampferzeuger* haben den Rauchgasaustritt unten. Sie bauen niedriger als die anderen Bauarten und haben geringere Gerüstkosten, da die nachgeschalteten Heizflächen, Filter und Gebläse getrennt aufgestellt werden (oft außerhalb des Kesselhauses). *Einzug-Dampferzeuger* erfordern weniger Platz und werden häufig aus Verschleißgründen (Braunkohle) erforderlich. Bei nicht zu großer Leistung können die Luftvorwärmer (Luvo), das Gebläse und der dann niedrige Schornstein auf das Kesselgerüst aufgesetzt werden. Sonst werden die Rauchgase durch einen Leerkanal nach unten geführt (**Bild 4**) und die nachgeschalteten Teile wie beim Zweizug-Dampferzeuger getrennt aufgestellt. Bei kleinerer Leistung und Öl- oder Gasfeuerung wird mitunter das Unterteil des Schornsteins als Kesselgerüst verwendet und die Heizflächen und die Feuerung in den Schornstein eingebaut.

6.2.3 Zwanglaufkessel für fossile Brennstoffe

Forced circulation fossil fueled boilers

Zwangumlaufkessel

Die Beschränkungen, die der Naturumlauf für die Führung und die lichte Weite der Steigrohre bedeutet, entfallen, wenn zwischen die Fall- und Steigrohre eine oder mehrere Umwälzpumpen geschaltet werden, die das Wasser durch die Steigrohre drücken. Ihr Förderstrom muß das Fünf- bis Achtfache des Dampfstroms betragen, da mit die Geschwindigkeit in den Rohren die Mitnahme der Dampfblasen nach unten sicherstellt. Damit lassen sich die Steigrohre auf- und abwärts führen (Mäanderbandwicklung) und äußere Durchmesser bis

32 mm verwenden (kleinere Wanddicke, Materialersparnis). Für die Trennung des Dampf/Wasser-Gemischs ist eine Trommel notwendig (nur für unterkritische Drücke brauchbar). Da der Umlauf nicht vom Druck abhängt, ist eine Annäherung des Drucks an den kritischen Druck eher möglich als mit Naturumlauf. Damit das Wasser gleichmäßig auf alle parallel geschalteten Steigrohre verteilt wird, ist in den Eintritt jedes Steigrohrs eine Drosseldüse eingebaut (LaMont-Düse, deshalb auch La-Mont-Kessel genannt). Ohne sie ist Instabilität (s. Zwangdurchlaufkessel) möglich. Von Umwälzpumpen ausgehende Komplikationen sind in Kauf zu nehmen. Eine Reservepumpe wird gefordert, die bei Ausfall einer Pumpe schnell und automatisch eingeschaltet wird. Der elektrische Antrieb der Pumpen verlangt bei einem Druckabfall in den Düsen und Steigrohren von maximal 3 bar etwa 0,4% der Turbinenleistung.

Die Mäanderband-Bauweise findet man bei Abhitzekesseln, Kühlflächen hinter Konvertern, Ofentüren und ähnlichem. Zwangumlaufkessel werden in deutschen Kraftwerken nicht mehr verwendet. In Frankreich und Großbritannien werden sie ähnlich den Naturumlauf-Strahlungs-Dampferzeugern mit einigen Hauptfallrohren gebaut, in die die Umwälzpumpen eingesetzt sind. Die Düsen werden in Verbindungsrohren zu kleinen Verdampferrohrgruppen eingebaut.

Zwangdurchlaufkessel

Stabilität der Strömung. Sie ist das Hauptproblem bei Zwangdurchlaufkesseln [5]. Die beiden Bauarten – Benson- und Sulzerkessel – unterscheiden sich in der Art, wie die Stabilität der Strömung bei allen Lasten sichergestellt wird. Eine Strömung durch mehrere parallel zwischen Sammler und Verteiler geschaltete Rohre ist stabil, wenn die gleichmäßige Verteilung des Durchsatzes auf alle Rohre in allen Betriebszuständen eingehalten wird. Der Druckverlust in jedem Rohr ist immer gleich der Druckdifferenz zwischen Sammler und Verteiler. Bei gleichen Widerstandszahlen haben die einzelnen Rohre bei homogenem Medium auch gleichen Durchfluß. Bei Verdampfung (im Zwanglauf durchströmte Verdampferrohre oder Rohre von Speisewasservorwärmern) können aber auch bei gleichen Widerstandszahlen unterschiedliche Durchsätze in den einzelnen Rohren entstehen und dadurch Rohre mit kleinerem Durchsatz überhitzt und beschädigt werden. Der gleiche Druckverlust kann nämlich bei großem Durchsatz ohne oder mit geringer Verdampfung und bei kleinem Durchsatz mit starker Dampfbildung und der dabei eintretenden Volumenvergrößerung entstehen. Dadurch ist es möglich, daß sich in den einzelnen Rohren zwei (oder drei) stark unterschiedliche Durchsätze, d. h. eine instabile Strömung einstellen, die durch ungleiche Widerstandszahlen und unterschiedliche Beheizung noch verstärkt werden. Ein genügend großer Druckverlust (wie beim Zwangumlaufkessel) oder eine geeignete Rohrführung (s. Bensonkessel) verhindert Instabilität. Bei einer stabilen Rohrcharakteristik wächst im gesamten Durchflußbereich mit steigendem Durchsatz auch der Druckverlust, bei einer instabilen Charakteristik nimmt in einem Teil des Durchsatzbereichs mit wachsendem Durchsatz der Druckverlust ab.

Gleitdruckbetrieb. Bei Blockschaltung von Dampferzeuger und Turbine wird meist der Austrittsdruck des Dampferzeugers konstant gehalten Festdruck (Androsselung durch Düsengruppen der Turbine). Wenn man aber die Stellventile der Turbine geöffnet hält, stellt sich ein Druck am Austritt des Dampferzeugers entsprechend der Schluckfähigkeit der Turbine je nach Last ein (Gleitdruck). Da der Druck bei Teillast stark abnimmt, ergibt sich ein Gewinn an Speisepumpenarbeit, der aber infolge erhöhten Wärmeverbrauchs des Kreisprozesses bei niedrigerem Druck teilweise wieder verbraucht wird. Wegen des schonenden Betriebs und Minderung der Drosselverluste hat sich der Gleitdruckbetrieb aber weitgehend eingeführt (s. **R 6**).

Bensonkessel

Damit in einem möglichst großen Lastbereich stabile Strömung herrscht, wird bei dieser Bauart ein großer Teil (30 bis 40 bar) des Gesamtdruckverlusts (50 bis 60 bar) in den Verdampfer gelegt. Dadurch ist bis hinunter zu 30 bis 45% Teillast eine stabile Strömung sichergestellt, wenn die Verdampferrohre steigend verlegt sind (steigende Mäander- bzw. Schraubenwicklung bei verschweißten Wänden). Das gesamte zugeführte Wasser – 95% Speisewasser und 5% Einspritzwasser in den Überhitzerkühlern – wird als überhitzter Dampf abgegeben. Beim Anfahren und bei tieferen Teillasten wird mit zusätzlich umgewälztem Wasser der stabile Mindestdurchfluß im Verdampfer erhalten.

Verdampfungspunkt. Der Verdampfungspunkt, an dem das Wasser völlig verdampft und die Überhitzung beginnt, soll bei Vollast nicht an einer thermisch hochbelasteten Stelle liegen. Deshalb wird die Strahlungsheizfläche im Feuerraum meist als Verdampfungsfläche geschaltet. Da sie bei Teillast einen größeren Anteil der gesamten Erzeugungswärme aufnimmt, verschiebt sich dabei der Verdampfungspunkt gegen den Eintritt in die Verdampfungsheizfläche, und die Überhitzerheizfläche wird größer.

Anfahren. Hierbei wird der Wasserstrom in Höhe der kritischen Teillast von einer Umwälzpumpe durch den Vorwärmer und den Verdampfer über eine Abscheideflasche umgewälzt. Bei Dampfbildung wird der Dampf im Abscheider vom Wasser getrennt und zum Überhitzer abgeführt; das Wasser wird zur Umwälzpumpe zurückgeleitet. Dadurch wird mit steigender Dampfbildung der Umwälzstrom immer kleiner und der von der Speisepumpe geförderte Speisewasserstrom, der den Dampf ersetzt, größer. Das Speisewasser-Regelventil wird dabei wie bei einem Trommelkessel vom Wasserstand in der Abscheideflasche gesteuert, während das Umwälz-Regelventil (zwischen Umwälzpumpe und Speisewasserleitung) den Gesamtdurchfluß durch den Verdampfer konstant hält. Die auch für höchste Betriebsdrücke geeignete Umwälzpumpe ist eine einstufige Kreiselpumpe mit im Wasser laufendem Elektromotor.

Umwälzbetrieb. In dieser Betriebsart kann auch Schwachlast von 15 bis 35% lange Zeit gefahrlos gefahren werden. Dabei wird der Verdampfungspunkt durch die Abscheideflasche festgehalten (ebenso wie beim Sulzerkessel im gesamten Betrieb). Die Dampftemperatur ist wie bei Trommelkesseln zu regeln.

Abfahren. Zur Abfuhr der Speicherwärme muß beim Abfahren Speisewasser eingespeist oder auf Umwälzbetrieb übergegangen werden. Damit der heiße Endüberhitzer nicht abgeschreckt wird, ist vor ihm eine Abfahrleitung vorzusehen. Der Endüberhitzer muß dabei so im Dampferzeuger eingebaut sein, daß er nicht durch Speicherwärme gefährdet wird.

Regelung. Die Dampfaustrittstemperatur wird durch das Verhältnis Brennstoff/Wasser eingehalten. Infolge der Durchlaufzeit (mehrere Minuten) und der verzögernden Wirkung der Speicherwärme von Eisen und Mauerwerk würde eine Änderung des Speisewasserstroms bei Änderung der Feuerung (z. B. bei Laständerung) zu träge wirken, und die Dampftemperatur würde zu stark vom Sollwert abweichen. Deshalb werden zur Regelung etwa 5% des Speisewassers in Einspritzkühlern zwischen Überhitzerteilen eingespritzt. Dabei wird jeder Überhitzerteil als Regelkreis für sich betrachtet, für den die Temperatur hinter dem Kühler die Regelgröße mit eventuell lastabhängigem Sollwert und die Temperatur am Austritt des Überhitzerteils eine Korrekturgröße ist (s. **L 6.3.2**). Eine schnelle und genaue Temperaturregelung mit

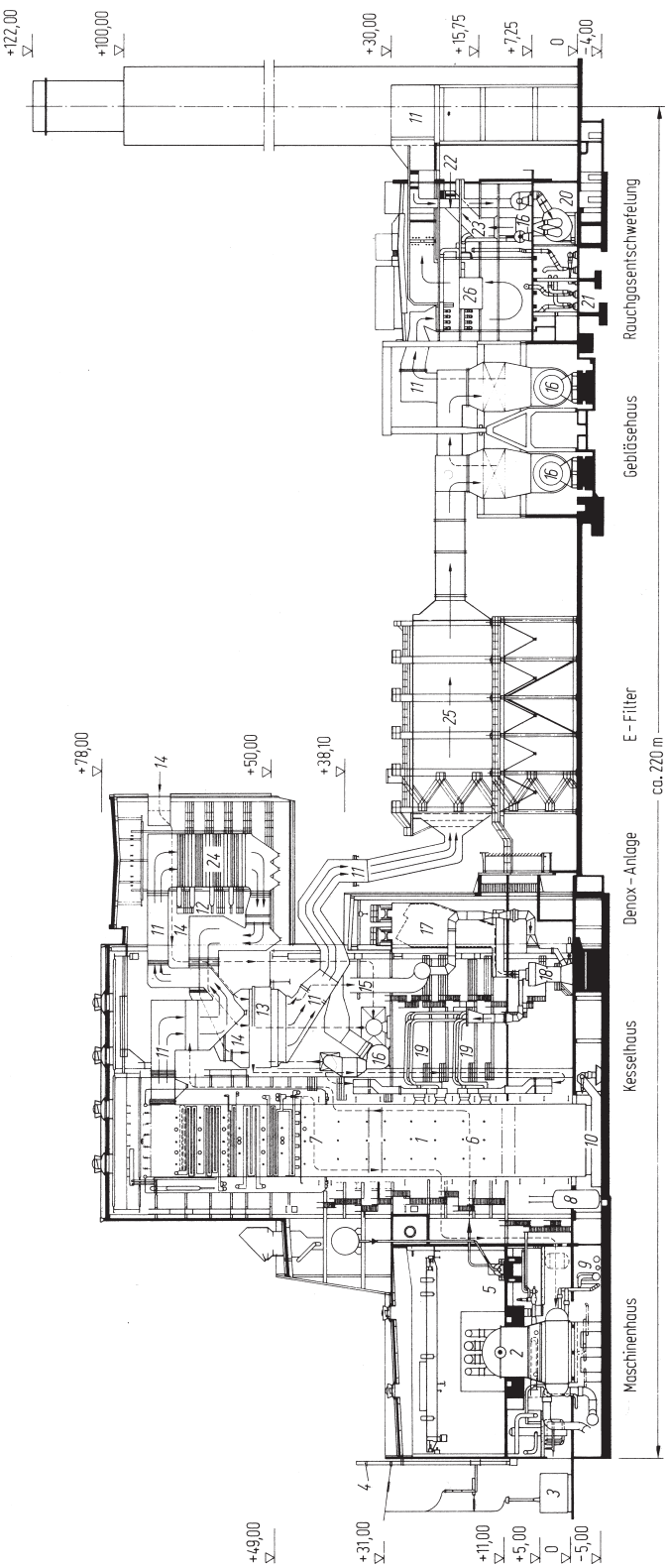


Bild 5. Kraftwerksquerschnitt **zu L.3 Bild 12**. *1* Kessel (1000 t/h Dampfleistung), *2* Turbosatz (300 MW), *3* Transformator, *4* 380-kV-Leitung, *5* Speisewasserpumpe, *6* Speisewasser (293 °C), *7* Dampfaustritt 267 kg/s, 196 bar/540 °C, zu 48,5 bar/540 °C, *8* Entspanner, *9* Fernheizung, *10* Entascher, *11* Rauchgaskanäle, *12* Druckluft-Rußbläser, *13* Luftvorwärmer, *14* Verbrennungsluft (900000 m^3/h), *15* Mühlenluft, *16* Gebläse, *17* Kohlebunker, *18* Kohlemühle, *19* Kohlestaubleitungen, *20* Brennkammer für Wiederaufheizung, *21* Waschwasserpumpen, *22* Mischluftkanal, *23* Heißgaskanal, *24* Katalysator (Entstickung 160 kg/h Ammoniak, 4200 m^3/h Mischluft 8 t/h), *25* Elektrofilter (Entstaubung), *26* Rauchgaswäscher (Entschwefelung 6t/h Gips, 14 m^3/h Abwasser)

möglichst geringem Einspritzwasser ist besonders notwendig [6–10]. In die Speisewasserregelung wird neben der Regelgröße (meist Druck am Überhitzerausgang) das Verhältnis Speisewasser/Einspritzwasser als Korrektur zugeschaltet, damit immer genügend Wasser im Verdampfer ist. Wegen der Abhängigkeit der Dampftemperatur von der Wärmezufuhr muß derselbe Impuls die Brennstoffmenge regeln.

Zwischenüberhitzer. Beim Anfahren wird er mit dem Dampf gekühlt, der aus dem Hochdrucküberhitzer durch eine Umgehungsleitung um die Hochdruckturbine und ein kombiniertes Reduzier- und Einspritz-Kühlventil zugeführt wird. Im Betrieb wird die Dampftemperatur mittels Wärmeübertragung vom Hochdruck- an den Mitteldruckdampf geregelt. Eine Kühlung durch Einspritzung wird nur zu Beginn einer Änderung oder bei schnellen Vorgängen (Lastabwurf) als Notmaßnahme vorgenommen, da eine Vergrößerung des Mitteldruck-Dampfstroms wegen der größeren Kondensationswärme vermieden werden sollte.

Ausführungsbeispiele

Einzug-Benson-Dampferzeuger mit Rohbraunkohlen-Feuerung, Bild 4. Diese Bauart wurde gewählt, weil jede Umlenkung des Rauchgasstroms wegen des Sandgehalts der verfeuerten Rohbraunkohle zur Erosion der Heizflächen führt. Deshalb wurde auch die Rauchgasgeschwindigkeit so niedrig wie konstruktiv ausführbar gewählt. Der Dampferzeuger versorgt eine 600-MW-Turbine und ist mit 125 m Höhe einer der höchsten in Deutschland. Aus statischen Gründen wurden deshalb Luvo, Elektrofilter und Gebläse in ein vom Kesselgerüst getrenntes, relativ niedriges Gerüst gesetzt. Die Rauchgase werden vom Austritt aus den Heizflächen durch einen großen Leerkanal *18* nach unten geführt. Das Speisewasser fließt durch den Vorwärmer *2*, durch die Leitung *3* zum Eintritt im Aschetrichter in die dicht geschweißten, schraubenförmig gewickelten Feuerraumwände *4*, durch die sich anschließenden senkrechten Rohre der Umfassungswände des Berührungszugs zur Decke, durch die äußeren Tragrohre *5* (für den Abscheider *7* und das Niveaugefäß *8*) und die Heizflächen-Tragrohre *6* zum Abscheider *7*, von hier durch den vierteiligen Hochdruck-Überhitzer 9_1 bis 9_4, von dem 9_3 und 9_4 Schottüberhitzer mit weiter Teilung sind, zur Hochdruckdampfleitung *13*. Zur Regelung des dreiteiligen Zwischenüberhitzers 14_{1-3} dienen der Wärmeübertrager 12_2 und die Noteinspritzung *15*. Alle Hochdruck- und Mitteldrucküberhitzer sind vierströmig ausgeführt und zum Ausgleich ungleichförmiger Beheizung mehrfach gekreuzt (z. B. Hochdruckkühler 11_1, 11_3 und Zwischenüberhitzer-Kühler *n* ; der Wärmeübertrager 12_2 wirkt als Mischstelle). Die Feuerung besteht aus acht Mühlen mit je 38 kg/s Rohkohlendurchsatz (sieben Mühlen genügen für Vollast), je zwei auf einer Kesselseite. Jeder Brenner von 15 m Höhe ist in drei Gruppen aufgeteilt, von denen jede zwei Staubdüsen, Ober-, Zwischen und Kernluft enthält.

Eineinhalbzug-Benson-Dampferzeuger mit Kohlenstaub-Heizölfeuerung, Bild 5. Diese Kesselbauart entstand aufgrund strömungstechnischer Untersuchungen. Der Zweizugkessel mußte in der Bauhöhe gesenkt werden. Die Kesselumfassungswände bestehen, soweit es die Höhe der Rauchgastemperatur erforderlich macht, aus glatten verschweißten Rohrwänden.

Aus Umweltschutzüberlegungen (niedrige NO_x-Bildung) wurde eine Feuerung mit trockenem Ascheabzug gewählt. Der Feuerraum wird aus gleichem Grund durch eine Mittelwand geteilt.

Als besondere Primärmaßnahme zur NO_x-Emissionsminderung wird hier das Prinzip der Zweistufenverbrennung angewendet. Bei den Brennern handelt es sich um Wirbelstufenbrenner mit getrennten Kernluft-, Primärluft- und geteilten Sekundärluftströmen. Zusätzlich wird über besondere Feuerraumöffnungen in den Vorder- und Rückwänden ober- und unterhalb des Brennergürtels Verbrennungsluft eingegeben. Mit diesen Primärmaßnahmen werden die NO_x-Emissionen auf Werte unter 650 mg/m^3 gesenkt.

Großaggregate werden einsträngig ausgeführt. Dazu gehören u. a. Frischluft- und Mühlenluftgebläse, Luftvorwärmer, Umwälzpumpe. Die Rußbläser werden mit Druckluft betrieben.

6.2.4 Dampferzeuger für Kernreaktoren [10]

Nuclear reactor boilers

Druckwasserreaktoren. Hier sind der U- und der Geradrohr-Dampferzeuger zu unterscheiden (s. **L 7 Tab. 1**).

U-Rohr-Naturumlauf-Dampferzeuger, Bild 6. Das unter 158 bar stehende 15 660 t/h Primärwasser strömt durch etwa 4 000 U-förmige Heizrohre aus Incoloy 600 (22 mm äußerer Durchmesser; 1,2 mm Wanddicke) und kühlt sich dabei von 326 auf 290 °C ab. Auf der Sekundärseite wird 6 934 t/h Sattdampf von 68 bar im Naturumlauf erzeugt. Die Heizrohre *7* werden durch Haltegitter *8* aus Flacheisen wärmebeweglich gehalten. Das Sekundärspeisewasser wird bei *10* in zwei Vorwärmkammern *11* eingespeist und bis nahe an die Sättigungstemperatur vorgewärmt; dabei wird das Primärwasser möglichst weit abgekühlt. Das auf der Sekundärseite entstehende Dampf/Wasser-Gemisch mit einem Dampfgehalt von etwa 33% wird in 50 Arbeitszyklonen *12* getrennt. Das Umlaufwasser strömt durch den Spalt zwischen der Behälterinnenwand und der Umlaufschürze *9* nach unten und vermischt sich mit dem vorgewärmten Speisewasser. Die Führung von Umlauf- und Speisewasser sorgt für eine gute Spülung der Rohrplatte *4*, so daß sich keine Korrosionsprodukte ansammeln können. Der abgeschiedenen Dampf wird im Dampftrockner *13* auf 0,25% Feuchtigkeit gebracht und strömt durch den Frischdampfstutzen *14* zur Turbine. Die Heizrohre sind in der 700 mm dicken, auf der Ober- und Unterseite mit Inconel plattierten Rohrplatte *4* eingewalzt und mit der unteren, primärseitigen Plattierung verschweißt. Dadurch wird eine Korrosion der Rohrplatte verhindert.

Gasgekühlte Reaktoren. Für diese haben sich vor allem die *Schraubenrohr-Zwangdurchlauf-Dampferzeuger* eingeführt (z. B. beim THTR 300 eingesetzt, s. **L 7.4.4**).

Schnelle Brüter. Hier werden für Verdampfer und Überhitzer (s. **L 7.4.5**) *Geradrohr-* und *Wendelrohr-Module* verwendet. In beiden Fällen fließt Wasser bzw. Dampf von unten nach

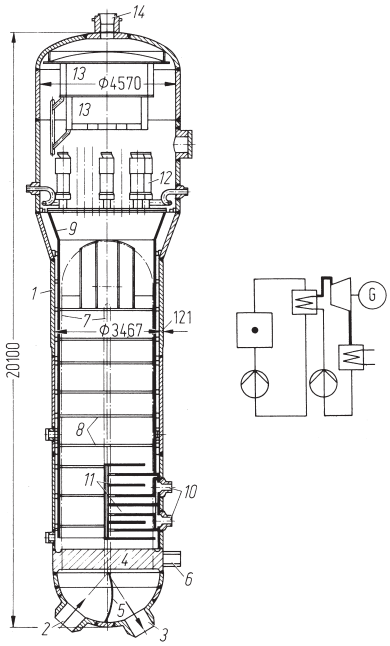


Bild 6. U-Rohr-Naturumlauf-Dampferzeuger für Druckwasserreaktoren (Kraftwerk Union AG (KWU), Mülheim/Ruhr), z. B. KKW Brokdorf. $\dot{m}_D = 530$ kg/s, $p_D = 68$ bar, $t_D = 285\,°C$ (Sattdampf), $\dot{m}_W = 4\,700$ kg/s, $p_w = 158$ bar, $t_{W,e} = 326\,°C$, $t_{W,a} = 290\,°C$; *1* Behälter, *2* Primärwassereintritt, *3* Primärwasseraustritt, *4* Rohrplatte, *5* Trennblech, *6* Tragpratzen, *7* Heizrohrbündel, *8* Rohrhaltegitter, *9* Umlaufschürze, *10* Speisewasserstutzen, *11* Vorwärmkammern, *12* Zyklonabscheider, *13* Dampftrockner, *14* Frischdampfaustritt

oben in den Rohren und das Natrium im Zwischenraum von oben nach unten (Gegenstrom).

6.3 Teile und Bauelemente von Dampferzeugern
Parts and components of steam generators

6.3.1 Verdampfer. Evaporator

Trommel

Bei Natur- und Zwangsumlauf-Dampferzeugern wird das entstehende Dampf/Wasser-Gemisch in möglichst trockenen Sattdampf und in zum Verdampfer zurückfließendes Umlaufwasser mittels einer unbeheizten Trommel getrennt. Die dabei entstehende Oberfläche des Wasserinhalts, der Wasserstand, trennt Dampf- und Wasserraum. Die Speisewasserzufuhr wird so geregelt, daß der Wasserstand konstant bleibt. Als Grundlage der Speisewasserregelung dient der Wasserstandsanzeiger.

Bemessung. Wenn die Trennung von Wasser und Dampf nur durch Schwerkraft geschieht, muß genügend Zeit dafür zur Verfügung stehen, d.h., der Dampfraum muß eine Mindestgröße haben.

Dampfraumbelastung Δ. Sie dient zur Berechnung des Dampfraums und stellt den Sattdampf-Volumenstrom, der je Einheit des Dampfraums durchgesetzt wird, bzw. die reziproke Aufenthaltszeit dar. Es gilt

$$\frac{\Delta}{\mathrm{m^3/(m^3 s)}} = 259\left(\frac{p}{\mathrm{bar}}\right)^{-0{,}7}\left(\frac{L}{\mu\mathrm{S/cm}}\right)^{-0{,}61}.$$

Daraus berechnet sich der Dampfraum

$$V_\mathrm{D} = \dot{m}_\mathrm{D}/(\varrho''\Delta)$$

(p Trommeldruck, L Leitfähigkeit des Kesselwassers, $\dot{m}_\mathrm{D}$ Dampfstrom, ϱ'' Dichte des Sattdampfs).

Wasseroberfläche. Sie muß so groß sein, daß die Austrittsgeschwindigkeit der Dampfblasen nicht größer ist als die Fallgeschwindigkeit der mitgerissenen Wassertropfen. Um eine große Wasseroberfläche zu erhalten, werden die Trommeln meist waagerecht eingebaut.

Einbauten. Sie ersetzen die Schwerkraft als Trennkraft meist durch die viel wirksamere Fliehkraft oder durch Aufprallen der Wassertropfen auf Ableitbleche, so daß die Dampfraumbelastung höher sein könnte. Da die Einbauten aber einen Teil des Raums versperren und die Strömungsgeschwindigkeiten klein bleiben sollen, geben die Gleichungen für Δ und V_D einen guten Anhalt für die Bemessung.

6.3.2 Überhitzer und Zwischenüberhitzer
Superheater und Reheater

Bauarten

Einteilung. Je größer der Anteil der Überhitzungswärme an der gesamten Wärmeleistung des Kessels ist (höherer Druck, höhere Dampftemperatur, Zwischenüberhitzung), in desto höheren Rauchgastemperaturen liegen die Heizflächen. Bei Drücken über etwa 120 bar ist die Verdampfungswärme so gering, daß die Wärmeaufnahme der Feuerraum- und Strahlraumwände größer als diese ist. Deshalb ist ein Teil der Wände mit Überhitzerrohren auszukleiden. Diese *Strahlungsüberhitzer* nehmen etwa 95% der Wärme durch Strahlung (s. **D 10.5**) und den Rest durch Berührung auf. Da wegen der Verschmutzungsgefahr bei festen Brennstoffen am Ende des Strahlungsraums (1000 bis 1200 °C) keine Rohrbündel eingebaut werden können, ordnet man zur weiteren Abkühlung der Rauchgase auf 800 bis 900 °C aus eng liegenden Überhitzerrohren gebildete Wände in Abständen von 400 bis 1000 mm über die ganze Kesselbreite verteilt an. Diese *Schottüberhitzer* nehmen etwa 90% der Wärme durch Gasstrahlung auf. Erst bei Gastemperaturen zwischen 900 und 500 °C sind Rohrbündel verwendbar. Diese *Berührungsüberhitzer* bauen kompakter und nehmen 50 bis 80% der Wärme durch Konvektion und den Rest durch Gasstrahlung auf. Da die Rohre von Strahlungsüberhitzern einseitig beheizt werden, entstehen infolge der Temperaturdifferenz zwischen der Vorder- und Rückseite des Rohrs Längsspannungen, die zu Rundrissen führen können. Die Rohre der Schottüberhitzer werden beidseitig, die des Berührungsüberhitzers fast gleichmäßig über den Umfang beheizt, so daß hier solche Spannungen nicht auftreten. Heizflächen werden heute meist liegend ausgeführt, damit sie entwässert werden können.

Betriebsverhalten

Charakteristik. Bei Trommelkesseln wird der erzeugte Dampfstrom durch die Wärmeaufnahme in den Verdampferheizflächen bestimmt, die im Feuerraum und Strahlraum liegen. Da alle Strahlungsflächen bei Teillast einen größeren Wärmeanteil aufnehmen und deshalb die Austrittstemperatur sinkt, nehmen die Berührungsheizflächen wegen geringerer Temperaturdifferenz und kleinerer Geschwindigkeit (kleinerer Wärmedurchgangskoeffizient) weniger Wärme auf. Deshalb nimmt die Aufwärmung hier ab, während sie im Strahlungsüberhitzer zunimmt und im Schottüberhitzer etwa gleich groß bleibt (fallende Charakteristik des Berührungsüberhitzers, steigende Charakteristik des Strahlungsüberhitzers). Bei Bensonkesseln kann die Hochdrucktemperatur durch das Wasser/Brennstoff-Verhältnis gehalten werden. Eine Verschiebung des Verdampfungspunkts ist die Folge. Für Zwischenüberhitzer gilt dasselbe wie für Überhitzer von Trommelkesseln. Die Kombination eines Strahlungs- (bzw. Schott-) Überhitzers mit einem Berührungsüberhitzer ermöglicht es, die Dampftemperatur über einen Lastbereich fast konstant zu halten, für den restlichen Abfall und für Übergangszustände muß die Temperatur geregelt werden [9].

Temperaturregelung Eine konstante Dampftemperatur über einen großen Lastbereich kann durch eine der beiden folgenden Maßnahmen erreicht werden:
Die anteilige Wärmeaufnahme des Überhitzers wird konstant gehalten. Dazu dient die *Rauchgasrückführung* (**Bild 5**). Mit einem Rückführgebläse wird abgekühltes Rauchgas (meist vom Kesselaustritt) abgesaugt und in den Feuerraum eingeblasen, wodurch hier die Wärmeaufnahme wegen der niedrigeren Temperatur sinkt. Im Berührungsüberhitzer wird aber mehr Wärme aufgenommen, da die Geschwindigkeit und damit der Wärmedurchgangskoeffizient sowie der Gasstrom und damit seine Wärmekapazität zunehmen.
Der Überhitzer wird so groß ausgelegt, daß er bei der geforderten Teillast (bei Trommelkesseln 50 bis 80%) die volle Überhitzung erreicht. Dann ist er für höhere Lasten überdimensioniert und nimmt zuviel Wärme auf, die durch *Kühlung* an den Verdampfer abgeführt werden muß. Das kann geschehen mittels Oberflächenkühler, das sind Rohrbündel in der Trommel oder einer dazu parallel geschalteten Flasche, die zwischen zwei Teile des Überhitzers geschaltet ist und durch die mittels Mischschiebers ein der jeweiligen Last entsprechender Teil des teilweise überhitzten Dampfes geleitet wird, durch speisewasserdurchflossene Rohrbündel in einem Zwischensammler oder durch Einspritzkühler, die schneller reagieren. Bei großen Kesseln würde wegen der langen Durchlaufzeit des Dampfes durch den Überhitzer eine zu große Totzeit entstehen, wenn nur eine Einspritzung (z.B. vor dem Endüberhitzer) vorgesehen wäre. Deshalb sind mehrere Kühler zwischen den Überhitzerteilen mit jeweils getrennter Regelung gesetzt.

Zwischenüberhitzer

Bei Drücken über 150 bar ist ein Zwischenüberhitzer nötig, um eine zu hohe Endnässe in der ND-Turbine zu vermeiden. Er erhöht aber auch den Wirkungsgrad, da das nutzbare Ge-

fälle in der Turbine vergrößert wird. Bei knapp unterkritischen Drücken Zwischenüberhitzung bei 30 bis 60 bar auf Frischdampftemperatur, bei überkritischen Drücken zweifache Zwischenüberhitzung (die erste bei 100 bis 110 bar, die zweite bei 30 bis 40 bar, jeweils auf Frischdampftemperatur oder etwas höher - selten ausgeführt). Die Heizflächenrohre müssen wegen des größeren Dampfvolumens größere Durchmesser (44,5 bis 76,1 mm Außendurchmesser) haben als Hochdrucküberhitzer. Ein Druckverlust bis etwa 2 bar ist einzuhalten, da sonst der thermische Vorteil verlorengeht.

Bauarten. Aus den vorstehend genannten Gründen kommen meist nur Schott- und Berührungsüberhitzer zur Anwendung.

Temperaturregelung. Für die Regelung wird Wärme in außen liegenden Wärmeübertragern vom Hochdruck- in den Mitteldruckteil verschoben. Die Einspritzregelung ist nur eine Not- oder vorübergehende Maßnahme bei schnellen Laständerungen, da die anderen Regelungen zu träge sind. Die Vergrößerung des Mitteldruck-Dampfstroms verschlechtert nämlich wegen der größeren Kondensationswärme den Wirkungsgrad.

6.3.3 Speisewasservorwärmer (Eco)
Feed water heaters (economizers)

Speisewasservorwärmer kühlen die mit hoher Temperatur aus dem Verdampfer eines Kessels austretenden Rauchgase auf wirtschaftlich tragbare Abgastemperatur. Dies ist nur bei niedrigen Drücken und geringer Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf möglich, soweit der Taupunkt nicht unterschritten wird. Bei hohen Drücken und Anzapfvorwärmung bis 300 °C muß noch ein Luftvorwärmer nachgeschaltet werden (s. **L 6.3.4**). Nach den sicherheitstechnischen Richtlinien für Abgas-Wasservorwärmer wird in diesen Heizflächen, die vom Kessel wasserseitig absperrbar sein müssen, betriebsmäßig kein Dampf erzeugt. Diese Vorwärmer sind unterschiedlich konstruiert.

6.3.4 Luftvorwärmer (Luvo). Air preheater

Sie stellen die einzige Möglichkeit dar, bei hoher Speisewasservorwärmung durch Anzapfung ausreichend niedrige Abgastemperaturen zu erreichen. Luftvorwärmung hat aber auch feuerungstechnische Vorteile wie beschleunigte Zündung und besseren Ausbrand infolge höherer Feuerraumtemperatur. Bei Ölfeuerung ist eine zu hohe Vorwärmung zu vermeiden, da es sonst zur Verkokung am Brenner kommt. Bei Armgasfeuerung (Gichtgas) mit viel Ballast im Brennstoff ist neben dem Luft- auch ein Gasvorwärmer notwendig, da die Wärmekapazität des Rauchgases viel größer ist als die der Verbrennungsluft und sonst keine ausreichende Abkühlung des Rauchgases möglich ist. Luvos sind keine druckführenden Heizflächen, dementsprechend sind sie dünnwandig und billig. Wegen des niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten auf beiden Seiten werden aber große Heizflächen benötigt.

Taupunkt. Bei Gefahr der Taupunktunterschreitung wird das kalte Ende durch Email, Glas oder Keramik gegen Korrosion geschützt und mit einer Spülvorrichtung zur Beseitigung klebriger Ansätze ausgerüstet (sonst Zusetzen). Taupunktunterschreitung läßt sich durch Vorwärmen der Luft (meist mit Dampfluvo) verhindern; dabei erhöht sich aber die Abgastemperatur.

Beispiel: Ljungström-Luvo, Bild 7. Der Rotor ist aus radialen und tangentialen Wänden und dem Mantel *3* aufgebaut, in die Kästen mit 0,5 m dicken, gewellten Heizblechen *2* eingesetzt sind. Bei Gefahr der Taupunktunterschreitung werden am kalten Ende emaillierte Bleche in die Kästen *10* eingesetzt. Bei vertikaler Achse und maximal 10 m Durchmesser wird der Rotor am Traglager *4* aufgehängt, bei mehr als 10 m Durchmesser auf einem darunter liegenden Brückenträger gelagert. Bei horizontaler Achse ruht der Rotor auf zwei Pendelstützen. Einstellbare Abdichtungen *11* und *12* halten die Luftverluste so klein, daß unter 1% CO_2-Abfall im Rauchgas eintritt. Angetrieben wird der Luvo von einem Hydraulikantrieb *8*. Gereinigt wird er mit Rußbläsern und Spülvorrichtung, wegen Brandgefahr ist eine Löscheinrichtung vorhanden. Die Rotordrehzahl beträgt 1,5 bis 3 min^{-1}. Die größten Abmessungen sind 20 m Durchmesser und 2,5 m Heizblechhöhe bei 1 000 t Gewicht und einer Antriebsleistung von 45 kW. Ein beschichteter Luvo zur $DeNO_x$-Minderung ist in der Entwicklung.

Dampfluvo

Zum Vermeiden von Taupunktkorrosion wird Verbrennungsluft mittels Anzapfdampf auf bis zu 80 °C vorgewärmt. Der Dampf strömt durch runde oder elliptische Rohre mit aufgeschobenen und mittels z. B. Verzinkens gut leitend verbundenen, dünnen Blechrippen mit Teilungen von 2 bis 4 mm. Die

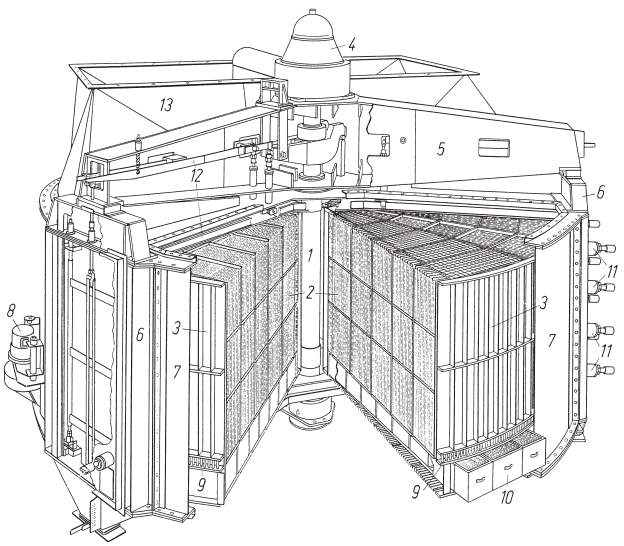


Bild 7. Ljungström-Luvo mit vertikaler Welle (Kraftanlagen AG, Heidelberg). *1* Nabe, *2* Heizbleche, *3* Rotormantel, *4* Traglager, *5* Sternträger, *6* Stützen, *7* Gehäusemantel, *8* Hydraulikantrieb, *9* Bolzenkranz, *10* Heizblechkästen am kalten Ende, *11* Mantelabdichtung, *12* Radialabdichtung, *13* Rauchgasstutzen

Rohre werden durch Sammler für die Dampfzufuhr und Kondensatabfuhr zu Registern von meist zwei Reihen hintereinander zusammengefaßt und in den Luftkanal eingebaut. Die Regelung wird mit dem Abschalten von Registerteilen vorgenommen. Bei staubhaltiger Luft besteht Verschmutzungsgefahr.

6.3.5 Speisewasseraufbereitung. Feed water treatment

Entsprechend den *Eigenschaften* des Wassers (Verunreinigungen, Härte, Salzgehalt, pH-Wert, Alkalität) und deren *Wirkungen* sowie den *Anforderungen* an die Speise- und Kesselwasserbeschaffenheit (**Tab. 1**) müssen Wasseraufbereitungsmaßnahmen durchgeführt werden. Diese sind:

Klärung. Beseitigung der Schweb- und Sinkstoffe.

Filterung. Entfernung grobdisperser Stoffe von Oberflächen- und Grundwässern.

Enteisung und Entmanganung. Überführen von Eisencarbonat oder Eisensulfat in wasserunlösliche Eisen-(III) Hydroxidform durch Belüften.

Entcarbonisierung und Enthärtung. Durch Ausfällung mit direkter Zugabe von Chemikalien.

Ionenaustauschverfahren. Durch Stoffe, die die in ihnen gelagerten Ionen gegen andere im Wasser vorhandene austauschen können.

Entgasung. Durch mechanische, thermische und chemische Entgasung Austreiben der im Wasser gelösten Gase (O_2 und CO_2).

Verdampfung. Je nach Zusammensetzung des Rohwassers und den betrieblichen Verhältnissen kann eine Aufbereitung auch durch Verdampfen erfolgen (s. **K 4.2**).
Literatur [11, 12].

6.4 Wärmetechnische Berechnung
Thermodynamic calculations

6.4.1 Energiebilanz und Wirkungsgrad
Energy balance, efficiency

Meist wird der Kesselwirkungsgrad, mitunter werden aber auch die Einzelverluste (besonders der Abgasverlust), die Abgastemperatur, der Oberflächen-Verlustwärmestrom und der Strahlungsverlust gewährleistet.
Zur Bestimmung des Kesselwirkungsgrads wird eine Energiebilanz aufgestellt und nach DIN 1942 [13] (Abnahmeversuche von Dampferzeugern) eine Systemgrenze um das Dampf-Wasser-System und die Feuerung gelegt. Je nach Lieferumfang oder Zweckmäßigkeit der Messungen werden verschiedene Systemgrenzen (z. B. unter Einschluß der Gebläse, des Entstaubers usw.) gewählt. Dann werden alle dem System zu- und abgeführten Energieströme festgestellt. Für die Wärmeströme wird eine Bezugstemperatur t_b angegeben (meist $t_b = 25\,°C$, da der Heizwert darauf bezogen wird), von der der Kesselwirkungsgrad abhängt.
Computergestützte Bilanzierungen und die Simulation von Auslegungsparametern werden für die Berechnung von Dampferzeugern angewendet.

Direktes Verfahren

Hierbei ist der Kesselwirkungsgrad das Verhältnis von allen genutzt abgeführten zu allen zugeführten Energieströmen

$$\eta_K = \dot{Q}_n / \dot{Q}_{zu,ges}. \tag{1}$$

Nutzwärmeleistung. Sie ist

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}_D + \sum_i \dot{Q}_{Z,i} + \dot{Q}_{Ab}. \tag{2}$$

($i = 1, 2$ Zahl der Zwischenüberhitzungen Z).
Für die Wärmeströme des Frischdampfs, der Zwischenüberhitzung und der Abschlämmung (Indizes D, Z und Ab) gelten die Beziehungen

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_{sp}(h_D - h_{sp}) + \sum_j \dot{m}_{E,D}(h_D - h_{E,D}), \tag{3a}$$

$$\dot{Q}_{Z,i} = \dot{m}_{Z,e}(h_{Z,a} - h_{Z,e}) + \sum_j \dot{m}_{E,Z}(h_{Z,a} - h_{E,Z}), \tag{3b}$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{m}_{Ab}(h_{Ab} - h_{sp}) \tag{3c}$$

$\dot{m}$ Massenstrom, h Enthalpie, j Zahl der Einspritzungen (Index E) im jeweiligen Überhitzerteil, Indizes: sp Speisewasser, a Austritt, e Eintritt.

Tabelle 1. Grenzwerte für das Speisewasser [11, 12]

Bauart	Einheit	Durchlaufkessel und Einspritzwasser für Heißdampfkühler	Großwasserraum- und Umlaufkessel			
			≦0,5 bar	< 64 bar	64 bar	≧80 bar
allgemeine Anforderung		klar und farblos				
Härte	mmol/kg	n.n.	< 0,015	< 0,01	< 0,005	n.n.
Sauerstoff (O_2)	mg/kg	< 0,02	< 0.1	< 0,02	< 0,02	
Gesamt-Kohlensäure (CO_2)	mg/kg	n.n.	< 25			n.n.
Gesamt-Eisen (Fe)	mg/kg	< 0,02	–	< 0,05	< 0,03	< 0,02
Gesamt-Kupfer (Cu)	mg/kg	< 0,003	–	< 0,01	< 0,005	< 0,003
pH-Wert bei 25 °C		> 9	> 9		> 9	> 9
Kieselsäure (SiO_2)	mg/kg	< 0,02	nur Richtwerte für Kesselwasser beachten			
Leitfähigkeit bei 25 °C	µS/cm	< 0,2	nur Richtwerte für Kesselwasser beachten		nur Richtwerte für Kesselwasser beachten[f])	
$KMnO_4$-Verbrauch	mg/kg	möglichst < 5	möglichst < 10			möglichst < 5
Öl	mg/kg	< 0,3	< 3	< 1	< 0,5	

n.n.: nicht nachweisbar

Zugeführte Wärmeleistung. Sie beträgt

$$\dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}} = \dot{Q}_{\mathrm{zu,B}} + \dot{Q}_{\mathrm{zu}}. \tag{4}$$

$\dot{Q}_{\mathrm{zu,B}}$ ist die Summe der dem zugeführten Brennstoffstrom (Index B) proportionalen Energieströme (chemische und fühlbare Brennstoffenergie, Energie der Verbrennungsluft (Index L) und des Zerstäuberdampfs (Index ZD) bei flüssigen Brennstoffen).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\mathrm{zu,B}} = \dot{m}_{\mathrm{B,zu}}[&H_{\mathrm{u}} + c_{\mathrm{B}}(t_{\mathrm{B}} - t_{\mathrm{b}}) \\ &+ \mu_{\mathrm{ZD}}(h_{\mathrm{ZD}} - r_0 - c_{\mathrm{pm,D}} t_{\mathrm{b}})] \\ &+ \dot{m}_{\mathrm{B}} \mu_{\mathrm{L}} c_{\mathrm{pm,L}} (t_{\mathrm{L}} - t_{\mathrm{b}}) = \dot{m}_{\mathrm{B}} H_{\mathrm{u,B,ges}}\end{aligned} \tag{5}$$

($\dot{m}_{\mathrm{B,zu}}$ zugeführter Brennstoffstrom, $\dot{m}_{\mathrm{B}}$ verbrannter Brennstoffstrom, μ Masse pro Masseneinheit des Brennstoffs, c_{p} spezifische Wärmekapazität, r_0 Verdampfungswärme des Wassers bei 25 °C).

$$r_0 = 2442{,}5\,\mathrm{kJ/kg}, \quad c_{\mathrm{pm,D}} = 1{,}884\,\mathrm{kJ/(kgK)},$$
$$c_{\mathrm{pm,L}} = 1{,}011\,\mathrm{kJ/(kgK)}.$$

Die unabhängig vom Brennstoffstrom zugeführten Energien Q_{zu} sind Leistungen der Mühlen, Gebläse, Pumpen und Motoren (Luvo, Flugstaubrückführung) und, soweit Entstauber innerhalb der Systemgrenze liegen, die bei Elektrofiltern zugeführte elektrische Leistung.

Indirektes Verfahren

Da die gesamte zugeführte Energie auch die Summe der Nutzwärmeleistung und der gesamten nicht nutzbaren Energieströme (Verluste) $Q_{\mathrm{V,ges}}$ ist, gilt

$$\dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}} = \dot{Q}_{\mathrm{n}} + \dot{Q}_{\mathrm{V,ges}}. \tag{6}$$

Damit ist der Kesselwirkungsgrad

$$\begin{aligned}\eta_{\mathrm{K}} &= \dot{Q}_{\mathrm{n}} / \dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}} = (\dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}} - \dot{Q}_{\mathrm{V,ges}}) / \dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}} \\ &= 1 - \dot{Q}_{\mathrm{V,ges}} / \dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}} = 1 - \sum l\end{aligned} \tag{7}$$

(l Einzelverluste).

Wirkungsgrad. Die Verluste l_{A} (Abgas), l_{CO} (unvollständige Verbrennung CO) und $l_{\mathrm{S,F}}$ (Enthalpie und Unverbranntes in Schlacke – S – und Flugstaub – F –) sind auf $\dot{Q}_{\mathrm{zu,B}}$ bezogen, $l_{\mathrm{St,N}}$ ist auf $\dot{Q}_{\mathrm{n}}$ bezogen. Um sie in Gl. (7) einsetzen zu können, sind sie auf $\dot{Q}_{\mathrm{zu,ges}}$ zu beziehen. Die auf den Brennstoff bezogenen Verluste $\sum l_{\mathrm{B}} = l_{\mathrm{A}} + l_{\mathrm{CO}} + l_{\mathrm{S,F}}$ werden mit dem Faktor $1 - \dot{Q}_{\mathrm{zu}} \eta_{\mathrm{K}} / \dot{Q}_{\mathrm{n}}$ multipliziert, $l_{\mathrm{St,N}}$ mit η_{K}. Aus Gl. (7) folgt

$$\eta_{\mathrm{K}} = \frac{1 - \sum l_{\mathrm{B}}}{1 + l_{\mathrm{St,N}} + (\dot{Q}_{\mathrm{V}} - \dot{Q}_{\mathrm{zu}} \sum l_{\mathrm{B}}) / \dot{Q}_{\mathrm{n}}}. \tag{8}$$

Da $\dot{Q}_{\mathrm{v}} - \dot{Q}_{\mathrm{zu}} \sum l_{\mathrm{B}}$ meist sehr klein ist, gilt

$$\eta_{\mathrm{K}} = \frac{1 - \sum l_{\mathrm{B}}}{1 + l_{\mathrm{St,N}}}. \tag{9}$$

Die Kesselwirkungsgrade sollten im Bestpunkt $\eta_{\mathrm{K}} = 92 \ldots 93\,\%$ betragen.

6.4.2 Ermittlung der Heizfläche

Calculation of heating surface area

Die Nutzwärmeleistung ist

$$\dot{Q}_{\mathrm{n}} = \dot{Q}_{\mathrm{vs}} + \dot{Q}_{\mathrm{ü}} + \dot{Q}_{\mathrm{Z,i}}. \tag{10}$$

Dabei betragen die Vorwärmer- und Verdampferleistung $\dot{Q}_{\mathrm{vs}}$ und die Überhitzerleistung $\dot{Q}_{\mathrm{ü}}$ (Zwischenüberhitzerleistung $\dot{Q}_{\mathrm{Z,i}}$ s. Gl. (3b))

$$\dot{Q}_{\mathrm{vs}} = \dot{m}_{\mathrm{sp}}(h'' - h_{\mathrm{sp}}) + \dot{m}_{\mathrm{Ab}}(h_{\mathrm{Ab}} - h_{\mathrm{sp}}),$$

$$\dot{Q}_{\mathrm{ü}} = \dot{m}_{\mathrm{sp}}(h_{\mathrm{D}} - h'') + \sum \dot{m}_{\mathrm{E,D}}(h_{\mathrm{D}} - h_{\mathrm{E,D}}). \tag{11}$$

Aus den Gln. (1) und (4) folgt

$$\dot{Q}_{\mathrm{zu,B}} = (\dot{Q}_{\mathrm{n}} / \eta_{\mathrm{K}}) - \dot{Q}_{\mathrm{zu}} = \dot{m}_{\mathrm{B}} H_{\mathrm{u,B,ges}}. \tag{12}$$

Mit η_{K} aus Gl. (8) ergibt sich $\dot{m}_{\mathrm{B}}$. Mit μ_{L} bzw. μ_{A}, den Luft- und Rauchgasmassen je Masseneinheit des Brennstoffs bei dem gewünschten Luftüberschuß folgen die Luft- und Rauchgasströme. Aus den Forderungen der Feuerung ergeben sich der Feuerraum, seine Heizflächen und die Wärmeaufnahme.
Aus der geforderten Rauchgastemperatur vor den Heizflächen folgen der Strahlraum und seine Wärmeaufnahme. Ist die gesamte Wärmeaufnahme kleiner als $\dot{Q}_{\mathrm{vs}}$ und sind alle Wände mit Verdampferflächen ausgekleidet, so ist der Rest im Vorwärmer aufzunehmen. Ist sie (bei niedrigen Drücken) kleiner als $\dot{Q}_{\mathrm{v}} = \dot{m}_{\mathrm{sp}}(h'' - h')$, so ist ein Vorverdampfer vorzusehen. Ist die Wärmeaufnahme größer als $\dot{Q}_{\mathrm{vs}}$, so sind Wandüberhitzer anzubringen.
Literatur [12–14].

6.4.3 Strömungswiderstände. Flow resistance

Wasser- und Dampfseite. Der Druckverlust infolge Reibung, Beschleunigung und Umlenkung ergibt sich aus

$$\Delta p = \sum \frac{\xi}{2\varrho_{\mathrm{m}}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{\mathrm{D}}}{S}\right)^2 \tag{13}$$

(S Summe der Querschnitte aller parallel durchströmten Rohre, Reibungsbeiwerte ξ s. **B 6.2**). Für die Beschleunigung infolge Einschnürung am Eintritt und für die Erhöhung der Geschwindigkeit infolge Volumenvergrößerung auf die Austrittsgeschwindigkeit (ist für jeden Abschnitt zwischen Sammlern zu berücksichtigen) ist $\xi_{\mathrm{b}} = 1{,}2$ und als Dichte ϱ_{a} einzusetzen. Die Massenstromdichte $\dot{m}_{\mathrm{D}}/S$ kann auch schaltungstechnisch oder von der Rohranordnung beeinflußt werden. Sie ist so groß zu halten, daß das resultierende α_{i} zu einer zulässigen äußeren Wandtemperatur (s. **D 10.4**) führt, die aus

$$t_{\mathrm{w,a}} = t_{\mathrm{D}} + q_{\mathrm{a}} d_{\mathrm{a}} \left(\frac{\ln(d_{\mathrm{a}}/d_{\mathrm{i}})}{2\lambda_{\mathrm{w}}} + \frac{1}{\alpha_{\mathrm{i}} d_{\mathrm{i}}}\right) \tag{14}$$

folgt.

Luft- und Rauchgasseite. Hier ist eine Berechnung der Widerstände für die Bestimmung der Gebläseleistungen erforderlich. Kanalwiderstände werden nach Gl. (13) mit $\dot{m}$ und ϱ für das jeweilige Gas berechnet, wobei ξ von Re und dem Strömungszustand (s. **B 6.2.1**) abhängt. Bei Rohrbündeln ist außerdem noch die Längs- und Querteilung zu berücksichtigen [20]. Für Rippenrohr-Heizflächen und Regenerativvorwärmer gelten die Angaben der Hersteller.
Da sich bei mehreren Kesselzügen wegen der mit der Abkühlung zunehmenden Dichte des Rauchgases der Einfluß der Höhe nicht ausgleicht, ist der Druckverlust Δp für jeden Zug um

$$\Delta p_{\mathrm{h}} = \varrho_0 T_0 \, \mathrm{gH}(1/T_{\mathrm{u,m}} - 1/T_{\mathrm{G,m}}) \tag{15}$$

zu korrigieren, d. h. bei Aufwärtsströmung abzuziehen und bei Abwärtsströmung zuzurechnen.

6.4.4 Festigkeitsberechnung. Strength calculations

Berechnung der Zylinderschalen und Böden s. **K 2**.

Literatur [15].

7 Kernreaktoren. Nuclear reactors

Thermische Reaktoren [1, 2, 5, 7] werden als Wärmequelle in Kernkraftwerken genutzt (s. **L 3.1.2**). Dabei wird die durch Kernspaltung von Atomkernen freigesetzte Energie in Wärme umgesetzt, die dann in elektrische Energie umgewandelt wird (s. **L 2.5**). Sie repräsentieren in Deutschland ein volkswirtschaftliches Vermögen von mehr als 30 Mrd. Euro. Ein bedeutendes Argument für den weiteren Betrieb und Bau neuer Anlagen sind die vermiedenen CO_2-Emissionen. Durch die Nutzung der Kernenergie werden 2,7 Mrd. t CO_2/a weltweit (Bundesrepublik 2000 170 Mio. t CO_2/a, d. h. 22%) vermieden.

7.1 Bauteile des Reaktors und Reaktorgebäude
Components of reactors und reactor building

Reaktorkern. Er besteht aus Brennelementen, in denen die Kettenreaktion abläuft, die vom Moderator umgeben sind und vom Kühlmittel umflossen werden. Die Brennelemente sitzen im Kerngerüst, das Schwingungen verhindert und den Kühlmittelfluß leitet (s. **L 2.5**).

Reflektor. Er besteht aus einer den Kern umgebenden Schicht aus Wasser oder Beryllium oder Graphit, um die am äußeren Reaktorkern ausdiffundierenden Neutronen zu reflektieren bzw. die Verluste zu verringern. Die Flußverteilung im Kern wird dadurch vergleichmäßigt.

Thermischer Schild. Er ist ein dickwandiger Stahl- oder Gußeisenmantel um den Reflektor. Er soll die bei der Spaltung entstehenden hochenergetischen γ-Strahlen vom umschließenden Druckgefäß stark vermindern, um dessen Versprödung zu vermeiden.

Druckbehälter. Er enthält die Anschlüsse für die Zu- und Abfuhr des Kühlmittels (bei integrierter Bauweise mit Spannbeton-Druckbehälter für Speisewasser und Dampf beim HTR oder AGR) sowie Möglichkeiten für den Ein- und Ausbau der Brennelemente (bei LWR Deckel, bei D_2O-Reaktoren Druckschleusen für die einzelnen Brennelemente) und Steuerelemente.

Biologischer Schild. Als eine 1 bis 2 m dicke Betonschale umgibt er den Druckbehälter und schirmt vorrangig die γ-Strahlung soweit ab, daß die zulässigen Strahlungsintensitäten außerhalb nicht überschritten werden.

Reaktorgebäude. Hier sind alle mit aktivem Material in Berührung kommenden Teile der Anlage untergebracht. Es besteht aus einer Stahlhülle (Containment), die den bei plötzlicher Freisetzung des gesamten Kühlmittels im Innern entstehenden Druck aushält, und einer äußeren Betonhülle von 1,5 bis 2 m Dicke, die jeder denkbaren äußeren Einwirkung (Flugzeugabsturz, äußere Explosion, Erdbeben) widersteht, ohne daß am Reaktor und den sicherheitstechnisch wichtigen Teilen Schäden entstehen, durch die Aktivität freigesetzt oder der sichere Zustand gefährdet würde. Das Reaktorgebäude ist nur durch Schleusen zu betreten, so daß es immer von den anderen Gebäuden getrennt ist. Die Belüftung erfolgt so, daß immer Unterdruck gegen außen besteht. Die Abluft wird auf Aktivität überwacht und über Filter durch einen Kamin abgeführt, so daß bei der maximal zulässigen Aktivitätsabgabe ein Überschreiten der zulässigen Strahlenbelastung am Boden ausgeschlossen ist. Im Störfall wird das Reaktorgebäude luftdicht abgeschlossen.
Als Folge der Terroranschläge vom 11.09.01 auf das World Trade Center in New York wurde der Schutz gegen Flugzeugabstürze diskutiert. Als Ergebnis kann festgestellt werden, daß Kernkraftwerke infolge ihrer derzeitigen Auslegung den besten Schutz aller zivilen Einrichtungen überhaupt aufweisen.

7.2 Sicherheitstechnik von Kernreaktoren
Reactor safety

Die im Betrieb unvermeidlich abgegebene Aktivität belastet die Bevölkerung mit weniger als 1% der natürlichen und zivilisatorischen Strahlenbelastung. Die einzige mögliche Gefährdung stellt die große Aktivität des Kerns dar, herrührend von den Spaltprodukten (ein 1300-MW_{el}-Reaktorkern enthält eine Aktivität von etwa 10^{17} Bq). Alle Sicherheitsmaßnahmen bezwecken, daß auch bei den unwahrscheinlichsten denkbaren Unfällen keine Spaltprodukte in die Umgebung entweichen können. Die Sicherheitskonzepte der bisherigen deutschen Reaktoren beruhen auf einer Kombination inhärenter, passiver und aktiver Maßnahmen.

Aktive Maßnahmen. Begutachtung des Sicherheitsberichts und kontinuierliche Prüfung der Konstruktion, der Werkstoffe und der Fertigung durch die Beauftragten der Zulassungsbehörde (TÜV) und die Reaktorsicherheitskommission (RSK), woraus behördliche Auflagen folgen. Für alle Bauabschnitte und zur Inbetriebsetzung sind Teilerrichtungsgenehmigungen (TEG) nötig. Im Betrieb sind die Aufzeichnungen laufend zu kontrollieren, bei – meist mit Brennelementwechsel verbundenen – Revisionen sind am Druckbehälter Wiederholungsprüfungen durchzuführen. Störungen sind der Genehmigungsbehörde zu melden, die dann Untersuchungen durchführt. Die Reaktorschutzausgangssignale steuern mit Vorrang. Reaktorschnellabschaltung, Kernnot- und Nachkühlung, Notspeiseversorgung und Gebäudeabschluß.

Passive Maßnahmen. Vorschriften bei der Standortwahl bezüglich geologischer, hydrologischer und meteorologischer Bedingungen sowie der Bevölkerungsdichte in bestimmten Umkreisen müssen beachtet werden. Konstruktive Barrieren zwischen Spaltprodukten und Umgebung, also Brennelementhülle, Druckbehälter, biologischer Schild, Stahlhülle und Betonhülle des Reaktorgebäudes, sowie Notkühlmaßnahmen bei Kühlmittelverlust sind vorzusehen.

Größter anzunehmender Unfall (GAU). Dieser muß vom Reaktorsystem noch beherrscht werden. Er bildet die Grundlage für alle Sicherheitsmaßnahmen. Er unterstellt beim LWR den Bruch einer Hauptkühlmittelleitung sowie beim HTR den Ausfall des Hauptkühlgebläses. Deshalb sind Notkühlsysteme beim LWR und das Notkühlgebläse beim HTR mehrfach vorhanden (Redundanz). Eine Schnellabschaltung bringt den Reaktor bei Störungen – besonders beim GAU – in einen sicheren Zustand. Reaktorschutzschaltungen schalten die Notkühlanlage ein. Ferner wird mit einer Logikschaltung das Reaktorgebäude abgesperrt bei hoher Aktivität. Außerdem reagiert es bei Druckverlust in den Leitungen, Temperaturüberschreitung und plötzlichem Leistungsanstieg. So rechnete IG-Chemie-Chef H. Rappe vor, daß pro Reaktor alle 100 Mio. Jahre ein GAU erwartet werden kann (math. Restrisiko 10^{-8}).
Bild 1 zeigt die sicherheitstechnischen Maßnahmen eines DWR (Bezeichnungen s. **L 3.1.2**, **L 7.4** und **Anh. L 7 Tab. 1**).
Ergänzungen beim **EPR**: Doppelkontainment mit Ringabsaugung, integriertes Flutbecken, Schmelze, Aufbereitungsfläche, Containment für Wärmeabfuhrsystem [6].
Untersuchungen zum zeitlichen Verlauf der Störfälle, die mit ihnen verbundenen Belastungen und das Eingreifen der zur Störfallbeherrschung vorgesehenen Sicherheitssysteme wurden im Rahmen der DRS-B (*D*eutsche *R*isiko-*S*tudie Phase *B*) analysiert. Hierbei wurde die Bedeutung von anlageninternen Notfallmaßnahmen (Accident-Management-Maßnahmen) festgestellt, daß Kernkraftwerke in vielen Fällen auch dann noch über Sicherheitsreserven verfügen, wenn Sicherheitssysteme nicht wie vorgesehen eingreifen und sicherheitstechnische Auslegungsgrenzen überschritten werden.
Eine BMFT-Abschätzung der untersuchten Notfallmaßnahmen zur Druckentlastung des Primärkühlkreislaufs und der Wiederherstellung der Kernkühlung zeigt, daß das Ereignis einer beginnenden Kernschmelze unter hohem Druck mit

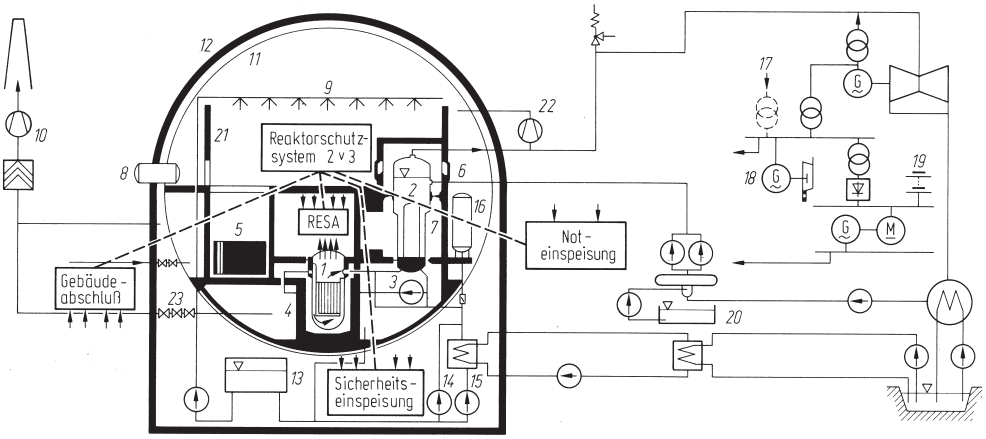


Bild 1. Sicherheitstechnische Einrichtungen für Druckwasserreaktoren. *1* Reaktor, *2* Dampferzeuger, *3* Hauptkühlmittelpumpe, *4* biologischer Schild, *5* Brennelementbecken, *6* Überstromöffnung, *7* Dampferzeuger-Abstützung, *8* Materialschleuse, *9* Gebäudesprüheinrichtung, *10* Ringraumabsaugung, *11* Sicherheitshülle, *12* Sekundärabschirmung, *13* Borwasser-Flutbehälter ($4 \times 50\%$), *14* HD-Sicherheitseinspeisepumpe ($4 \times 50\%$), *15* ND-Sicherheitseinspeisepumpe und Nachwärmekühler ($4 \times 50\%$), *16* Druckspeicher, *17* Anfahrnetz-Einspeisung, *18* Notstrom-Dieselgenerator, *19* Batterie, *20* Deionatbecken, *21* Trümmerschutzzylinder, *22* Rückpumpeinrichtung, *23* Unterdruckhaltung

einer Häufigkeit von $5 \cdot 10^{-7}$ pro Jahr anzusetzen wäre. Für Kernschmelzen unter niedrigem Druck wird eine Häufigkeit von $3 \cdot 10^{-6}$ pro Jahr angegeben. Damit erfüllen die westeuropäischen Anlagen die von EPRI geforderten Kernschmelzhäufigkeit von 10^{-5} pro Jahr. Ein weiteres Ergebnis zeigt, daß sich ein Kernschmelzunfall selbst bei einem weitgehenden Versagen von Sicherheitseinrichtungen nur langsam entwickeln würde. Damit besteht grundsätzlich die Möglichkeit, durch interne Notfallmaßnahmen die Anlage in einen sicheren Zustand zu überführen.

7.3 Funktionsbedingungen für Kernreaktoren
Function conditions for nuclear reactors

Langsame Leistungsänderungen. Sie werden durch den negativen Temperaturkoeffizienten der Reaktivität ausgeglichen. Mit steigender Temperatur sinkt der thermische Neutronenfluß infolge Dichteänderungen und niedrigerer Spaltungswirkungsquerschnitte; damit nimmt auch die Leistung ab, und die Temperatur geht wieder zurück. Man nennt dies „inhärente Sicherheit".

Schnelle Leistungsänderungen. Hierfür sind Regelstäbe oder -platten aus stark neutronenabsorbierendem Material vorhanden, die je nach Leistung mehr oder weniger tief in den Kern eintauchen. Weiterhin können die Regelstäbe den im Laufe des Betriebs durch Spaltprodukte (vor allem Xe 135; Xenonvergiftung) verringerten Multiplikationsfaktor ausgleichen, wozu aber auch ein „abbrennbares Neutronengift" verwendet werden kann. Weitere Möglichkeiten sind beim SWR die Änderung der Umwälzmenge und dadurch ein veränderter Dampfblasengehalt und beim HTR die Änderung des Kühlgasstroms, damit die Änderung der Gastemperatur und über den besonders großen Temperaturkoeffizienten die Änderung der Leistung.

Schnellabschaltung. Sie erfolgt durch Auslösung der Regelstäbe und Einfahren unter Eigengewicht oder mittels hydraulischen Antriebs in voller Länge innerhalb weniger Sekunden. Die Regelbarkeit hängt ab von den 0,72% verzögerten Neutronen (s. **L 2.5**), da bei prompter Neutronenvermehrung bei einer Spaltung der Regelungszeitraum zu gering ist.

Grundbegriffe der Reaktortheorie

Für die *Berechnung* eines Reaktorkerns, der Eigenschaften (Flußverteilung, höchste Brennstoff- und Staboberflächentemperatur) und Kennzahlen (spezifische Leistung, maximaler Abbrand, Oberflächenbelastung) werden der Multiplikationsfaktor k_∞ für den unendlichen homogenen Reaktor, also ohne Neutronenaustrittsverluste, sowie die Verluste ohne und mit Reflektor ermittelt. Für einen heterogenen Reaktor werden dieselben Kennzahlen für die Elementarzelle und daraus die Abweichungen des gesamten Kerns vom homogenen Reaktor ermittelt, wobei bei genügend feiner Unterteilung die Rechnung für letzteren nur mit geeigneten Koeffizienten durchgeführt wird.

Für einen *unendlichen homogenen Reaktorkern* gilt für die mittlere Neutronenproduktion $\bar{\nu}$ pro Spaltung und dem Verhältnis α von Einfang- zu Spaltungswirkungsquerschnitt der Vermehrungsfaktor η

$$\eta = \bar{\nu}/(1+\alpha). \tag{1}$$

Schnellspaltfaktor. $\varepsilon > 1$ berücksichtigt die Neutronen aus der Spaltung von U238 durch schnelle Neutronen. Für natürliches Uran ist $\varepsilon = 1{,}2$.

Resonanzfluchtwahrscheinlichkeit. U238 hat Maxima des Absorptionswirkungsquerschnitts bei verschiedenen Energien zwischen 6,8 und 101 eV. $p < 1$ gibt die Wahrscheinlichkeit an, daß ein Neutron diesem Einfang ohne Spaltung während der Abbremsung entgeht.

Thermischer Nutzfaktor. $f < 1$ gibt den Anteil der thermischen Neutronen an, die im Spaltstoff eingefangen werden (der Rest im Brems-, Bau- und Kühlstoff). Er hängt vom Verhältnis der Absorptionswirkungsquerschnitte des Urans zu ihrer Summe ab.

Multiplikationsfaktor k_∞ . Er gibt an, um wieviel sich die Neutronen während einer Generation (nach einer Spaltung) vermehren

$$k_\infty = \eta \cdot \varepsilon \cdot p \cdot f. \tag{2}$$

Neutronenhaushalt. Der Neutronenhaushalt kann mit Hilfe des *effektiven Vermehrungsfaktors* ermittelt werden. Der Multiplikationsfaktor für eine unendliche Masse k_∞ ist ergänzt

durch die Leckrate infolge der Endlichkeit eines Reaktorkerns.

$$k_{\text{eff}} = \frac{\text{Produktionsrate}}{\text{Absorptionsrate} + \text{Auslaufrate}} = \eta \cdot \varepsilon \cdot p \cdot f \cdot V. \quad (3)$$

V ist die Leckrate, die den Neutronenverlust am Kernrand berücksichtigt. Aus $1/k_{\text{eff}} = 1 - \varrho$ kann mit ϱ die *Reaktivität* der Kernanordnung ermittelt werden. ϱ ist Null für eine kritische Anordnung. Wenn k_{eff} größer als 1 ist, also mehr Neutronen freigesetzt werden als zur Deckung der Verluste notwendig sind, wird ϱ größer als Null. Infolge der Form des Reaktorkerns (Quader, Kugel oder Zylinder) ist das sog. Buckling B^2 oder Krümmungsmaß für den Verlauf des Neutronenflusses Φ über den Kernradius unterschiedlich und entsprechend zu berücksichtigen. Der thermische Neutronenflußverlauf (z. B. $5 \cdot 10^{13}$ Neutronen/(cm^2 s)) entspricht dem Wärmequellenverlauf (bei 3% U235 Anreicherung 10^9 kcal/(m^3 h)), der für die Wärmeleistung maßgebend ist. Die Wärmequellstärke im Brennelement ist also eine Funktion des Neutronenflusses und der Anreicherung des Urans. Für die mikroskopische Beschreibung des Neutronenflusses im Brennstoff gilt allgemein die Differentialgleichung für die radikale Koordinate r

$$\left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{a}{r}\frac{d}{dr} - \varkappa^2\right) \cdot \Phi_{\text{Br}}(r) = 0. \quad (4)$$

a ist die Brennelementgeometrie, $\varkappa$ der Kehrwert der Diffusionslänge $\varkappa = 1/\text{L}$.
Die Diffusionslänge L ist ein Maß der Weglänge für die Entstehung bis zur Absorption eines thermischen Neutrons. Sie ist eine Materialkonstante.

Reaktorkern mit Reflektor

Da der thermische Fluß zum Rand hin stark abnimmt, würden diese Teile nur eine geringe spezifische Leistung abgeben. Wegen des Reflektors (s. **L 7.1**) sinkt der Neutronenfluß erst viel weiter außen als die Extrapolationslänge d es angibt auf Null. Daher ist der Fluß am Kernrand höher; dasselbe gilt für den Mittelwert über den Kernquerschnitt und damit die Volumenleistung. Folglich werden die kritischen Abmessungen kleiner. Die Reflektordicke muß nur etwa 2 d betragen, damit er fast wie ein unendlich dicker Reflektor wirkt. Die Berechnung des thermischen Neutronenflusses stellt die Randbedingung „Fluß im Kern und im Reflektor an der Grenze gleich".

7.4 Bauarten von Kernreaktoren
Types of nuclear reactors

7.4.1 Leichtwasserreaktoren (LWR)
Light water reactors

Druckwasserreaktor (DWR)

Kühlung und Moderation erfolgen durch Wasser, das unter so hohem Druck (158 bar) steht, daß es bei Aufwärmung im Reaktor (bei Vollast von 292 auf 326 °C) nicht verdampft [3].

Brennelemente. Brennstoff UO_2 in Form von gepreßten Zylindern (9,5 mm Durchmesser, 10 mm Höhe) in nahtlos gezogene Präzisionshüllrohre *1* (10,75 mm äußerer Durchmesser, 0,65 mm Wanddicke) aus Zircaloy 4 eingeführt, mit He unter Druck gefüllt (verringert Beanspruchung im Betrieb), Enden gasdicht verschweißt, bilden die Brennstäbe. Sie werden in 16×16-Anordnung in Gestelle eingebaut, die aus 20 Führungsrohren *3* für Absorberstäbe und neun Abstandshaltern *6* mit Kopf- und Fußteilen bestehen. Bei Vollast leistet jeder Stab 200 W/cm bzw. 61 W/cm^2. Die Absorberstäbe werden über einen Tragstern zu einem Steuerelement zusammengefaßt, das mittels eines Antriebs mit magnetischer Betätigung schrittweise verstellt werden kann bzw. bei Stromausfall frei einfällt (Reaktorschnellabschaltung). Die Steuerelemente sind so über den Reaktorquerschnitt verteilt, daß die Flußverteilung möglichst wenig gestört wird.

Aufbau, Bild 2. Das Kühlwasser strömt zwischen der Druckbehälter-Innenwand und dem Kernbehälter, der den thermischen Schild bildet, nach unten und zwischen den Brennelementen nach oben. Ein- und Austritt sind so hoch gelegt, daß bei Undichtheiten in den Leitungen der Kern von Wasser bedeckt bleibt. Der Druckbehälter aus warmfesten Feinkorn-Baustahl ist innen mit einer 5 bis 7 mm dicken Plattierung aus austenitischem Stahl zur Vermeidung radioaktiver Korrosionsprodukte ausgekleidet.

Reaktorgebäude, Bild 3. Es enthält alle strahlenbelasteten Anlagenteile und Aggregate mit Abschirmung. Während des Betriebes sind die Räume nicht begehbar. Das ganze Gebäude wird von einer druckdichten Stahlkugel (Containment) *7* von 48 bis 56 m Durchmesser und etwa 30 mm Wanddicke umgeben, die den beim GAU auftretenden Überdruck von 5,3 bar aufnimmt, ohne daß Radioaktivität nach außen gelangt. Diese Sicherheitshülle ist von einer etwa 1,5 m dicken Betonhülle gegen äußere Einwirkungen geschützt. Im Zwischenraum herrscht Unterdruck. Im Ringraum zwischen Kugel und Betonhülle sind das Nachkühl- und Notkühlsystem untergebracht. Weitere Hilfsanlagen befinden sich in einem angrenzenden Gebäude, beide zusammen bilden den Kontrollbereich.

Schaltung, Bild 4. Je nach Reaktorleistung sind die primären Kühlkreisläufe (Loops) zwei- bis vierfach vorhanden, ebenso die Sicherheitskreisläufe. Ein Teil des Kühlwassers wird bei *11* laufend gereinigt und auf den je nach Abbrand des Kerns gewünschten Borsäuregehalt gebracht (Absenken durch Verdampfer *16* und Pumpe *22*, Erhöhen mittels Borsäurebehälter *20* und Pumpe *21*). Druckhalter *4* und Abblasetank *5* gleichen

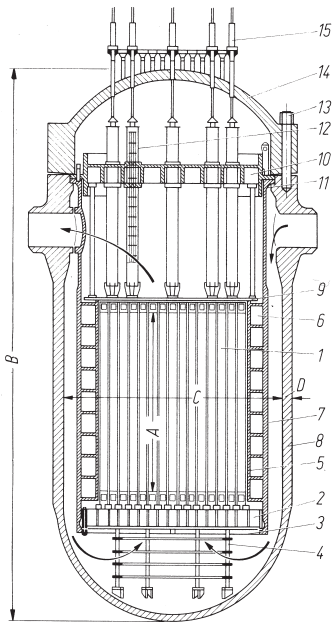


Bild 2. Druckwasserreaktor (Kraftwerk Union AG (KWU), Mülheim/Ruhr). *1* Brennelemente, *2* unterer Rost, *3* Stauplatte, *4* Schemel, *5* Kernumfassung, *6* Reflektor, *7* Kernbehälter (thermischer Schild), *8* Druckbehälter, *9* Gitterplatte, *10* oberer Rost, *11* Tragflansch, *12* Führungseinsatz für Steuerelemente, *13* Deckelschraube, *14* Deckel, *15* Steuerstabantrieb

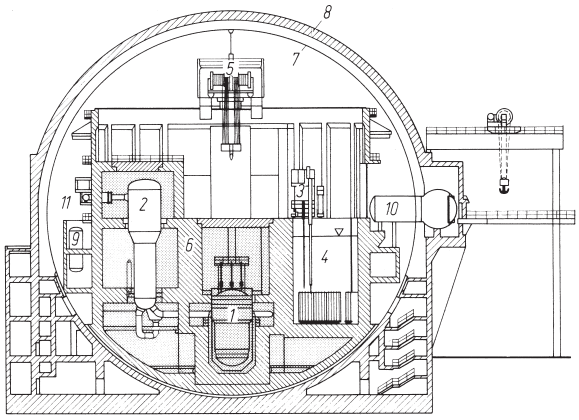


Bild 3. Druckwasserreaktor-Gebäude (Kraftwerk Union AG (KWU), Mülheim/Ruhr). *1* Reaktordruckgefäß, *2* Dampferzeuger, *3* Lademaschine, *4* Brennelement-Lagerbecken, *5* Rundlaufkran, *6* biologischer Schild, *7* Sicherheitshülle (Stahl), *8* Betonhülle, *9* Druckspeicher, *10* Materialschleuse, *11* Frischdampfleitung; während des Betriebs nicht begehbarer Bereich gerastert

Druckschwankungen aus. Für Nachwärmeabfuhr sind Pumpe *29* und Kühler *30* vorhanden. Bei großem Kühlmittelverlust (beim GAU) tritt nach Druckabfall auf 30 bar der Druckspeicher *31* in Aktion; bei 10 bar pumpt die Pumpe *33* boriertes Wasser aus dem Flutbehälter *32* in den Kern. Ist der Flutbehälter nach 30 min leer, wird auf Sumpfkreislauf *28* umgeschaltet.

Siedewasserreaktor (SWR) Der Wasserdurchsatz ist so geregelt, daß bei 70 bar Betriebsdruck ein Dampf/Wasser-Gemisch (13% Dampfgehalt) mit der Siedetemperatur 286 °C entsteht.

Brennelemente. Als Brennstoff dient UO_2 in Form von gepreßten Zylindern (10,6 mm Durchmesser), in Hüllrohre aus Zircaloy 2 (12,5 mm äußerer Durchmesser) gefüllt und dichtgeschweißt, 64 Brennstoffstäbe sind in 8×8-Anordnung in ein Gestell eingehängt, das von einem mittleren wasserdurchflossenen Rohr und sieben Abstandshaltern gebildet wird und

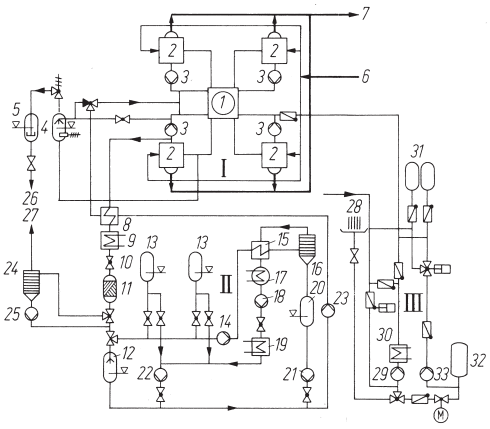


Bild 4. Schaltplan der Primärsysteme eines Druckwasserreaktors. I Primärkreislauf: *1* Reaktor, *2* Dampferzeuger, *3* Haupt-Kühlmittelpumpen, *4* Druckhalter, *5* Druckhalter-Abblasetank, *6* Sekundärspeiseleitung, *7* Sekundärdampfleitung; II Kühlmittelaufbereitung: *8* Wärmeübertrager, *9* Hochdruck-Nachkühler, *10* Druckreduzierstation, *11* Ionenaustauscher, *12* Ausgleichsbehälter, *13* Kühlmittelspeicher, *14* Verdampferspeisepumpe, *15* Vorwärmer, *16* Verdampfer, *17* Kondensator, *18* Kondensatpumpe, *19* Nachkühler, *20* Borsäurebehälter, *21* Borsäurepumpe, *22* Rückspeisepumpe, *23* Förderpumpe, *24* Entgaser, *25* Abziehpumpe, *26* zur Nachwärmeabführung, *27* zum Abgassystem; III Not-Kühlkreislauf (vierfach vorhanden): *28* Reaktorsumpf, *29* Nachkühlpumpe, *30* Nachwärmekühler, *31* Druckspeicher, *32* Flutbehälter, *33* Sicherheitseinspeisepumpe

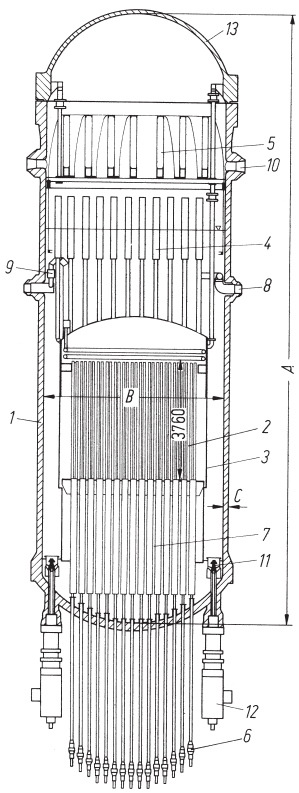


Bild 5. Siedewasserreaktor (Kraftwerk Union AG (KWU), Mülheim/Ruhr). *1* Reaktordruckbehälter, *2* Reaktorkern, *3* Kernmantel (thermischer Schild), *4* Dampf/Wasser-Abscheider, *5* Dampftrockner, *6* Steuerelementantrieb, *7* Steuerelement, *8* Speisewasserstutzen, *9* Kernflutleitung, *10* Frischdampfstutzen, *11* Haupt-Kühlmittelpumpe (Umwälzpumpe), *12* Pumpenmotor, *13* Reaktordeckel

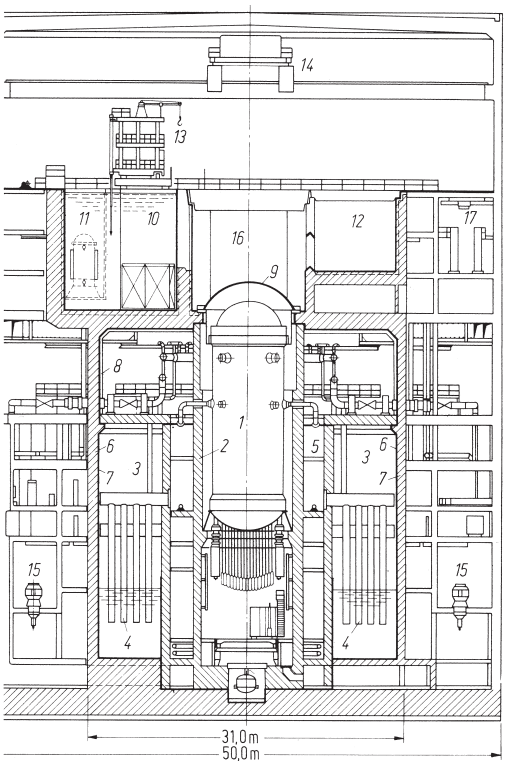


Bild 6. Siedewasserreaktor-Gebäude (Kraftwerk Union AG (KWU), Mülheim/Ruhr). *1* Reaktordruckbehälter, *2* biologischer Schild, *3* Kondensationskammer, *4* Kondensatorrohre, *5* Reaktorwasser-Reinigungsanlage, *6* Spannbeton-Sicherheitsumschließung, *7* Stahl-Dichthaut (Liner), *8* Splitterschutz, *9* Druckkammerdeckel, *10* Brennelement-Lagerbecken, *11* Transportbehälter-Absetzbecken, *12* Absetzbecken für Reaktordeckel, *13* Brennelement-Wechselmaschine, *14* Gebäudekran, *15* Nachkühlpumpe, *16* Flutraum, *17* Lager für neue Brennelemente

L

von einem Kasten aus Zircaloy umgeben ist. Die aktive Länge beträgt bei allen Leistungen 3,76 m (**Bild 5**), die Leistung eines Brennstabs 200 W/cm bzw. 53 W/cm^2. Zwischen den Brennelementen gleiten aus kreuzweise zusammengesetzten Platten bestehende Steuerelemente *7*, die mit Borcarbid gefüllte Röhrchen enthalten. Sie werden hydraulisch von unten eingefahren.

Aufbau, Bild 5. Speisewasser, das bei *8* zugeführt wird, mischt sich mit dem Rücklaufwasser aus den Abscheidern *4* im Ringraum zwischen dem Kernmantel *3* und der Reaktordruckbehälter-Innenwand, bildet den Reflektor und strömt zu den Umwälzpumpen (Haupt-Kühlmittelpumpen) *11*. Das entstehende Dampf-Wasser-Gemisch wird im Abscheider *4* getrennt und im Dampftrockner *5* auf 0,2% Restfeuchte getrocknet. Der Druckbehälter *1* wird aus einem gewölbten Boden und drei bis fünf zylindrischen Ringen auf der Baustelle zusammengeschweißt (alle Teile mit 8 mm dicker Plattierung), während der halbkugelförmige Deckel geringerer Wanddicke nicht plattiert ist.

Reaktorgebäude, Bild 6. Es enthält den Reaktor *1* mit dem biologischen Schild *2* die Kondensationskammer *3* mit den Einblaserohren *4* und die Reaktorwasser-Reinigungsanlage *5* innerhalb der Sicherheitsumschließung *6*. Letztere ist mit einer druckdichten Stahlhaut (Liner) *7* ausgekleidet; ihr oberer Teil ist durch einen Splitterschutz *8* geschützt und mit einem Druckkammerdeckel *9* abgeschlossen. Darüber befindet sich das Brennelement-Lagerbecken *10*, das Transportbehälter-Absetzbecken *11* und das Absetzbecken *12* für den Reaktordeckel und die Einbauten sowie die Brennelement-Wechselmaschine *13*. Die Räume unter dieser Ebene werden bei Brennelementwechsel geflutet.
Ergänzungen beim SWR 1000: Gebäudekondensatoren, passive Notkondensatoren, passive Flutleitungen, SuE-Ventile für RDB-Druckbegrenzung und Druckerstellung.

Sicherheitskreisläufe und Regelung, Bild 7. Bei Störungen anfallender Dampf wird in der Kondensationskammer *3* niedergeschlagen, der Wasserinhalt über den Kühler *7* mit den Pumpen *5* und *6* umgewälzt. Der Kühler *7* dient auch zum Abführen der Nachwärme beim Abschalten über die Leitung von der Hauptdampfleitung *16* und die Niederdruckpumpe *8*. Dieses System ist dreifach vorhanden, wobei jeder Kühler für 100% Leistung ausgelegt ist. Die Kühler dienen auch zur Not-

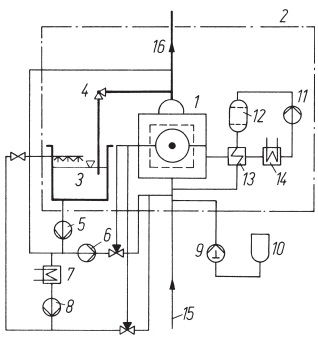


Bild 7. Schaltplan für Siedewasserreaktor. *1* Reaktor, *2* Sicherheitshülle, *3* Kondensationskammer, *4* Sicherheitsventile, *5* Vorpumpe, *6* Hochdruckpumpe, *7* Nachwärmekühler, *8* Niederdruckpumpe, *9* Borwasserpumpe, *10* Borwasserbehlter, *11* Kühlmittel-Reinigungspumpe, *12* Filter, *13* Wärmetauscher, *14* Reinigungskühler, *15* Speiseleitung, *16* Frischdampfleitung

kühlung bei Störungen mit Kühlmittelverlust und Druckabsenkung mit Einspeisung sowohl in die Speiseleitung *15* als auch direkt in den Reaktorkern. Ein Teil des Reaktorwassers wird laufend über den Wärmetauscher *13* und den Kühler *14* durch die Reinigung *12* umgewälzt. Zu Regelungszwecken wird Borwasser aus dem Behälter *10* zugesetzt. Die Regelung von langsamen Leistungsänderungen erfolgt durch die Steuerstäbe *7* (s. **Bild 5**), für schnelle Änderungen und im oberen Leistungsbereich durch Drehzahländerung der Umwälzpumpen über den geänderten Dampfblasengehalt und damit über die Neutronenabbremsung.

7.4.2 Weiterentwicklung der Leichtwasserreaktortechnik
Development of light water reactors

Die Anzahl neu erbauter Kernkraftwerke ist die geringste seit mehr als 20 Jahren. Der Verbrauchsanstieg betrug rd. 2,8 % aus vorhandenen Anlagen durch höhere Verfügbarkeit und Leistungserhöhungen infolge Nachrüstungen. So haben die 19 Kernkraftwerke 22 365 MW in 2001 insgesamt 171,3 TWh/a (33% der Versorgung) mehr Strom produziert als je zuvor. Das Kernkraftwerk Emsland konnte in 2000 eine Mehrleistung von 32 MW durch Schaufelverbesserung der Niederdruckläufer erzielt werden. Die Auslegung betrug thermische Reaktorleistung 3867 MW und die installierte elektrische Neuleistung 1363 MW ($\eta = 35{,}2\,\%$).
Die weltweite Stromerzeugung ist seit Anfang der neunziger Jahre konstant 16–17%. Drei Anlagen Rostow 1 (DWR) Typ W WER 1000 mit 1000 MW_{brutto} in Rußland, Onagawa 3 (SWR) mit 825 MW_{brutto} Japan und Qinshen II-1 (DWR) mit 620 MW in China wurden erstmals kritisch. Finnland hat 2003 das neue Leichtwasserkonzept bestellt. Investitionskosten von 1744 EUR/kW sind bei einer Brutto-Leistung von 1250 MW veranschlagt.
Z. Zt. sind 33 Kernkraftwerke in 12 Ländern im Bau mit einer elektrischen Brutto-Leistung von 28,9 GW vorwiegend in Asien. Ersatzbauten für außer Betrieb gehende Anlagen in Europa und Nordamerika werden erwartet. Für die Bundesrepublik wurde am 11. 06. 2001 eine Vereinbarung zum Ausstieg aus der Kernkraftwerkstechnik zur Stromerzeugung zwischen der Bundesregierung und den Betreibern EnBW, Eon, HEW und RWE unterschrieben, die eine zukünftige Stromerzeugung auf Kernenergiebasis von 2 623,3 TWh beschränkt. Die in das Parlament eingebrachte und verabschiedete Novelle zum Atomgesetz enthält auch das Verbot zur Errichtung von Kernkraftwerken zur „gewerblichen Erzeugung von Elektrizität“ sowie die Erhöhung der Deckungsvorsorgesumme für Unfälle von 2,5 Mrd. EUR.
Deutsche EVU und die französische EDF mit Siemens und Framatome entwickelten bis 1998 den European Pressurized Water Reactor (ERR) mit einer elektr. Leistung von 1600 MW [7]. Die Nutzung der Anlage soll 60 Jahre betragen. Auf der Sicherheitsseite soll auch die Kernschmelze nicht aus der Sicherheitshülle entweichen. Auch das SWR-1000-Konzept wurde weiter entwickelt. Auch Westinghouse entwickelt einen fortgeschrittenen Siedewasserreaktor und mit Mitsubishi Heavy Industries einen DWR mit der Bezeichnung AP-1000. Die südafrikanische Elektrizitätsgesellschaft Eskom plant ein HTR nach dem bekannten Kugelhaufenreaktor (Pebble Bed Modular Reaktor-PBMR)

7.4.3 Schwerwasserreaktoren. Heavy water reactors

Mit D_2O moderiert, ermöglichen sie auch bei Kühlung mit Schwerwasser unter Druck den Betrieb mit Natururan. Bei Kühlung mit H_2O als Siedewasser (DSWR, engl.: PHWR Pressurized Heavy Water Reactor) erfordern sie wegen der größeren Neutronenverluste eine leichte Anreicherung. Sie bauen kleiner als graphitmoderierte Natururanreaktoren und werden meist als Druckrohrenreaktor gebaut (mit horizontalen Rohren in Kanada als CANDU). Die Wärmedämmung zwischen den die Brennelemente enthaltenden Druckröhren und dem Moderator hält diesen kühl und drucklos. Argentinien hat seit 1975 eine 935 MW-Anlage, die in 2002 ca. 5,8 TWh erzeugte.

7.4.4 Gasgekühlte thermische Reaktoren
Gas cooled thermal reactors

In Großbritannien wird für den AGR (Advanced Gas Cooled Reactors) höherer Gasdruck (40 bar) dadurch erreicht, daß das Druckgefäß als Spannbeton-Druckbehälter ausgeführt wird. Dieses Konzept für den Behälter wird in der Bundesrepublik Deutschland für den Hochtemperaturreaktor (HTR für Temperaturen von 750 bis 950 °C mit He-Kühlung) mit kugelförmigen Brennelementen gewählt, die während des Betriebs kontinuierlich zugegeben und abgeführt werden. Sie sind aus einer Graphitmatrix aufgebaut, in die sog. „coated particles“ als Brennstoff eingebettet sind. Dies sind kugelige Teilchen mit etwa 0,5 mm Durchmesser, die einen Kern von einigen zehntel mm Durchmesser besitzen, der aus auf 90% U 235 angereichertem UO_2 besteht. Diese Kerne sind von mehreren Schichten pyrolitischen Graphits (bei hohen Temperaturen aufgesinterten Graphits) umgeben, um die gasförmigen Spaltprodukte zurückzuhalten. Die Graphitmatrix mit diesen Teilchen wird sehr fest gepreßt und mit einer reinen Graphithülle umgeben, so daß feste Kugeln von 60 mm äußerem Durchmesser entstehen. Der Graphit wirkt als Moderator. Für den Thorium-HTR (THTR) wird ein Gemisch aus U- und Th-haltigen Partikeln verwendet, um aus Thorium U 233 zu erbrüten (s. **L 2.5**) [4]. Die endgültige Stillegung der Reaktoranlage erfolgte 1989, nachdem die Aufstockung des Risikobeteiligungsvertrages von 450 Mio. DM auf 1,1 Mrd. DM vom Bund und dem Land Nordrhein-Westfalen nicht übernommen wurde. Die Anlage hatte vom 16.11.1985 bis zum 29.09.1988 rund 2 891 GWh erzeugt. Die HTR-Idee wird z. Z. an der Tsinghua-Universität in Beijing weiterverfolgt. Eine Versuchsanlage mit 10 MW ist im Bau und sollte 1998 den Betrieb aufnehmen.

Prototyp des Thorium-Hochtemperaturreaktors THTR-300, Bild 8. Er hat einen Reaktorkern *1*, der aus einer Schüttung von 675 000 kugelförmigen Brennelementen (Kugelhaufen) besteht. Sie befinden sich in einem aus Graphitblöcken aufgebauten Behälter *2* mit konusförmigem Boden, der als Reflektor dient. Die Graphiteinbauten stützen sich an einem geschlossenen Ring von Gußplatten ab, der den thermischen Schild *3* bildet. Er ist vom Reaktordruckbehälter *4* umgeben, der als Spannbetonbehälter ausgeführt ist. Horizontale und vertikale Spannkabel tragen die Kräfte aus dem Innendruck, während die Dichtheit von einer 20 mm dicken stählernen Auskleidung (Liner) *5* übernommen wird, die gasseitig mit einer Wärmedämmung und betonseitig mit einer Kühlung versehen ist. Der Spannbetonbehälter dient als biologischer Schild und schützt das Primärsystem gegen Einwirkungen von außen. Im Ringraum zwischen Liner und thermischem Schild sind die sechs parallel geschalteten Dampferzeuger *6* angeordnet. Sie werden von dem Reaktorkühlmittel Helium beheizt, das von sechs in der Behälterwand eingebauten Gebläsen *7* umgewälzt wird. Das Helium hat einen Betriebsdruck von 39 bar und fließt von den Gebläsen zwischen dem thermischen Schild und dem Reflektor nach oben, dann durch den Kugelhaufen nach unten (wobei es sich von 260 auf 760 °C erwärmt) und durch den Heißgaskanal *8* von unten nach oben zu den Dampferzeugern. Dampfzustand am Dampferzeugeraustritt ist 550 °C/186 bar, am Zwischenüberhitzer 535 °C/49 bar, womit bei Trockenkühlung des Kondensatorkühlwassers ein Netto-Anlagenwirkungsgrad von 39% erreicht wird. Die thermische Leistung beträgt 750 MJ/s. Der Liner hat außen einen Durchmesser von 15,9 m und eine Höhe von 15,3 m. Die Wände des Druckbehälters sind etwa 5 m dick. Der Reaktorkern hat einen Durchmesser von 5,6 m und eine Höhe von 6 m. Er wird während des Betriebs kontinuierlich durch mehrere Kugelförderleitungen *9* in der Decke mit Brennelementen beschickt, die den Reaktorkern unter Schwerkraft durchlaufen und über das Kugelabzugsrohr *10* abgezogen werden. In der darunter liegenden Kugelbehandlungsanlage wird der Abbrand in der Abbrandmeßanlage *12* gemessen. Kugeln mit dem Abbrand über

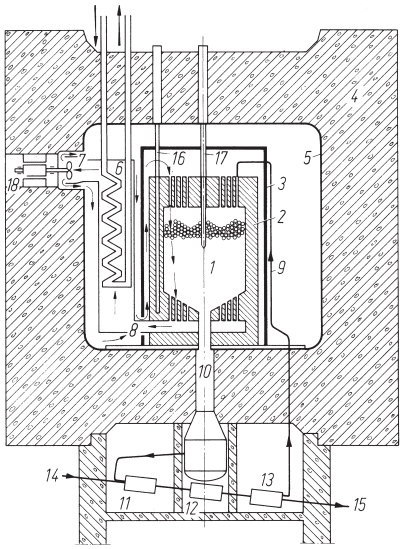


Bild 8. Schematische Darstellung des THTR-300 (Hochtemperatur-Reaktorbau GmbH (HRB) Mannheim). *1* Reaktorkern (Kugelhaufen), *2* Reflektor, *3* thermischer Schild, *4* Spannbeton-Druckbehälter, *5* Liner, *6* Dampferzeuger, *7* Gebläse, *8* Heißgaskanal, *9* Kugelförderleitung, *10* Kugelabzugsrohr, *11* Sammlerblock, *12* Abbrandmeßanlage, *13* Verteiler- und Förderblock, *14* Kugelzugabe, *15* Kugelentnahme, *16* Reflektorstab, *17* Abschaltstab, *18* Gebläseantrieb

109 000 MWd/t Schwermetall werden bei *15* ausgeschieden. Die übrigen und die *14* zugegebenen Ersatzkugeln werden pneumatisch über die Leitung *9* in den Reaktor zurückgefördert. 36 in den Reflektor einfahrende Absorberstäbe regeln die Reaktorleistung und bewirken bei Bedarf die Schnellabschaltung. Für Langzeitabschaltung stehen 42 direkt in den Kugelhaufen einfahrende Abschaltstäbe *17* zur Verfügung.

7.4.5 Schnelle Brutreaktoren (SNR). Fast breeder reactors

Da zum Brüten die Neutronenenergie so hoch wie möglich erhalten bleiben muß, wird kein Moderator verwendet. Die Aufrechterhaltung der Kettenreaktion mit schnellen Neutronen erfordert eine hohe Anreicherung (etwa 15 bis 25%, Rest Natur- oder abgereichertes Uran). Um die Wirtschaftlichkeit dieses Typs bei hoher Leistungsdichte (300 MW/m^3) mit geringer Übertemperatur zu erreichen, ist flüssiges Metall wegen seiner sehr guten Wärmeleitfähigkeit am günstigsten. Wegen kernphysikalischer Eigenschaften (s. **L 2.5** und **L 3.1.2**) und ausreichendem Abstand zwischen Betriebs- und Siedetemperatur wird Natrium gewählt; dadurch ist auch ein niedrigerer Reaktordruck möglich.

Das Projekt schneller natriumgekühlter Brutreaktor SNR-300 wurde 1991 beendet. Ein fast gleiches Projekt, genannt Monju, mit 282 MW und einer thermischen Leistung von 714 MJ/s wird in Japan (Investitionen ca. 3,8 Mrd. Euro) seit 1995 betrieben. Am 8.12.1995 wurde es wegen eines techn. Defektes im Kühlsystem abgeschaltet. Z. Zt. ist kein Brutreaktor weltweit in Betrieb.

7.4.6 Kennwerte von Reaktortypen
Characteristics of nuclear reactors

In **Tab. 1** sind die charakteristischen Auslegungsdaten deutscher Kernkraftwerke zusammengestellt [5].

7.5 Kernfusion. Nuclear fusion

Der Fusionsreaktor soll wie die Sonne aus der Verschmelzung von Atomkernen Energie erzeugen. Der Brennstoff, ein Plasma aus Deuterium und Tritium, wird in einem Magnetfeldkäfig eingeschlossen und auf sehr hohe Temperaturen ca. 10^8 K aufgeheizt. Mit dem experimentellen Reaktor JET (**J**oint **E**uropean **T**orus) in Culham, Großbritannien wurden 1997 kurzzeitig eine Fusionsleistung von 16 MW erzeugt. Dabei wurden 65% der aufgewandten Heizleistung durch Kernfusion zurückgewonnen. Ein Deuterium-Tritium-Plasma zündet, wenn das Fusionsprodukt aus Plasmadichte, Plasmatemperatur und Energieeinschließzeit einen Minimalwert überschrei-

Tabelle 1. Kenndaten wichtiger Leistungsreaktoren

Reaktortyp	Brennstoffdaten							Leistungsdaten		
	Brennstoffladung	Anreicherung Gleichgewicht	Mittlerer Abbrand	Brennstoffbelastung	Spaltstoffbelastung	Leistungsdichte	Konversion	Kühlmittel Reaktoraustritt	Dampfzustand vor Turbine	Nettowirkungsgrad
	t	%	GWd/tSM	kW/kg	MW/kg	kW/l Core		°C/bar	°C/bar	%
Druckwasserreaktor[a])	102,7	3,2	34	36,5	1,2	93	0,8	326 158	284,5 66,8	32,6 Kühlturm
Siedewasserreaktor[b])	136	2,75	33	26,5	0,91	56,8	0,8	286 71	283 67	34,0 Flußkühlung
Fortgeschrittener gasgekühlter Reaktor (AGR)[c])	93	2,3	18,0	6,5	0,28	2,7	0,4	648 40	533 162	42,0
Hochtemperaturreaktor (HTR)[d])	0,65(U) 6,5(Th) $(U+Th)O_2$	93,0	109,0	0,002(U) 0,2(Th)	2,0	6,0	0,9	750 40	530 181	40,0 Trockenkühlung
Schneller natriumgekühlter Brüter (SNR)[e])	19,0 $(U+Pu)O_2$	11,5 (Pu)	67,0 $(U+Pu)O_2$	116,0 $(U+Pu)O_2$	1,0	380,0	1,27	545 10	490 168	42,0

[a]) 1300 MW, Emsland; [b]) 1300 MW, Gundremmingen; [c]) 600 MW; [d]) 300 MW; [e]) ca. 1000 MW.

GWd/tSM = Gigawatt-Tage (24 Mio. kWh je Tonne Schwermetall (Uran + Plutonium)).

tet. Der nach dem Tokamak Prinzip ausgeführte Reaktor soll eine Fusionsleistung von 500 MW erbringen. Mit dem rd. 3,7 Mrd. Euro teuren Reaktor „iter“ wird die Stellareaktorentechnik, das sind ringfeldförmige Magnetfeldkäfige außenliegend nicht ebenen Spulen, eingesetzt. Sie ist jedoch aufwendiger und für den Dauerbetrieb besser geeignet während Tokamaks vorwiegend pulsweise arbeiten.

Abgesehen vom Brennstoff Tritium enthält ein Fusionskraftwerk zunächst kein radioaktives Material. Aktivität entsteht erst, wenn Fusionsneutronen auf die Wände der Plasmagefäßes treffen. Im bisherigen Verlauf der Fusionsforschung ist man dem angestrebten Ziel nahe gekommen.

8 Anhang L: Diagramme und Tabellen
Appendix L: Diagrams and tables

Anh. L 1 Tabelle 1. Aktuelle Daten zur Berechnung der Klimawirksamkeit fossiler Energieträger

CO_2-Emissionen bei Verbrennung	Erdgas:	0,2 kg CO_2/kWh = 61%
	Steinkohle:	0,33 kg CO_2/kWh = 100%
	Braunkohle:	0,4 kg CO_2/kWh = 121%
	Schweröl:	0,28 kg CO_2/kWh = 85%
	Leichtöl:	0,26 kg CO_2/kWh = 79%
Methan-Emissionen bei Erdgasnutzung:	1,6 ... 2,6% des Verbrauchs	
Methan-Emissionen bei Steinkohlennutzung:	9 ... 19 m^3 CH_4/t Steinkohle	
Methan-Emissionen bei Braunkohlennutzung:	0,015 m^3 CH_4/t Braunkohle	

Anh. L 2 Tabelle 1. Steinkohleneinheit (SKE), ein techn. Energiemaß, der mittlere Energieinhalt von 1 kg Steinkohle (7000 kcal ≙ 29,3 MJ ≙ 8,141 kWh). Es entsprechen:

1 kg Erdöl (roh)	1,454 SKE
1 kg Heizöl, schwer	1,400 SKE
1 kg Heizöl, leicht	1,457 SKE
1 kg Motorenbenzin	1,486 SKE
1 kg Dieselkraftstoff	1,457 SKE
1 m^3 Erdgas	1,083 SKE
1 m^3 Stadtgas	0,546 SKE
1 kg Steinkohle	1,014 SKE
1 kg Steinkohlenkoks	0,976 SKE
1 kg Rohbraunkohle	0,285 SKE
1 kg Hartbraunkohle	0,531 SKE
1 kg Brenntorf	0,486 SKE
1 kg Brennholz	0,500 SKE
1 kWh Strom	0,123 SKE
Energieinhalt von Uran 1 lb = 0,453 kg	
bei Nutzung im Leichtwasserreaktor mit Wiederaufbereitung (Anreicherung 3,1 %, tails assay 0,2 %):	
1 kg Naturan	25,8 t SKE
bei Brüternutzung:	
1 kg Naturan	1650 t SKE

Anh. L 2 Tabelle 2. Fossile Brennstoffe

Brennstoff	Asche (Mittel)	Wasser (Mittel)	Heizwert				Minimale Verbrennungsluftmenge
			Rohbrennstoff		Reinsubstanz		
	%	%	kJ/kg	kcal/kg	kJ/kg	kcal/kg	m^3/kg
Holz, frisch	0,3	50	8374	2000	18841	4500	4,2
trocken	0,5	18	15072	3600	18841	4500	4,2
Torf, frisch	0,9	85	1047	250	22609	5400	4,2
lufttrocken	4,7	28	14654	3500	22609	5400	4,2
Braunkohle:			H_u	H_u	H_o	H_o	
rheinländische	3,5	59	7997	1910	9923	2370	2,7
mitteldeutsche	5,9	53	9211	2200	11137	2660	2,9
oberbayerische Pechkohle	18	12	19845	4740	21143	5050	6,0
brikettierte	7	13	19678	4700	20934	5000	5,3
Steinkohle:							
Gasflammkohle	6	5	27214	6500	29308	7000	7,5
Gaskohle	6	5	29308	7000	30982	7400	7,7
Fettkohle	6,5	5	30982	7400	32238	7700	7,9
Eßkohle	8	3	31820	7600	32657	7800	7,9
Magerkohle	7,5	4,5	31401	7500	32657	7800	8,0
Anthrazit	6	3	30982	7400	31820	7600	8,2
Zechenkoks	8	2,5	30145	7200	30564	7300	9,1
Spiritus	–	–	23865	5700	26754	6390	6,3
Benzol	–	–	40235	9610	41952	10020	10,2
Benzin	–	–	42496	10150	46683	11150	11,5
Dieselöl	–	–	41659	9950	44799	10700	11,1
Heizöl	–	–	42915	10250	45008	10750	11
			kJ/m^3	kcal/m^3	kJ/m^3	kcal/m^3	V_{Luft}/V_{Gas}
Erdgas/Methan	–	–	35588	8500	39775	9500	10
Stadtgas	–	–	17585	4200	19259	4600	3,7
Wassergas	–	–	10760	2570	11765	2810	2,2
Generatorgas	–	–	5652	1350	5945	1420	1,3
Gichtgas	–	–	3977	950	4061	970	0,76

Anh. L 2 Tabelle 3. Eigenschaften natürlicher fester Brennstoffe [1]

Brennstoffart		Flüchtige Bestandteile in Gew.-%, auf waf bezogen	Mittlere Elementaranalyse in Gew.-%, auf waf bezogen					Gew.-% der Roh-Brennstoffe		Mittlerer Roh-Heizwert MJ/kg	Eigenschaften		
			c	*h*	*o*	*n*	*s*	Wasser	Asche		der Kohle	des Kokses	der Flamme
Holz (lftr.)		> 70	50	6	44	–	–	12 ... 25	0,2 ... 0,8	15,2	faserig	porös	lang
Torf (lftr.)		60 ... 70	59	6	33	1,5	0,5	25 ... 40	1 ... 3	13,4	elastisch	weich, krümelig, porös	lang, matt
Braunkohle	Weichbraunkohle	55 ... 62	68	5,5	23	1,0	2,5	40 ... 65	2 ... 24	8,4	plastisch, matt	pulverig, krümelig	lang, matt
	Hartbraunkohle	48 ... 55	74	5,5	17,5	1,5	1,5	20 ... 30	7 ... 18	16,8	hart, glänzend	körnig	lang, hell
Steinkohlen	Sinterkohle	40 ... 45	78	5,5	14,5	1,0	1,0			28,0[a])	wenig backend	locker	lang, matt
	Gasflammkohle	35 ... 40	82	5,2	10,0	1,3	1,5	3%	6%	29,4[a])	schwach backend	schwach gebacken	sehr lang
	Gaskohle	28 ... 35	86	5,0	6,5	1,5	1,0	2% ... 5%	3% ... 7%	32,0[a])	backend blähend	gut gebacken	lang, hell
	Fettkohle	19 ... 28	88	5,0	4,5	1,5	1,0	3% ... 10%	4% ... 9%	32,4[a])	stark backend	fest, dicht	kurz, kräftig
	Eßkohle	14 ... 19	90	4,5	3,0	1,5	1,0	Förder- u. Stückkohle Nußkohle Feinkohle (gew.)	Stückkohle Nußkohle Feinkohle (gew.)	31,5[a])	leicht blähend	gesintert	kurz
	Magerkohle	10 ... 14	91	3,8	3,2	1,0	1,0			31,5[a])	nicht blähend	gesindert bis sandig	kurz
	Anthrazit	3 ... 10	93	3,0	2,0	1,0	1,0			31,0[a])	nicht blähend	pulverig	sehr kurz

[a]) Für Nußkohle; für anderen Ballastgehalt Umrechnung mit Hilfe von Gl. (3).

Anh. L 2 Tabelle 4. Eigenschaften flüssiger natürlicher und künstlicher Brenn- und Treibstoffe [1]

Brennstoff	Dichte bei 15 °C in g/cm³	Zusammensetzung in Gew.-%				Brennwert H_o in MJ/kg	Heizwert H_u in MJ/kg	Zündtemperatur[a]) in °C	*c*/*h*
		c	*h*	*o*+*n*	*s*				
Methanol (CH_3OH)	0,792	37,5	12,5	50	–	22,3	19,6	400	3
Flüssiggas (C_3H_8, C_4H_{10})	0,58[b])	82	18	–	–	50,0	46,0	450	4,6
Benzol (C_6H_6)	0,879	92,3	7,7	–	–	42,0	40,2	580	12
Benzin	0,72 ... 0,80	85	15	–	–	46,7	42,5	230 ... 260	5,65
Dieselöl	0,835	85,9	13,3	–	0,5	45,9	43,0		6,45
Heizöl EL	0,84	85,9	13,0	0,4	0,7	45,5	42,7	230 ... 240	6,6
Heizöl L	0,88	85,5	12,5	0,8	1,2	44,8	42,0		6,85
Heizöl M	0,92	85,3	11,6	0,6	2,5	43,3	40,7		7,35
Heizöl S	0,97	84,9	11,1	1,5	2,5	42,7	40,2	220	7,7
Steinkohlen-Teeröl leicht	0,95 ... 0,97	87	9	4	–	39,0	37,7	320	9,7
Steinkohlen-Teeröl schwer	1,02 ... 1,1	89,8	6,5	2,9	0,8	39,0	37,7		13,8
Braunkohlen-Teeröl	0,93	84,0	11,0	4,3	0,7	42,7	40,2	260	7,65

[a]) Im Sauerstoffstrom.
[b]) In flüssigem Zustand.

L

Anh. L 2 Tabelle 5. Eigenschaften von Erdgasen (Anhaltswerte für Rohgase) [1]

Herkunft	Molmasse in kg/kmol	Dichte in kg/m³	Zusammensetzung in Vol.-%						Brennwert H_o in MJ/m³	Heizwert H_u in MJ/m³	$CO_{2,\,max}$ in Vol.-%
			CH_4	C_2H_6	C_3H_8	schw. KW[b])	CO_2	N_2			
USA (Panhandle)	19,8	0,885	81,8	5,6	3,4	2,2	0,1	6,9	43,9	39,0	12,1
Deutschland (Weser-Ems)	17,8	0,800	87,0	1,7	0,2	0,1	1,0	10,0	36,1	32,6	11,9
Frankreich (Lacq)	22,8	1,034	69,5	3,2	1,4	1,0	9,6	15,3[c])	36,6	33,1	13,4[a])
Algerien (Hassi R'Mel)	21,8	0,978	76,0	8,0	3,3	4,4	1,9	6,4	46,0	41,8	12,5
Niederlande (Groningen)	18,6	0,833	81,3	2,8	0,4	0,2	0,7	14,4	35,4	31,7	11,5
UdSSR (Orenb.)	20,2	0,905	82,1	3,7	1,5	3,6	0,5	7,3[d])	42,0	38,0	12,2[a])
Off-shore:											
Italien (Ravenna)	16,1	0,72	99,6	0,1		–	–	0,3	39,7	35,8	11,8
Norwegen (Ekofisk)	19,1	0,855	85,8	8,3	2,8	1,2	1,5	0,5	44,5	40,2	12,3
Großbritannien (Leman Bank)	17,0	0,762	94,8	3,0	0,6	0,4	–	1,2	41,0	37,0	11,9

[a]) $(CO_2+SO_2)_{max}$. [b]) Schwere Kohlenwasserstoffe. [c]) H_2S. [d]) $H_2 = 1{,}3$ Vol.-%.

Anh. L 2 Tabelle 6. Energiemaße für Öl und Erdgas

Rohöl	1 m³ = 870 – 920 (mittelschwer)/920 – 1000 kg (schwer) 1 barrel [b] = 0,143 t (mittelschwer) 1 t SKE = 0,731 TOE (Öleinheit = TOE)
Heizöl	1 m³ = 0,87 t 1 t = 1160 bis 1230 l (l = Liter)
Erdgas	1 m³ = 9,7692 kWh bezogen auf H_O (Brennwert) = 8,816 kWh bezogen auf H_u (unterer Heizwert)

L

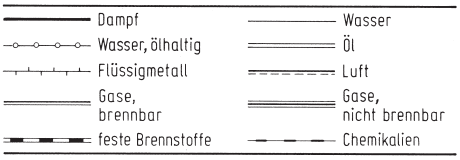
Anh. L 7 Tabelle 1. Graphische Symbole für Wärmekraftanlagen (Auswahl aus DIN 2481)

Kraft- und Arbeitsmaschinen

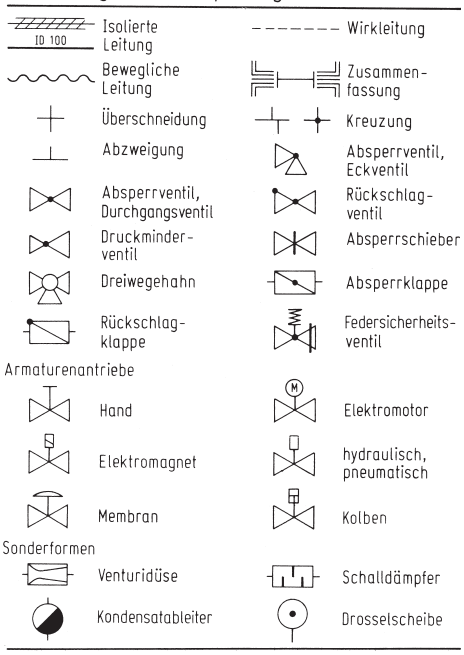
Messung und Regelung

Wirkungshinweise s. W1 Tab. 1

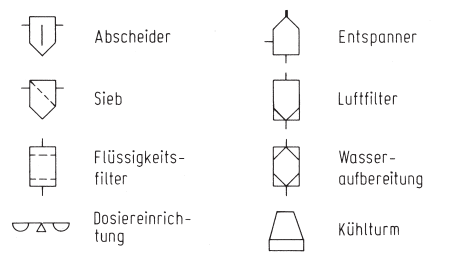
Stoffe



Rohrleitungen und Absperrorgane



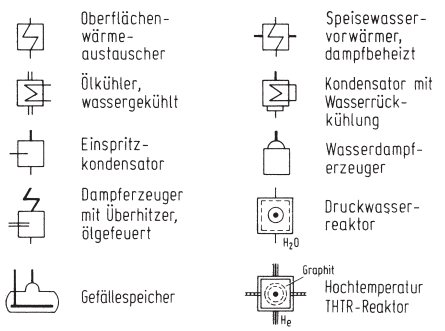
Aufbereitungsanlagen



L

Anh. L 7 Tabelle 1. (Fortsetzung)

Wärmeaustauscher und Dampferzeuger



9 Spezielle Literatur
Special Bibliography

zu L 2 Primärenergien

[1] *Lenz, W.:* Dampferzeugungsanlagen. Dubbel 16. Aufl., L 1. Berlin: Springer 1987. – [2] *Gumz, W.:* Kurzes Handbuch der Brennstoff- und Feuerungstechnik, 3. Aufl. Berlin: Springer 1962. – [3] *Riediger, B.:* Brennstoffe, Kraftstoffe, Schmierstoffe. Berlin: Springer 1949. – [4] *Endell, K.; Zauleck, D.:* Beziehungen zwischen chemischer Zusammensetzung und Zähigkeit flüssiger Kohlenschlacken in Schmelzkammerfeuerungen. Bergbau und Energiewirtschaft 3 (1950) 42–50 u. 70–73. – [5] *Gumz, W.; Kirsch, H.; Mackowsky, M.-Th.:* Schlackenkunde. Berlin: Springer 1958. – [6] Jahrbuch der Dampferzeugung, 5. Aufl. Essen: Vulkan 1985/86. – [7] *DIN-Taschenbuch 57:* Mineralöl- und Brennstoffnormen, Grundnormen. Berlin: Beuth 1976. – [8] *Rometsch, R.:* Entsorgungswege im internationalen Vergleich. Bulletin SEV/VSE 80 (1989) H. 2. – [9] *Mareske, A.:* Die zukünftige Rauchgasreinigung in den BEWAG-Kraftwerken. Z. Elektrizitätswirtschaft (1987) H. 12.

zu L 3 Wandlung von Primärenergie in Nutzenergie

[1] *Frewer, H.:* Strukturwandel in der Technik fossil beheizter Kraftwerke in der Bundesrepublik Deutschland. VGB-Kraftwerkstechnik 66 (1986) H. 4. – [2] *Schuler, W.; Johnsen, F.:* Der Bau von Windkraftwerken. VGB-Kraftwerkstechnik (1989) H. 5. – [3] *Winter, C.I.:* Wasserstoff aus Sonnenenergie, ein additiver Energieträger. VGB-Kraftwerkstechnik (1989) H. 3. – [4] *Köhn, G.:* Staudinger 5 – Auslegungen und Erfahrungen aus Inbetriebnahme und erster Betriebszeit. Z. VGB Kraftwerkstechnik 73 (1993) H. 11. – [5] *Pruschek, R..:* Zukünftige Kohlekraftwerke, Z. BWK 12, 2001, Springer Verlag.

zu L 5 Feuerungen

[1] *Doležal, R.:* Großkesselfeuerungen. Theorie, Bau und Regelung. Berlin: Springer 1961. – [2] *Rammler, E.:* VDI-Beiheft Verfahrenstechnik. Gesetzmäßigkeiten in der Kornverteilung zerkleinerter Stoffe. VDI-Z. (1937) 161–167. – [3] *Eythropel, H.:* Wissenswertes über Ascheverwertung. Mitt. VGB (1975) Nr. 5, S. 297–302. – [4] *Hansen, W.:* Ölfeuerungen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1970. – [5] *Niepenberg, H.:* Industrieölfeuerungen. Stuttgart: Kopf 1968. – [6] *Niepenberg, H.:* Industrie-Gasfeuerungen. Verden: Verlag Betriebsökonom 1964. – [7] *Mareske, A.:* Die zukünftige Rauchgasreinigung in den BEWAG-Kraftwerken. Z. Elektrizitätswirtschaft (1987) H. 12. – [8] *Reimann, G.:* Probleme der Gips- und Ascheentsorgung. Z. Entsorgungspraxis (1989) H. 4. – [9] *Becker, J.:* Möglichkeiten der Stickstoffoxidminderung durch SCR-Anlagen. Z. BWK Fachrep. Rauchgasreinigung 1986.

zu L 6 Dampferzeuger

[1] *Doležal, R.:* Hochdruck-Heißdampf. Essen: Vulkan 1957. – [2] *Ledinegg, M.:* Dampferzeugung, Dampfkessel, Feuerungen einschließlich Atomreaktoren, 2. Aufl. Wien: Springer 1966. – [3] *Zinzen, A.:* Dampfkessel und Feuerungen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1957. – [4] *Noetzlin, G.:* Das neue Kraftwerk Hüls. Mitt. VGB (1958) Nr. 55, 230–255. – [5] *Doležal, R.:* Durchlaufkessel. Theorie, Bau, Betrieb und Regelung. Essen: Vulkan 1962. – [6] *Profos, P.:* Die Regelung von Dampfanlagen. Berlin: Springer 1962. – [7] *Profos, P.:* Dynamisches Verhalten von Zwangsstrom-Verdampfersystemen. Techn. Rundsch. Forsch.-H. 160, 515. – [8] *Ledinegg, M.:* Das Verhalten von Zwangsdurchlaufkesseln bei Laständerungen. BWK 12 (1960) 197–206. – [9] *Ehlers, G.:* Verschiedene Schaltungen zur Regelung von Bensonkesseln. Energie 15 (1963) 489–495. – [10] *Rieß, R.:* Reinigung von Dampferzeugern in DWR-Anlagen. VGB Kraftwerkstechnik (1989) H. 2. – [11] *Hömig, H.E.:* Physikochemische Grundlagen der Speisewasserchemie, 2. Aufl. Essen: Vulkan 1963. – [12] *VGB-Richtlinien* für das Speise- und Kesselwasser von Wasserrohrkesseln ab 64 bar Betriebsüberdruck. *VdTÜV-Richtlinien* für die Speise- und Kesselwasserbeschaffenheit bei Dampferzeugern bis 64 bar zulässigen Betriebsüberdruck. VdTÜV-Merkblatt 1453, 4. 1983. – [13] *Nuber, F. u. K:* Wärmetechnische Berechnung der Feuerungs- und Dampfkesselanlagen, 15. Aufl. München: Oldenbourg 1967. – [14] *Hausen, H.:* Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, 2. Aufl. Berlin: Springer 1976. – [15] *Schwaigerer, S.:* Festigkeitsberechnungen im Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau, 3. Aufl. Berlin: Springer 1978.

zu L 7 Kernreaktoren

[1] *Smidt, D.:* Reaktortechnik, 2 Bd. Karlsruhe: Braun 1971. – [2] *Oldekop, W.:* Einführung in die Kernreaktortechnik, 2 Bd. Taschenb. Nr. 53 u. 54. München: Thiemig 1975. – [3] *Böhm, W.:* Physikalische Kernauslegung. Taschenbuch 51, Druckwasserreaktoren. München: Thiemig 1979. – [4] *Bedenig, B.:* Hochtemperaturreaktoren. München: Thiemig 1972. – [5] *Michaelis, H.; Salander, K.:* Handbuch der Kernenergie. VDEW-Verlag Frankfurt/Main 1995. – [6] *Brettschuh, W.; Czech, J.; Schneider, D.:* Neue Leichtwasserreaktoren für den Weltmarkt Z. BWK Bd. 54 (2002) Nr. 11. – [7] *Weßelmann, Ch.:* Kernenergieerzeugung Z BWKW 55 2003 Nr. 1/2.

M | Klimatechnik
Air conditioning engineering

A. Bothe, Gelsenkirchen; **C. Böttcher**, Köln; **C. Hainbach**, Essen; **T. Rákóczy**, Köln
Die Beiträge von C. Böttcher und A. Bothe (bis 18. bzw. 20. Auflage) wurden für diese Auflage von C. Hainbach teilweise neu bearbeitet.

Allgemeine Literatur

zu M1 Grundlagen, M2 Bemessung und Berechnung der heiz- und raumlufttechnischen Anlagen, M3 Systeme und Bauteile der Heiztechnik, M4 Systeme und Bauteile der Raumlufttechnik, M8 Wirtschaftlichkeit und Energieverbrauch

Bücher: Arbeitskreis der Dozenten für Klimatechnik: Handbuch der Klimatechnik, Bd. 1–3; Karlsruhe: Müller 1988. – *Hönmann, W.* (Hrsg.): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 65. Aufl. München: Oldenbourg 1990/91. – *Keller, G.:* Jahrbuch Kälte-Wärme-Klima, 27. Jahrgang, Karlsruhe: Müller 1994. – *Kollmar, A., Liese, W.:* Die Strahlungsheizung, 4. Aufl. München: Oldenbourg 1957. – *Plank, R.* (Hrsg.): Anwendung der Kälte in der Verfahrens- und Klimatechnik, Biologie und Medizin, Sicherheitsvorschriften. Handbuch der Kältetechnik, Bd. XII. Berlin: Springer 1967. – *Rietschel/Reiß:* Heiz- und Klimatechnik, 15. Aufl. Bd. 1+2; Berlin: Springer 1968, 1970.

zu M5 Systeme und Bauteile der kältetechnischen Anlagen

Bücher: Berliner, P.: Kühltürme. Berlin: Springer 1975. – *CCI-Redaktion* (Hrsg.): Thermosoft. Karlsruhe: Müller 1985. – *v. Cube, H. L.* (Hrsg.): Lehrbuch der Kältetechnik, Bd. 1+2, 3. Aufl. Karlsruhe: Müller 1981. – *Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein* (Hrsg.): Kältemaschinenregeln, 7. Aufl. Karlsruhe: Müller 1981. – *Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein* (Hrsg.): DKV-Arbeitsblätter, 1. Lieferung 1991 u. f. Karlsruhe: Müller. – *DIN-Taschenbuch 156*, Auflage Kältetechnik; Berlin: Beuth 1986. – *Maake/Eckert* (Hrsg.): Pohlmann-Taschenbuch der Kältetechnik, 17. Aufl. Karlsruhe: Müller 1988. – Terminologie für kältetechnische Erzeugnisse, 2. Aufl. Karlsruhe: Müller 1987. – *RWE:* Bau-Handbuch, 10. Ausg. Heidelberg: Energie-Verlag.

zu M6 Systeme und Bauteile der Wärmepumpenanlagen

Bücher: Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e. V. (ASUE): ASUE-Schriftenreihe, Bd. 1–9; Essen: Vulkan 1979/1985. – *FTA, Fördergesellschaft Techn. Ausbau:* Wärmepumpen über 200 kW Leistung. Bd. 5, Essen: Vulkan. – *Haus der Technik:* Fachbuchreihe Wärmepumpentechnologie, Bd. I–IX; Essen; Vulkan 1977/1985. – *Jahrbuch der Wärmerückgewinnung,* 5. Ausg. Essen: Vulkan 1985/86. – *Kirn, H.* (Hrsg.): Buchreihe Wärmepumpen, Bd. 1–8; Karlsruhe: Müller 1981/1987. – *Krug, N.; Pfeiffenberger, U.; Rinck, Th.:* Wärmepumpenregeln, Karlsruhe: Müller 1987.

zu M7 Sonderanlagen

Bücher: Bussien: Automobiltechnisches Handbuch, Klimatisierung, Ergänzungsband zur 18. Aufl. Abschnitt 2.24. Berlin: de Gruyter. – *Reichelt, J.* (Hrsg.): Pkw-Klimatisierung; Karlsruhe: Müller 1992. – *Reichelt, J.* (Hrsg.): Leistungsgeregelte Verdichter zur PKW-Klimatisierung. Karlsruhe: Müller 1987.

1 Grundlagen. Fundamentals

T. Rákóczy, Köln
(Abschnitte 1.4 und 1.5 von **A. Bothe**, Gelsenkirchen, **C. Böttcher**, Köln, **C. Hainbach**, Essen)

1.1 Aufgabe. Definition

Die Aufgabe der *Klimatisierung* ist einerseits die ständige *Außenlufterneuerung* in geschlossenen Räumen, andererseits die *Begrenzung* bzw. *Kontrolle* der *stofflichen* und *thermischen Lasten* im Raum.

Falls die dem Raum zugeführte Luft (Zuluft) je nach Bedarf erwärmt, gekühlt, be- und/oder entfeuchtet und jederzeit gefiltert wird und wenigstens die Raumlufttemperatur je Raum oder Raumgruppe individuell geregelt werden kann, handelt es sich um *Klimaanlagen*.

Die Bezeichnung *„Raumlufttechnische Anlage"* (*RLT-Anlage*) erfaßt als Oberbegriff sämtliche Anlagen, die mechanische Luftver- und -entsorgung von Gebäuden oder Gebäudeteilen übernehmen, wenn auch die Bedingungen der Klimatisierung nicht erfüllt werden.

Klimaanlagen kommen in sog. Komfortbereichen zum Einsatz, wenn z. B. in Bürogebäuden, Versammlungsräumen etc. keine ausreichende natürliche Lüftung, wie z. B. Fensterlüftung, aus Bau-, Umwelt- oder Nutzungsgründen möglich ist. In diesem Fall richtet sich der gewünschte Raumluftzustand nach den thermischen Behaglichkeitskriterien der Personen, der energiesparenden Anlagenausführung und dem Betrieb.

Unerläßlich sind heute Klimaanlagen u. a. in Operations- und Intensivpflegeräumen in Krankenhäusern, in Produktionsstätten im Bereich der Halbleiterfertigung und Mikroelektronik sowie in Pharmabetrieben, wo es auf die Keim- und Partikelzahlkontrolle im Raum ankommt.

Eine gewünschte *Raumluftreinheit* läßt sich durch drastische Erhöhung des Zuluftstroms und durch spezielle Filtertechnik erreichen.

In den vorgenannten Nutzungsbereichen wird in vielen Fällen die *Reinraumtechnik* entsprechend dem *Laminar-Flow-System* eingesetzt. Die Raumluftkondition richtet sich bei den Anlagen von Produktionsstätten nach dem Produkt und nicht nach den Personen, die sich vor allem mit Hilfe der Bekleidung an den vorgegebenen Raumluftzustand (Temperatur, Feuchte, Luftbewegung) anpassen können.

Weiterhin nimmt die Anzahl der Klimaanlagen für Datenverarbeitungsräume (Rechenzentren) ständig zu.

Bei den DV-Räumen müssen extrem hohe *Maschinenwärmelasten* bei bestimmter Raumluftkondition abgeführt werden. Zum Abführen der hohen Wärmelasten sind große spezifische Luftströme erforderlich, so daß die thermische Behaglichkeit der Personen nicht im Vordergrund stehen kann. Die Betriebssicherheit dieser Anlagen, vor allem die störungsfreie elektronische und kältetechnische Versorgung, ist von größter Bedeutung.

1.2 Meteorologische Grundlagen
Meteorological fundamentals

Das Wetter wird durch das Zusammenwirken der meteorologischen Elemente *Luftdruck, Temperatur, Feuchte, Wind, Sonnenstrahlung, Bewölkung* und *Niederschläge* hervorgerufen. Der durchschnittliche Verlauf der Witterung nach jahrzehntelangen Beobachtungen in einem Gebiet oder zu einer Jahreszeit wird als das *äußere Klima* definiert; so ist im Durchschnitt der Januar der kälteste und der Juli der wärmste Monat in Deutschland. Wesentlichen Einfluß auf den Raumluftzustand, also auch auf die Klimatechnik, üben die Lufttemperatur, die Luftfeuchte, der Wind, die Bewölkung, Niederschläge und die Sonneneinstrahlung aus (DIN 4710).

1.2.1 Lufttemperatur. Outdoor air temperature

Sie verläuft der Höhe des Sonnenstandes entsprechend periodisch sowohl im Tages- als auch im Jahresverlauf. **Bild 1**, **Bild 2**, **Anh. M 1 Tab. 1**.
Aus den Messungen um 7.00, 14.00 und 21.00 Uhr wird die mittlere Tages-Außenlufttemperatur ermittelt

$$t_m = (t_7 + t_{14} + 2t_{21})/4. \quad (1)$$

Die Lufttemperatur nimmt mit der Höhe ab; je 100 m Höhe um rund 0,5 K.
Aus dem Jahrgang der Lufttemperatur sind die Gradtage G_t als Rechenwert für die Ermittlung des jährlichen Wärmeverbrauchs gebildet worden [1].

$$G_t = Z(t_i - t_{a_m}) \quad (2)$$

mit Z Anzahl der Heiztage, t_i Innentemperatur = 20 °C, t_{a_m} mittlere Außentemperatur der Heizperiode.

1.2.2 Luftfeuchte. Outdoor air humidity

Bei der Feuchte wird i. allg. der Dampfdruck p_D und die rel. Feuchte φ in % angegeben. In der Klimatechnik ist die Angabe der absoluten Feuchte, also des Wasserdampfgehalts x der trockenen Luft in g/kg üblich

$$\varphi = P_D/P'_S \quad (3)$$

mit P_D Dampfdruck beim jeweiligen Wasserdampfgehalt, P'_S Dampfdruck bei Sättigung der Luft mit Wasserdampf.
Gemessen wird die Temperatur eines trockenen und eines feuchten Thermometers, ebenfalls um 7.00, 14.00 und 21.00 Uhr, und über den Dampfdruck die rel. Feuchte errechnet.
Der tägliche und jährliche Gang der rel. Feuchte ist gegenläufig zur Lufttemperatur, **Bild 3** und **Bild 4**. Die Jahresmittelwerte liegen zwischen 75 bis 80% relative Feuchte.

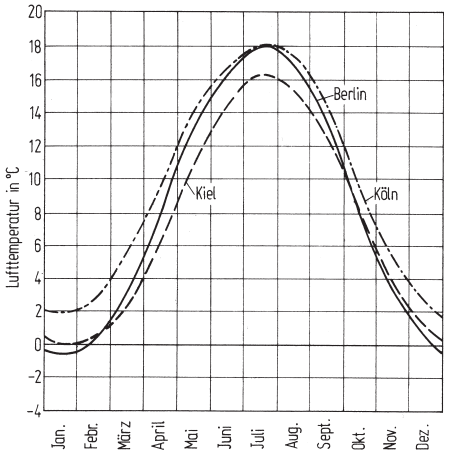
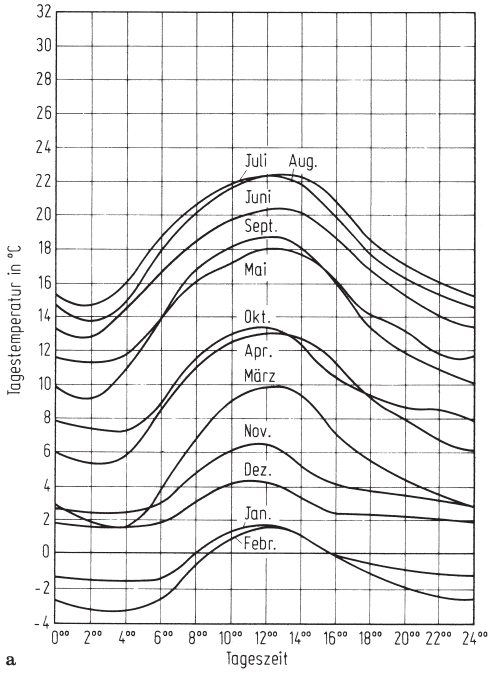


Bild 2. Jahresgang der mittleren Monats-Lufttemperatur [5]



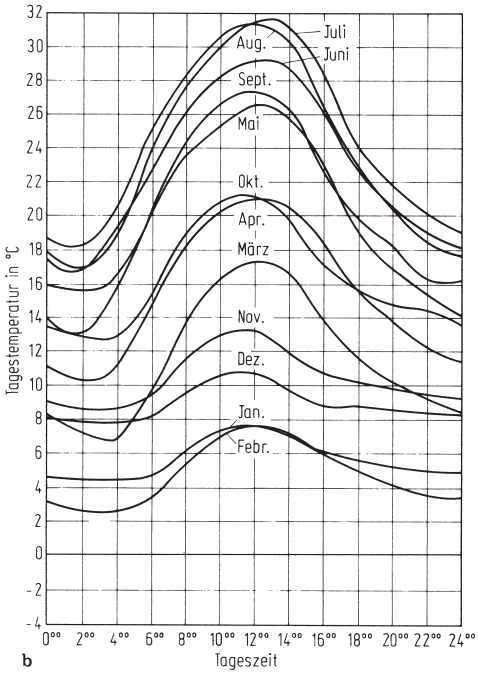


Bild 1 a, b. Tagesgang der Lufttemperatur [4]. VDI-Binnenlandklima, Klimatyp: 0. **a** Temperaturgang: Mittelwerte; **b** Temperaturgang: Extremwerte hoher Lufttemperatur

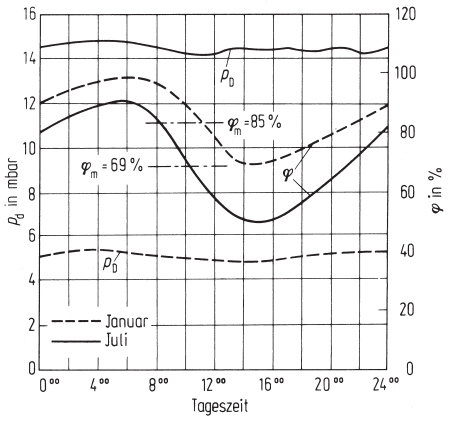


Bild 3. Tagesgang der Luftfeuchte [6]. Relative Feuchte φ, Dampfdruck p_D

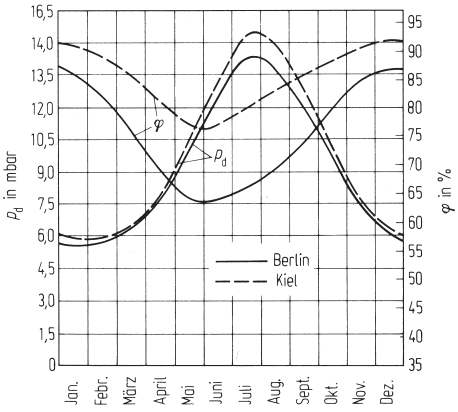


Bild 4. Jahresgang der Luftfeuchte [5]

Tabelle 1. Höchstwerte der relativen Luftfeuchte

Temperatur in °C	20	22	24	26	28	30	32	34
Relative Feuchte in %	94	82	72	63	55	48	41	35

In der Raumlufttechnik sind die maximalen Werte der rel. Feuchte im Sommer (**Tab. 1**) wichtig, da durch die Kühlung der Außenluft leicht ein schwüler Raumluftzustand zustande kommt, während im Winter die Außenlufterwärmung einen trockenen Raumluftzustand mit sich bringt.

1.2.3 Wind. Wind

Von Interesse sind weniger der tägliche Verlauf der Windgeschwindigkeit als die Monats- und Jahresmittelwerte (**Bild 5**); ferner die Häufigkeit sowohl in der Stärke als auch in der Richtung des Winds.
Danach wehen in Deutschland die stärkeren Winde am häufigsten aus West und Süd-West. Gemessen wird der Wind in Höhen von 20 bis 30 m; die Windgeschwindigkeit in niedrigeren Höhen und in Bodennähe ist geringer.
Neben der direkten Durchströmung ist die Lüftung von Räumen auch abhängig von der Umströmung der Gebäude mit Anström- und Rezirkulationsbereich.

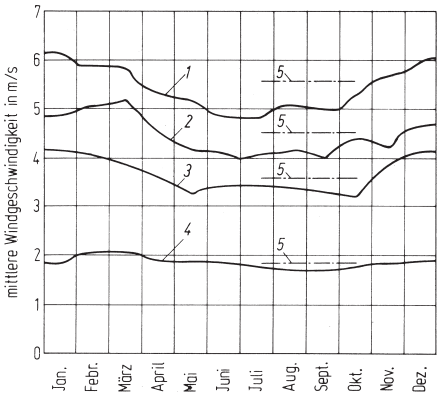


Bild 5. Mittlere monatliche Windgeschwindigkeit [6]. *1* Hamburg, *2* Berlin, *3* Dresden, *4* München, *5* Mittelwerte

1.2.4 Sonnenstrahlung. Solar radiation

Bei außenliegenden Räumen mit großem Glasanteil und nicht ausreichendem Sonnenschutz ergibt die Sonnenstrahlung in ihrem Tagesgang wegen des Eindringens durch die Fenster die sommerliche Belastungsspitze; auch die diffuse Himmelsstrahlung wirkt sich bei großen Fenstern noch beträchtlich aus, **Bild 6**. Die Strahlungsbelastung wird je nach Trübung der Luft, die durch Streuung und Reflexion an Luftmolekülen, Absorption in Gasen und Schwächung in Dunst- und Staubschichten erfolgt, gemindert. Die *Trübung* wird mit Faktoren von 1 bis 6 gekennzeichnet; die mittlere Trübung in Großstädten entspricht dem Faktor 3 bis 4, **Anh. M 2 Tab. 2**.
Die tatsächliche *Sonnenscheindauer*, die zeitlich und örtlich großen Schwankungen unterworfen ist, wird auf die astronomisch mögliche Dauer bezogen, **Anh. M 1 Tab. 2**. Das Verhältnis der tatsächlichen zur möglichen Dauer ist im Jahresmittel etwa 1 : 3.

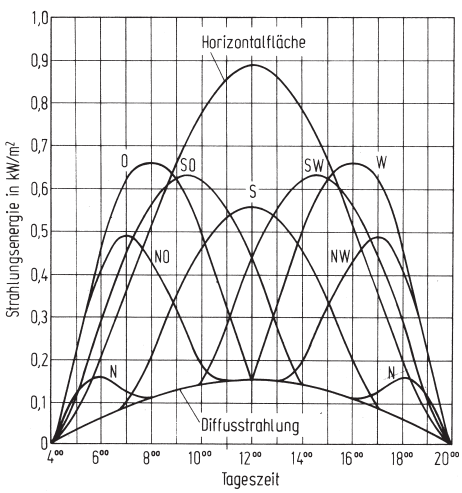


Bild 6. Tagesgang der Gesamt- und Diffusstrahlung [6]. Wände verschiedener Himmelsrichtung und Horizontalfläche, Juli 50° nördlicher Breite, Trübungsfaktor 4

1.3 Hygienische Grundlagen
Hygienic fundamentals, physiological principles

1.3.1 Raumklima. Indoor climate

Im engen Sinne wird das Raumklima durch das Zusammenwirken von *Lufttemperatur, Strahlungstemperatur* (die Temperatur der raumumschließenden Oberfläche), *relativer Luftfeuchte, Luftgeschwindigkeit* im Aufenthaltsbereich des Raums, *Tätigkeit* und *Bekleidung* gebildet.
Im weiteren Sinne gehören noch die *Außenlufterneuerung*, der *Schadstoffgehalt* der Luft, der *Schalldruckpegel*, die *Farbgebung* und *Beleuchtung* des Raums u. a. dazu.

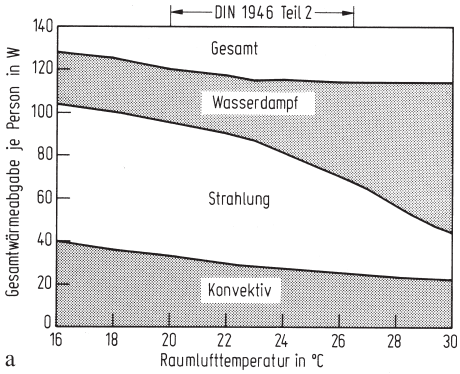
1.3.2 Lufterneuerung in Räumen
Outdoor air for ventilation

Die Lufterneuerung kann durch den Luftbedarf der im Raum tätigen Menschen, durch Gerüche und Schadstoffe oder besondere Nutzungsforderungen bestimmt werden.
Als *hygienische Grundforderung* sind für Aufenthaltsräume ein Wert von 20 bis 70 m^3/h, bei Luftverschlechterung durch Rauch und Gerüche noch höhere Werte festgelegt worden. Bei höheren Komfortansprüchen sind höhere Außenluftraten einzusetzen, damit eine bessere Luftqualität in den Räumen erreicht werden kann.
Im allgemeinen läßt sich mit dieser *Außenluftrate* auch der zulässige Kohlendioxidgehalt im Raum einhalten. Zum Abschätzen des Gehalts an Riech- und Ekelstoffen wird ein CO_2-Gehalt von 0,1 bis 0,15 Volumenprozent als Grenzwert angesehen. Der MAK-Wert von 0,5%, das ist die zulässige maximale Arbeitsplatzkonzentration (**Z Tab. 22** und [2]), wird bei weitem nicht erreicht; der notwendige Sauerstoffgehalt wird selbst bei kleinem Raumvolumen pro Person (wie in Luftschutzbauten) nicht unterschritten. Für Werkstätten liegt die Außenluftrate im Mittel um 50% höher (ASR 5). Bei allgemeiner Lufterneuerung eines Raums mit Geruchsquellen wird von einem geschätzten Luftwechsel ausgegangen.
Bei Schadstoffanfall werden allgemein gültige Grenzwerte gewählt, wenn ein MAK-Wert nicht vorgeschrieben ist. Die Lufterneuerung richtet sich dann nach der notwendigen Verdünnung, so auch bei besonderen Forderungen an die Staub- und Keimfreiheit.

1.3.3 Behagliches Raumklima in Aufenthalts- und Arbeitsräumen
Comfortable climate in living and working rooms

Behaglichkeit. Die thermische Behaglichkeit des Menschen hängt ab von der Wärmebilanz seines Körpers und von der örtlichen Verteilung der Wärmeabgabe. Diese *Wärmebilanz* wird bestimmt von der körperlichen Tätigkeit (Aktivitätsgrad), der Bekleidung (Wärmeleitwiderstand) sowie von den Parametern des Umgebungsklimas, nämlich Umschließungsflächentemperatur, Lufttemperatur, Luftfeuchte und Luftgeschwindigkeit, **Bild 7**. Thermische Behaglichkeit ist dann gegeben, wenn sich aufgrund der Wärmebilanz im Gleichgewichtszustand solche Haut- und Kerntemperaturen einstellen, die als angenehm empfunden werden; *„unbehaglich kalt“* wird bei Unterschreiten einer bestimmten Hauttemperaturschwelle und *„unbehaglich warm“* bei Überschreiten einer bestimmten Kerntemperaturschwelle wahrgenommen. Außerdem kann thermische Unbehaglichkeit durch eine lokale Abkühlung von Körperteilen hervorgerufen werden, z. B. durch Zugluft.
Die *Wärmeproduktion* des Menschen ist von der Tätigkeit abhängig, **Bild 8**.

Temperatur. Die Lufttemperatur soll je nach *Aktivitätsgrad* einen Bereich von 22 bis 27 °C haben. Der untere Grenzwert entspricht einer leicht körperlichen Tätigkeit, der obere dem



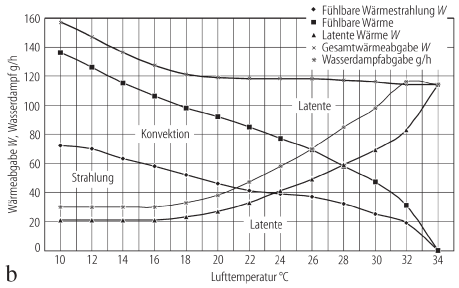


Bild 7 a, b. Art der verschiedenen Wärmeabgaben des Menschen

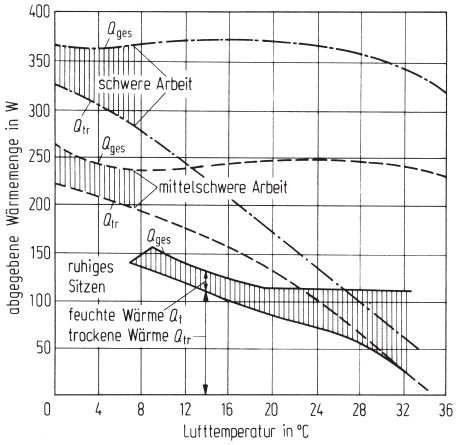


Bild 8. Wärmeabgabe des Menschen [5]. Übliche Bekleidung, sitzende bis schwere Tätigkeit

Ruhezustand. Die mittlere Strahlungstemperatur darf etwa 3 bis 4 K unter der Raumtemperatur liegen. Das arithmetische Mittel aus Luft- und Strahlungstemperatur entspricht in etwa dem Temperaturempfinden; in den Sommermonaten wird eine Raumlufttemperatur von 27 °C bei leichter Arbeit noch als behaglich angesehen.

Raumtemperatur (operative Temperatur). Für die thermische Behaglichkeit der Personen im Aufenthaltsbereich ist auch das Zusammenwirken von Raumlufttemperatur, der Temperatur der Umschließungsflächen und sonstiger Wärmestrahler zu berücksichtigen. Weichen diese Temperaturen nur geringfügig (etwa 2 bis 3 K) voneinander ab, so entspricht die Raumtemperatur etwa dem Mittelwert aus der Lufttempe-

ratur, der mittleren Temperatur der Umschließungsflächen und der Strahlungstemperatur. Bei der Mittelwertbildung der Temperatur der Umschließungsflächen sind die Anteile der strahlenden Flächen entsprechend zu wichten (gemäß DIN 1946, Teil 2/1982).
Dieses Zusammenwirken der verschiedenen Temperatureinflüsse im Raum wird auch als *operative Temperatur* nach ISO 77 304 bezeichnet. Diese ist hiernach die einheitliche Temperatur im schwarzen Raum, bei ruhender Luft, in dem der Person der gleiche Wärmestrom durch Strahlung und Konvektion entzogen wird, wie im wirklichen Raum mit ungleicher Temperaturverteilung.

Relative Luftfeuchte. Zum Beurteilen der Luftfeuchte wird die relative Raumluftfeuchte, das Verhältnis des partiellen Wasserdampfdrucks zum Sättigungsdruck des Wassers bei der jeweiligen Lufttemperatur, herangezogen.
Für die Behaglichkeit liegt die *obere Grenze* des Feuchtegehalts der Luft bei 11,5 g Wasser je kg trockene Luft, wobei 65% relative Feuchte nicht überschritten werden sollen. Über die *untere Grenze* der relativen Luftfeuchte liegen keine gesicherten Erkenntnisse vor. Als Behaglichkeitsgrenze können – weitgehend unabhängig von der Lufttemperatur – 30% relative Feuchte gelten; gelegentliche Unterschreitungen bis auf 20% sind noch vertretbar.

Luftgeschwindigkeit. Unter Luftgeschwindigkeit wird die Bewegung der Umgebungsluft in der Aufenthaltszone verstanden. In **Bild 9** werden die zulässigen Luftgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von der Lufttemperatur und dem Turbulenzgrad der Strömung dargestellt. Die verschiedenen Skalen berücksichtigen verschiedene Aktivitäten (met) und Bekleidungen (clo).
Es werden drei Turbulenzbereiche unterschieden: $Tu = 0$ bis 5%, $Tu = 5$ bis 20%, $Tu = 20$ bis 60%.
Die Werte gelten für Aktivitätsstufe I und einen Wärmedurchlaßwiderstand der Kleidung von etwa 0,12 $(m^2 K)/W$. Bei höheren Aktivitätsstufen und Wärmedurchlaßwiderständen können die Grenzkurven z. B. VDI 2083 Blatt 5 entnommen werden. Die Kurve für 40% gilt auch für Turbulenzgrade $> 40\%$.

Aktivitätsgrad. Die Aktivität (*Tätigkeit*) wird erfaßt durch die Wärmeabgabe (*Grundumsatz*) bezogen auf die Körperoberfläche oder die abgegebene Wärmeleistung der Person bei einer mittleren Körperoberfläche von ca. 1,8 m^2. Als Maß

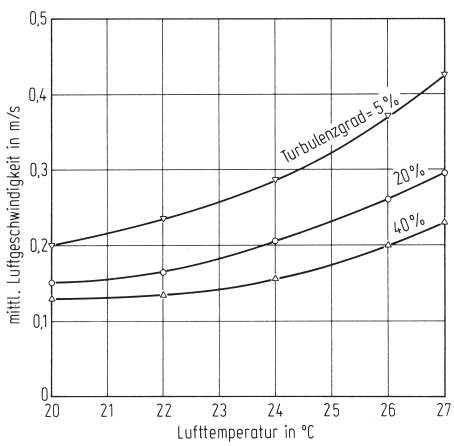


Bild 9. Zulässige Luftgeschwindigkeit im Aufenthaltsbereich, in Abhängigkeit von der Wärmeabgabe und Bekleidung des Menschen sowie Raumlufttemperatur und Turbulenzgrad nach DIN 1946 Teil 2 vom Jan. 1994

Tabelle 2. Gesamtwärmeabgabe je Person in Abhängigkeit von der Tätigkeit (siehe auch DIN 33 403 Teil 3)

Tätigkeit	Aktivitätsstufe	Gesamtwärmeabgabe [a], [b] je Person – Anhaltswerte W
Statische Tätigkeit im Sitzen wie Lesen und Schreiben	I [c]	120
Sehr leicht körperliche Tätigkeit im Stehen oder Sitzen	II	150
Leichte körperliche Tätigkeit	III	190
Mittelschwere bis schwere körperliche Tätigkeit	IV	über 270

[a] Gesamtwärmeabgabe durch Strahlung, Leitung, Verdunstung und Konvektion bei einer Raumtemperatur von 22 °C, (siehe VDI 2078).
[b] 1 metabolische Einheit des Ruheenergieumsatzes in sitzender Position: 1 met = 58 W/m^2 Körperoberfläche, wobei für eine Person etwa 1,7 m^2 zugrundegelegt werden.
[c] Die Aktivitätsstufe I entspricht 1,2 met.

für die Aktivität wird der Aktivitätsgrad in W/m^2 (DIN 33 403) bzw. im angelsächsischen Schrifttum die Einheit 1 met $\triangleq$ 58 W/m^2 (metabolic-rate) angewendet (ISO 7730), **Tab. 2**.

Bekleidung. Die Wärmeabgabe des Menschen wird durch die Kleidung beeinflußt. Maßgebend hierfür ist deren *Wärmeleitwiderstand* (m^2K/W). Als bezogene Größe wird auch der Wärmeleitwiderstand in clo ausgedrückt (abgeleitet von clothing value: untere Grenze unbekleidet 0, obere Grenze Polarkleidung 5). Der Wärmeleitwiderstand der Gesamtkleidung kann durch Addition der Einzelwiderstandswerte der Kleidungsstücke bestimmt werden.

Geräusch. Beim zulässigen *Schallpegel* ist für Wohnräume nach Tag und Nacht (Schlafen) zu unterscheiden (s. **O 3**). Der Mittelwert, auch für allgemeine Kommunikationsräume, liegt bei 35 dB(A). Als unterer Grenzwert gilt ein mittlerer Pegel von 25 bis 30 dB(A), als oberer (tags) von 30 bis 40 dB(A). Kurzzeitige (1% der Zeit) Spitzen können bis zu 10 dB(A) höher liegen (**Z Tab. 19** und VDI-Richtlinie 2081).

Belichtung, Beleuchtung. Die Belichtung durch Tageslicht und die Beleuchtung durch Kunstlicht üben ebenfalls einen differenzierten Einfluß aus. Die empfohlenen Nenn-Beleuchtungsstärken liegen für leichte bis schwierige Sehaufgaben im Bereich von 120 bis 1000 lx (**Z Tab. 18** und DIN 5035, Teil 1, 2).

1.3.4 Erträgliches Raumklima in Arbeitsräumen und Industriebetrieben

Optimum indoor climate in working spaces and factories

Erträglichkeit. Wegen klimatischer Umgebungsbedingungen für das Verarbeitungsverfahren, die Fabrikation oder für das Material in Werk- und Produktionsstätten ist oft ein erträgliches Raumklima nur als Kompromiß zwischen Prozeß- und Behaglichkeitsbedingungen zu erreichen. Als *erträglich* wird ein raumklimatischer Zustand bezeichnet, bei dem keine gesundheitlichen Schäden zu erwarten sind. Durch die Thermoregulation des Körpers steigt bei höherer Belastung und Temperatur die Schweißproduktion und somit die Abgabe der Wärme durch Verdunstung an, **Bild 8**. Von besonderem Einfluß auf die Erträglichkeit ist die Bekleidung.

Temperatur. Bei schwerer Arbeit wird allgemein eine Lufttemperatur von 15 bis 16 °C gefordert, bei niedrigeren Temperaturen besteht die Möglichkeit, sich durch Kleidung zu

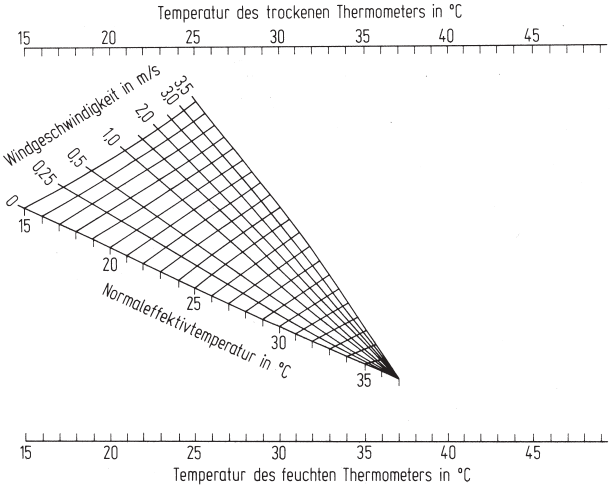


Bild 10. Effektive Temperatur in Abhängigkeit von Trocken- und Feuchttemperatur

schützen. Bei höheren Temperaturen, insbesondere bei erhöhter Wärmezustrahlung in Hitzebereichen läßt sich durch Zuführung von Luft mit höherer Geschwindigkeit als Luftdusche oder durch Strahlungsschirme eine Erleichterung schaffen. Bei sehr hoher Wärmebelastung ist die Arbeitszeit zu begrenzen. Der Mensch kann sich in beträchtlichem Umfang an erschwerte Klimabedingungen anpassen (DIN 33403).

Klimabewertung. Zur Bewertung des erträglichen Klimas sind *Klimasummenmaße* gebildet worden. Von diesen hat für das *Arbeitsklima* die *Normaleffektivtemperatur* (N.E.T.) die weiteste Verbreitung gefunden [3]. Sie beschreibt Kombinationen von Umgebungstemperatur, Luftfeuchtigkeit und Luftbewegung, die sich gefühlsmäßig als gleichwertig erwiesen haben, **Bild 10**. 20° N.E.T., bedeutet eine Lufttemperatur von 20 °C, eine relative Feuchtigkeit von 100% und eine Luftbewegung von 0,15 m/s oder eine Lufttemperatur von 25 °C und eine relative Feuchte von 35% bei gleicher Luftbewegung. 25° N.E.T. wird als Grenze der uneingeschränkten Leistungsfähigkeit, 32° N.E.T. als erträgliche Grenze bei einer Luftbewegung von 0,5 m/s bezeichnet (VDI-Richtlinie 2085).

Geräusch. Vom Geräusch her ist in Werkstätten ein Schallpegel von 70 bis 80 dB(A) als zulässige obere Grenze einzuhalten; bei einem Schallpegel von 85 dB(A) können bereits Gehörschäden auftreten.

Luftbewegung. Wird vom Herstellungsverfahren eine besondere Reinheit der Raumluft vorgeschrieben, so bei der Herstellung von Präzisionsgeräten oder von Medikamenten in der pharmazeutischen Industrie oder in Operationsräumen, richten sich der Luftwechsel und die Luftbewegung im Raum nach der angestrebten *Verdünnung* an Partikeln und Keimen. Die höchsten Anforderungen werden in der Reinraumtechnik gestellt, wobei die Partikelfreiheit nach Klassen unterschieden wird, **Tab. 3**.

Tabelle 3. Reinheitsklassen (VDI 2083 Blatt 1)

Reinheitsklasse nach VDI 2083	Bezugspartikelgröße in µm		
	0,5	1	5
n	$4 \cdot 10^n$	$1 \cdot 10^n$	$0{,}03 \cdot 10^n$
3	$4 \cdot 10^3$	$1 \cdot 10^3$	–[a])
4	$4 \cdot 10^4$	$1 \cdot 10^4$	$0{,}03 \cdot 10^4$
5	$4 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^5$	$0{,}03 \cdot 10^5$
6	$4 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^6$	$0{,}03 \cdot 10^6$

[a]) Aus Gründen der Statistik nicht bewertet.

1.4 Kältetechnische Verfahren
Refrigeration processes

C. Hainbach, Essen

1.4.1 Allgemeines. General

Die eigentliche Kältetechnik, d.h. eine Kälteerzeugung durch Nutzung thermodynamischer Prozesse zu realisieren, insbesondere das Verdampfen eines Kältemittels, wurde im Jahre 1755 durch Evakuieren eines teilweise gefüllten Wasserbehälters begonnen.

Nach den ersten *Verdichterkältemaschinen* mit Äther als Kältemittel (England 1834, J. Perkins) gelang mit der *Ammoniakkältemaschine* die entscheidende kältetechnische Erfindung (erste Anlage um 1876 von Carl von Linde gebaut). Bereits um 1850 waren die ersten *Kaltluftmaschinen* mit *offenem* Kreislauf (**Bild 11**) und 1862 mit *geschlossenem* Kreislauf bekanntgeworden.

Weder die Kaltluftmaschinen noch die später entwickelten *Dampfstrahlkältemaschinen* fanden, obwohl für spezielle Verfahren durchaus zweckmäßig und wirtschaftlich, die Verbreitung der *Kaltdampfmaschinen*, die auf der Verdampfung eines Kältemittels beruhen.

Anlagen zur maschinellen Kälteerzeugung wurden in größerer Anzahl ab Mitte des 19. Jahrhunderts gebaut und waren für

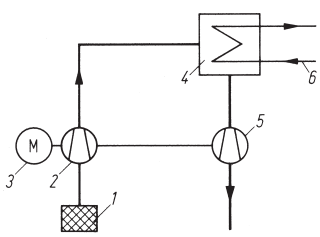


Bild 11. Prinzip der Kaltluftmaschine mit offenem Kreislauf. 1 Luftfilter, 2 Verdichter, 3 Antriebsmotor, 4 Wärmetauscher für Druckgasabkühlung, 5 Entspannungsmaschine, 6 Kühlmedium

die Lebensmittelfrischhaltung und -verarbeitung bald unentbehrlich. Neben der Verwendung von Ammoniak als Kältemittel in Großkälteanlagen, wurde in kleineren Leistungsbereichen Methylchlorid (CH_3Cl) oder Schwefeldioxid (SO_2) eingesetzt.

Ab 1931 wurden diese Stoffe durch die Einführung der Sicherheitskältemittel auf Basis halogenierter Kohlenwasserstoffe (FCKW) sukzessive abgelöst. Wegen ihres schädigenden Einflusses auf die Erdatmosphäre (bekannt als „Ozonloch" [7]) wurde von den Vereinten Nationen im September 1987 beschlossen (Montreal-Protokoll), Verbrauch und Produktion dieser sogenannten „FCKW"-Kältemittel stufenweise zu reduzieren. Inzwischen sind weitere Einschränkungen und Verbote wirksam (s. **M 1.4.5**), da diese anthropogenen Stoffe auch einen nicht unerheblichen Treibhauseffekt in der Atmosphäre verursachen.

In der heutigen Zeit spezialisiert sich die Forschungs- und Entwicklungstätigkeit auf die Suche nach Stoffen, welche als Kältemittel mit wesentlich geringerer Umweltbelastung verwendet werden können. Hierbei werden insbesondere im Bereich kleiner Kälteleistungen die natürlichen Stoffe, wie Wasser, Kohlendioxid, Ammoniak, brennbare Fluide (Propan, Butan) besonders berücksichtigt.

Zu den Kaltdampfkompressionsanlagen (Verdichterkälteanlagen) kam mit der *Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine* (Kaltdampfabsorptionsanlagen) ein weiteres Verfahren hinzu, mit dem etwa ab 1910 Abwärme aus industriellen Prozessen genutzt werden konnte, um wirtschaftlich Kälte zu erzeugen.

Technisch interessante Verfahren der Kälteerzeugung, die jedoch nur in Sonderfällen und mit relativ großem Energiebedarf angewendet werden können, sind:

- das Peltier-Element aus Halbleitermaterial, mit dem auf thermoelektrischem Wege kleine Kühl- und Heizleistungen auf engstem Raum (Medizin) und unter Schwerelosigkeit (Raumfahrt) erzeugt werden können;
- das *Wirbelrohr*, in dem ein Druckluftstrom – im Zentrifugalfeld entspannt – sich in einen kalten und einen heißen Teilstrom aufteilt;
- die *Trockeneis*herstellung aus hochverdichtetem und verflüssigtem Kohlendioxidgas, das nach Unterkühlung und plötzlicher Entspannung Kohlensäureschnee bildet, der durch Pressen zu Blöcken geformt wird (Sublimationstemperatur −78,9°C);
- sog. „*neue Kreisläufe*": Magnetokalorische und osmotische Kälteerzeugung für Temperaturen nahe dem absoluten Nullpunkt.

Einsatzgebiete

Kältetechnische Anlagen wurden zunächst eingesetzt für Brauereien und Eisfabriken, Schlachthäuser, Fleisch- und Fisch-Gefrieranlagen, Malztennen- und Hopfenlagerkühlung, Molkereien, Marktkühlhallen, Margarinefabriken, Schokoladenherstellung, Champagnerbereitung, Gummifabriken, Leim- und Gelatinekühlung, Farbstoffherstellung, Glaubersalzkristallisation, Leichenkühlung, Transportkühlung auf Schiene, Straße und auf See, Kühlhäuser aller Art, gewerbliche Kühlräume, Paraffin- und Ölindustrie, Kunsteisbahnen, Schachtabteufen, klimatechnische Anlagen.

Weitere Bedarfsfälle mit zum Teil erhöhten Anforderungen an die Regelgenauigkeit kamen hinzu in der chemischen und pharmazeutischen Industrie, der Medizin, bei der Luft- und Drucklufttrocknung, bei der Speiseeisherstellung, bei der Werkzeugkühlung und bei Kältekammern für Industrie und Forschung sowie für die Vielzahl der Kühlmöbel.

Für das Erzeugen von Temperaturen unter −80°C werden Gase durch Entspannen oder Drosseln mit Hilfe des Thomson-Joule-Effekts abgekühlt. Anlagen dieser Art dienen z. B. der Luft- und Chlorverflüssigung und der Edelgasgewinnung.

Anlagen zum Erzeugen von Temperaturen etwa von −150 °C bis nahe zum absoluten Nullpunkt zählen zum Gebiet der Tieftemperatur-Verfahrenstechnik. Hierbei spielen als Kältemittel Stickstoff, Wasserstoff und Helium mit dem niedrigsten Siedepunkt von 4,25 K eine besondere Rolle. Wichtige kryotechnische Anwendungen sind das Erzeugen von Hochvakuum [8] und die Supraleittechnik (Kammerlingh Onnes, 1911).

Die im Jahre 1986 entdeckten Werkstoffe bzw. Werkstoffkombinationen, deren Sprungtemperatur, d. h. der Übergang von Normal- zu Supraleitung, oberhalb der Siedetemperatur des flüssigen Stickstoffs (−196 °C bei Atmosphärendruck) liegt, werden zukünftig vielfältige Anwendungen für die *Hochtemperatur-Supraleitung* erschließen.

Neben der industriellen Anwendung der Kältetechnik hat die Bedeutung dieser Disziplin im Bereich der Haustechnik und speziell in der Klimatechnik in den letzten Jahrzehnten deutlich zugenommen. Ein großer Bedarf an Kälteanlagen der unterschiedlichsten Leistungen entstand durch die klimatechnischen Anlagen für Aufenthalts- und Arbeitsräume sowie für Fabrikationsverfahren.

Als Beispiel für eine der ersten Anlagen dieser Art wurde 1910 über das Theater von Rio de Janeiro (1 700 Sitzplätze) berichtet, für das eine Kältemaschinenanlage mit einer Kälteleistung von 200 000 kcal/h (233 kW) in Verbindung mit einem Kältespeicher von 120 m^3 Sole-Inhalt installiert wurden.

Der Aufschwung der Klimatechnik in Europa ab 1960 wurde durch die moderne Leichtbauweise der Gebäude und die zunehmenden inneren Kühllasten wesentlich gefördert. US-amerikanische Hersteller nahmen hierbei – z. B. mit ihren anschlussfertigen Kaltwassersätzen (Wasserkühlsätzen) mit Turboverdichtern und den Absorptionskältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid – eine führende Stellung ein.

Ausgelöst durch die Energiepreiskrise im Jahre 1973 wurden energiesparende Investitionen und Forschungsprogramme für neue Technologien staatlich unterstützt. Einerseits führte der Anstieg der Energiepreise zu geringeren installierten Kälteleistungen, andererseits wurden konstruktive Verbesserungen vorgenommen, um Energie zu sparen. Es ergaben sich Fortschritte z. B. bei den selbsttätigen Ventilplatten, den Triebwerken der Verdichter, den Antriebsmotoren, den Frequenzumformern zur Drehzahlregelung, den Einspritzventilen und beim Einsatz der Mikroelektronik zum Steuern und Regeln eines energiesparenden Kälte- und Wärmepumpenbetriebs.

Neben den sowohl wärmerückgewinnenden (auch „kälterückgewinnenden") Einrichtungen (z. B. kreislaufverbundene Systeme, Regenerativ- und Rekuperativ-Wärmeaustauscher) haben als wirtschaftliche, energiesparende Kälteerzeugung während der kalten Jahreszeit die „*freien Kühlsysteme*" mit Hilfe der Außenluft dort an Bedeutung gewonnen, wo hohe innere Kühllasten ganzjährig abzuführen sind.

Für die Kältebreitstellung in der Klimatechnik werden in der Regel zwei Anlagentypen – Kaltdampf-Kompressionskälteanlagen und Absorptionskälteanlagen – teilweise in Verbindung mit Anlagen der freien Kühlung bzw. mit Verdunstungskühlung verwendet.

1.4.2 Kaltdampf-Kompressionskälteanlage

Compression refrigeration plant

Dieser Anlagentyp beruht auf den linksläufigen Kreisprozeß (thermodynamisch „Kälteprozeß", s. **D 8.5.1**). Das Blockschaltbild eines einfachen Anlagenaufbaus ist in **Bild 12** dargestellt:

Durch den im Verdampfer *b* bei niedrigem Druck und tiefer Temperatur aufgenommenen Wärmestrom $\dot{Q}_0$ wird flüssiges Kältemittel verdampft. Der entstehende Dampf wird vom Verdichter *a* angesaugt und verdichtet, so daß im wasser-

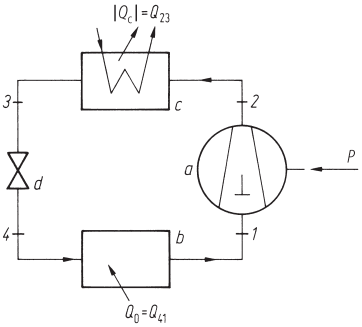


Bild 12. Schema einer einstufigen Verdichterkältemaschine. *a* Verdichter, *b* Verdampfer, *c* Verflüssiger, *d* Drosseleinrichtung. $\dot{Q}_0$ Verdampfer-Wärmestrom, $\dot{Q}_c$ Verflüssiger-Wärmestrom, *P* Verdichter-Antriebsleistung

oder luftgekühlten Verflüssiger *c* das Kältemittel bei höherer Temperatur wieder verflüssigt wird. Der Verflüssigungsdruck ist um so höher, je wärmer das Kühlwasser bzw. die Kühlluft sind. Vom Druckverhältnis Verflüssigungs- zu Verdampfungsdruck wird der Leistungsbedarf *P* des Verdichters beeinflußt.

Das verflüssigte und gegebenenfalls unterkühlte, unter Druck *p* stehende Kältemittel wird durch die Drosseleinrichtung 4 auf den niedrigeren Druck p_0 entspannt, wobei hier eine Teilverdampfung erfolgt. Das Zweiphasengemisch (Flüssigkeit und Dampf) wird dem Verdampfer wieder zugeführt.

In dem für die Kältetechnik gebräuchlichen log *p*,*h*-Diagramm kann der Vergleichsprozeß entsprechend **Bild 13** eingetragen werden.

Die *Gesamtkälteleistung* errechnet sich wie folgt (s. **D 8**):

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{41} = \dot{m}_R (h_{1'} - h_3) \tag{4}$$

Die Verflüssigerleistung ergibt sich zu

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_0 + P \tag{5}$$

Die energetische Bewertungsgröße ist das Verhältnis Nutzen zu Aufwand und wird als Leistungszahl bezeichnet. Der Nutzen der Kältetechnik ist der aufgenommene Wärmestrom am Verdampfer (Kälteleistung), der Aufwand ist die Antriebsleistung.

Die Leistungszahl ε_0, bezogen auf die Gesamtkälteleistung, ergibt sich zu (s. **D 8.5.1**):

$$\varepsilon_{KM} = \dot{Q}_0 / P. \tag{6}$$

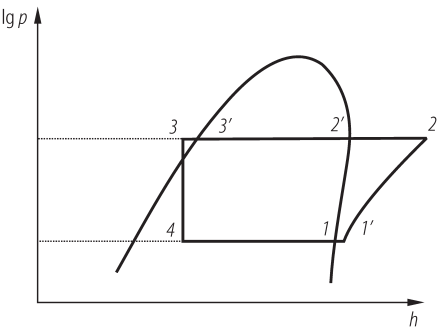


Bild 13. Vergleichsprozeß des Kaltdampf-Verdichterverfahrens im *p*, *h*-Diagramm (*p* im logarithm. Maßstab). 4–1 Verdampfungswärme, 1–1′ Saugdampfüberhitzung, 1′–2 Verdichtung, 2–2′ Überhitzungswärme, 2′–3′ Verflüssigungswärme, 3′–3 Unterkühlungswärme, 3–4 Drosselung

Als Antriebsleistung *P* kann bei offenen Verdichtern die an der Verdichterwelle gemessene Leistung und bei saug- oder druckgasgekühlten Motorverdichtern in hermetischer oder halbhermetischer Ausführung die Klemmenleistung des Motors angegeben werden. Ein Vergleich der Leistungszahlen unterschiedlicher Kälteanlagen ist nur möglich, wenn die Energieart der Antriebsleistungen gleich sind. Die mechanische Antriebsleistung unterscheidet sich von der elektrischen um die Kupplungs-, Motor- und gegebenenfalls Getriebewirkungsgrade.

Für Wärmepumpen ist die Verflüssigerleistung der Nutzen der Anlage und somit Bezugsgröße zur Bestimmung der Leistungszahl

$$\varepsilon_{WP} = \dot{Q}_c / P. \tag{7}$$

Im verlustlosen Prozeß ist also die Leistungszahl der Wärmepumpe stets um 1 größer als die Leistungszahl der Kälteanlage.

Zur exergetischen Bewertung wird der Gütegrad einer Anlage bestimmt, er ist das Verhältnis der Leistungszahl der realen Anlage zu der Leistungszahl des linksläufigen Carnot-Prozesses.

Für die Kälteanlage

$$\nu_{KM} = \varepsilon_{KM} / \varepsilon_{cKM}. \tag{8}$$

Für die Wärmepumpe

$$\nu_{WP} = \varepsilon_{WP} / \varepsilon_{CWP}. \tag{9}$$

1.4.3 Absorptionskälteanlage

Absorption refrigeration plant

Ein Problem bei dem Einsatz von Kaltdampf-Kompressionskältemaschinen besteht in dem großen Aufwand an Antriebsenergie, der durch die Verdichtung des Arbeitsmittels in der Gasphase erforderlich wird. Wird hingegen ein gleichgroßer Druckunterschied in der flüssigen Phase überwunden, so ist dies mit weitaus geringerem Aufwand an massenbezogener Antriebsenergie möglich. Dieser physikalische Effekt wird bei den sog. Absorptionskälteanlage, deren Anlagenschema in **Bild 14** dargestellt ist, gezielt genutzt.

Als Antriebsenergie $\dot{Q}_H$ ist Wärme in Form von niedriggespanntem Dampf oder Heißwasser oder Direktbefeuerung erforderlich. Im industriellen Bereich ist dies ein mit großem wirtschaftlichen Erfolg eingesetztes Verfahren, insbesondere für tiefe Temperaturen – auch in mehrstufiger Ausführung – mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser (NH_3/H_2O). Für klimatechnische Anlagen werden anschlußfertige Kaltwassersätze mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithium-Bromid (H_2O/LiBr) bevorzugt.

Das flüssige Kältemittel (Wasser) strömt vom Verflüssiger über die Drosselstelle zum Verdampfer, wo es unter Wärme-

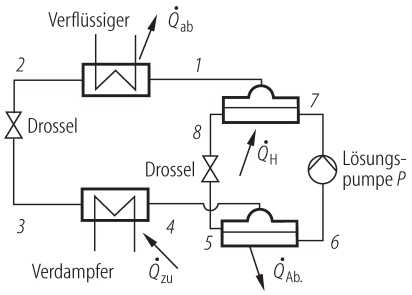


Bild 14. Schema einer H_2O/LiBr-Absorptionskältemaschine. $\dot{Q}_{ZU} = \dot{Q}_0$-Verdampfer-Wärmestrom, $\dot{Q}_{Ab}$-Absorber-Wärmestrom, $\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_C$-Verflüssiger-Wärmestrom, $\dot{Q}_H$-Austreiber-Wärmestrom

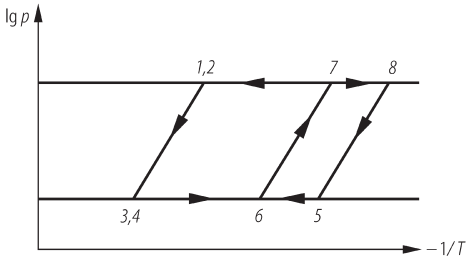


Bild 15. Darstellung des Absorptions-Kältekreislaufs im lg p, −1/T-Diagramm

aufnahme weiter verdampft und das für die Klimatisierung umgewälzte Kaltwasser abkühlt. Im Absorberteil wird der Kältemitteldampf (Wasserdampf) von der versprühten starken Salzlösung absorbiert und die entstehende Lösungswärme durch Kühlwasser abgeführt. Die anfallende, verdünnte wässerige Lösung wird von der Solepumpe angesaugt und gelangt in den Austreiber. Der im Austreiber – auch Generator genannt – durch Erwärmen ausgetriebene Kältemitteldampf wird im Verflüssiger niedergeschlagen (verflüssigt), während die angereicherte Lösung wieder zum Absorber zurückfließt.
Um die in der Nähe der Sättigungslinie bestehende *Kristallisationsgefahr* zu vermeiden, wird die starke Lösung mit einem kleinen Mengenstrom verdünnter Lösung vermischt, bevor sie über die Absorberkühlrohre versprüht wird. Alle Apparate arbeiten im Unterdruck. Die Verflüssigerleistung beträgt etwa 70% der Absorberleistung; entsprechend teilt sich der Kühlwasserstrom oder – bei Hintereinanderschaltung von Absorber und Verflüssiger – die Temperaturdifferenz des Kühlwasserstroms auf.
Die Darstellung des Prozesses in dem lg p, -1/T-Diagramm in **Bild 15** gibt hierbei die Konzentrations-, Druck- und Temperaturänderungen der Einzelschritte wieder. Die diagonalen Verbindungslinien zwischen dem hohen und dem niedrigen Druckniveau kennzeichnen dabei Zustände gleicher Arbeitsmittelkonzentrationen bezogen auf den Gesamtmassenstrom.
Die Berechnung von Absorptionskältemaschinen erfolgt mit Hilfe der *Enthalpie-Konzentrations-Diagramme* (h, ξ-Diagramm) der wässerigen Lösungen von Ammoniak bzw. Lithium-Bromid. Bei der meßtechnischen Überprüfung von Absorptionsanlagen wird die Lösungskonzentration mit Hilfe von Dichte- und Temperaturmessungen bestimmt.

Wärmeverhältnis

Die Bewertung der Absorptions-Kälteprozesse erfolgt üblicherweise nicht über die bei Kompressions-Kälteanlagen übliche Leistungszahl, sondern über das Wärmeverhältnis von Nutz- und Heizwärmestrom, welcher dem Austreiber zugeführt werden muß. Diese Vorgehensweise ist für die Bewertung von Absorptions-Prozessen besser geeignet, da hier die Hauptzufuhr an hochwertiger Energie über den Heizwärmestrom am Austreiber erfolgt.
Für die Kälteanlage ist diese Bewertungsgröße:

$$\zeta_{KM} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H}. \tag{10}$$

Für die Absorptionswärmepumpe ist das Wärmeverhältnis:

$$\zeta_{WP} = \frac{\dot{Q}_{ab} + \dot{Q}_{Ab.}}{\dot{Q}_H}. \tag{11}$$

Der zusätzlich erforderliche Energieaufwand für den Antrieb der Lösungsmittelpumpe ist im Regelfall vergleichsweise gering, jedoch bei einer gesamtenergetischen Betrachtung des Prozesses nicht vernachlässigbar. Die Höhe der Antriebsleistung für die Pumpe variiert mit dem Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle und -senke sowie dem Stoffsystem Lösungsmittel/Kältemittel. Darüber hinaus bestimmt der Konzentrationsunterschied zwischen reicher und armer Lösung, die sogenannte Ausgasungsbreite, den spezifischen Lösungsmittelumlauf, der zur Aufnahme des verdampften Kältemittels von der Pumpe auf das hohe Druckniveau gebracht werden muss. Eine neutrale Bewertung der Absorptionsprozesse aus primärenergetischer Sicht ist gegeben, wenn der zur Bereitstellung der Lösungspumpenarbeit notwendige Wärmestrom mit in die Bewertungsgröße einfließt. Da bei der Erzeugung von elektrischer Antriebsleistung in einem Wärmekraftprozeß nur etwa ein Drittel der eingesetzten Wärme als Antriebsleistung nutzbar ist und die Lösungspumpen fast ausschließlich elektrisch angetrieben werden, muss bei dem Wärmeverhältnis beim Aufwand die dreifache Antriebsleistung mit berücksichtigt werden. Daher gilt:

$$\zeta_{KM} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{Q}_H + 3 \cdot P} \tag{12}$$

oder

$$\zeta_{WP} = \frac{\dot{Q}_{ab} + \dot{Q}_{Ab.}}{\dot{Q}_H + 3 \cdot P}. \tag{13}$$

Bei der Auslegung von Absorptionskreisläufen ist somit eine hinreichend große Ausgasungsbreite sicherzustellen, da ansonsten die Arbeitsaufnahme der mechanisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe einen zu großen Anteil an der gesamten Energieaufnahme einnimmt und die energetische Bilanzierung entsprechend schlechter ausfällt. Dieses ist auch einer der Gründe für aktuelle Entwicklungen, welche die Substitution der mechanisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe zum Ziel haben. Konzepte bestehen derzeit sowohl zu thermisch angetriebenen Pumpen, die nach dem Verdrängungsprinzip arbeiten, als auch zu diffusionsgestützten Druckanhebungen.
Das Wärmeverhältnis der Absorptionskältemaschine und die Leistungszahl der Kompressions-Kälteanlage sind nicht unmittelbar miteinander vergleichbar; es besteht der Zusammenhang

$$\varsigma = \eta \cdot \varepsilon. \tag{14}$$

Wird das Absorptionskälteverfahren zur Heizwärmeerzeugung eingesetzt, so kann aus dem Verflüssiger ein niedrig temperierter Wärmestrom und aus dem Absorber ein höher temperierter Wärmestrom (<50 bis 60% des Gesamtwärmestroms, je nach Austreibertemperatur) entnommen werden.
Ein für die *Wärmespeicherung* interessantes Verfahren ist der periodisch arbeitende Sorptionsapparat mit dem Arbeitsstoffpaar Zeolith/Wasser [9].

1.4.4 Verdunstungskühlverfahren

Evaporativ cooling process

Die stürmische Entwicklung der elektronischen Datenverarbeitung hat den ganzjährigen Kühlbedarf erheblich gesteigert, und zwar nicht nur während der Betriebszeiten der Datenverarbeitung, sondern auch bei der Herstellung der elektronischen Bauelemente (Chip-Herstellung unter Reinraumbedingungen). Die erforderlichen Kühlwassertemperaturen von 14 bis 20 °C sind zumindest während der kälteren Jahreszeit mit Hilfe der Verdunstungskühlung zu erreichen.
Beim Verdunstungskühlprozeß wird die Wärme durch einen gekoppelten Wärme- und Stoffaustausch an die Außenluft abgeführt. Hierzu dienen Einrichtungen wie offene und geschlossene *Rückkühlwerke*, *Kühlteiche* sowie mit Sekundärwasser besprühte *Rippenrohr-Wärmetauscher*.
Theoretisch ist eine Abkühlung bis auf die sog. *Kühlgrenze* – die Feuchtkugeltemperatur der Außenluft – möglich. Je nach

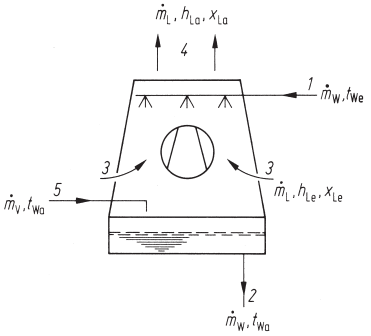


Bild 16. Massen- und Energiebilanz von Rückkühlwerken. *1* Eintritt erwärmten Wassers, *2* Austritt des abgekühlten Wassers, *3* Zuluft, *4* Fortluft, *5* Eintritt des Zuspeisewassers (mindestens Verdunstungsanteil)

Kühllast verbleibt jedoch eine Differenz zwischen Kühlwasseraustritts- und Feuchtkugeltemperatur, die als *Kühlgrenzabstand* bezeichnet wird

$$a = t_{Wa} - t_{fa} \quad \text{in K} \tag{15}$$

(a zunehmend mit fallender Feuchtkugeltemperatur bei gleichbleibender Kühllast).

Für den Kühlvorgang ergeben sich folgende Massen- und Energiebilanzen, **Bild 16**:

$$\dot{m}_V = \dot{m}_L (x_{La} - x_{Le}), \tag{16}$$

$$\dot{m}_L h_{Le} + \dot{m}_W c_{pw} t_{We} + \dot{m}_V c_{pw} t_{Wa} = \dot{m}_L h_{La} + \dot{m}_W c_{pw} t_{Wa}, \tag{17}$$

$$\dot{m}_W c_{pw} (t_{We} - t_{Wa}) = \dot{m}_L [h_{La} - h_{Le} - c_{pw} t_{Wa} (x_{La} - x_{Le})]. \tag{18}$$

Für Überschlagsberechnungen wird das Glied

$$\dot{m}_V c_{pw} t_{Wa} \tag{19}$$

vernachlässigt und es ergibt sich

$$\dot{m}_W c_{pw} (t_{We} - t_{Wa}) = \dot{m}_L (h_{La} - h_{Le}) \tag{20}$$

(t_{fa} Feuchtkugeltemperatur der Außenluft, t_{We} Wassereintrittstemperatur, t_{Wa} Wasseraustrittstemperatur, x_{Le} Lufteintrittsfeuchte (absolut), x_{La} Luftaustrittsfeuchte (absolut), h_{Le} Lufteintrittsenthalpie, h_{La} Luftaustrittsenthalpie, $\dot{m}_W$ tatsächlicher Wasserstrom, $\dot{m}_V$ Verdunstungswasserstrom, $\dot{m}_L$ Luftmassenstrom, c_{pw} spezifische Wärmekapazität des Wassers).

Bei Teillastbetrieb und der damit verbundenen Annäherung an die Kühlgrenze führt das Vernachlässigen des Ausdrucks Gl. (19) zu einer zunehmenden Ungenauigkeit, und der Wassergehalt der Austrittsluft kann nicht mehr bestimmt werden. Mit Hilfe von Rechenprogrammen nach Vorschlag gemäß [11] können Fortluftzustand und sog. „*thermische Übergangseinheiten*" für Großkühltürme ermittelt werden. Bei den kleinen Rückkühlwerken, wie sie für gebäudetechnische Anlagen nur in Frage kommen, ist der Einfluß der Feuchtkugeltemperatur insbesondere wegen der geringen Kühlgrenzabstände von größerer Bedeutung und muß zusätzlich zum Lastverhalten berücksichtigt werden [12]. Die Kenntnis des Fortluftzustands ist wichtig zum Beurteilen der Belästigung durch Schwadenbildung, vor allem in Stadtgebieten.

1.4.5 Kältemittel, Kältemaschinen-Öle und Kühlsolen

Refrigerants, refrigeration oils and brines

In Verdichterkältemaschinen für klimatechnische Anlagen werden seit Jahrzehnten Fluor- und Chlorderivate der Kohlenwasserstoffe Methan und Ethan als Kältemittel verwendet. Es handelt sich um Kältemittel der Gefahrengruppe 1 der Unfallverhütungsvorschrift BGV D4 – Kälteanlagen, nichtbrennbar, ohne oder mit geringer toxischer Wirkung. Bezeichnung nach DIN 8960.

Wegen der fortschreitenden Umweltbelastung (Ozon-Abbau und Treibhausbelastung) muß die Emission von Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffen FCKW und H-FCKW aus Kälteanlagen sorgfältig vermieden werden. In Bezug auf die mögliche Umweltgefährdung können 4 Stoffgruppen bei den Alkanen unterschieden werden:

- FCKW
  Fluorchlorkohlenwasserstoffe, vollhalogeniert, kein Wasserstoffatom im Molekül (z. B. R 11, R 12)
- H-FCKW
  Fluorchlorkohlenwasserstoffe, teilhalogeniert, eines oder mehrere Wasserstoffatome im Molekül (z. B. R 22, R 123)
- FKW
  Fluorkohlenwasserstoffe, die außer Kohlenstoff nur Fluor im Molekül enthalten (z. B. R 14, R 116)
- H-FKW
  Fluorkohlenwasserstoffe, teilhalogeniert, neben Fluor- auch Wasserstoffatome im Molekül (z. B. R 134a, R 227).

Das Ozongefährdungspotenzial der einzelnen FCKW und H-FCKW ist unterschiedlich und wird durch den RODP-Wert (Relative Ozon Depletion Potenzial) gekennzeichnet. Bezugswert 1 gilt für Kältemittel R 11 als schädlichsten Stoff [13].

Das Treibhauspotenzial dieser Stoffe ist ebenfalls nicht unerheblich und wird durch den Anstieg klimarelevanter Spurengase in der Erdatmosphäre hervorgerufen. Hierbei dient als Vergleichsmaßstab der sog. Relative Greenhouse Effect (RGE-Wert), dessen Basiswert 1 für R 12 gilt [14] bzw. das Global Warming Potenzial (GWP), das wiederum auf CO_2 bezogen wird. Noch laufende Forschungs- und Entwicklungsarbeiten vieler Wissenschaftsdisziplinen sollen in naher Zukunft neue, zuverlässige Erkenntnisse bringen, und zwar sowohl hinsichtlich der Wirkungen dieser Spurengase in der Atmosphäre als auch über die dringend benötigten harmlosen Ersatzstoffe [15].

Der größte Ozon-Abbau wird von den FCKW verursacht, bei denen die Wasserstoffatome durch Fluor- und Chloratome ersetzt sind. Zu dieser Gruppe gehören u.a. R 11, R 12, R 500 und R 502, die eine entscheidende Bedeutung für Kälteanlagen zur Lebensmittelfrischhaltung in Haushalt, Handel und Gewerbe, in Pkw-Klimaanlagen und für Wasserkühlsätze mit Turbo-Kältemittelverdichtern haben. In bestehenden Anlagen können diese Kältemittel in der Regel nicht durch die harmloseren Austauschstoffe (sog. drop-in-Kältemittel) – z. B. R 134a für R 12 bzw. R 123 für R 11 – ersetzt werden. Neben dem Reinigen und Trocknen des Kältekreislaufes ist zusätzlicher Aufwand für neue Dichtungen, mehrfachen Ölwechsel und Austausch von Teilen zur Anpassung der Leistung meist nicht zu vermeiden.

Kein Ozonzerstörungspotenzial weisen die FKW und H-FKW auf und eignen sich somit als Ersatzstoffe. Jedoch darf hierbei das erhebliche Treibhauspotenzial dieser Stoffe in der Bewertung nicht unberücksichtigt bleiben.

Zum Beurteilen und den Vergleich des Treibhauspotenziales dient die TEWI-Kennzahl (Total Equivalent Warming Impact) bestehend aus einem direkten Anteil - berechnet aus Kältemittelmasse und GWP-Wert – und einem indirekten Anteil – berechnet aus dem Energiebedarf des Kälteerzeugers während der voraussichtlichen Nutzungsdauer [18].

In der FCKW-Halon-Verbotsverordung vom 6. Mai 1991 (BGBI. I S. 1090) werden grundsätzlich die Verwendung von chlorierten und bromierten Halogenverbindungen als Kältemittel verboten. Ausgenommen hiervon sind Altanlagen, in denen das in diesen Anwendungsbereich fallende Kältemittel weiterhin bis zur Bekanntgabe des Umweltbundesamtes verwendet werden darf.

Gemäß § 10 Abs. 2, Satz 2 dieser Verordnung wurde durch die Bekanntgabe des Umweltbundesamtes Ende Dezember

1995 festgelegt, dass die Umrüstung aller Kälteanlagen mit dem FCKW-haltigen Kältemittel R 12 prinzipiell auf Ersatzkältemittel mit geringerem Ozonabbaupotenzial nach dem Stand der Technik ab Erklärungsdatum zu erfolgen hat (Bundesanzeiger 30.12.1995).
Die Verwendung in Neuanlagen der H-FCKW (z. B. R 22) ist grundsätzlich verboten. Der Bestandsschutz der H-FCKW in Altanlagen wird nunmehr weiterführend durch eine EU-Verordnung (EU 2037/2000) abschließend geregelt. Somit bedarf es keiner weiteren Bekanntgabe durch das Umweltbundesamtes, um diese Stoffe aus dem Verkehr zu ziehen.

Ersatzstoffe

Die Kältetechnik stellt an die von ihr als Kältemittel eingesetzten Stoffe eine Vielzahl an Anforderungen, so z. B.:
- günstige physiologische Eigenschaften
- chemische und thermische Stabilität
- Verträglichkeit mit den Dichtungs- und sonstigen Materialien
- Mischbarkeit mit Schmiermitteln
- geeignete physikalische und thermodynamische Stoffeigenschaften
- Nichtbrennbarkeit
- ausreichende Verfügbarkeit
- vertretbarer Verkaufspreis.

Diese genannten Eigenschaften sind bei den FCKW vorhanden und führten deshalb zu deren vielfältiger Verwendung. Gerade wegen ihrer Ungiftigkeit und Nichtbrennbarkeit wurden sie seit ihrer Einführung als Sicherheitskältemittel erfolgreich eingesetzt.
Da an diese Stoffe (Kältemittel und Öl) die höchsten Anforderungen gestellt werden, ist es äußerst schwierig, neue adäquate Stoffe zu finden. Die weltweit groß angelegten Untersuchungsprogramme haben unter ca. 860 Substanzen nur wenige Ersatzstoffe für die Kältemittel gefunden, die alle Voraussetzungen einigermaßen erfüllten. Zwei internationale Konsortien prüfen die in Frage kommenden Alternativstoffe auf ihre ökologischen (AFEAS) und toxikologischen (PAFT) Eigenschaften. Erst nach Abschluss der Untersuchung und nach positiven Bewertungen kann ein FCKW-Substitutionsprodukt zur Markteinführung kommen.
An diese Ersatzstoffe sind neben den genannten Voraussetzungen als Kältemittel noch Forderungen an ihre Umweltverträglichkeit zu stellen.

Tabelle 4. Alternativen zu FCKW-Kältemitteln

Einstoffe	1. chlorfreie Kältemittel FKW z. B.: R 116, R 218 2. chlorfreie Kältemittel H-FKW z. B.: R 134a, R 123 3. natürliche Kältemittel (FKW-frei) z. B.: R 717 (Ammoniak), R 718 (Wasser) brennbare Kältemittel (FKW-frei) z.B.: (Propan)
Gemische	4. nichtazeotrope chlorfreie Gemische 5. azeotrope chlorfreie Gemische 6. naheazeotrope chlorfreie Gemische

Mögliche Alternativen zu FCKW-Kältemitteln zeigt **Tab. 4**. In dieser Aufstellung sind die brennbaren Stoffe mit aufgeführt, da nach dem heutigem Kenntnisstand und nach der Wunschliste für Ersatzstoffe des Umweltbundesamtes (die dargestellten Stoffe stehen an zweiter Stelle, neben natürlichen Stoffe, wie O_2, CO_2) deren Einsatz unumgänglich erscheint. Selbstverständlich müssen im Falle des Einsatzes die Kälteanlagen entsprechend den Sicherheitsregeln in ihrer Konstruktion modifiziert werden.
Die Industrie stellt eine Vielzahl von neuen Stoffen und Gemischen zur Verfügung, um neben den gesetzlichen Forderungen auch die Anforderungen der verschiedenen Einsatzgebiete in der Kältetechnik zu erfüllen. Nachfolgend werden die momentan auf dem Markt befindlichen Stoffe aufgeführt. Hierbei wird zwischen langfristig einsetzbaren chlorfreien H-FKW und langfristig einsetzbaren natürlichen Stoffe (natürliche Kältemittel) unterschieden.

Chlorfreie HFKW-Kältemittel und deren Gemische

Die chlorfreien H-FKW-Kältemittel und deren Gemische können als langfristige Alternativen angesehen werden, da diese Stoffe grundsätzlich kein Ozonzerstörungspotenzial aufweisen. Die in **Tab. 5**. genannten Stoffe bedingen in Altanlage einen baulich erhöhten Aufwand und eignen sich daher meistens nur in Neuanlagen.
Nachteilig bei diesen anthropogenen Stoffen ist das erhöhte Treibhauspotenzial. Besonders die Stoffe und deren Gemische mit einem hohen Anteil an Fluoratomen begründen, bedingt durch ihre Stabilität, das Vielfache an direktem Treibhauseffekt.

Natürliche Kältemittel (Tab. 6)

Natürliche Kältemittel, wie z. B. Propan (R290), Butan (R600), Kohlendioxid (R744) oder Ammoniak (R717) zeich-

Tabelle 5. Chlorfreie Kältemittel und Kältemittelgemische

FCKW	Alternativen				
	Klassifizierung	Hersteller-Bezeichnung	Zusammensetzung (bei Gemischen)	GWP[a]	ODP
R 12	R 134a	–		1300	0
R 502	R 404A R 507 R 407A R 407B	HP62, FX70 AZ 50 KLEA 60 KLEA 61	R 143a/125/134a R 143a/125 R 32/125/134a R 32/125/134a	3750 3800 1920 2560	 0
R 22	R 407C R 410A	verschiedene AZ 20 SUVA 9100 ISCEON 59	R 32/125/134a R 32/125 R 32/125 R 125/134a/600a	1610 1890 2120	 0
R 114 – R 12B1	R 236fa R 227ea	– –	– –	8000 3300	 0
R 13 – R 503	R 23 — R 508A R 508A	– – 5R3 Suva95	– – R 23/116 R 23/116	12100 n.b. n.b.	0 0

[a] Bezug: $CO_2 = 1$

Tabelle 6. Natürliche Kältemittel

FCKW	Alternativen				
	Klassifizierung	Hersteller-Bezeichnung	Formel	GWP[a]	ODP
R 12	R 290/600a	–	C_3H_8/C_4H_{10}	3	0
R 502	R 717 R 290	–	NH_3 C_3H_8	0 3	 0
R 22	R 717 R 290	–	NH_3 C_3H_8	0 3	 0
R 114 – R 12B1	R 600 a	–	C_4H_{10}	3	0
R 13B1	keine direkte Alternative verfügbar – ggf. Gemisch R 1270/R 170				0
R 13 – R 503	R 170	–	C_2H_6	3	0
Diverse	R 744	–	CO_2	1	0

[a] Bezug:$CO_2 = 1$

nen sich durch ein Ozonabbaupotenzial von 0 und ein sehr geringes bzw. kein direktes Treibhauspotenzial aus. Abgesehen von Kurzzeiteffekten verhalten sie sich umweltneutral. Ihre Anwendung wird jedoch durch Brennbarkeit, Toxizität oder hohe Dampfdrücke eingeschränkt. Bei Einhaltung der Installationsvorschriften und der entsprechenden baulichen Anordnungen bietet deren Anwendung und auch der Betrieb keine Schwierigkeiten.
Nachfolgend werden die Kohlenwasserstoffe und das Ammoniak als Kältemittel näher beschrieben.

Kohlenwasserstoffe

Die Suche nach Alternativen hat die bereits früher verwendeten brennbaren Kältemittel, wie z.B. Propan und Butan, wieder ins Blickfeld gerückt. Diese Kältemittel hatten schon in den 30er Jahren, lange vor den FCKWs, einen bedeutenden Stellenwert.
Derzeit werden viele Neuanlagen mit brennbaren Kältemitteln geplant und realisiert. Diese Entwicklung ist sowohl in der gewerblichen Anwendung als auch in privaten Haushaltsgeräten (Weißware) zu beobachten. Die Haushaltstiefkühlgeräte (Kühltruhen) werden inzwischen nur mit den natürlichen Kältemitteln, wie z.B. Butan, Isobutan hergestellt. Hierbei werden diese Stoffe nicht nur als Kältemittel eingesetzt, sondern auch für die Dämmstoffe.
Im Folgenden sollen die Vor- und Nachteile, die durch den Einsatz der Kohlenwasserstoffe zu nennen sind, gegenübergestellt werden.

Vorteile der Kohlenwasserstoffe

- keine Neuentwicklung nötig
- umfangreiche Erfahrungen seit 1938
- kein Ozonabbaupotenzial und marginales Treibhauspotenzial
- günstige thermodynamische Eigenschaften
- vielfältige Anwendungsgebiete, besonders durch unterschiedliche Mischungsverhältnisse dieser Kohlenwasserstoffe kann eine breite Palette an möglichen Arbeitsstoffen geschaffen werden
- gute Materialverträglichkeit
- mischbar mit bekannten Mineralölen
- als Drop-In-Kältemittel einsetzbar unter Beachtung der Sicherheitstechnik
- wirtschaftliche Vorteile durch kostengünstige Herstellung

Nachteile der Kohlenwasserstoffe

- Brennbarkeit
- Besondere sicherheitstechnische Ausrüstung erforderlich
- Erhöhte Sachkenntnisse.

Bei großen Industrieunternehmen werden diese Anforderungen in der Regel erfüllt, da diese Unternehmen über geschultes Personal und ausreichend überwachte sicherheitstechnische Ausrüstungen verfügen. Bei kleineren und mittleren Handwerksbetrieben stellt dieser Punkt eine Neuerung dar, da in diesen Betrieben das Personal speziell geschult werden muß, was in der Regel mit Kosten verbunden ist.

Ammoniak

Das Ammoniak als natürliches Kältemittel wird schon seit über 100 Jahren in der Kältetechnik eingesetzt. Besonders die im Industriebereich installierten Anlagen und der daraus gewonnene Erfahrungsschatz macht eine Verwendung dieses Kältemittels auch in Kälteanlagen mittlerer Größe möglich. Dabei sollte nicht vergessen werden, dass ca. 70% der gesamten in Deutschland installierten Kälteleistungen durch Ammoniak-Kälteanlagen abgedeckt werden und derzeit in der Welt ca. 300.000 mit Ammoniak betriebene Kompressionsanlagen existieren.
Ammoniak gehört zu den in der Natur in großen Mengen vorkommenden Stoffen, da einige Milliarden Tonnen jährlich im natürlichen Stickstoffzyklus der Erde umgesetzt werden. Dadurch ist sichergestellt, dass bei Emission von chemisch hergestellten Ammoniak in die Umgebung keine globalen Veränderungen zu befürchten sind. Als Lieferant für die industrielle Herstellung von Ammoniak dienen die Elemente Wasser und Luft.
Für die Wahl eines Stoffes als Kältemittel ist nicht nur die direkte ökologische Verträglichkeit zu berücksichtigen, sondern auch seine thermodynamischen Eigenschaften. Ammoniak hat bezüglich der Verwendung in der Kältetechnik hervorragende thermodynamische Eigenschaften.
Besonders hervorzuheben sind die Dampfdruckkurve, der latente Wärmeinhalt beim Phasenübergang und die volumenstrombezogene Kälteleistung. Die Analyse der Dampfdruckkurve gibt Aufschluß über den Einsatzbereiche eines Kältemittels. Durch die Forderung nicht zu hoher oder zu geringer Drücke (Unterdruck) im Kältesystem kann Ammoniak ohne erhöhten konstruktiven Aufwand bei Verdampfungstemperaturen bis zu -30°C bzw. Verflüssigungstemperaturen bis zu ca. 60°C eingesetzt werden. Dieses bedeutet, dass neben dem Tiefkühl- und Normalkühlbereich auch der Anwendungsbereich von Klimaanlagen durch den Einsatz von Ammoniak abgedeckt werden kann. Selbst im Wärmepumpenbereich, bei

Nutztemperaturen zwischen 40 und 50°C, sind heutzutage Anlagen kommerziell verfügbar.
Als Nachteil sei hier besonders auf die toxikologischen Eigenschaften und die in Grenzen bestehende Brennbarkeit des Stoffes hingewiesen. Dieses erfordert erhöhte sicherheitstechnische Anforderungen an den Kälteanlagen. Bei Großanlagen mit Füllgewichten oberhalb 3000 kg sind weiterführende Anforderungen (Stand der Sicherheitstechnik) bezüglich Störfallverordnung notwendig.

Physiologische Eigenschaften. Ammoniak ist ein giftiger Stoff und hat einen stechenden Geruch. Besonders die hohe Warnwirkung bei geringsten Konzentrationen (ab ca. 5 ppm) macht diesen Stoff insofern unproblematisch, da schon geringste Leckagen durch das Bedienungspersonal wahrgenommen werden können. Die höchstzulässige Konzentration, ohne die bleibende Schäden für den Menschen hervorgerufen werden, beträgt 20 ppm, d.h. 4mal höher als die Geruchsschwelle. Dies ist gleichzeitig der MAK-Wert, also die maximal zulässige Konzentration am Arbeitsplatz mit einer Einwirkzeit von acht Stunden täglich.
Höhere Konzentrationen rufen Atmungsschwierigkeiten hervor und je nach Dosis (ab ca. 1700 ppm) sind ernsthafte irreversible Schädigungen möglich. Konzentrationen oberhalb von 2000 ppm können zum sofortigen Tode führen. Nachteilig ist die Eigenschaft, dass Ammoniak bei Konzentrationen oberhalb von 100 ppm nicht paniksicher ist.

Brennbarkeit. Ammoniak ist ein brennbares Gas und innerhalb enger Grenzen von 15 bis 28 Vol% im Gemisch mit Luft explosiv. Hierbei ist jedoch eine Zündtemperatur von 651°C und eine Zündenergie von mind. 14 mJ nötig. Diese Charakteristika zeigen deutlich, dass das Risiko einer möglichen Entzündung sehr gering einzuschätzen ist.
Versuche haben gezeigt, dass Ammoniakdämpfe in der Atmosphäre schwer zu entzünden sind. Dies berücksichtigt das technische Regelwerk durch entsprechende Erleichterungen bezüglich des Explosionsschutzes. Besonders der in der Atmosphäre immer vorhandene Wasserdampf grenzt den explosionsfähigen Bereich weiter ein.
Kältemittel: **Anh. M 1 Tab. 3** und **Tab. 4**.
Dampftafeln für das Nassdampfgebiet von R 134a: **Anh. M 1 Tab. 5**.

Kältemaschinen-Öle

In Kältemaschinen können nur hochwertige Mineralöle oder die mit speziellen Eigenschaften entwickelten synthetischen Öle oder Gemische aus beiden verwendet werden [16].
In keinem anderen Bereich werden so hohe Anforderungen an das Öl gestellt wie gerade in der Kältetechnik. Das Öl in Kältemittelkreisläufen ist hohen Belastungen ausgesetzt. Seine Hauptfunktion als Schmier-, Dicht- und Kühlmittel in einem großen Druck- und Temperaturbereich wird durch die Anwesenheit von Kältemittel mehr oder weniger beeinträchtigt. Somit muss der Schmierstoff im gesamten Temperaturbereich eine hohe Stabilität und die notwendige Viskosität aufweisen. Außerdem darf er mit dem Kältemittel nicht chemisch reagieren.
Ein weiteres großes Problem ist die Mischbarkeit mit dem Kältemittel. Da das Öl im ganzen Kältemittelkreislauf mitgeführt wird, kann es durch Entmischungen zu Ölverlusten im Verdichter kommen.
Grundsätzlich ist folgendes Verhalten von *Öl-Kältemittelgemischen* zu unterscheiden:

Vollständige Löslichkeit von Kältemittel in Öl:
- Ölverdünnung führt zu herabgesetzter Schmierfähigkeit,
- Viskosität ist außerdem abhängig von Druck und Temperatur,
- Gefahr droht für den Schmierstoffkreislauf des Verdichters bei schneller Druckabsenkung während des Anfahrvorgangs (Aufschäumen des Öls in der Kurbelwanne),
- um das Anreichern des Kältemittels im Öl zu unterbinden, ist das Öl in der Kurbelwanne bzw. im Ölreservoir während der Maschinenstillstandszeit zu beheizen.

Kältemittel, die bei bestimmten Temperaturen und Mischungsverhältnissen eine Phasentrennung aufweisen:
- liegen die Betriebsbedingungen in diesen sog. *Mischungslücken*, so kann das vom Verdichter ausgeworfene Öl nur durch besondere Maßnahmen aus dem Verdampfer zurückgeführt werden.

Nicht mischbare Kältemittel:
- Öl, das im Laufe der Betriebszeit den Ölabscheider passiert, sammelt sich im Sumpf des Verdampfers und kann von dort abgelassen werden (z.B. bei NH3 Kälteanlagen).

Die thermische Stabilität von Kältemaschinen-Öl ist begrenzt, so daß je nach Verdichterart und Betriebsbedingungen eine Ölkühlung vorgesehen werden muß. Die Angaben der Hersteller über die zugelassenen Ölsorten sind unbedingt einzuhalten. Die Öl-Kältemittelbeständigkeit wird in Labortests und Laufzeitprüfungen nachgewiesen.
Für die FCKW und H-FCKW Kältemittel wurden Mineralöle verwendet, die im gesamten Kältemittelkreislauf mischbar mit dem Kältemittel sind. Eine Gefahr der Entmischung war nicht gegeben. Bei den neuen Kältemittel (FKW, H-FKW) ist der Einsatz dieser Mineralöle nicht mehr möglich, da sie entweder mit ihnen chemisch reagieren oder sich in einigen Temperaturbereichen Mischungslücken ergeben. Für diese Kältemittel werden ausschließlich Öle auf der Basis von synthetischen Estern verwendet. Diese Öle haben jedoch sehr starke hygroskopische Eigenschaften, so dass ein sorgfältiger Umgang gefordert ist. Deshalb dürfen diese Öle nicht bzw. nur kurzfristig mit der Luft (Feuchtigkeit) in Kontakt kommen.

Kühlsolen

Als das thermophysikalisch gesehen günstigste Medium für den Einsatz in Kälte- beziehungsweise Wärmeübertragungssystemen ist unter Außerachtlassung von Mehrphasenfluiden das Wasser zu sehen. Dieses bietet unter Berücksichtigung der thermophysikalischen Eigenschaften die günstigsten Voraussetzungen zum Wärmetransport und Verteilung.
Der Anwendungsbereich ist jedoch auf Temperaturen oberhalb von 0°C physikalisch begrenzt. Je nach Anwendungsfall und unter Berücksichtigung des oben genannten Temperaturabstandes müssen somit unterhalb von Anwendungstemperaturen kleiner ca. + 4°C andere Stoffe beziehungsweise Gemische eingesetzt werden, die einen Wärmetransport ermöglichen. Diese Stoffe werden als Sole bezeichnet. Früher wurden als Sole Salzwassermischungen verwendet, die jedoch wegen der hohen Korrosionsprobleme einen begrenzten Anwendungsbereich aufweisen. Heutzutage sind Stoffe beziehungsweise Mischungen mit besserer Materialverträglichkeit im Einsatz.
Neben den vielen Einstoffen und Mischungen aus organischen und anorganischen Stoffen besonders im Klimabereich sind viele Wassermischungen bekannt, die einen problemlosen Einsatz erlauben.
In **Tab. 7** sind einige bedeutsame Solen, die ausschließlich als Wassermischung verwendet werden, aufgelistet:

Thermophysikalische Eigenschaften

Für die Berechnung, Planung und Auslegung eines Kälteübertragungssystems ist die richtige Wahl des kälteübertragenden Mediums und die Kenntnis dessen thermophysikalischer Eigenschaften von großer Wichtigkeit. Nachfolgend werden die wichtigsten Kenngrößen kurz erläutert.

Tabelle 7. Sole aus Gemischen mit Wasser

Mischung in Verbindung mit Wasser	Symbol	Massen%/Gefrierpunkt			Eutektikum Temperatur/Konzentration
		–15°C	–30°C	–40°C	
Ethylenglycol*	E G	30,5	45,4	52,8	
Propylenglycol*	P G	33	48	54	
Ethylalkohol	E A	24,5	40,9	53,1	
Methylalkohol	M A	20,0	33,6	41,0	
Glyzerin	Glyc	39,5	56	63	
Ammoniak	NH_3	10,8	17,7	21,1	≈–100 °C/33%
Kaliumkarbonat	K_2CO_3	27	36,6	–	≈–37,5 °C/40%
Kalziumchlorid	$CaCI_2$	17,9	25,4	28,3	≈–50 °C/30,5%
Magnesiumchlorid	$MgCI_2$	14,0	20,5	–	≈–33 °C/21,8%
Natriumchlorid	NACI	18,8	–	–	≈–21 °C/23,4%
Kaliumacetat	KAc	24	34	39	≈<–50 °C/45%

Die mit * gekennzeichneten Lösungen werden heute im Klimabereich verwendet, das heißt, der Einsatz erfolgt in Kälteanlagen auf der Verflüssigerseite zum Abführen der Abwärme oder in Verdampferkreisläufen zur Versorgung der Luftkühler.

Gefrierpunkt. Die Gefriertemperatur eines Fluids muss unterhalb der Betriebstemperatur (Verdampfungstemperatur) liegen, damit nicht durch partielle Vereisungen im Verdampfer diese zu Zerstörungen führen können und das Medium pumpfähig bleibt.

Siedepunkt. Die Siedetemperatur sollte höhere Werte aufweisen als die maximale höchste Betriebstemperatur. Dabei ist besonders bei Kälteübertragungssystemen nicht nur die Stillstandstemperatur in die Betrachtung mit einzubeziehen sondern auch der Einfluss der Druckabhängigkeit auf die Siedetemperatur (Gefahr der plötzlichen Verdampfung bei Lekkagen unter Atmosphärendruck).

Oberflächenspannung. Bei zu geringer Oberflächenspannung des Fluids wächst das Risiko der Schaumbildung im System und erhöht die Gefahr einer Kavitation in der Pumpe.

Dichte. Je höher die Dichte eines Fluids desto höher die pro Volumeneinheit übertragbare sensible Wärme (geringere Pumpenarbeit).

Viskosität. Die dynamische und kinematische Viskosität sollte bei der gegebenen Anwendungstemperatur nicht zu hoch liegen, da sonst entsprechend hohe Druckverluste im Rohrleitungsnetz entstehen. Zur Bestimmung der Wärmeübertrager, der Pumpen und des Rohrleitungsnetzes ist diese Kenngröße im Bereich der Strömungsmechanik und der Wärmeübertragung von ausschlaggebender Bedeutung.

Spezifische Wärmekapazität. Dies ist die ausschlaggebende Größe für die maximal mögliche sensible Wärmeübertragung pro Masseneinheit. Um das notwendige Fördervolumen im Sekundärkreislauf so gering wie möglich zu halten (Pumpenenergie), sind hohe Werte anzustreben.

Thermische Leitfähigkeit. Diese Größe beeinflußt im starken Maße die eigentliche Wärmeübertragung. Mit steigender Leitfähigkeit sinkt der notwendige Temperaturabstand zur Wärmeübertragung.

Ausdehnungskoeffizient. Dieser Wert ist ein Maß für die Ausdehnung einer Flüssigkeit bei steigenden Temperaturen. Dieser Wert ist unter anderem die Grundlage zur Bestimmung des Ausdehnungsgefäßes in einem Kälteübertragungssystem.

Sonstige Eigenschaften

Zur Bestimmung eines Stoffes im Sekundärkreislauf sind neben der Kenntnis der thermophysikalischen Eigenschaften weitere Eigenschaften besonders zu berücksichtigen. Als wesentlich sind hierbei besonders die zu nennen, die besondere Anforderungen an das Kälteübertragungssystem erfordern:

- Materialverträglichkeit,
- Toxizität,
- Brennbarkeit,
- Wassergefährdung,
- sonstige Umweltbelastung,
- sonstige Gefahrenpotenziale.

Die Auswahl eines Stoffes bedingt somit immer ein Abwägen der Nachteile und Vorteile. In der Klimatechnik haben sich neben reinem Wasser die Wassermischungen Propylenglykol und Ethylenglykol als nutzbar herausgestellt.
Bei der Umstellung oder Reparatur von Altanlagen muß damit gerechnet werden, dass die rost- und kalklösende Wirkung der Glykolsole zu Verstopfungen und Undichtheiten führt und vorhandener Rost die Inhibitoren bindet und ihre Wirkung aufhebt.

1.5 Heiztechnische Verfahren. Heating processes

C. Hainbach, Essen

Die Heizungstechnik im klassische Sinne hat die Aufgabe, die Aufenthaltsräume der Menschen zu heizen, d. h. eine Umgebungstemperatur sicherzustellen, bei der sich ein Gleichgewicht zwischen der Wärmeproduktion des Menschen und der Wärmeabgabe an die Umgebung einstellt, damit er sich wärmephysiologisch behaglich fühlt.
Die Zuführung des Wärmestroms auf entsprechendem Temperaturniveau erfolgt im Allgemeinen durch Verbrennung von Primärenergieträgern (Gas, Heizöl etc.) in Wärmeerzeugern. Je nach Aufstellung des Wärmeerzeugers wird zwischen Einzel- und Zentralheizungen unterschieden. Bei der Einzelheizung wird die Wärme im zu beheizenden Raum erzeugt, bei der Zentralheizung in einer Heizzentrale, von der aus sie dem einzelnen Raum über Wärmeträger zugeführt wird.
Als ein weiteres Unterscheidungsmerkmal der Heizsysteme dient der Wärmeträger, wie z. B. Warmluftheizung, Warmwasserheizung oder Dampfheizung.
Die Übertragung im Raum von der Heizfläche bzw. dem Gerät erfolgt durch Strahlung und Konvektion. Bei großen, glatten Heizflächen oder hochtemperierten Heizkörpern überwiegt der Strahlungsanteil, bei gerippten Oberflächen oder zusätzlicher Luftumwälzung, z. B. durch Ventilatoren, der Konvektionsanteil. Beim Einblasen von Warmluft in den Raum ist eine alleinige Übertragung der Wärme durch Konvektion gegeben. Je nach überwiegendem Anteil wird von Strahlungs- oder Konvektionsheizung gesprochen.

Bei der Erwärmung des Raums stellt sich eine Luft- und Oberflächentemperaturverteilung ein, die sowohl von der Heizflächenanordnung und vom Heizverfahren als auch von den wärmetechnischen Eigenschaften des Raums bzw. der Baukonstruktion abhängt. Während die horizontale Lufttemperaturverteilung bis auf Außenwandnähe ziemlich gleichmäßig ist, weist das senkrechte Temperaturprofil größere, mit der Raumhöhe wachsende Unterschiede auf. Bei einem Heizsystem mit großem Strahlungsanteil in der Wärmeübertragung ist das senkrechte Temperaturprofil weniger ausgeprägt als bei einem Heizsystem mit stark konvektivem Anteil (**Bild 17**) [17, 18].

Die mittlere Oberflächentemperatur für Raumumschließungsflächen als Strahlungstemperatur, kann in ausreichender Annäherung als Mittelwert der einzelnen Flächentemperaturen errechnet werden. Wegen der niedrigeren Strahlungstemperatur von Außenwand und Fenster sollen Heizkörper und Heizflächen an diesen bzw. in der Nähe dieser Flächen angeordnet werden, um den Strahlungseinfluß der kalten Raumflächen zu kompensieren.

Heizungsanlagen werden nach dem Norm-Wärmebedarf ausgelegt, der als theoretisch berechnete Raum- oder Gebäudeeigenschaft anzusehen ist (DIN 4701); der Wärmeverbrauch (Energieaufwand) ist die pro Zeiteinheit tatsächlich benötigte Wärmemenge. Der Brennstoffverbrauch *B* pro Gradtag *G*, ist u.a. ein kennzeichnender Heizbetriebswert, der bei guter Anpassung der Heizleistung an die Außenwitterung keine großen Abweichungen aufweisen darf.

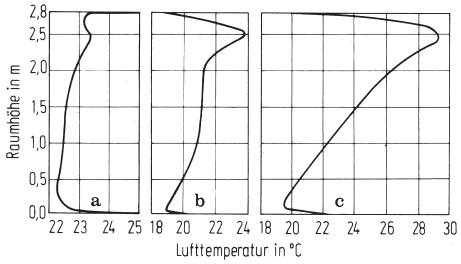


Bild 17 a–c. Senkrechtes Profil der Raumlufttemperatur. **a** Fußboden-Heizung; **b** Radiatoren-Heizung; **c** Luftheizung

1.6 Raumlufttechnische Verfahren

Air handling processes

Die für die Personen erforderliche Außenluft (*Luftrate*) wird stetig in das Gebäude mit Hilfe von Ventilatoren und Luftleitungen befördert, verteilt und die verbrauchte Luft aus den Nutzräumen gesammelt und wieder nach außen geführt. Die

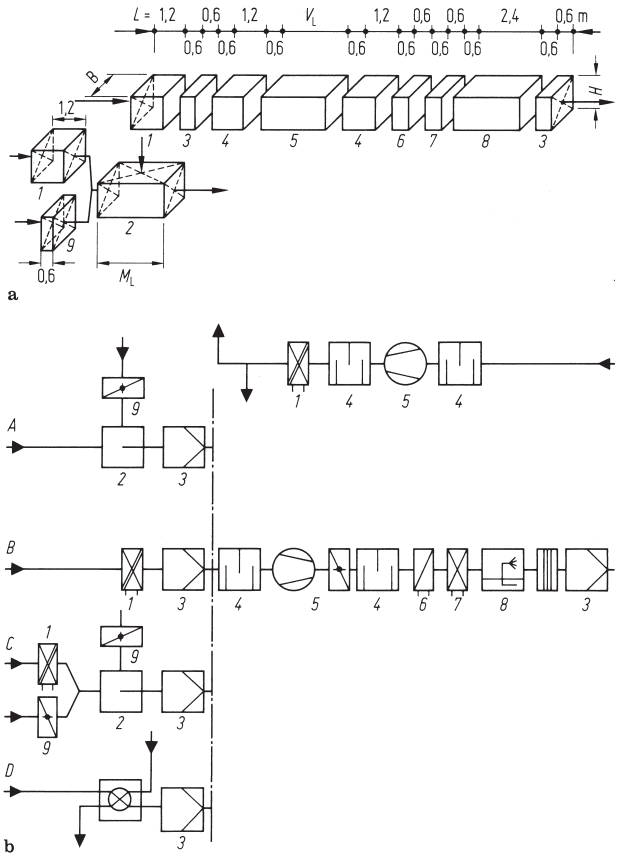


Bild 18. a Abmessungen der Bauelemente von Einzelgeräten (Blockbauweise); **b** schematische Darstellung verschiedener Gerätekombinationen. *1* Wärmeaustauscher für Wärmerückgewinnung, *2* Mischkammer, *3* Filter, *4* Schalldämpfer, *5* Ventilator mit Absperrklappe, *6* Wärmeaustauscher für Lufterwärmung, *7* Wärmeaustauscher für Kühlung, *8* Umlaufsprühbefeuchter, *9* Absperr- bzw. Drosselklappe

in den Raum zugeführte Luft übernimmt gleichzeitig die Aufgabe, die thermische und Stoffbelastung des Raums zu reduzieren bzw. zu kontrollieren. Damit kann eine gewünschte Raumluftkondition (Lufttemperatur und -feuchte) sowie Staub- oder Gaskonzentration (Gerüche) der Raumluft erreicht werden. Die Auslegung des erforderlichen Luftstroms bei RLT-Anlagen richtet sich nach dem Kriterium der höchsten Anforderung an Zuluftstrom (Außenluftrate, thermische oder Mattlasten).

Klimaanlagen sind die RLT-Anlagen, bei denen die Lufttemperatur und die relative Luftfeuchte raum- bzw. raumgruppenweise – innerhalb gewisser Grenzen – individuell geregelt werden kann. Wenn diese Bedingungen der 4stufigen thermischen Luftbehandlung – *Heizen, Kühlen, Be- und Entfeuchten* – sowie die individuelle Regelung nicht erfüllt sind, handelt es sich z. B. um RLT-Anlage mit Kühlung bzw. um Lüftungsanlagen.

Die Luftaufbereitung einer Klimaanlage zeigt **Bild 18**.

Einbauteile wie Fenster, Schächte usw. dienen zur natürlichen Lüftung eines Gebäudes. Sie werden zwar bei RLT-Anlagen berücksichtigt, sind aber keine Komponenten von RLT-Anlagen, **Bild 19**.

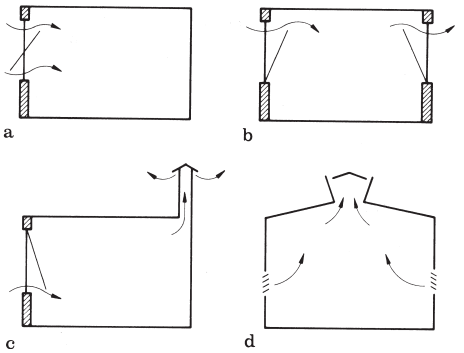


Bild 19a–d. Freie Lüftung. Lüftungsverfahren. **a** Fensterlüftung; **b** Querlüftung; **c** Schachtlüftung; **d** Dachaufsatzlüftung

Die Bemessung der natürlichen Lüftungsöffnungen regelt die ASR (Arbeitsstätten-Richtlinie).

2 Berechnungs- und Bemessungsgrundlagen der Heiz- und Raumlufttechnik

Calculation and sizing principles of heating and air handling engineering

T. Rákóczy, Köln

2.1 Wärmebedarf. Heating load

Der Wärmebedarf setzt sich zusammen aus dem *Wärmeverlust* des Raums nach außen, der von der Bauausführung und von der Größe der wärmeabgebenden Flächen bestimmt wird, und aus dem *Wärmeaufwand* für die von außen eindringende Außenluft, die im wesentlichen von den Fensterfugen und der Lage zum Windangriff bestimmt wird. Aus dem Wärmebedarf ergibt sich die für den einzelnen Raum und das Gebäude notwendige *Heizleistung* und damit die Bemessung der Heizungsanlage.

Im Heizbetrieb muß in Anpassung an die Außenwitterung eine gleichmäßige Erwärmung aller Räume des Gebäudes erreicht werden, was bei zentraler Steuerung des Heizbetriebs eine hinreichende Übereinstimmung zwischen der berechneten und der tatsächlich benötigten Heizleistung voraussetzt. Bei zu großen Abweichungen werden einzelne Räume überheizt oder andere nicht ausreichend erwärmt. Bei Einzelraumregelung, also Steuerung der Heizleistung in jedem Raum, können nicht zu große Abweichungen ausgeglichen werden; der wirtschaftlichste Betrieb ist bei gleichzeitiger zentraler Steuerung und Einzelraumregelung gegeben. Aufgabe der *Wärmebedarfsberechnung* ist somit die Ermittlung einer ausreichenden und untereinander gut abgestimmten Heizleistung pro Raum.

Das Rechenverfahren für den Wärmebedarf ist seit langem genormt worden, um für die Vielzahl der Einflußgrößen einheitliche Annahmen zu treffen und einen Vergleich der Bemessung von Heizungsanlagen zu ermöglichen. Zum Rechnungsgang sind in DIN 4701 die Berechnungsgrundlagen wie *Raumtemperaturen, Außentemperaturen, Wärmedurchgangskoeffizienten* für Außen- und Innentüren, *Fugenluftdurchlässigkeiten* sowie *Lüftungsbeiwerte* angeführt. Die Stoffwerte und Wärmeleitzahlen für häufiger vorkommende Baustoffe sowie Wärmedurchgangskoeffizienten für Verglasungen, Fenster und Fenstertüren sind in der DIN 4108 erfaßt. Das Rechenverfahren gilt für den Beharrungszustand, es ist aufgeteilt in die Berechnung des *Transmissionswärmebedarfs* $\dot{Q}_T$ und des *Lüftungswärmebedarfs* $\dot{Q}_L$. Ausdrücklich wird vom *Normwärmebedarf* $\dot{Q}_N$ gesprochen, um zum Ausdruck zu bringen, daß der Wärmebedarf eine auf der Grundlage von Normbedingungen ermittelte Rechengröße ist

$$\dot{Q}_N = \dot{Q}_T + \dot{Q}_L. \tag{1}$$

2.1.1 Transmissionswärmebedarf
Heat loss by transmission

Er wird ermittelt aus dem physikalischen Vorgang des Wärmedurchgangs (s. **D 10.2**) durch die Raumumschließungsflächen

$$\dot{Q}_T = kA(t_i - t_a). \tag{2}$$

Hierin sind: k Wärmedurchgangszahl ($W/m^2 K$), A Fläche des Bauteils (lichte Breite × Geschoßhöhe bei Wänden), t_i Luftinnentemperatur, t_a Luftaußentemperatur. Der Normrechenwert für die Außentemperatur ist ein 2-Tage-Mittelwert, der in einem Zeitraum von 20 Jahren zehnmal erreicht oder unterschritten wurde, **Anh. M 2 Tab. 1**.

Die Rauminnentemperatur (**Tab. 1**) erfährt eine Anhebung, wenn z. B. bei großen Glasflächen oder einer Leichtbauweise

Tabelle 1. Norm-Innentemperatur für beheizte Räume (4701, Teil 2)

Raumart	Norm-Innentemperatur in °C
Wohn-, Schlaf-, Verkaufs-, Unterrichtsräume, Hotelzimmer, Turnhallen, Theater	20
Krankenzimmer, Umkleideräume	22
Bade-, Dusch-, Arzt-, Untersuchungsräume	24
Fertigungs-, Werkstatträume, Toiletten	15–20
Vorräume, Flure, Treppenhäuser	10–15

des Raums die mittlere Oberflächentemperatur der Raumumschließungsflächen zu niedrig liegt, und eine Erhöhung der Lufttemperatur im Raum (Norm-Innenraumtemperatur) nötig wird, um die Abstrahlung zu den kalten Flächen aus dem Empfinden zu kompensieren. Maßgebend dafür ist der *D*-Wert (Krischer-Wert), der als mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient eines Raums definiert ist

$$D = \frac{\dot{Q}_T}{(t_i - t_a)\Sigma A}. \quad (3)$$

ΣA ist die Summe sämtlicher Raumumschließungsflächen.
Aus gleichem Grund wird anstelle des früheren Zuschlags z_A für die Strahlungswirkung der kalten Außenwand die Wärmedurchgangszahl des betreffenden Bauteils erhöht, **Bild 1**.
Für transparente Außenflächen ist in Abänderung des früheren Himmelsrichtungszuschlags z_H eine Korrektur für Sonneneinstrahlung eingeführt worden, die bei Klarglas $\Delta k_S = -0{,}3\,W/(m^2K)$ beträgt. Für Spezialglas gilt, wenn g_F der Gesamtenergiedurchlaßgrad nach DIN 4108 Teil 2 ist, $\Delta k_S = -0{,}35\,g_F\ W/(m^2\,K)$.
Der frühere Zuschlag für Betriebsunterbrechung ist gleichfalls weggefallen. Die Norm-Außentemperatur wird bei speicherfähiger Bauweise, so bei schwerer Bauart von 600 bis 1400 kg/m² um 2 K erhöht.

2.1.2 Lüftungswärmebedarf. Ventilation losses

Der Lüftungswärmebedarf, mit dem die Erwärmung der in Fenster- und Türfugen eindringenden Außenluft berechnet wird, rührt bei niedrigen Häusern vorwiegend vom Windangriff, bei höheren Häusern auch von der im Kern des Hauses wirksam werdenden Auftriebswirkung her. Bis zu einer Haushöhe von 10 m wird die Auftriebswirkung außer acht gelassen, darüber hinaus ändert sich die *Hauskenngröße H* wegen der Auftriebshöhe und wegen der mit der Höhe zunehmenden Windgeschwindigkeit [1]. Berücksichtigt wird noch die Lage zum Windangriff, auch wird nach windschwacher und windstarker Gegend unterschieden, **Tab. 2**. Die Durchströmung eines Raums ist auch vom Strömungswiderstand, z. B. der Dichtheit der Fenster- und Türfugen, abhängig. Dazu ist eine Raumkenngröße *R* gebildet worden, **Tab. 3**. Mit der speziellen Fugendurchlässigkeit ergibt sich dann der Lüftungswärmebedarf

$$\dot{Q}_L = \Sigma(al)_A RH(t_i - t_a). \quad (4)$$

Hierin sind: a_A spezifische Fugendurchlässigkeit der angeblasenen Fenster (**Tab. 4**), l_A angeblasene Fugenlänge.
Aus hygienischen Gründen ist in Daueraufenthaltsräumen (Wohnräume, Büros) ein Mindestluftwechsel von 0,5 h^{-1} nicht zu unterschreiten.
Bei Räumen mit mechanischer Entlüftungsanlage, wie bei eingebauten Bädern, WCs und Küchen, ist der Lüftungswärmebedarf aus dem vorgegebenen Luftstrom zu berechnen.

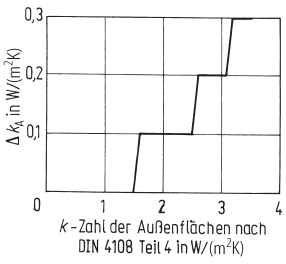


Bild 1. Außenflächenkorrektur Δk_A für den Wärmedurchgangskoeffizienten von Außenflächen

Tabelle 2. Hauskenngröße (Windfall) (DIN 4701)

Gegend	Lage des Gebäudes	Standard-Hauskenngröße H_{G10} [c]) W h $Pa^{2/3}/(m^3\,K)$		Zugrunde liegende Windgeschwindigkeiten m/s
		Grundriß-typ I [a])	Grundriß-typ II [b])	
windschwache Gegend	normale Lage	0,72	0,52	2
	freie Lage	1,8	1,3	4
windstarke Gegend	normale Lage	1,8	1,3	4
	freie Lage	3,1	2,2	6

[a]) Einzelhaustyp.
[b]) Reihenhaustyp.
[c]) Die Standard-Hauskenngröße H_{G10} berücksichtigt eine Haushöhe von 10 m und die Windgeschwindigkeit in dieser Höhe.

Tabelle 3. Raumkenngröße (Raumdurchströmung) (DIN 4701)

Innentüren		Durchlässigkeiten $\sum(aI)_A + \sum(aI)_N$ $m^3/(h\ Pa^{2/3})$	Raumkenngröße *R*
Güte	Anzahl		
normal ohne Schwelle	1	≦ 30	0,9
		> 30	0,7
	2	≦ 60	0,9
		> 60	0,7
	3	≦ 90	0,9
		> 90	0,7
dicht	1	≦ 10	0,9
		> 10	0,7
	2	≦ 20	0,9
		> 20	0,7
	3	≦ 30	0,9
		> 30	0,7

Index A: Vom Wind angeströmt.
Index N: Vom Wind nicht angeströmt.
a Fugendurchlässigkeit, *l* Fugenlänge.

2.1.3 Sonderfälle. Special cases

Für die Ermittlung des Wärmebedarfs von selten beheizten Räumen, Räumen sehr schwerer Bauart, Hallen und Gewächshäusern sowie für den Wärmeverlust von Bauteilen mit Erdreichberührung sind in der Norm weitere Rechenverfahren angegeben.

2.2 Kühllast. Cooling load

Als Kühllast eines Raums wird die witterungsbedingte oder aus der Umgebung stammende äußere und die im Raum entstehende innere Wärmebelastung bezeichnet. Die Berechnung erfolgt nach der VDI-Richtlinie 2078. Für die äußere Last ist die durch Fenster eindringende Sonnenstrahlungswärme ausschlaggebend, ein guter Sonnenschutz ist von erheblicher Bedeutung. Die durch die äußeren Raumumschließungsflächen im Wärmedurchgang eindringende Wärme fällt wegen der Speicherfähigkeit und dem quasi-stationären Zustand in zeitlicher Verschiebung und verminderter Größe an. Für den meist geringen Wärmezufluß aus der Umgebung, also aus angrenzenden Räumen, kann der Beharrungszustand angenommen werden. Die innere Wärmelast besteht bei Aufenthalts-

Tabelle 4. Fugendurchlässigkeit von Bauteilen [a]) (DIN 4701)

Nr.	Bezeichnung			Gütemerkmale	Fugendurchlässigkeit [b])	
					Fugendurchlaßkoeffizient a_A $m^3/(mh\ Pa^{2/3})$	$a_A\ l$
1	Fenster	zu öffnen		Beanspruchungsgruppen B, C, D[d])	0,3	–
2				Beanspruchungsgruppe A	0,6	–
3		nicht zu öffnen		normal	0,1	–
4	Türen	Außentüren	Dreh- u. Schiebetüren	sehr dicht, mit umlaufendem dichtem Anschlag	1	–
5				normal, mit Schwelle oder unterer Dichtleiste	2	–
6			Pendeltüren	normal	20	–
7			Karusselltüren	normal	30	–
8		Innentüren		dicht, mit Schwelle	3	–
9				normal, ohne Schwelle	9	–
10	Außenwandelemente	durchgehende Fugen zwischen Fertigteilelementen[c])		sehr dicht (mit garantierter Dichtheit)	0,1	–
11				ohne garantierte Dichtheit	1	–
12	Rolläden und Außenjalousien	Rollmechanik von außen zugänglich		normal	–	0,2
13		Rollmechanik von innen zugänglich		normal	–	4
14	Permanentlüfter (geschlossen)			sehr dicht	4[e])	–
15				normal	7[e])	–

[a]) Die Funktions- und Gütemerkmale sind vom Auftraggeber anzugeben. Niedrigere Fugendurchlässigkeiten dürfen nur dann eingesetzt werden, wenn diese unter Berücksichtigung der Einbauundichtigkeiten bauseits für einen ausreichenden Zeitraum sichergestellt werden.
[b]) In den angegebenen Werten sind die Durchlässigkeiten eventueller Einbaufugen mit berücksichtigt.
[c]) Bei Rahmenbauweisen sind Fugen beiderseits der Stützen und der Riegel vorauszusetzen.
[d]) Nach DIN 18055 Teil 2.
[e]) Die Werte beziehen sich auf 1 m Schieberlänge und 100 mm Gesamthöhe.

räumen allgemein aus Menschen- und Beleuchtungswärme. Andere innere Lastquellen können die Wärmeabgabe von Maschinen und Geräten oder die bei Prozessen und Verfahren anfallende Wärme und Feuchtigkeit sein.
Die Addition all dieser Belastungswerte ergibt die Kühllast, wobei das Maximum nach dem zeitlichen Verlauf der einzelnen Belastungswerte mit einem Gleichzeitigkeitsfaktor zu ermitteln ist. Dabei kann das Maximum der äußeren Kühllast bei Südorientierung der Fenster anstelle des Monats Juli im März oder September liegen.

2.2.1 Innere Kühllast. Internal cooling load

Wärmeabgabe der Menschen. Sie ist je nach Tätigkeit verschieden. Sie teilt sich in den Anteil der trockenen und feuchten Wärmeabgabe im Zusammenhang mit der Raumlufttemperatur unterschiedlich auf, **Tab. 5**, **M 1 Bild 8**.

Beleuchtungswärme. Bei ihr ist die Anschlußleistung der Leuchten einschießlich der Verlustleistung der Vorschaltgeräte bei Entladungslampen mit einem Gleichzeitigkeitsfaktor einzusetzen. Ein Teil der Leuchtenwärme wird besonders bei kurzen Betriebszeiten der Beleuchtung vom Speichervermögen des Raums, vorwiegend von der Decke aufgenommen. Bei belüfteten Leuchten, bei denen ein Teil der Wärme direkt abgeführt wird, verbleibt je nach Art der Abluftführung an der Leuchte ein unterschiedlicher Restwärmefaktor als Belastung des Raums zurück.

Maschinen- und Gerätewärme. Die im Raum umgesetzte Energie wird allgemein als Wärme frei, sofern nicht ein Teil durch örtliche Absaugung unmittelbar entfernt wird. Die maschinelle Ausstattung an Arbeitsplätzen hat so weit zugenommen, daß die Maschinenwärme den dominierenden Anteil innerhalb der Gesamtkühllast übernommen hat. Dies bedeutet,

Tabelle 5. Wärme- und Wasserdampfabgabe des Menschen (VDI-Richtlinie 2078)

	Raumlufttemperatur	°C	18	20	22	23	24	25	26
physisch nicht tätiger Mensch	$\dot{Q}_{Mtr}$ (trocken)	W	100	95	90	85	75	75	70
	$\dot{Q}_{Mf}$ (feucht)	W	25	25	30	35	40	40	45
	$\dot{Q}_{Mges}$	W	125	120	120	120	115	115	115
	Wasserdampfabgabe m_D	g/h	35	35	40	50	60	60	65
mittelschwere Arbeit	$\dot{Q}_{Mges}$	W	270	270	270	270	270	270	270
	$\dot{Q}_{Mtr}$	W	155	140	120	115	110	105	95

daß die maximale Kühllast, die der Ermittlung der Luftströme zugrunde liegt, nicht unbedingt in der Zeit der maximalen Außentemperatur auftritt.

Da die RLT-Anlagen wirtschaftlich und funktionsgerecht vernünftig bemessen werden müssen, kann die maximale Raumlufttemperatur (Auslegungstemperatur) von z. B. 27 °C bei Anfall maximaler Innenlasten und nicht unbedingt bei maximaler Außentemperatur auftreten (s. **Bild 2** nach DIN 1946 Teil 2).

Bei Ermittlung der Maschinenwärme sind die Reduktionsfaktoren nach VDI 2078, wie bei Beleuchtung zu berücksichtigen (s. **Bild 3**). Darüber hinaus wurden erhebliche Leistungsdifferenzen zwischen Nenn- und Istleistung bei PC- und Zubehörgeräten festgestellt. Beispiel: s. **Tab. 6**.

Die Kühllastberechnung nach VDI 2078 trennt bei Personen- und Maschinenlasten die konvektive und die Strahlungswärmeabgabe. Die Raumluft wird zunächst durch die konvektive Wärmeabgabe belastet. Der Strahlungsanteil erscheint verändert und zeitverschoben im Raum.

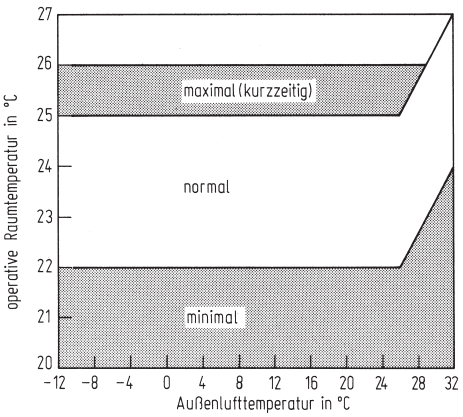


Bild 2. Raumlufttemperatur nach DIN 1946 Teil 2

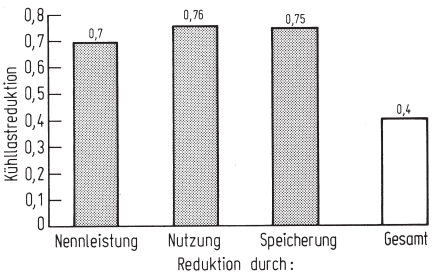


Bild 3. Innere Kühllast. Maschinenlast-Reduktionsfaktoren

Tabelle 6. Anhaltswerte für den Wärmeanfall durch EDV-Technik am Arbeitsplatz

Anlage	Anzusetzende Leistung	Charakteristische Typenschildleistung [a])
Personal Computer (PC) mit Bildschirm	130 bis 160 W	300 W
Terminals	50 bis 100 W	180 W
Drucker (nur bei Druckbetrieb)	30 bis 50 W	100 bis 800 W

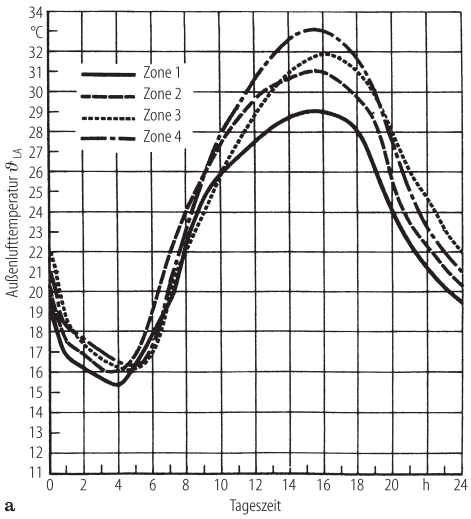
[a]) Die abgegebene Leistung ist meist erheblich geringer als die Leistungsangabe auf dem Typenschild.

2.2.2 Äußere Kühllast. External cooling load

Außenlufttemperatur, Strahlungswärme, Sonnenschutz (s. a. Anh. M 2 Tabelle 3). Der Rechenwert für die Heizperiode, zumeist – 10 bis – 15 °C, ist in DIN 4701 festgelegt, für die Sommerzeit wird nach dem Binnenland- und dem Küstenklima unterschieden. Als max. Außentemperatur gilt im Juli für das Binnenklima die Temperatur von 32 °C und für das Küstenklima von 29 °C, wobei der Tagesgang der Lufttemperatur für den zeitlichen Anfall der max. Belastung von Bedeutung ist, **Bild 4**.

Bei der Sonnen- und Himmelsstrahlung ist sowohl der jahreszeitliche als auch der tägliche Verlauf zu berücksichtigen, DIN 4710, s. **M 1 Bild 6**.

Festzustellen ist die Beschattung des Gebäudes aus der Umgebung. Wesentlich vermindert wird die eindringende Strahlungswärme durch Sonnenschutzvorrichtungen.



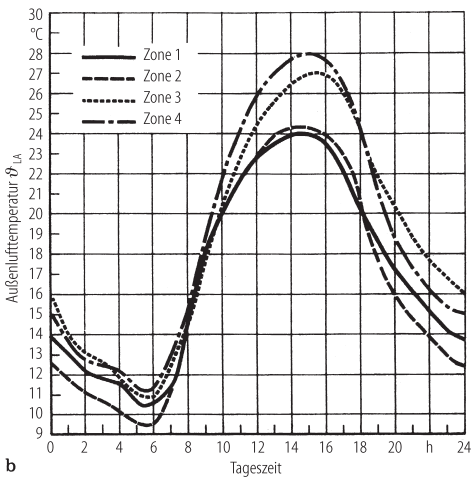


Bild 4 a, b. Tagesgänge der Außenlufttemperatur. **a** Monat Juli; **b** Monat September (**Anh. M 2 Tab. 4**).

Wärmedurchgang durch Glasflächen. In der VDI-Richtlinie 2078 ist die eindringende Gesamtstrahlung bei einfach verglasten Flächen als monatlicher Maximalwert angegeben, **Anh. M 2 Tab. 2 a.**

Die Reduzierung durch Sonnenschutzvorrichtungen wird mit einem Durchlaßfaktor erfaßt, der je nach Art und Anordnung des Sonnenschutzes verschieden ist, **Tab. 7.** Die momentane Wärmeeinstrahlung durch Fenster wird ferner zum Teil durch die Speicherwirkung im Raum, an der im wesentlichen der Fußboden und die Decke bei entsprechender baulicher Ausführung beteiligt sind, aufgefangen, **Anh. M 2 Tab. 2 b**. Bei nicht direkt sonnenbeschienenen Glasflächen wird die diffuse Himmelstrahlung wirksam. Der Wärmestrom durch die Glasflächen ergibt sich dann aus der Zahlenwertgleichung

$$\dot{Q}_S = A_1 I_{max} a + (A - A_1) I_{diff,m} b s. \quad (5)$$

Hierin sind: A_1 besonnte Glasfläche, A gesamte Glasfläche, I_{max} Maximalwert Gesamtstrahlung durch ungeschütztes Einfachfenster für den Auslegungsmonat (W/m^2), $I_{diff,m}$ Maximalwert der Diffusstrahlung analog zu I_{max} (W/m^2), a Trübungskorrektur, **Anh. M 2 Tab. 2 a**, b Durchlaßfaktor der Fenster- und Sonnenschutzeinrichtung (**Tab. 7**), s Speicherfaktor, **Anh. M 2 Tab. 2 b**.

Der Durchlaßfaktor b wird durch Multiplikation der einzelnen Faktoren, z. B. für die zweite Scheibe, für eine Außenjalousie, für ein Sonnenschutzglas und für einen Vorhang ermittelt. Zur Sonnenwärme kommt noch der Wärmedurchgang, dem Temperaturgefälle der Außen- zur Innenluft entsprechend, als Belastung hinzu. Fenster mit reflektierendem Sonnenschutzglas haben niedrigere Wärmedurchgangszahlen als Fenster mit Klarglas.

Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer. Für diesen Wärmedurchgang $\dot{Q}_W$ ergibt sich wegen der mit der Tageszeit sich ändernden Außenlufttemperatur und Sonnenstrahlung nur ein quasi-stationärer Zustand. Dieser Vorgang wird durch die äquivalente Temperaturdifferenz berücksichtigt, mit der sowohl die durch Speichervorgänge bewirkte Dämpfung als auch die zeitliche Verschiebung der Wärmeeinströmung erfaßt wird. Für eine Anzahl charakteristischer Wand- und Dachbauarbeiten ist die äquivalente Temperaturdifferenz in Abhängigkeit von der Flächenorientierung und der Tageszeit für die Klimadaten des Monats Juli ermittelt worden [2]. Die Werte gelten für eine Raumlufttemperatur von 26 °C und eine mittlere Außenlufttemperatur von $t_{am} = 24{,}5\,°C$ (s. Anhang zur VDI-Richtlinie 2078)

$$\dot{Q}_W = k A \Delta t_{äq}. \quad (6)$$

Hierin sind: k Wärmedurchgangszahl in $W/(m^2\,K)$, A Fläche, $\Delta t_{äq}$ äquivalente Temperaturdifferenz in K.

Wärmezufuhr aus Nachbarräumen. Der Wärmestrom wird als Wärmedurchgang berechnet, er ist meist vernachlässigbar klein.

Die Entwicklung der Wärmedurchgangszahlen, Energiedurchgangswerte sowie der Licht- und Maschinenwärme und flächenbezogene Kühllasten bei Bürogebäuden in den letzten dreißig Jahren zeigt die **Tab. 8**.

Tabelle 8. Angaben über Entwicklung Wärme- und Energiedurchgang, Verglasung, Sonnenschutz und flächenbezogene Kühllasten

Jahre	Glas k-Wert $W/(m^2K)$	Glas g-Wert	Sonnenschutz J/b	Licht W/m^2	Maschine W/m^2	Gesamtkühllast W/m^2
1970	4,5	0,95	AJ/0,15	50	45	80–70
1980	2,8	0,65	IJ/0,5	30	35	70–55
1990	1,6	0,40	ZJ/0,25	17	20	50–40
2000	1,0	0,26	IJ/0,3	12	12	40–30

Tabelle 7. Mittlerer Durchlaßfaktor b der Sonnenstrahlung

Gläser	b	Zusätzliche Sonnenschutzvorrichtungen	b
Tafelglas nach DIN 1249[a])		*Außen*	
Einfachverglasung	1,1	Jalousie, Öffnungswinkel 45°	0,15
Doppelverglasung	1,0	Stoffmarkise, oben und seitlich ventiliert	0,3[b])
Dreifachverglasung	0,9	Stoffmarkise, oben und seitlich anliegend	0,4[b])
Absorptionsglas		*Zwischen den Scheiben*	
Einfachverglasung	0,75	Jalousie, Öffnungswinkel 45° mit unbelüftetem Zwischenraum	0,5
Doppelverglasung (außen Absorptionsglas, innen Tafelglas)	0,65		
Vorgehängte Absorptionsscheibe (mind. 5 cm freier Luftspalt)	0,50	*Innen* Jalousie, Öffnungswinkel 45°	0,7
Reflexionsglas		Vorhänge, hell[c]), Gewebe aus Baumwolle, Nessel, Chemiefaser	0,5
Einfachverglasung (Metalloxidbelag außen)	0,65	Kunststoffolien absorbierend	0,7
Doppelverglasung (meist Reflexionsschicht auf der Innenseite der Außenscheibe, innen Tafelglas)		metallisch reflektierend	0,35
Belag aus Metalloxid	0,55		
Belag aus Edelmetall (z. B. Gold)	0,45	Kombinationen	
Glashohlsteine (100 mm), farblos		Kombinationen verschiedener Sonnenschutzanordnungen werden näherungsweise durch Produktbildung der entsprechenden Faktoren erfaßt	
glatte Oberflächen			
ohne Glasvlieseinlage	0,65		
mit Glasvlieseinlage	0,45	Beispiel: 1. Reflexionsglas, Doppelverglasung, Metalloxidbelag auf Tafelglas $(b_1 = 0{,}55)$	
strukturierte Oberflächen (Rippen, Kreuzmuster)		2. Nesselvorhang $(b_2 = 0{,}5)$	
ohne Glasvlieseinlage	0,45	Daraus wird $b = b_1 \cdot b_2 = 0{,}55 \cdot 0{,}5 = \underline{\underline{0{,}28}}$	
mit Glasvlieseinlage	0,35	Es wird allerdings empfohlen, wenn möglich, Meßwerte der Kombinationen heranzuziehen.	

[a]) DIN 1249 Teil 1 Flachglas im Bauwesen; Fensterglas; Begriffe, Maße.
[b]) Vorausgesetzt ist die völlige Beschattung der Glasfläche durch die Markise.
[c]) Bei dunklen Vorhängen sind die Werte um 0,2 zu erhöhen.

2.3 Luftbedarf. Air supply

Die Ermittlung des Luftstroms erfolgt bei Luftheizanlagen nach dem Wärmebedarf, bei Lüftungsanlagen nach der Außenluftrate, dem Schadstoffanteil oder der Luftwechselzahl und bei Luftkühl- bzw. Klimaanlagen nach der Kühl- und Feuchtelast des Raums.

2.3.1 Luftheizung. Air heating

Luftheizungen gehören zu den raumlufttechnischen Anlagen. Der mit Ventilatoren umgewälzte Luftstrom $\dot{V}_h$ in m^3/h errechnet sich nach dem Wärmebedarf und der Differenz zwischen Lufttemperatur am Heizgerät und im Raum

$$\dot{V}_h = \frac{3600\,\dot{Q}_h}{1000\,\varrho\,c_p(t_Z - t_R)}. \quad (7)$$

Hierin sind: $\dot{Q}_h$ Wärmebedarf in W, ϱ Dichte der Luft in kg/m^3, c_p spezifische Wärme der Luft in $kJ/(kg\,K)$, $t_Z - t_R$ Temperaturdifferenz in K, Z Index für Zuluft, R Index für Raumluft.

Die Zulufttemperatur wird bei Aufenthaltsräumen bis 45 °C und bei Industriebetrieben bis 70 °C gewählt. Soweit Luftheizanlagen auch zur Lüftung des Raums dienen und somit ein Teil des Luftstroms aus Außenluft besteht, ist bei der Bemessung des Lufterhitzers neben dem Wärmebedarf noch die Erwärmung der Außenluft auf Raumtemperatur zu berücksichtigen.

2.3.2 Lüftung. Ventilation

Lüftungsanlagen haben i. allg. neben der Filterung eine Vorwärmung der Außenluft, wobei im Lufterhitzer die Außenluft lediglich auf Raumlufttemperatur erwärmt wird.

Außenluftrate. In Aufenthalts- und Arbeitsräumen mit vorwiegend menschlicher Tätigkeit richtet sich der Luftstrom nach der Außenluftrate pro Person, die von der Tätigkeit, der Raumnutzung, insbesondere einer etwaigen Geruchsverschlechterung im Raum, abhängt (DIN 1946 Teil 2, ASR 5). Für den Normalfall liegt der Wert bei 20 bis 40 m^3/h je Person. Aus wirtschaftlichen Gründen wird eine Verringerung der Außenluftrate an kalten und warmen Tagen zugestanden, (**Tab. 9**).

Schadstoffanfall, Entfeuchtung. Sind in Arbeitsräumen die Ergiebigkeit der Luftverschlechterungsquellen bekannt, z. B. die an Apparaten entweichende Menge an Gasen oder Dämpfen, und liegt ein zulässiger Gehalt dieser Gase in der Luft vor, wie es beim MAK-Wert der Fall ist (s. **M 1.3.2**), so ergibt sich der erforderliche Luftstrom in m^3/h aus

$$\dot{V} = \frac{\dot{K}}{k_R - k_A}. \quad (8)$$

Hierin sind: $\dot{K}$ Schadstoffproduktion in mg/h, k Schadstoffkonzentration in mg/m^3 (**Tab. 10**), R Index für Raumluft, A Index für Außenluft.

Tabelle 9. Außenluftrate (DIN 1946 Teil 2, ASR 5)

Tätigkeit, Raumart	Mindest-Außenluftstrom[a] m^3/h, Person
Büro	30
Großraumbüro	50
Versammlungsraum	30
schwere körperliche Arbeit	über 65

[a] Bei intensiver Geruchsbelästigung Zuschlag von 20 m^3/h.

Tabelle 10. MAK-Werte (1982) (s. **Z Tab. 22**)

Stoff	MAK-Wert	
	cm^3/m^3 bzw. ppm	mg/m^3
Aceton	1000	2400
Dichlordifluormethan	1000	4950
Kohlendioxid	5000	9000
Kohlenoxid	30	33
Butan	1000	2350
Propan	1000	1800
Hexan	50	180
Benzol[a]	5	16
Toluol	200	750
Terpentinöl	100	560
Trichlorethylen	50	260
Ammoniak	50	35
Schwefeldioxid	2	5
Chlor	0,5	1,5
Phosgen	0,1	0,4
Ozon	0,1	0,2

[a] Da Benzol als krebserzeugend gilt, ist hier der TRK-Wert angegeben.

Tabelle 11. Luftwechselzahlen

Raumart	Luftwechselzahlen	Flächenbezogener Außenluftstrom
	h^{-1}	$m^3/(h\,m^2)$
Werkstätte ohne Luftverschlechterung	3...6	9...18
Werkstätte mit dichter Besetzung	6...10	18...30
Büroräume	4...8	12...24
Laboratorien	5...15	15...45
Wäschereien	10...15	30...45
Färbereien	5...15	15...45
Lackierereien	10...20	30...60
Gießereien	8...15	24...45
Druckereien	8...10	24...30
WC	10...15	30...45
Umkleiden	8...12	24...36

Luftwechsel. Für die Lüftung von Räumen liegen aus der Erfahrung Luftwechselzahlen vor, mit denen – sofern keine nähere Angabe der Belastung des Raums möglich ist – der erforderliche Luftstrom abgeschätzt wird. In Räumen, in denen eine Geruchsverschlechterung vorliegt, wird der Luftwechsel i. allg. relativ hoch gewählt. Das trifft auch für alle Räume zu, in denen eine besondere Reinheit, bezogen auf Staub, Partikel und Keime gefordert wird. Beispiele für die letzteren Räume sind feinmechanische Werkstätten, EDV-Räume, Operationsräume und reine Produktionsräume der Mikroelektronik, Pharmaindustrie usw., **Tab. 11**.

Der Luftwechsel darf als Maßstab zur Luftstrombemessung nur dann herangezogen werden, wenn der ganze Rauminhalt mit Hilfe turbulenter Mischströmung erfaßt wird. Bei hohen Hallen und/oder bei Luftführung nach dem Verdrängungsprinzip – je nach Ort der Lufteinführung bezogen auf den Nutzbereich des Raums – gilt der Begriff des Luftwechsels nicht, um z. B. die Verdünnung der Schadstoffe im Nutzbereich bei dem gewählten Luftstrom abschätzen zu können.

2.3.3 Luftkühlung. Air cooling

Oft liegt nur die Aufgabe vor, den Außenluftstrom im Sommer abzukühlen, um bei der Lüftung des Raums zugleich einen Kühleffekt zu haben (abgebrochene Kühlung). Wird eine bestimmte Raumlufttemperatur bei warmer Witterung oder bei inneren Wärmequellen verlangt, muß der Luftstrom nach der Kühllast des Raums berechnet werden. Bei der Abkühlung der Luft wird die relative Feuchtigkeit höher. *Kühlluft-*

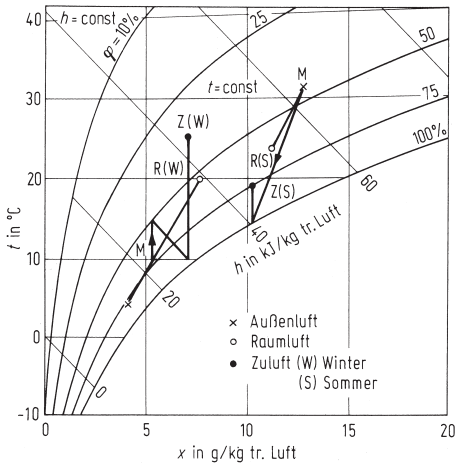


Bild 5. Luftzustandsänderung in einer Klimazentrale, dargestellt im *h*, *x*-Diagramm für feuchte Luft

strom im m^3/h:

$$\dot{V}_K = \frac{3600\,\dot{Q}_K}{1000\,\varrho\,c_p(t_R - t_{ZL})}. \tag{9}$$

Begriffe entsprechend Gl. (7), weiterhin $\dot{Q}_K$ Kühllast.

Die erforderliche *Kälteleistung* für Luftkühlung und Entfeuchtung $\dot{Q}_{KI}$ in kW ergibt sich bei Aussenluft- oder Mischluftbetrieb aus Enthalpiedifferenzen nach **Bild 5** wie folgt

$$\dot{Q}_{KI} = \frac{\dot{V}_K \varrho (h_M - h_Z)}{3600}. \tag{10}$$

Hierin sind: $\dot{V}_K$ Kühlluftstrom in m^3/h, ϱ Dichte der Luft in kg/m^3, h Enthalpie der Luft in kJ/kg_{tr}, M Index Mischluft, Z Index Zuluft.

Zu beachten ist bei der Gl. (9), daß in $\dot{Q}_K$ die latente Wärme enthalten ist, da mit den Enthalpiewerten der feuchten Luft gerechnet wurde. Bei Personen mit leichter Tätigkeit ist also nicht die trockene Wärmeabgabe von 85 W, sondern die Gesamtwärmeabgabe von 120 W einzusetzen.

Frei wählbar ist die Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und Zuluft. Diese richtet sich nach dem lüftungstechnischen System, insbesondere nach den Luftdurchlässen. Sie beträgt bei üblichen Gittern, Düsen und Luftdurchlässen 6 °C und kann bei stark injizierenden Luftdurchlässen bis zu 12 °C gewählt werden [3].

Je nach Ausgangszustand der Luft wird Wasser am Kühler ausgeschieden, also eine Entfeuchtung vorgenommen. Die frei werdende Kondensationswärme muß bei der Kühlerbemessung berücksichtigt werden, desgleichen – was meist der Fall ist – die Abkühlung des Außenluftanteils. Die Luft wird oft soweit abgekühlt, daß eine Nachwärmung auf die Zulufttemperatur notwendig wird. Um nun festzustellen, welcher Luftzustand erreicht wird, ist es zweckmäßig, den Vorgang im *h*, *x*-Diagramm darzustellen (s. **D 9.3.1** und **Anh. D 9 Tab. 1**) [4].

2.3.4 Klimaanlagen. Air conditioning

Der Luftstrom ermittelt sich zumeist aus der Wärmebelastung, also aus der Kühllast des Raums, wobei neben der Wärme auch die im Raum anfallende Wassermenge abzuführen ist. In Räumen mit hoher Luftfeuchtigkeit kann sich der Luftstrom aber auch aus der Befeuchtungsleistung ergeben.

Für den allgemeineren Fall der Wärme- und Wasserabführung gilt die Beziehung ($\dot{G}_W$ Wassermenge)

$$\frac{\dot{Q}_K}{\dot{G}_W} = \frac{\dot{V}_Z(h_M - h_Z)}{\dot{V}_Z(x_M - x_Z)} = \frac{h_M - h_Z}{x_M - x_Z} = \frac{\Delta h}{\Delta x}. \tag{11}$$

Die Zustandsänderung kann im *h*, *x*-Diagramm verfolgt werden, **Bild 5**.

2.4 Leitungen. Ducts and piping

Bei der Förderung von Medien in Rohrleitungen und Kanälen ist der Druckverlust durch innere Reibung an den Wandungen der Leitungen und in Einzelwiderständen wie Umlenkungen, Abzweigen, Armaturen und Apparaten zu überwinden [5]. Der dafür notwendige Förderdruck wird in der Heizungs- und Lüftungstechnik von der Pumpe bzw. dem Ventilator aufgebracht. Bei der Berechnung ist es zweckmäßig, nach dem Druckverlust im geraden Rohr und dem Druckverlust in den Einzelwiderständen zu unterscheiden (s. **B 6.2** und **K 2.9**). Allgemein wird in der Heizungs- und Lüftungstechnik der Druckverlust bezogen auf die Längeneinheit (Druckgefälle) mit *R* und derjenige in Einzelwiderständen mit Z bezeichnet. Beim Rohrreibungsbeiwert λ wird für Stahlrohre ein Rauhigkeitswert von $\varepsilon = 0{,}045$ mm, für Gußrohre von 0,25 mm und für Blechkanäle von 0,15 mm zugrunde gelegt. Der Beiwert des Einzelwiderstands ζ ist vorwiegend durch die Formgebung der Armatur, Umlenkung, Verzweigung, Verengung, Erweiterung oder Drosselvorrichtung u. ä. bestimmt.

2.4.1 Rohrnetz für Warm- und Heißwasserleitungen
Piping system for warm and hot water

In der Heizungstechnik ist die Geschwindigkeit der Flüssigkeit häufig noch nicht bekannt, wohl aber der Wasserstrom. Bekannt ist auch der zulässige Druckabfall und der Linienzug des Rohrstrangs mit der Art und Zahl der Einzelwiderstände. Gefragt ist der Rohrdurchmesser. Zur Berechnung wird das Rohrnetz in Teilstrecken aufgeteilt. Die Berechnungsgleichung läßt sich nicht nach dem Rohrdurchmesser auflösen. Es wird daher eine vorläufige Berechnung mit Schätzwerten durchgeführt, und zwar schätzt man den Anteil der Einzelwiderstände am Druckabfall. Ist dieser Anteil *a*, so ergibt sich für die gerade Rohrstrecke (s. **B 6.2**)

$$\begin{aligned} Rl &= (1-a)\Delta p = \lambda(l/d)(v^2/2)\varrho \\ &= \lambda(l/d^5)(\dot{G}^2/\varrho)(8/\pi^2). \end{aligned} \tag{12}$$

Hierin sind: *R* Druckgefälle, *l* Rohrlänge, *Rl* Druckabfall im geraden Rohr, *d* Rohrdurchmesser, *a* geschätzter Anteil der Einzelwiderstände, λ Rohrreibungsbeiwert, v Geschwindigkeit, ϱ Dichte der Flüssigkeit, $\dot{G}$ Flüssigkeitsstrom.

Die endgültige Rechnung als Nachrechnung wird durchgeführt, um die Schätzung des Druckabfalls der Einzelwiderstände zu korrigieren und die Änderung des Druckabfalls durch den genormten, anstelle des errechneten Durchmessers zu erfassen. Das Verfahren mit dem geschätzten Anteil der Einzelwiderstände ist bei Fernleitungen gut brauchbar, da deren Anteil nur 10 bis 20% beträgt. Sie liefert auch für Haus-Heiznetze noch brauchbare Werte bis zu dem i. allg. vorliegenden Anteil der Einzelwiderstände von etwa 33%. Bei Rohrnetzen, die einen hohen Anteil an Einzelwiderständen haben, wie in Kessel- und Verteilungszentralen und bei Luftleitungen, ist das Verfahren nicht brauchbar. In diesem Fall wird nicht der Anteil der Einzelwiderstände geschätzt, sondern die Strömungsgeschwindigkeit. Es kann dann erforderlich werden, das Rohrnetz mit zwei oder drei Geschwindigkeitswerten durchzurechnen, um eine ausreichende Übereinstimmung mit dem angestrebten Druckabfall zu erreichen. Zur einfacheren Handhabung sind die Gleichungen in Netztafeln und Tabellen dargestellt, in denen, ausgehend vom Was-

serstrom oder der Geschwindigkeit und dem zur Verfügung stehenden Druckgefälle, der gesuchte Rohrdurchmesser abgelesen werden kann.
Diese Art der Rohrnetzberechnung wurde eingeführt, als die Heizungsanlagen noch vorwiegend eine Wasserumwälzung im Schwerkraftbetrieb hatten und der zulässige Druckabfall durch den Gewichtsunterschied der erwärmten und abgekühlten Wassersäule gegeben war. Bei den üblichen max. Heizwassertemperaturen im Vorlauf von 90 °C und im Rücklauf von 70 °C ergibt der Unterschied der spezifischen Gewichte ein Druckgefälle von 1,25 mbar bei einem 4- bis 5geschossigen Haus, also einen zulässigen Druckabfall von 15 bis 20 mbar. Bei der heute allgemein nur noch ausgeführten Pumpenheizung ist der von der Pumpe erzeugte Druck maßgebend. Der Schwerkraftwirkung kommt eine untergeordnete Bedeutung zu, sie darf aber bei hohen Häusern, insbesondere bei größerer Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf wegen der unterschiedlichen Wirkung nicht außer acht gelassen werden. Bei niedrigen Heizwassertemperaturen, also in der Übergangszeit, ist die Wirkung vernachlässigbar, bei hohen Heizwassertemperaturen an kalten Tagen steht aber in den oberen Geschossen ein beträchtlicher zusätzlicher Druck am Heizkörperventil an [6].
Bei der heutigen Art der Rohrnetzausführung für Hausheizungen wird ein verhältnismäßig großer Druckabfall im Heizkörperventil vorgegeben, um die Heizwasserverteilung gut einregulieren zu können. Die Tendenz zu hohem Druckabfall in den Heizkörperventilen wird durch den Einbau von Thermostatventilen gefördert, da durch diese Ventile die Durchflußmenge im Heizkörper auf sehr kleine Werte gedrosselt werden kann.

2.4.2 Rohrnetz für Dampfheizungen
Piping system for steam heating

Bei Niederdruck-Dampfheizungen steht der Druck am Leitungsanfang als Kesseldruck oder Druck am Verteiler zur Verfügung. Dieser Druck muß im ungünstigsten Strang bis auf den Heizkörperventil-Vordruck, der meist 20 mbar beträgt, aufgebraucht werden. Mit einem geschätzten Anteil der Einzelwiderstände wird bei Vorhalten eines gleichmäßigen Druckgefälles R zur jeweiligen Wärmeleistung oder Dampfgeschwindigkeit der Rohrdurchmesser aus Tabellen oder Diagrammen ermittelt. Der Durchmesser der Kondensatleitungen wird nach Erfahrungswerten in Abhängigkeit von der Wärmeleistung festgelegt.
Hochdruck-Dampfleitungen werden innerhalb der Hausheizung kaum noch verwendet, nur noch bei Fernleitungen.

2.4.3 Kanalnetz für raumlufttechnische Anlagen
Duct system for air handing installations

Im Vergleich zum Rohrnetz handelt es sich beim Luftkanalnetz nicht um einen geschlossenen Kreislauf des Mediums, da hinter den Luftdurchlässen an der Versorgungsstelle ein einheitlicher konstanter Druck herrscht, der zumeist mit dem Außendruck übereinstimmt. Das Kanalnetz bzw. der für die Förderung der Luft aufzubringende Gesamtdruck wird dementsprechend getrennt für das Zuluft- und Abluftnetz berechnet. Ferner hat der Druckverlust in den Einzelwiderständen einen wesentlich größeren Anteil am Gesamtdruckverlust, als der Druckabfall im Kanal oder Rohr durch Reibung. Daher ist eine genaue Erfassung des Widerstandsbeiwerts aller Einbauteile und Formstücke wichtig. Bestimmend für die Ausführung des Kanalnetzes sind: Platzbedarf, Förderkosten und Geräuschentstehung im Kanalnetz, letzteres zwingt zur Einhaltung von Grenzgeschwindigkeiten der Luft [7].
Man unterscheidet nach *Niedergeschwindigkeits-* mit Luftgeschwindigkeiten im Kanalnetz von 6 bis 8 m/s und *Hochgeschwindigkeitsanlagen* mit Luftgeschwindigkeiten bis zu 18 m/s. Vor dem Zuluftdurchlaß herrscht i. allg. eine Luftgeschwindigkeit von 1,5 bis 4 m/s, bei speziellen Auslässen – wie Induktionsgeräten – bis ca. 20 m/s.
Der Gesamtdruckverlust nimmt i. allg. in Stromrichtung ab; der statische Druckverlust kann dabei aber der Geschwindigkeitsverminderung entsprechend zunehmen.
Zur Luftförderung werden i. allg. Ventilatoren mit Riemenantrieb eingesetzt. Bei nicht zu großen Unterschieden zwischen rechnerischem und tatsächlichem Druckverlust eines Kanalnetzes kann durch Wahl einer anderen Riemenscheibe, also durch Drehzahländerung des Ventilators, eine entsprechende Korrektur vorgenommen werden.

Berechnung. Hinsichtlich des Rechenverfahrens wird wie beim Rohrnetz eine Unterteilung in Teilstrecken vorgenommen und zur Ermittlung des Gesamtdruckverlusts der Hauptstrang bzw. der ungünstigste Strang zuerst berechnet. Ausgegangen wird dabei vom Luftdurchlaß und der Druckverlust zum Ventilator hin ermittelt. Gewählt wird die Geschwindigkeit am Anfang und am Ende des Strangs, wobei diese Geschwindigkeit im Verlauf des Kanalnetzes vom Ventilator aus betrachtet gleichmäßig abgesenkt werden soll. Zu beachten ist dabei, daß Kanalverbindungen den Druckverlust bei Blechkanälen erhöhen, und zwar um etwa 20%.
Bei Geschwindigkeitsänderung in geraden Kanalstrecken, hinter Stromabzweigen oder bei Querschnittserweiterungen tritt eine Erhöhung des statischen Drucks auf, der als statischer *Druckrückgewinn* bezeichnet wird. Er ergibt sich zu

$$(p_2 - p_1) = 0{,}5 k_u (v_1^2 - v_2^2)\varrho. \qquad (13)$$

Der *Druckumsetzungsfaktor* k_u liegt bei Strömungsverzögerungen hinter Abzweigen im Bereich von 0,7 bis 0,9. Dieser Vorgang tritt besonders an einem langen Zuluftkanal mit einer Reihe von Luftdurchlässen auf, da nach jedem Ausströmen von Luft hinter jedem Gitter eine Verzögerung der Strömung auftritt. Eine gleichmäßige Verteilung des ausströmenden Luftstroms auf die einzelnen Gitter im Zusammenhang mit der Querschnittsbemessung des Verteilstrangs ist rechnerisch schwierig zu lösen. Noch schwieriger gestaltet sich die Berechnung eines Abluftkanalnetzes mit gleichmäßig verteilten Abluftgittern, wenn eine gleichmäßige Verteilung des Abluftstroms auf die einzelnen Gitter erreicht werden soll. Im allgemeinen wird der Druckrückgewinn lediglich bei Hochgeschwindigkeitsnetzen berücksichtigt, um eine bestimmte Verteilung der statischen Druckhöhe im Kanal, z. B. eine annähernd gleiche statische Druckhöhe, zu erreichen [8].
Bei den im Schrifttum vorliegenden Berechnungstabellen für den Druckverlust durch Reibung wird i. allg. der Rohrreibungsbeiwert von $\zeta = 0{,}15$ (Blechkanal) berücksichtigt. Der Druckverlust von Einzelwiderständen wird i. allg. experimentell ermittelt.

2.4.4 Luftführung im Raum. Room air distribution

Die Einführung der Zuluft und Abführung der Abluft unter gleichzeitiger guter Durchspülung des Raums ist die wichtigste aber zugleich auch die schwierigste Aufgabe bei raumlufttechnischen Anlagen. Eine rechnerische Vorausbestimmung der Strömungsvorgänge im Raum ist heute noch nicht möglich. Für theoretische und rechnerische Betrachtungen liegen lediglich Gesetzmäßigkeiten für den isothermischen Freistrahl vor [9]. Auch diese Gesetzmäßigkeiten können nur als richtungsgebende Aussagen gewertet werden, für Berechnungsverfahren reichen die Ansätze noch nicht aus. Bei schwierigen und umfangreichen Bauaufgaben werden daher Anordnung und Bauart der Luftdurchlässe und daraus resultierende Strömungs- und Temperaturfelder im Raum durch Modellversuche ermittelt. Da die Durchspülung des Raums nach Eintritt der Zuluft wesentlich von den im Raum entstehenden Auftriebskräften, also der freien Strömung beeinflußt wird, ist die

quantitative Übertragung von Versuchsergebnissen mit Modellmaßstäben nur sehr begrenzt möglich. Die Versuche werden daher fast ausschließlich in Musterräumen mit den wirklichen Abmessungen durchgeführt.

Außer der guten Durchspülung des Raums sind Lasten, meist eine Wärmelast unter Wahrung eines bestimmten Raumluftzustands, aufzunehmen. Es spielt also das Produkt Volumenstrom × Temperaturdifferenz zwischen Raumluft und Zuluft eine entscheidende Rolle. Bei stärker injizierendem Durchlaß kann eine große Temperaturdifferenz vorgehalten und damit ein kleiner Volumenstrom gewählt werden, was sich aus mehreren Gründen wirtschaftlich auswirkt. Der Bereich der möglichen Temperaturdifferenz liegt je nach Konstruktion des Zuluftdurchlasses zwischen 6 bis 12 K.

Isothermischer Freistrahl

Über den isothermen Freistrahl, also das Eintreten von Luft in einen Raum unter Außerachtlassung der geometrischen Abmessungen des Raums, lassen sich, bezogen auf die *Strahlausbreitung*, die *Eindringtiefe (Wurftiefe)*, die Abnahme der Luftgeschwindigkeit und das *Mischungsverhältnis* mit der Umgebungsluft, folgende Aussagen machen, **Bild 6**:

Runde Düse. Hier gilt

$$v_x/v = x_0/x = (l/m) \cdot d/x. \tag{14}$$

Darin sind: v Geschwindigkeit im Durchlaß-Querschnitt, v_x axiale Geschwindigkeit in der Entfernung x vom Auslaß, m Mischzahl, x Entfernung vom Luftdurchlaß, d Durchmesser, x_0 Kernlänge.

Rechteckige Düse. Bei rechteckigen Luftdüsen ist die Luftverteilung ähnlich derjenigen der runden Durchlässe, bei scharfkantigen und durch Jalousien, Lochgitter oder andere Gitter verengten Durchlässen ist die Lufteinschnürung zu berücksichtigen. Dies geschieht durch einen Faktor K, der je nach Bauart des Luftdurchlasses unterschiedlich ist.

Wegen des allseitigen Nachströmens von Luft bei runden Strahlen, ist das Mischungsverhältnis größer als bei ebenen Strahlen, außerdem ist es abhängig von der Turbulenz. Bei geringer Turbulenz liegen die Werte von m zwischen 0,1 und 0,2, bei großer Turbulenz zwischen 0,2 und 0,3.

Ebener Strahl. Als wichtige Strahlform ist noch der ebene Strahl, also der Lufteintritt aus Schlitzen anzusprechen, zumal die Abnahme der Geschwindigkeit wegen der fehlenden Injektion an den Seiten erheblich geringer ist als bei runden Durchlässen. Dementsprechend wird die Eindringtiefe größer. Wenn ein *Schlitzstrahl* unmittelbar unter der Decke ausgeblasen wird, legt er sich wegen des Unterdrucks an die Decke an. Dieser Effekt wird als *Coanda-Effekt* bezeichnet. Ähnlich legen sich auch Strömungen aneinander an, die in einem zu geringen Abstand nebeneinander ausgeblasen werden. Der Coanda-Effekt tritt also immer auf, wenn das Ausbreitungsvermögen des Luftstrahls seitlich wegen fehlender Injektion behindert ist.

Im Vergleich zum runden Strahl ist der Ausbreitwinkel ebenfalls größer, er beträgt etwa 33° anstelle von 24°.

Bei Strahlen in Deckennähe spricht man von *Halbstrahlen* oder *Wandstrahlen*, da sich der Luftstrahl bei einem Schlitz unmittelbar unter der Decke nicht frei ausdehnen kann.

Nicht isothermischer waagerechter Luftstrahl

Bei der Temperaturdifferenz zwischen Zuluft und Raumluft fällt oder steigt der Strahl zusätzlich zu der durch die Ausbreitung bedingten Höhenänderung [10]. Das Wirken von Auftriebskräften wird durch die Archimedeszahl berücksichtigt. So läßt sich ein abwärts gerichteter runder Warmluftstrahl in seiner Reichweite nach Regenscheid mit folgender Zahlenwertgleichung darstellen

$$x_{max}/d = 1{,}63\sqrt{(x_0/d)(1/Ar)}. \tag{15}$$

Hierin sind (**Bild 4**): Ar Archimedeszahl = Auftriebskraft/Trägheitskraft = $gd\Delta t/(v^2 T_u)$, g Erdbeschleunigung 9,81 in m/s^2, Δt Temperaturunterschied in K, T_u Umgebungstemperatur in K, d Düsendurchmesser in m, x_{max} maximale Reichweite.

Experimentelle Untersuchungen zeigen immer wieder, daß die bisher möglichen Rechenansätze zu Ergebnissen führen, die für eine praktische Anwendung eine zu große Toleranz haben. Die Luftführung im Raum muß daher durch nachträgliche Korrektur an den Luftdurchlässen den wirklichen Verhältnissen angepaßt werden, wenn nicht durch Modellversuche die notwendigen Aussagen ermittelt worden sind. Daher sind verstellbare Luftdurchlässe sowohl hinsichtlich der Strahlenausbreitung, der Eindringtiefe und der Strömungsrichtung bei Anlagen, an die höhere Ansprüche gestellt werden, notwendig [11–13].

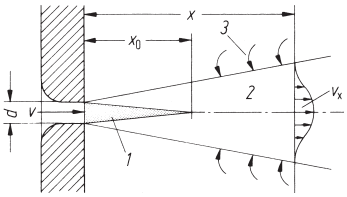
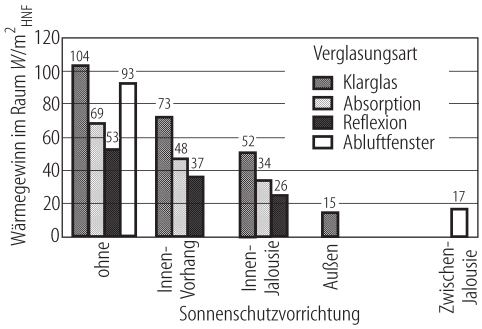


Bild 6. Isothermischer Freistrahl aus einer Düse. *1* Kern, *2* Mischzone, *3* Sekundärluft



Verglasung	Sonnenschutzvorrichtung				
	ohne	Innen-Vorhang	Innen-Jalousie	Außen	Zwischen-Jalousie
Klarglas	104	73	52	15	
Absorption	69	48	34		
Reflexion	53	37	26		
Abluftfester	93				17

Bild 7. Verglasungs- und Sonnenschutzkombination für Bürogebäude

3 Systeme und Bauteile der Heizungstechnik
Heating systems and components

T. Rákóczy, Köln

3.1 Einzelheizung. Individual heating

Einzelheizgeräte haben zur Wärmeerzeugung entweder einen *Feuerraum* zur Verbrennung von festen Brennstoffen, Öl oder Gas (Öfen), oder *elektrische Heizleiter*. Wegen des veränderlichen Wärmebedarfs ist die Wärmeerzeugung bzw. die Heizleistung der Außenwitterung entsprechend zu regulieren. Je nach Konstruktion des Heizgeräts überwiegt die Wärmeabgabe durch *Konvektion* oder *Strahlung*. Der Strahlungsanteil macht eine freie Aufstellung im Raum erforderlich. Wegen der Verbrennungsabgabe ist der Anschluß an einen Schornstein oder eine Abgasleitung nötig, was meist zur Innenwandaufstellung zwingt, **Bild 1**. Geräte, die an einen Wärmeträger angeschlossen sind und bei denen keine Wärmeerzeugung im Raum stattfindet, werden nicht zu den Einzelheizgeräten gerechnet.

3.1.1 Einzelheizgeräte für Wohnräume
Individual heaters for living rooms

Eiserne und keramische *Dauerbrandöfen* für Kohle und Koks haben entweder Durchbrand (*Allesbrenner*) oder Unterbrand (Anthrazitöfen) bei hoher spezifischer Heizleistung von 3500 bis 4500 W/m^2 Ofenfläche. *Ölöfen* mit Verdampfungsbrennern geben ihre Wärmeleistung vorwiegend durch Konvektoren ab. Zur Vereinfachung der Bedienung kann die Zufuhr von einem gemeinsamen Kellertank aus erfolgen. Gasöfen können auch als Außenwandöfen ohne Schornsteinanschluß installiert werden. Der Feuerraum ist dann mit der Außenluft durch getrennte Kanäle für Verbrennungsluft und Abgase verbunden. Schwere speichernde Kachelöfen kommen bei Neubauten nur noch in Sonderfällen vor (DIN 18891).

Die Anforderungen an Öfen wurden in Normen geregelt, bezogen auf den Platzbedarf, die Leistung, das Raumheizvermögen und die Prüfung (DIN 18890 bis DIN 18895). Für Gasöfen sind die Technischen Regeln für Gasinstallation maßgebend (DIN 3364, DIN 3372, TRGI 1972); auch Ölöfen sind in Normen erfaßt (DIN 4731, DIN 4736, DIN 4737). Strom für Heizzwecke wird in *Strahlern* und/oder *Konvektionsgeräten* mit und ohne Ventilator bei Leistungen bis zu 2 kW eingesetzt (DIN 44567 bis DIN 44569). Bei *Elektrospeichergeräten,* die in Schwachlastzeiten mit Strom im Niedertarif aufgeheizt werden, haben die Geräte mit eingebautem Ventilator wegen der guten Regelfähigkeit die meiste Verbreitung gefunden; der Ventilatorbetrieb wird von einem Raumthermostaten je nach Bedarf gesteuert (**Bild 2**) (DIN 44570 bis DIN 44574). Als zweites Elektrospeichersystem hat die *Fußbodenheizung,* bei der die Heizleiter im Estrich verlegt und die Tragkonstruktion als Speichermasse dient, Eingang im Wohnungsbau gefunden, **Bild 3**.

Wegen der mit den Speichermassen verbundenen Regelträgheit muß etwa 1/5 der Heizleistung für den Raum durch ein sofort wirkendes Elektroheizgerät (Direktheizung) erbracht werden, um eine ausreichende Anpassung an Witterungs- und Laständerung zu ermöglichen. Durch die begrenzte Oberflächentemperatur des Fußbodens von 26 bis 29 °C beträgt die spezifische Heizleistung nur 60 bis 90 W/m^2, letztere im nicht begangenen Außenwandbereich (DIN 44576). Der prozentuale Anteil einzelbeheizter Wohnungen am gesamten Wohnungsbestand ist in der Bundesrepublik Deutschland von 85% im Jahre 1960 auf 25% im Jahre 1987 zurückgegangen.

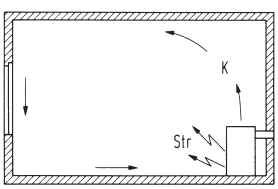


Bild 1. Schema der Wärmeübertragung im Raum bei Innenwandaufstellung von Öfen. K Konvektion, Str Strahlung

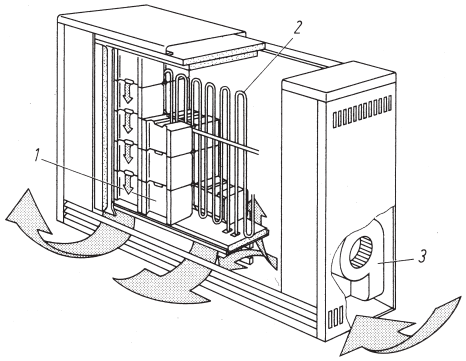


Bild 2. Elektro-Speicherofen der Bauart III (Siemens). *1* Speicherkern, *2* Heizregister, *3* Ventilator

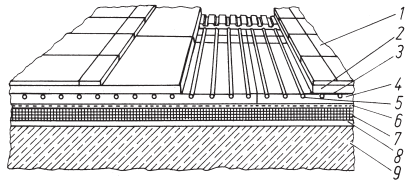


Bild 3. Elektro-Fußboden-Speicherheizung (Trockenbauverfahren). *1* PVC-Bodenbelag, *2* Anhydritplatte, *3* Wärmebremse, *4* Anhydritplatte mit *5* Heizkabel, *6* Maschendraht, *7* Wärmedämmung, *8* Perliteschüttung, *9* Rohbetondecke

3.1.2 Einzelheizgeräte für größere Räume und Hallen
Individual heaters for larger rooms and halls

Anstelle der Öfen treten *Luftheizgeräte,* meist mit Öl- oder Gasfeuerung. Die Wärmeleistung der Großraumgeräte geht bis zu 1000 kW, wobei im Gerät eingebaute Ventilatoren die Luftumwälzung im Raum sicherstellen, **Bild 4**. Bei Heizgerä-

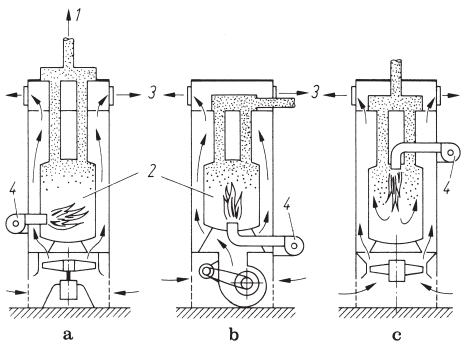


Bild 4 a–c. Ölbefeuerte Warmlufterzeuger verschiedener Bauart. *1* Abgasrohr, *2* Brennkammer, *3* Warmluft, *4* Ölbrenner. **a** Mit Axialventilator und waagerechter Flammenachse; **b** mit Radialventilator und senkrechter Flammenachse; **c** mit Axialventilator (Außenläufer) und Sturzbrenner

ten mit stark injizierenden Weitwurfdüsen wird die Luft bis auf 150 °C an der Düse erwärmt. Die Feuerung hat meist Gebläsebrenner, bei Gas auch atmosphärische Brenner. Anstelle eines großen Geräts werden zur besseren Wärmeverteilung und Regelung oft mehrere Geräte in Werkhallen längs der beiden Außenwände in Form von Wandheizgeräten angeordnet (DIN 4794). Aus Gründen des Umweltschutzes werden heutzutage mehrere kleine Schornsteine auf einem Werksgelände nicht mehr zugelassen (TA-Luft).

Strom und Gas werden auch in *Strahlern,* die oben verteilt im Raum angeordnet werden, verwendet. *Elektrostrahler* bestehen i. allg. aus einem Strahlschirm mit einer von Isoliermasse umgebenen Heizwendel bei einer Temperatur von ca. 400 °C (DIN 44 567). Bei *Gasstrahlern* werden perforierte, keramische Katalytplatten erhitzt, die bei Temperaturen von 800 bis 900 °C in Rotglut geraten. Die Abgase müssen nach draußen abgeführt werden (DIN 3372).

3.2 Zentralheizung. Central heating

3.2.1 Heizungssysteme. Heating systems

Zentralheizungssysteme werden nach dem Wärmeträger als *Warmwasser-, Heißwasser-, Niederdruckdampf-, Hochdruckdampf* und *Luftheizanlage* bezeichnet. Allen gemeinsam ist die Zentrale als Ort der Wärmeerzeugung, das Rohrnetz oder Kanalnetz für die Wärmeverteilung und die Heizkörper und Heizflächen im Raum. Lediglich bei der Luftheizung übernimmt der Wärmeträger direkt die Raumerwärmung über Zu- und Abluftgitter im Raum. Heizkörper werden bevorzugt an der Außenwand angeordnet, große Heizflächen im Fußboden oder in der Decke untergebracht, **Bild 5**. Das Energieeinsparungsgesetz (Heizungsanlagen-Verordnung) schreibt vor, daß Zentralheizungen mit zentralen, selbsttätig wirkenden Einrichtungen zum Verringern bzw. Abschalten der Wärmezufuhr in Abhängigkeit von einer geeigneten Führungsgröße und der Zeit auszustatten sind. Darüber hinaus sind für eine raumweise Temperaturregelung selbsttätig arbeitende Einrichtungen erforderlich.

Das häufigste System ist die *Warmwasserheizung* mit Umwälzung des Heizwassers durch eine Pumpe, wobei die Heizleistung durch Vorgabe des Betriebswerts, z. B. der Vorlauftemperatur am Wärmeerzeuger, zentral der Außenwitterung angepaßt wird. Am Heizkörper findet eine zusätzliche Regelung der Wärmeabgabe im Raum durch thermostatische Steuerung des Heizkörperventils statt. In Nichtwohnbauten ist eine Gruppenregelung zulässig.

Die *Niedertemperaturheizung* mit Wassertemperaturen um 50 °C gehört wegen der Verringerung der Wärmeverluste zu den Energiesparsystemen. Darüberhinaus ermöglichen die niedrigen Vorlauftemperaturen den Einsatz der Wärmeerzeugung mit hohem Wirkungsgrad (NT- bzw. Brennwertkessel, Wärmepumpen).

Wasserheizungen. Es gibt offene und geschlossene Systeme. Bei der geschlossenen Anlage ist das Ausdehnungsgefäß zugleich Druckgefäß für Wassertemperaturen über 100 °C. Unter Berücksichtigung des statischen Drucks wird in den Sicherheitsvorschriften nach Anlagen mit einer maximalen Heizwassertemperatur bis und über 110 °C unterschieden; die letzteren werden als *Heißwasserheizungen* bezeichnet.

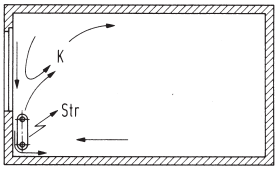


Bild 5. Schema der Wärmeübertragung bei Außenwand-Aufstellung von Heizkörpern. K Konvektion, Str Strahlung

Dampfheizungen. Sie unterscheiden sich im grundsätzlichen Aufbau von der Wasserheizung nur durch die Kondensatleitung als Rücklauf und der am Heizkörper ständig vorgehaltenen hohen Kondensationstemperatur von mindestens 100 °C, wenn von speziellen, seltenen Systemen wie der Vakuumdampfheizung abgesehen wird. Wegen dieses Nachteils und der schlechten zentralen Regelfähigkeit wird die Nieder- und Hochdruckdampfheizung fast ausschließlich nur noch im industriellen Bereich angewendet, so z. B. als Heizmedium für Rippenrohre, Konvektoren und Wärmetauscher in Luftheizgeräten oder Warmwasserbereitern.

Luftheizung. Sie entspricht im Aufbau den raumlufttechnischen Anlagen (s. **M 4**).

Wärmeerzeugung. *Heizkessel* werden zur Wärmeerzeugung mit festen Brennstoffen – Öl oder Gas – betrieben; Strom zur zentralen Wärmeerzeugung bleibt auf Blockspeicher oder *Wärmepumpen* beschränkt.

Der wirtschaftliche Einsatz von wasserdurchflossenen Sonnenkollektoren zur zusätzlichen Wärmegewinnung aus Sonnenenergie wird auch in unseren Breitengraden untersucht.

Bei Wohnblocks in einem Siedlungsgebiet oder bei ganzen Stadtteilen, die von einer gemeinsamen Zentrale aus mit Wärme versorgt werden, ist die Bezeichnung *Block-* oder *Fernheizung* üblich geworden. Die Zentrale wird wegen ihrer Größe als *Heizwerk* bezeichnet; bei der Ausnutzung von Abwärme aus Industriebetrieben oder aus Elektrizitätswerken als Heizkraftwerk (s. **L 3.2**).

3.2.2 Raum-Heizkörper, -Heizflächen
Radiators, convectors and panel heating

Heizkörper

Die meist für die Wasserheizung entwickelten Heizkörper können auch für Dampfheizungen Verwendung finden. Bauformen, zum Teil genormt, sind *Radiatoren* (Gliederheizkörper), *Platten-, Rohrheizkörper, Konvektoren* und die heute weniger verwendeten *Rippenrohre,* **Bilder 6** bis **8**.

Am häufigsten werden die Heizkörper einseitig an das Rohrnetz mit dem *Vorlauf* (Warmstrang) oben und dem *Rücklauf* (Kaltstrang) unten, längere Heizkörper auch wechselseitig angeschlossen. Bei Einrohrheizungen oder bei im Estrich verlegtem Rohrnetz wird auch der untere, einseitige oder wechselseitige und sogar der mittige Anschluß gewählt, **Bild 9**.

Die Wärmeabgabe der Heizkörper muß auf einem anerkannten Prüfstand festgestellt werden; für die genormten Bauformen liegen allgemein gültige Leistungsangaben vor (DIN 4703, DIN 4704).

Unter *Normbedingungen* beträgt der Temperaturabfall im Heizwasser 20 K bei einer Vorlauftemperatur von 90 °C. Bei einer wesentlich größeren Temperaturdifferenz im Heizwasser als 20 K ist anstelle des arithmetischen der logarithmische Mittelwert für die Wärmeübertragung von der Heizfläche an die Raumluft einzusetzen. Bei Niederdruckdampf als Heizmittel liegt eine einheitliche Oberflächentemperatur von 100 °C vor. Metallische Anstriche (Metallbronze) haben geringe Strahlungswärmeabgabe, was eine Leistungsminderung von 10 bis 15% im Vergleich zum Lackanstrich mit sich bringt. In gleicher Größenordnung liegt die Verminderung der Heizkörperleistung beim unteren Anschluß, sofern der Wasserdurchfluß nicht erheblich erhöht wird. Für die Umrechnung auf andere Heizwasser- und Raumlufttemperaturen gilt das Potenzgesetz für die gesuchte Wärmeleistung (Niedertemperaturheizkörper):

$$q = q_n(\Delta t/\Delta t_n)^m.$$

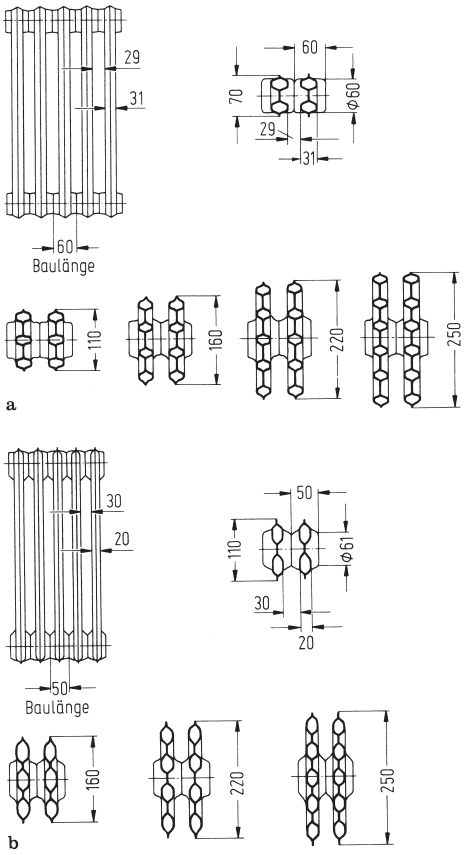


Bild 6a, b. Norm-Radiatoren. **a** Guß-Heizkörper; **b** Stahl-Heizkörper

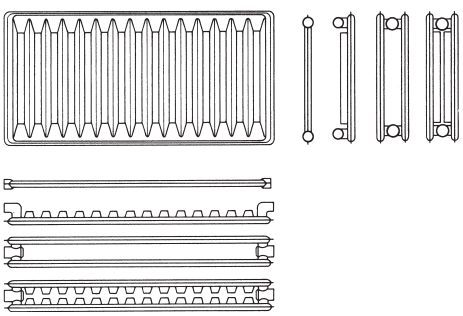


Bild 7. Platten-Heizkörper [5]

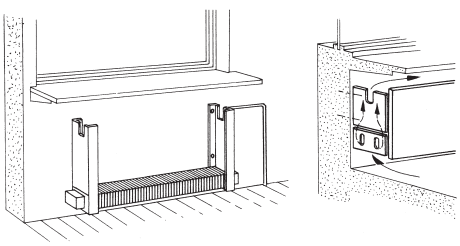


Bild 8. Konvektor (Gea-Happel)

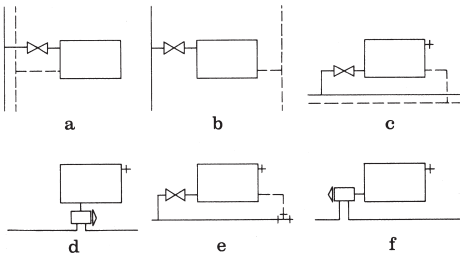


Bild 9a–f. Heizkörper-Anschluß. **a** Gleichseitig; **b** wechselseitig; **c** reitend, zweiseitig; **d** mittig, Vier-Wege-Ventil; **e** zweiseitig, Reduzierstück; **f** einseitig, Vier-Wege-Ventil. **a–c** Zweirohrsystem; **d–f** Einrohrsystem

Hierin sind: q_n Normleistung, $\Delta t_n = 60$ K, Δt gesuchte Übertemperatur, $m = 1{,}25 \ldots 1{,}6$ je nach Heizkörperbauform; Radiatoren und Plattenheizkörper haben i. allg. einen Exponenten $m = 1{,}3$; Konvektoren bis $m = 1{,}6$.

Heizkörper werden aus raumgestalterischen Gründen oft verkleidet. Die Verkleidungen können leistungsmindernd in der Größenordnung von 10 bis 15% wirken, wenn neben der Strahlungswärmeabgabe auch die Luftumwälzung am Heizkörper eingeschränkt wird. Erschwert wird ferner die Zugänglichkeit für die Reinigung. Ebenso bewirkt das Aufstellen von Heizkörpern in Nischen eine Minderung der Wärmeleistung.

Flächenheizung

Die Wärmeübertragung übernehmen große Heizflächen, die entweder Teil der Raumflächen oder großflächig im Raum – meist an der Decke – angeordnet sind. Da der Strahlungsanteil in der Wärmeabgabe größer ist als bei Heizkörpern, wird die Flächenheizung auch als *Strahlungsheizung* bezeichnet. Bei *Fußboden-, Decken-* oder *Wandheizflächen* sind die Heizrohre in die Baukonstruktion integriert; aus physiologischen Gründen liegen die Oberflächentemperaturen im Bereich von 25 bis 45 °C (Niedertemperaturheizung).

Bei dem *Strahlplatten-*(Sunstrip-)System für Fabrikhallen, also für hohe Räume, sind in Deckennähe Rohrregister mit Blechlamellen oder doppelwandige Blechplatten aufgehängt, deren mittlere Oberflächentemperatur je nach Raumhöhe bis zu 145 °C beträgt. Die Niedertemperaturheizung kommt der Forderung nach Energieeinsparung entgegen, da für den Einsatz von Wärmepumpen durch die niedrigen Heizwassertemperaturen günstige Betriebsbedingungen (Leistungsziffern) vorliegen. Wegen der im Raum nicht sichtbaren Heizfläche begünstigen raumgestalterische Aspekte die Anwendung der Flächenheizung.

Fußbodenheizung. Bei dieser Art werden die Rohre in oder unter dem Estrich verlegt [1]. Je nachdem, ob eine Wärmeabgabe nur nach oben (Bungalow) oder auch nach unten (Geschoßbau) erwünscht ist oder zugelassen wird, wird die Dicke der Isolierschicht unter den Rohrschlangen gewählt. Als Rohrmaterial wird Stahl, Kupfer und heute vorwiegend Kunststoff verwendet. Bei Kunststoffrohren tritt je nach Beschaffenheit in unterschiedlichem Maße Sauerstoffdiffusion auf, daher sind Vorkehrungen zum Korrosionsschutz der metallischen Anlagenteile erforderlich (z. B. Anlagentrennung durch Wärmetauscher [2]. Die Rohre haben eine Nennweite von 1/2 bis 3/4″ bei einem Rohrabstand von 15 bis 30 cm, je nach erforderlicher Heizleistung, **Bild 10**. Wegen der Fußberührung soll die max. Fußbodentemperatur 26 °C nicht überschreiten. An wenig begangenen Stellen, z. B. an der Außenwand, kann sie bis zu 29 °C betragen. Die max. Heizwassertemperatur hängt von der Einbauart der Rohre ab; bei einbetonierten Rohren zwischen 45 und 50 °C, um Risse im Beton zu

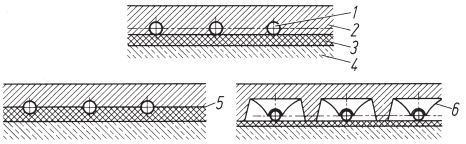


Bild 10. Warmwasser-Fußbodenheizung; verschiedene Bauarten [9]. *1* Heizrohr, *2* Estrich, *3* Wärmedämmung, *4* Betondecke, *5* Wärmeverteilungsblech (Folie), *6* Längsrippe

vermeiden. Die Heizleistung einer Fußbodenheizfläche ist also spezifisch gering, sie liegt zwischen 70 und 105 W/m^2. Dementsprechend muß eine gute Wärmedämmung der Außenflächen vorhanden sein, die heute durch die erhöhten Forderungen an den Wärmeschutz nach dem Energieeinsparungsgesetz im Gegensatz zu früher gegeben ist (DIN 4725).

Deckenheizung. Sie wird heute weniger mit einbetonierten Rohren ausgeführt, eher mit Kupferrohren in der Putzdecke, meist als untergehängte Heizdecke mit lamellenbesetzten Heizrohren im Hohlraum, deren Heizwassertemperatur 75 °C betragen kann. Im Wohnraum darf die Deckentemperatur max. bei 35 °C liegen, sonst ist bei der üblichen Wohnraumhöhe mit einer Strahlungsbelästigung zu rechnen. Wegen des geringen konvektiven Wärmeübergangs ist die Heizleistung trotz der höheren Oberflächentemperatur nur etwa doppelt so hoch wie die der Fußbodenheizung.

Strahlplattenheizung. In Hallen und hohen Räumen ist diese von Vorteil, weil das senkrechte Temperaturgefälle günstiger als bei anderen Heizsystemen, insbesondere der Luftheizung ist, eine bessere Erwärmung des Fußbodens stattfindet und die Möglichkeit besteht, durch stärkere oder geringere Bestrahlung von Teilen der Halle sich der Raumnutzung anzupassen. Die Strahlungsheizflächen werden meist im oberen Raumteil angeordnet, oft nahe der Dachfläche, in horizontaler oder leicht schräg geneigter Anordnung. Die Bänder oder Heizplatten werden je nach Raumhöhe bis zu Heißwassertemperaturen mit einer Vorlauftemperatur von 180 °C betrieben, **Bild 11**.

Luftheizgeräte

Luftheizgeräte mit zentraler Rohr-Wärmeversorgung bestehen aus lamellenbesetzten Wärmeaustauschern und Ventilatoren zur Intensivierung der Luftumwälzung; daher erfolgt die Wärmeabgabe an den Raum fast ausschließlich durch Konvektion. Diese Geräte werden für größere Räume an der Wand oder an der Decke angeordnet (**Bild 12**), für kleinere Räume auch in Truhenform unter den Fenstern. Zentrale Luftheizanlagen mit Kanalnetz und Luftdurchlässen im Raum werden als Kleinanlage in Einfamilienhäusern eingebaut, zum Teil mit dem Wärmeerzeuger im Raum (Kachelofen-Luftheizung) (**Bild 13**) [3]. Die allgemeine Ausführung und Ausstattung entspricht den RLT-Anlagen (s. **M 4**).

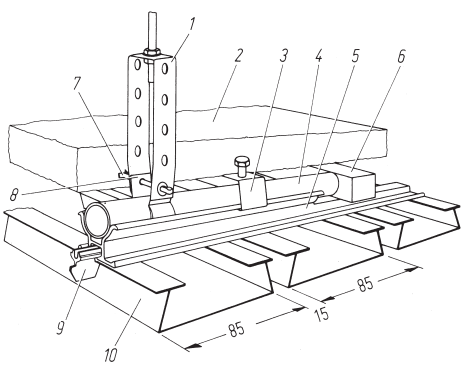


Bild 11. Zent-Frenger-Streifendecke. *1* Lochband, *2* Isoliermatte, *3* Spannfeder, *4* Registerrohr, *5* Kontaktschiene, *6* Verteilrohr, *7* Splint, *8* Bride, *9* Zahnleiste, *10* Stahlplatte – Streifenprofil

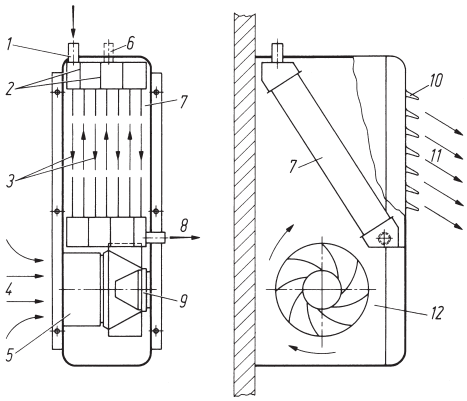


Bild 12. Luftheizgerät (Gea-Happel). *1* Vorlaufstutzen, *2* Trennstege (entfallen bei Dampf), *3* Wasserführung im Element, *4* Kaltlufteintritt, *5* Luftansaugstutzen, *6* evtl. Dampfeintritt, *7* Rippenrohr-Element für Heißwasser, Warmwasser oder Dampf, *8* Wasserrücklaufstutzen oder Dampfkondensatstutzen, *9* Außenläufermotor mit Lüfterrad, Aluminium, *10* Luftleitjalousie, *11* aufgewärmte Luft, *12* Stahlblechgehäuse

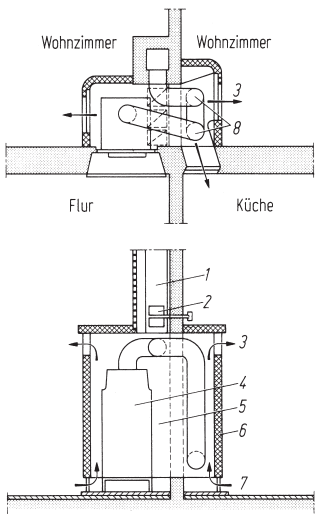


Bild 13. Kachelofen-Mehrzimmerheizung ohne Ventilator. *1* Warmluftkanal, *2* Drosselklappe, *3* Warmluft, *4* Einsatzofen, *5* Heizkammer, *6* Kachelmantel, *7* Kaltluft, *8* Heizrohre

3.2.3 Rohrnetz. Piping system

Wasserrohrnetz

Wird für das Heizwasser der Vorlauf-(Zulauf-) und der Rücklauf-(Ablauf-)Rohrstrang getrennt geführt, wird es als *Zweirohrsystem* und im Falle nur eines gemeinsamen Rohrzugs für Vor- und Rücklauf als *Einrohrsystem* bezeichnet. In den heutigen Rohrnetzen wird die Wasserförderung von Pumpen übernommen; der früher übliche Umlauf des Heizwassers nur durch Schwerkraftwirkung scheidet bei Neuanlagen aus. We-

gen der Wasserausdehnung beim Erwärmen gehört zum Rohrnetz ein Ausdehnungsgefäß, das bei einer offenen Anlage oben am höchsten Punkt des Rohrnetzes und bei einer geschlossenen Anlage als Druckgefäß unten oder oben angeordnet werden kann, **Bild 14**. Die *geschlossene* Anlage wird bevorzugt und fast ausschließlich gebaut, da der Sauerstoffzutritt in die Anlage weitgehend verhindert und damit die Korrosionsgefahr erheblich eingeschränkt wird, **Bild 15**. Auch bei einer offenen Anlage sollte aus Korrosionsgründen eine Wasserzirkulation im Ausdehnungsgefäß unterbunden werden (**Bild 14**) [4]. Es bestehen sowohl für die offene als auch für die geschlossene Anlage Vorschriften über sicherheitstechnische Einrichtungen, die nach *Warmwasseranlagen* bis zu einer max. Temperatur bis 110 °C (DIN 4751, Teile 1–4) und *Heißwasseranlagen* über 110 °C (DIN 4752) unterteilt sind, **Bild 16**.

Bei Heißwasseranlagen für Fernheizungen und Industrieanlagen werden Heizwassertemperaturen von 130 bis 180 °C gefahren. Im System wird mittels Gas-, Dampfpolster, Luftkompressor oder Diktierpumpe ein Druck aufrechterhalten, der eine Dampfbildung im Rohrnetz verhindert, **Bild 17**.

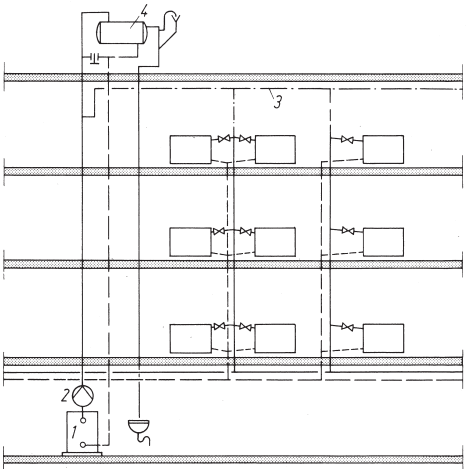


Bild 14. Zweirohranlage mit offenem Ausdehnungsgefäß. *1* Kessel, *2* Pumpe, *3* Entlüftungsleitung, *4* Ausdehnungsgefäß

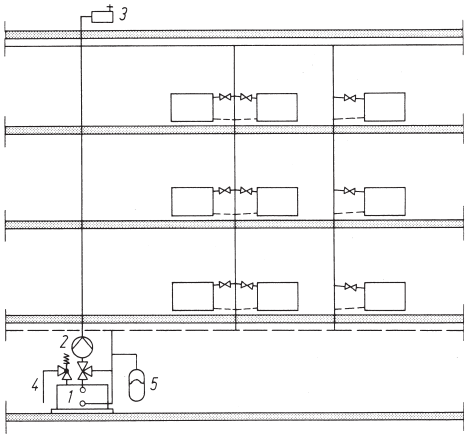


Bild 15. Einrohr-Anlage mit geschlossenem Ausdehnungsgefäß. *1* Kessel, *2* Pumpe, *3* Lufttopf, *4* Sicherheitsventil, *5* Ausdehnungsgefäß

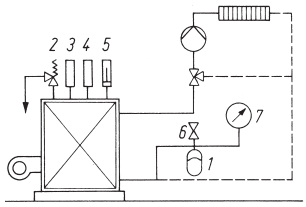


Bild 16. Sicherheitseinrichtungen für geschlossene Anlagen mit einer Heizwassertemperatur bis 110 °C. *1* Ausdehnungsgefäß, *2* Sicherheitsventil, *3* Sicherheitsthermostat, *4* Regelthermostat, *5* Thermometer, *6* Entlüftungsventil, *7* Manometer

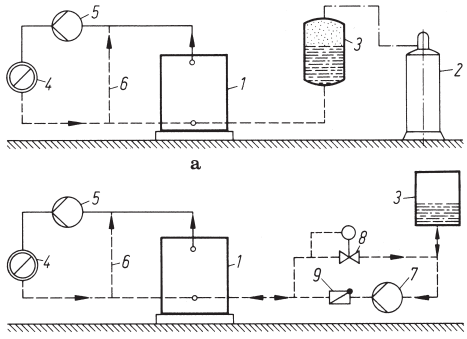


Bild 17a, b. Druckhaltung bei Heißwasser-Heizung mit Gaspolster (**a**) und mit Druck-Diktierpumpe (**b**). *1* Kessel, *2* Druckgasflasche, *3* Ausdehnungs- und Druckgefäß, *4* Wärmeverbraucher, *5* Umwälzpumpe, *6* Mischleitung, *7* Druckpumpe, *8* Überströmventil, *9* Rückschlagklappe

Aus betrieblichen und wirtschaftlichen Gründen wird bei größeren oder unterschiedlich genutzten Anlagen das Rohrnetz in Heizgruppen unterteilt, um eine bessere Anpassung an die jeweilige Belastung durch unterschiedliche Heizwassertemperaturen zu erreichen, **Bild 37**.

Dampfrohrnetz

Dampfrohrnetze für Heizungsanlagen haben meist eine *Rücklaufleitung*, in der das *Kondensat* zur Wärmeerzeugung zurückgeführt wird. Wenn das Kondensat dem Wärmeerzeuger nicht mit Gefälle zufließen kann, müssen Kondensatpumpen eingesetzt werden. Auch die Dampfleitung muß wegen der Entwässerung ein Gefälle in Strömungsrichtung haben, bei längeren Dampfleitungen mit Zwischenentwässerung über *Kondensatabscheider*. Für Heizzwecke wird zumeist *Niederdruckdampf* bis zu einer Temperatur von 105 °C verwendet (DIN 4750), aber auch *Hochdruckdampf* im Bereich der Industrie oder für Fernheizungen als Wärmeträger. Für die Heizung von Aufenthaltsräumen wird Dampf wegen der hohen Oberflächentemperatur an den Heizkörpern und wegen der schlechten zentralen Regelmöglichkeit kaum noch verwendet. Auch in der Industrie werden fast nur noch Luftheizgeräte an Dampfheiznetze angeschlossen, **Bild 18**.

Verlegungsart

Das Rohrnetz besteht aus den horizontalen Verteil- und Sammelleitungen und den senkrechten Strängen.

Bei *Einrohrsystemen* ist nach waagerechter oder senkrechter Einrohrheizung zu unterscheiden. Die waagerechte Einrohrheizung hat an Steigestränge angeschlossene Verteilringe in jedem Geschoß, **Bild 19**.

Während bei der *Zweirohranlage* jeder Heizkörper die gleiche mittlere Heizwassertemperatur hat, ergibt sich beim Ein-

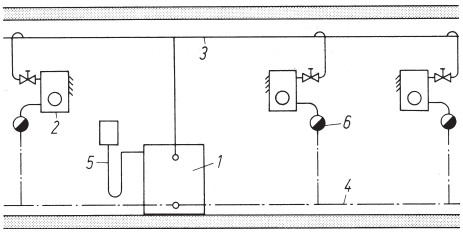


Bild 18. Luftheizgerät mit Niederdruckdampf-Versorgung. *1* Niederdruckdampfkessel, *2* Lufterhitzer, *3* Dampfleitung, *4* Kondensatleitung, *5* Standrohr, *6* Kondenstopf

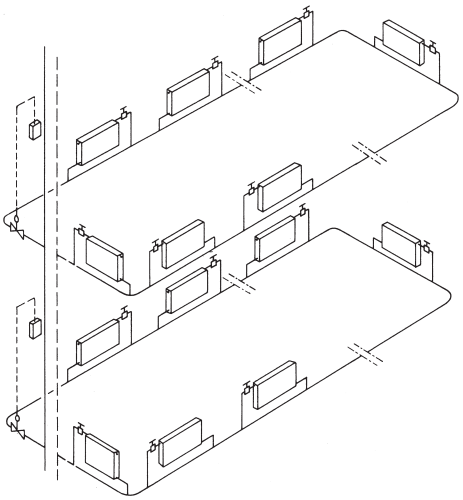


Bild 19. Waagerechte Einrohrheizung im mehrgeschossigen Bau mit geschoßweiser Regelung

rohrsystem eine Abstufung der Heizwassertemperatur vom ersten bis zum letzten Heizkörper des jeweiligen Rings; bei gleicher Wärmeleistung erhalten also die Heizflächen verschiedene Größen. Je nachdem, ob das gesamte Wasser den Heizkörper durchfließt oder ein Teilstrom in einer Kurzschlußstrecke am Heizkörper vorbeifließt und sich vor dem nächsten Heizkörper wieder mischt, erhält man unterschiedliche Auslegungs- und Betriebsbedingungen. Die letztere Ausführungsart ist zu empfehlen, da die Heizkörper ohne große Beeinflussung untereinander an- und abgestellt werden können. Anstelle der üblichen Heizkörperventile treten dann Drei- oder Vierwegeventile, **Bild 20**.

Material

Wegen der Ausführung des Rohrnetzes und des Rohrmaterials wird auf **K 2.8** verwiesen. Die Rohrbewegung darf zu keiner Geräuschbelästigung Anlaß geben, weder über die Rohrleitung noch über das Bauwerk (DIN 4109). Halterungen, Rohrschellen, Hülsen zur Rohrführung müssen eine Auskleidung mit Dämmstoff haben, nackte Rohre in Wand- und Deckendurchbrüchen sind mit Isoliermaterial zu umwickeln. Die Rohrverbindung erfolgt i. allg. heute durch Schweißung. Die Rohre werden auf Biegevorrichtungen kalt oder warm gebogen. Für im Estrich verlegte Rohre werden Kupfer- oder Weichstahlrohre verwendet, die auch mit Kunststoffmantel geliefert werden.

Rohre sind wegen des Wärmeverlusts zu isolieren. Das Isoliermaterial darf nicht brennbar sein; es besteht daher zumeist aus Glasfaser oder Steinwolle, das durch Hartmantel, Kunststoffbandage oder Blechverkleidung geschützt wird.

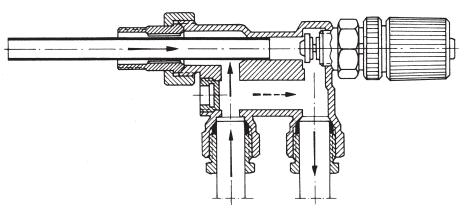


Bild 20. Vierwege-Ventil für Einrohrheizung (Oventrop)

3.2.4 Armaturen. Valves and fittings

Zu Konstruktion und Anwendung von *Ventilen, Schiebern, Hähnen* und *Klappen* wird auf **K 2.9** verwiesen.

Für Heizkörper sind besondere Ventile entwickelt worden, bei denen die Wasserverteilung im Netz durch einen festen einzustellenden Drosselquerschnitt (Voreinstellung) einreguliert werden kann, **Bild 21**. Bei hochwertigen Ventilen geschieht dies anhand der Ventilkennlinie **Bild 22**. Das ist besonders notwendig bei Heizsystemen mit großer Temperaturspreizung, z. B. Vorlauftemperatur 100 °C, Rücklauftemperatur 50 °C, in hohen Häusern, wegen den nicht zu vernachlässigenden unterschiedlichen Einflüssen der Auftriebswirkung. Die *Feinregulierventile* müssen einen hohen Druckabfall von 50 bis 100 mbar haben, um die Schwerkraftwirkung auf die Wasserumwälzung weitgehend zu unterbinden. Bei Drosselung der Ventilquerschnitte und hohem Druckabfall ist auf die mögliche Geräuschentstehung zu achten.

Zur Einzelraumregelung werden Heizkörperventile als *Thermostatventile* mit einem über Ausdehnungskörper direkt wirkenden Regler kombiniert, **Bild 37**. Zur Einregulierung der Wasserverteilung sind dabei Rücklaufverschraubungen mit Drosselquerschnitt am Heizkörper für die Voreinstellung, also eine Trennung von Regelventil und Regulierquerschnitt zweckmäßig.

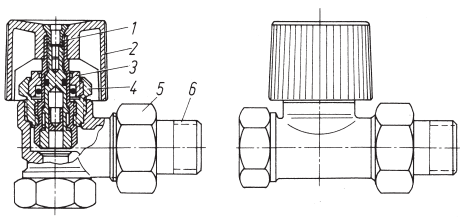


Bild 21. Heizkörper-Ventil (Gampper-Armaturen). *1* Handradschraube, *2* Handrad, *3* Spindelabdichtung, *4* Oberteil, *5* Tüllenmutter, *6* Tülle

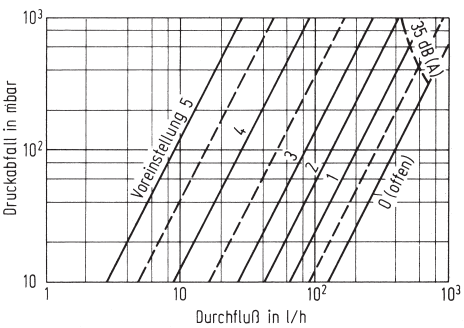


Bild 22. Heizkörper-Ventil-Kennlinien (Gampper-Armaturen)

Zur gruppenweisen Drosselung werden Ventile mit profiliertem Kegel und definiertem Regelverhalten verwendet. *Drosselklappen* finden nur gelegentlich Verwendung.
Ist bei Rückflußverhinderung kein dichter Abschluß erforderlich, werden *Rückschlagklappen* oder *Rückschlagventile* eingesetzt.
Zu *Kompensatoren* zur Aufnahme der Rohrausdehnung wird auf **K 2.8.5** verwiesen.
Kondensatableiter in der häufigsten Bauform als Kondenstopf bezeichnet, sollen das Kondensat drucklos an die Kondensatleitung übergeben, **Bild 18**. Dabei muß verhindert werden, daß Dampf in die Kondensatleitung übertritt. Der zeitweilige Verschluß wird durch *Schwimmer* oder *Ausdehnungskörper* erreicht. Düsenableiter haben ebenso wie Labyrinthableiter einen geringfügigen Dampfverlust. In der einfachsten Form können auch Wasserschleifen, deren Höhe dem Überdruck entspricht, Verwendung finden.

3.2.5 Umwälzpumpen. Circulating pumps

Die Leistung der Pumpe, d. h. die Förderhöhe und die Fördermenge, ergibt sich aus der Rohrnetzberechnung (s. **B 6.2**). Der Einbau der Pumpe kann im Vorlauf oder im Rücklauf erfolgen. Je nach Abschluß des Ausdehnungsgefäßes (*offene Anlage*) oder Druckgefäßes (*geschlossene Anlage*) auf der Druck- oder Saugseite der Pumpe liegt der Betriebsdruck unter oder über dem der Ruhedrucklinie, **Bild 23**. Vermieden werden muß Unterdruck zum atmosphärischen Druck an den obersten Heizkörpern, damit keine Luft am Heizkörperventil oder Entlüftungsventil eindringt und zu Luftansammlung im Heizkörper führt. Die Anordnung der Pumpe im Vorlauf wird wegen des günstigeren Druckverlaufs aber auch wegen der umfassenderen Regelmöglichkeit bei der Bildung von Heizgruppen bevorzugt (s. **M 3.2.8**).
Als Pumpen werden ausschließlich Kreiselpumpen verwendet, die durch Elektromotore, meist direkt gekuppelt, angetrieben werden (s. **R 3**). Entsprechend den geforderten Leistungsdaten wird die Pumpe nach der Pumpenkennlinie so ausgewählt, daß der Betriebspunkt – das ist der Schnittpunkt der Pumpenkennlinie – mit der Rohrnetzkennlinie in einem günstigen Wirkungsgrad- und Regulierbereich liegt. Die umlaufende Wassermenge ändert sich mit der Belastung der Anlage nur geringfügig, **Bild 24**. Bei größeren Wassermengen wird die Umwälzung auf mehrere Pumpen verteilt, die im Parallelbetrieb arbeiten; es wird dem Leistungsbedarf entsprechend auch nach *Tag-* und *Nachtpumpen* unterschieden. Zur Energieeinsparung werden auch Pumpen kleiner Leistung bereits mit Drehzahlregelung eingesetzt. Meist werden zur Erhöhung der Betriebssicherheit Reservepumpen vorgesehen, so auch Zwillings- oder Doppelpumpen.
Zu achten ist auf die mögliche Geräuschübertragung im Gebäude, die eine gute körperschallgedämmte Befestigung oder Aufstellung der Pumpen notwendig macht. Weiterhin muß, um Kavitationserscheinungen zu vermeiden, ausreichender Zulaufdruck im System vorhanden sein. Im Bereich der Heizungsanlagen liegt der notwendige Förderdruck bei 0,3 bar für eine Heizleistung von 50 bis 1 000 kW, wobei die horizontale Ausdehnung des Rohrnetzes etwa 200 bis 1 000 m beträgt. Häufig können dafür Rohrpumpen verwendet werden, deren Leistungsbereich bis zu etwa 75 m^3/h Fördermenge und 1,3 bar Förderhöhe verläuft, **Bild 25**.

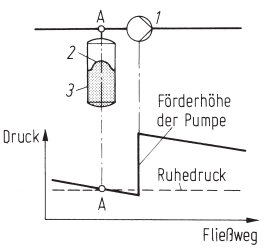


Bild 23. Druckverlauf in geschlossener Heizungsanlage. *1* Pumpe, *2* Membrane, *3* Ausdehnungsgefäß

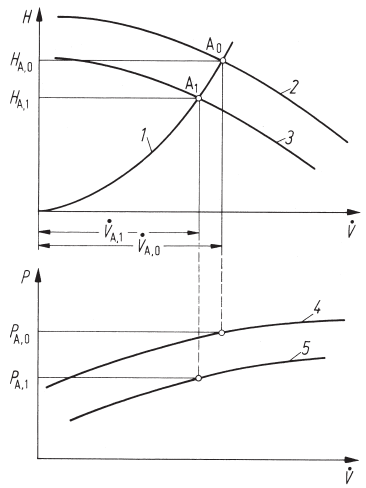


Bild 24. Betriebspunkt einer Pumpen-Heizungsanlage mit zwei Drehzahlstufen (Grundfoss). *1* Rohrnetzkennlinie, *2* max. Drehzahl, n_{max}, *3* min. Drehzahl, n_{min}, *4* max. Stufe, *5* min. Stufe

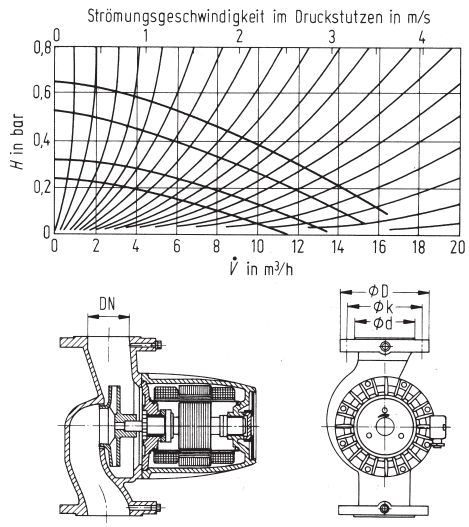


Bild 25. Bauform und unterschiedliche Förderkennlinien für eine Rohrpumpe (Wilo-Werk)

3.2.6 Wärmeerzeugung. Heat generation

Heizkessel (DIN 4702)

Die Kessel in der Heizungstechnik sind *Guß-* oder *Stahlkessel*, die in der gleichen Grundkonstruktion – bis auf einige Zusatzteile – als Wasser- und Dampfkessel verwendet werden. Der Feuerraum muß der Art des Brennstoffs und der Flammbildung entsprechend ausgebildet sein, um einen wirtschaftlichen Feuerwirkungsgrad zu erreichen (Heizungsverordnung).

Öl und Gas werden mit vorgesetzten Gebläsebrennern aus Düsen verbrannt oder in eingebauten atmosphärischen Brennern.

Seit dem Anstieg der Energiepreise in den 70er Jahren findet eine Entwicklung der Kesselkonstruktionen mit höheren Wirkungsgraden im Teillastbetrieb statt, **Bild 26**. Dies geschieht hauptsächlich durch Herabsetzen der Abgastemperaturen – bei *Niedertemperaturkesseln* bis oberhalb des Taupunkts von Wasserdampf (50 bis 60 °C bei Stadt- und Erdgas, 40 bis 50 °C bei Heizöl), bei *Brennwertkesseln* (überwiegend bei Gas) unter den Taupunkt –, wobei die durch Wasserdampfkondensation im Abgas frei werdende Wärme zusätzlich rückgewonnen wird. Zum Vermeiden von Korrosionen im Feuerraum sind durch Wahl des Materials, der Konstruktion oder durch innere Auskleidung Kessel – auch kleiner Leistung – für niedrige Heizwasser- und Abgastemperaturen entwickelt worden; so bei Niedertemperaturkesseln die Konstruktionen mit Trockenkammer oder mit mehrschaligen Heizflächen, *Zweikreiskessel* oder *Kessel mit Beschichtung* [5] sowie bei *Brennwertkesseln Kondensationskessel* (ganz oder teilweise aus Edelstahl) oder Kessel mit nachgeschaltetem *Rekuperator*, Gußkessel mit großer Wärmetauscherfläche und modulierendem Brenner oder Kessel mit geringem Luftüberschuß, die nach dem Pulsationsprinzip arbeiten, **Bild 27** [6].

Die SO_2-Emission wird weitgehend vom Brennstoff her bestimmt und deshalb werden hier die primären Maßnahmen bereits bei dem Aufbereiten des Brennstoffs vorgenommen. Die wichtigsten feuerungstechnischen Maßnahmen zum Verringern der Stickoxid-(NO_x-)Bildung sind: Verbrennung mit günstiger Luftzahl, zwei- oder mehrstufiger Brennerbetrieb, Herabsetzen der Verbrennungstemperaturen durch Flammenkühlung, Verkürzen der Verweilzeiten bei hohen Temperaturen, Senken der Lufttemperatur und der Brennerraumbelastung, Abgaszirkulation.

Die *Grenzwerte* für NO_x-Emissionen liegen nach TA-Luft für Heizöl bei 250 mg/kWh und für Gas bei 200 mg/kWh. Es wurden Brennersysteme entwickelt, bei denen mit passenden Brennerräumen die spezifischen Emissionen unter den vorgeschriebenen Werten liegen, ohne Erhöhung der CO-Emissionen. So weisen bei Heizöl die Verdampfungs-, Öldruckzerstäuber- und Ölbrenner (Farbe der Flamme gelb) 200 mg/kWh, Ölbrenner und Druckluftbrenner (Farbe der Flamme blau) 150 mg/kWh auf. Bei *konventionellen Gasbrennern* ohne Gebläse liegen die spezifischen Emissionen teilweise oberhalb des Grenzwerts, Gasbrenner ohne Gebläse mit NO_x-reduzierender Flammenkühlung emittieren 160 mg/kWh und Gebläsebrenner 110 mg/kWh. Die NO_x-mindernden Technologien sind gegenwärtig noch in einer intensiven Entwicklung begriffen. Hier sind jeweils Maßnahmen nach dem Stand der Technik gefordert [7].

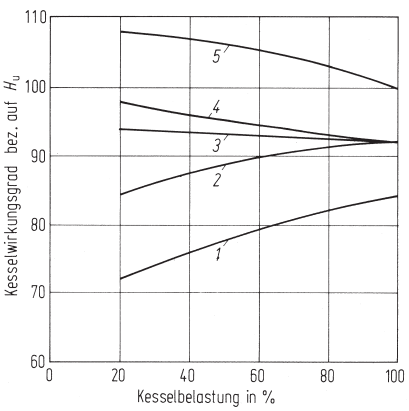


Bild 26. Nutzungsgrade verschiedener Heizkesselkonstruktionen. *1* alter Heizkessel nach *DIN 4702* (1967) bei $\eta_K = 84\%$, Kesselwassertemperatur konstant ca. 80 °C, Feuerung ein-aus, *2* neuer Heizkessel nach *DIN 4702* (1988) bei $\eta_K = 92\%$, Kesselwassertemperatur konstant ca. 80 °C, Feuerung ein-aus, *3* neuer Niedertemperaturheizkessel, $\eta_K = 92\%$, Kesselwassertemperatur als Funktion der Außentemperatur, Feuerung ein-aus, *4* neuer Niedertemperaturheizkessel, $\eta_K = 92\%$, Kesselwassertemperatur als Funktion der Außentemperatur, Feuerung modulierend, *5* neuer Brennwertheizkessel $\eta_K = 99\%$, Kesselwassertemperatur als Funktion der Außentemperatur, Feuerung modulierend, Heizsystem der Brennwerttechnik voll angepaßt

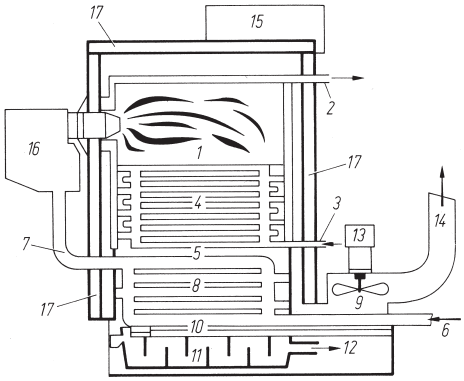


Bild 27. Schema des Brennwertkessels (Veritherm). *1* Brennkammer, *2* Vorlaufanschluß, *3* Rücklaufanschluß, *4* Wärmetauscher aus Stahl, *5* Temperaturzone ca. 60 °C, *6* Vorwärmer für die Brennerluft, *7* Brennerluft – vorgewärmt, *8* Wärmetauscher aus Kunststoff, *9* Temperaturzone ca. 35 °C, *10* Bodenwanne, *11* Katalysatorschublade, *12* Abflußanschluß, *13* Sauggebläse, *14* Abgasleitung, *15* Kesselsteuerung, *16* Brenner, *17* Wärmedämmung

Gußkessel. Er war lange Zeit wegen seiner Korrosionsbeständigkeit und wegen des großen Anteils der Koksfeuerung vorherrschend, zumal in der Gliederbauweise eine individuelle Leistungsanpassung und gute Reparaturmöglichkeit gegeben ist. *Kleinkessel* haben Leistungen bis zu 60 kW, *Mittelkessel* bis 200 kW und *Großkessel* bis zu 700 kW.

Stahlkessel. Sie gibt es für den gesamten Leistungsbereich in zahlreichen Fabrikaten, angefangen beim Kleinkessel für eine Wohnung bis zu Einheiten mit einer Leistung von 3 500 kW.

Brennstoff. Die Brennstoffarten, die in Kesselanlagen eingesetzt werden dürfen, sind durch die Immissionsschutzbestimmungen festgelegt. Aus Gründen der Wartung, Bedienung und des Umweltschutzes werden Öl- und Gaskessel den festen Brennstoffen vorgezogen. Die gestiegenen Brennstoffpreise der 70er und frühen 80er Jahre sowie die Energieknappheit führten aber zur Weiterentwicklung und zu vermehrtem Einsatz der Konzeptionen mit festen Brennstoffen. In der Folge erreichten mechanisch beschickte Feuerungsanlagen einen hohen Automatisierungsgrad und Sicherheitsstandard. Die Umstellbarkeit eines Öl- oder Gaskessels auf feste Brennstoffe wurde wieder ins Gespräch gebracht. Neue Forderungen des Umweltschutzes, die komplexe Anlagentechnik, die hohen Kosten für Wartung und Bedienung sowie die Preisverhältnisse bei den Brennstoffen schränken z. Z. die weitere Entwicklung und den Einsatz von Kesseln mit festen Brennstoffen auf spezielle Bereiche (Großanlagen) ein.

Kombikessel. Ein- und Mehrfamilienhäuser, etwa bis zu einer Kesselleistung von 100 kW, haben oft einen gemeinsamen Kessel (Kombikessel) für die Heizung und Warmwasserbereitung, der entweder mit einem Durchlauferhitzer oder mit einem Speicher für die Warmwassererzeugung ausgestattet

ist. Zur besseren Leistungsanpassung gibt es für die Warmwasserbereitung Vorrangschaltungen und Speicherladepumpen, um einen günstigeren Wirkungsgrad zu erreichen.

Elektrokessel. Sie sind fast ausschließlich *Speicherkessel*. Eine direkte Heizung des Kessels mit *Tauch-Heizkörpern* bleibt auf sehr kleine Anlagen beschränkt. Als Speichermaterial werden Wasser und andere Medien, aber auch Feststoffe verwendet, um die Niedertarifzeiten für den Strombezug auszunutzen; feste Stoffe sind Gußeisen und Magnesit in Blockspeicherkesseln.

Meß- und Regelungseinrichtungen. Außer den Sicherheitseinrichtungen sollen die Kessel vor allem mit guten Regel- und Meßeinrichtungen versehen werden, um einen wirtschaftlichen Betrieb zu ermöglichen. Dazu gehören *Vorlauf-* und *Rücklaufthermometer, Rauchgasthermometer, Zugmesser* und bei großen Einheiten *Rauchgasprüfer*. Im Zusammenhang mit der Umweltverschmutzung und mit der Energieeinsparung werden Heizkessel laufend auf ihren Abgasverlust hin überprüft; dazu werden die Abgastemperatur, der CO_2-Gehalt und der Rußanfall in den Abgasen ermittelt. Einzuhalten sind die Abhängigkeit von der Kesselgröße Abgasverluste von 12 bis 10% für Öl- und Gasfeuerungen [8]. Öl- und Gaskessel kleiner bis mittlerer Leistungen regeln ihre Leistung im *Ein-/Aus-Betrieb*. Durch Abgasklappen soll der Auskühlverlust des Kessels in den Stillstandszeiten verringert werden. Kessel größerer Leistungen haben modulierende Brenner, deren Leistung in mehreren Stufen geregelt wird. Für Kessel größerer Leistung und Bauarten von Feuerungen für feste Brennstoffe und von Öl- und Gasbrennern wird auf **L 5** verwiesen.
Bei Mehrkesselanlagen ermöglicht der Einsatz der *Mikroelektronik* (DDC – Direct Digital Control) eine hohe Wirtschaftlichkeit durch bedarfsgerechtes Zu- und Abschalten des Folgekessels.

Wärmepumpen in Heizsystemen

Wärmepumpen (s. **M 6**) in Verbindung mit Heizkesseln können zur Energieeinsparung beitragen. Der Heizkessel ist zweckmäßigerweise in einer Umgehungsleitung eingesetzt (**Bild 29**) und wird, je nach der geforderten Heizwasservorlauftemperatur, über das Mischventil umgangen, oder auch in Reihe oder parallel zu der Wärmepumpe geschaltet. Für einen störungsfreien Betrieb der Wärmepumpe in der Heizungsanlage ist bei jedem Betriebspunkt eine definierte Wassermenge für den Wärmepumpenkreislauf erforderlich. Dies wird bei mittleren und größeren Anlagen oft mittels eines parallel zur Wärmepumpe geschalteten Heizwasserspeichers erreicht. Die Heizwasser-Vorlauftemperatur wird auf möglichst niedrige, aber für Wärmeverbraucher noch ausreichende Werte geregelt. Aus wirtschaftlichen Gründen ist die Heizwasser-Vorlauftemperatur jedoch begrenzt. Wärmepumpen werden deshalb vorwiegend für Bauten mit spezieller Nutzung, wie Schwimmbäder, für Niedertemperaturheizanlagen, wie Fußbodenheizungen oder zur Warmwasserbereitung, eingesetzt. Als Wärmequelle wird *Luft, Sonnenstrahlung, Erdreich, Grundwasser* über Wärmetauscher (Verdampfer) aber auch die gesamte *Witterungs-* und *Umgebungswärme* über Absorberflächen, wie Energiedach, Energiesäule u. ä. herangezogen, **Bild 28**.

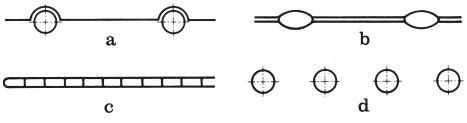


Bild 28 a–d. Wärmeabsorber-Grundtypen für Energiedach. **a** Blech/Rohr; **b** Fläche bei integrierten Kanal; **c** Flächen-Hohlkörper; **d** Rohrregister

Die zur Verfügung stehende Wärmequelle und die Betriebsweise (mono-/bivalent) der Wärmepumpe sind für die Wirtschaftlichkeit der Anlage entscheidend, **Bild 29**.
Eine größere Verbreitung von Wärmepumpenanlagen für Heizzwecke findet, bedingt durch das gegenwärtige Preisniveau für Brennstoffe, nicht statt.

Sonnenkollektor (DIN 4757)

Auf der Suche nach Wärmequellen ist die Ausnutzung der Sonnenenergie in Angriff genommen worden [9]. Der Sonnenkollektor in der einfachsten Form ist eine wasserdurchströmte doppelwandige Stahlplatte, die auf der Oberseite zur Absorptionserhöhung geschwärzt und zur Einschränkung des Wärmeverlusts an die Umgebung mit einer sonnendurchlässigen Scheibe oder Folie abgedeckt ist. Die Seiten und die Unterseiten haben aus gleichem Grund eine Wärmedämmschicht aus Isoliermaterial.
Verluste treten am Sonnenkollektor durch *Reflexion* und *Absorption* an der Glasplatte auf, die bei senkrecht auftreffender Strahlung einen gleichbleibenden Wert von etwa 15% annehmen, ferner durch *Wärmeverluste*, die proportional zur Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebungsluft sind. Der *Jahreswirkungsgrad* liegt, da bei Zeiten geringer Wärmeeinstrahlung gerade der Eigenverlust gedeckt wird, niedrig. Bei einer Einstrahlung von 300 W/m^2 kann z. B. eine Temperaturdifferenz von 35 K zur Außenluft erreicht werden; der Kollektor deckt dabei seinen Eigenverlust, die Nutzleistung ist also Null. Bei Zunahme der Einstrahlung von 300 auf 800 W/m^2 steigt der Wirkungsgrad von 0 auf 53% an, **Bild 30**. Als Anwendungsgebiet für die Nutzung der Sonnenenergie bietet sich die *Brauchwasser-* und *Schwimmbadwasser*-Erwärmung wegen der im Vergleich zur Heizung niedrigeren Wassertemperaturen und des ungefähr gleichbleibenden Wärmebedarfs im Jahresdurchschnitt an.
Der Einsatz von Sonnenkollektoren für die Hausheizung wird durch das im Vergleich zum Bedarf, insbesondere in den Wintermonaten, völlig gegenläufige Wärmeangebot zusätzlich erheblich erschwert. Notwendig ist eine Speicherung des erwärmten Wassers und eine Nachheizung bei mangelnder Sonnenwärme, **Bild 31**. Die angebotene Jahreswärme in der Bundesrepublik Deutschland liegt nur bei 900 bis 1 100 kWh/m^2a. Sie ist in Trockengebieten großer Einstrahlung etwa doppelt so hoch. Eine Wirtschaftlichkeit in der Wärmeerzeugung läßt sich bei den noch hohen Entstehungskosten sowie den heutigen Brennstoffpreisen noch nicht erreichen. Immerhin kann bei dem Beispiel (**Bild 31**) unter der Voraussetzung eines Wasserbedarfs von 300 l/Tag und einer Wassertemperatur von 45 °C rd. 45% der für die Wassererwärmung benötigten Wärmemenge durch Solarenergie gedeckt werden.

Fernheizung

An die Stelle der *Heizzentrale* tritt bei einer Fernwärmeversorgung durch einen Fremdlieferer, z. B. durch Heizkraft- oder Heizwerke der Städtischen Energieversorgung, die *Übergabestation* und die *Hausstation*. Zu den allgemeinen Vorteilen der Fernheizung für den Abnehmer gehört der wesentlich geringere Platzbedarf der beiden Stationen. Für die Übergabestation wird eine Wandlänge von etwa 4 bis 5 m benötigt. Die Ausführung der Übergabe- und Hausstation richtet sich nach dem Wärmeträger und nach der Art des Fernheiznetzes.

Fern-Dampfnetz

Bei Dampfnetzen, die früher häufig waren und die aus einer Dampf- und Kondensatleitung bestehen, enthält die *Übergabestation* im wesentlichen die *Dampfdruckreduzierstation* und den Zähler, sei es eine Meßblende in der Dampfleitung oder ein Kondensatzähler zur Abrechnung der gelieferten Dampfmenge, **Bild 32**. Die zugehörige *Hausstation* muß einen Wärmeaustauscher zur Übertragung der Dampfwärme an

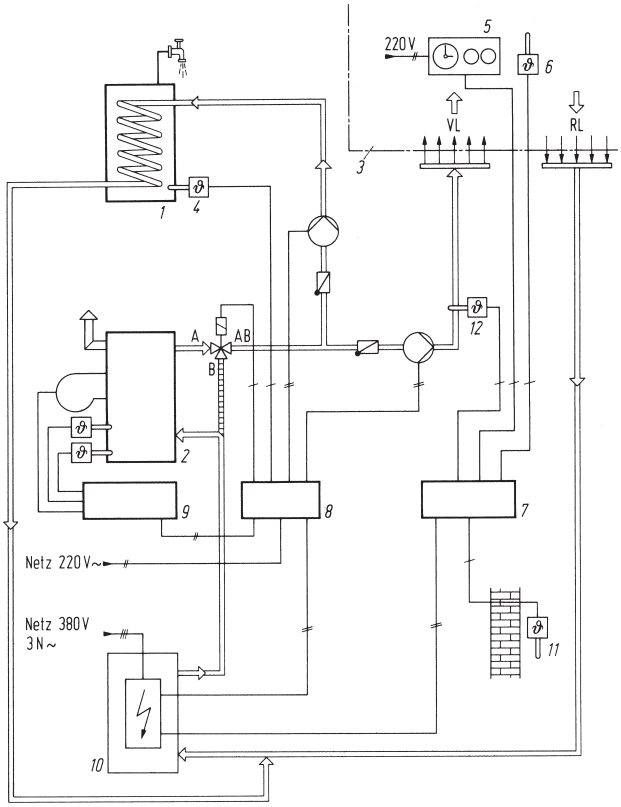


Bild 29. Schema einer bivalenten Wärmeerzeugung. *1* Boiler, *2* Kessel, *3* Raum, *4* Boilerthermostat (bauseits), *5* Raumschaltstation, *6* Raumfühler, *7* Fernbedienung mit Regler, *8* Abzweigdose (bauseits), *9* Kesselüberwachung (bauseits), *10* Wärmepumpe, *11* Außenfühler

die Hauswasserheizung haben und den Vor- und Rücklaufverteiler mit der Umwälzpumpe.

Fern-Wassernetz

Heute wird die Wärme vorwiegend über Wassernetze, und zwar *Heißwassernetze* mit einer Temperaturspreizung z. B. von 130/70 °C oder 180/50 °C geliefert, im *Zwei-* oder *Dreileiternetz*. Die Heißwassernetze werden zentral geregelt und in ihrer Vorlauftemperatur der Außenwitterung angepaßt. Diese wirtschaftlichere Betriebsweise und die größere Unabhängigkeit in der Leitungsführung haben im wesentlichen zu der vermehrten Anwendung der Wassernetze geführt. Aber auch die *Hausheizungsstationen* können, sofern es die Druckverhältnisse zulassen, im direkten Anschluß als Mischstation einfacher ausgestaltet bzw. im anderen Fall im indirekten Anschluß über Wärmeaustauscher angeschlossen werden. Beim *Zweileiternetz* ist eine Mindestvorlauftemperatur von 70 °C notwendig, sofern Speicher für eine Brauchwassererwärmung angeschlossen sind. Beim *Dreileiternetz*, bestehend aus zwei Vorlaufleitungen und einer gemeinsamen Rücklaufleitung, wird ein Vorlauf mit gleitender Temperatur für die Heizung und der zweite mit konstanter Temperatur (90 bis 100 °C) für die Brauchwassererwärmung und für Lufterhitzer von Lüftungs- und Klimaanlagen betrieben, **Bild 33**. Eine möglichst niedrige Rücklauftemperatur ist für Heizkraftwerke interessant, um eine gute Abwärmeausnutzung zu erreichen. Bei direktem Anschluß der Hausheizung kann die Druckdifferenz für die Umwälzung des Heizungswassers im Haus auch vom Fernheizwerk zur Verfügung gestellt werden. Heute ist die drucklose Übergabe und der Einsatz einer eigenen Pumpe für die Hausheizung wegen der Unabhängigkeit üblich.

Die *Übergabestation* enthält dementsprechend einen *Druckminderer*, die Abrechnung der Wärme kann über Wärmezähler oder – wie es mehrere Heizwerke bereits vertraglich übernehmen – über eine Pauschale vorgenommen werden. Hinzuweisen ist auf die hohen Fernleitungsnetzkosten, die eine Preisbildung an der oberen Grenze der Heizkosten mit sich bringen. Die Rohrleitungen werden in Betonkanälen oder direkt, auch in Doppelrohren mit Spezialisoliermassen, im Erdreich verlegt. Zur Ausführung von Heizwerken und Fernheiznetzen wird auf **L 3.2** und **L 4.1** verwiesen.

3.2.7 Heizzentrale. Heating centres

Unter Heizzentralen werden sowohl die Räumlichkeiten als auch die technischen Einrichtungen für die *Wärmeerzeugung, Wärmeverteilung, Wasserumwälzung* und *Brennstofflagerung* verstanden. Bei Kleinanlagen ergibt sich lediglich ein Heizraum für den Kessel mit daneben liegendem Lagerraum für feste Brennstoffe, für die Aufnahme des Ölbehälters oder der Gasanschlußstation. Mittlere und größere Anlagen mit mehreren Kesseln haben zumeist Heizgruppen, somit zusätzlich eine Verteilstation für Pumpen und Rohrverteiler, **Bild 34**. Heizzentralen sind in Kellerräumen untergebracht, wobei die Schornsteinanordnung für die örtliche Lage maßgebend ist. Bei Gas-, weniger bei Ölfeuerung, werden auch Dachzentralen errichtet, wenn bauliche Belange oder wirtschaftliche Gesichtspunkte dafür sprechen. Große Heizzentralen erhalten

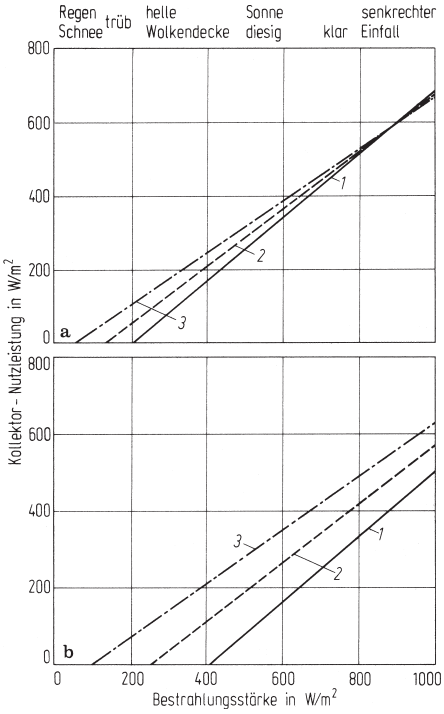


Bild 30. Leistung von Flachkollektoren. **a** Brauchwassererwärmung, $\Delta T = 25\,\mathrm{K}$; **b** Heizung, $\Delta T = 50\,\mathrm{K}$. *1* Einfachglaskollektor, $k = 7\,\mathrm{W/(m^2\,K)}$, $\alpha\tau = 0{,}85$; *2* Doppelglaskollektor, $k = 4\,\mathrm{W/(m^2\,K)}$, $\alpha\tau = 0{,}77$; *3* selektiver Vakuumkollektor, $k = 1{,}5\,\mathrm{W/(m^2\,K)}$, $\alpha\tau = 0{,}7$

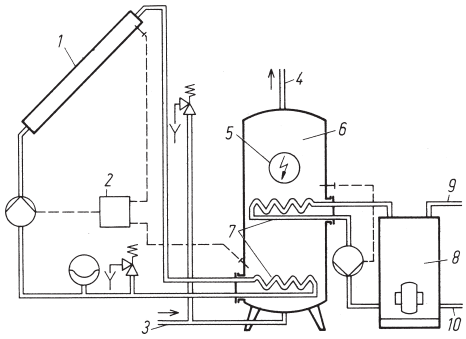


Bild 31. Brauchwassererwärmung durch Sonnenkollektor. *1* Kollektoren 6 bis 8 m², *2* Steuerung, *3* Kaltwasser, *4* Brauchwasser, *5* elektrischer Heizeinsatz, *6* Speicher 400 bis 600 l, *7* Rippenrohr-Wärmeaustauscher, *8* Heizkessel, *9* Heizungsvorlauf, *10* Heizungsrücklauf

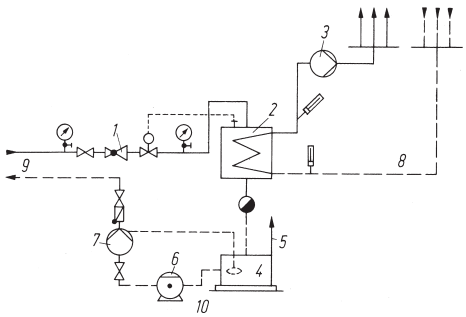


Bild 32. Übergabe- und Hausstation bei Dampf als Wärmeträger. *1* Druckminderventil, *2* Wärmeaustauscher, *3* Pumpe der Hausheizung, *4* Kondensatbehälter, *5* Wrasenleitung, *6* Kondensatzähler, *7* Kondensatpumpe, *8* Hausanlage, *9* Fernheizung, *10* Wärmezählung

ein eigenes Gebäude oder sind in einer allgemeinen Energieversorgungszentrale untergebracht, z. B. bei einer Blockheizung für einen Gebäudekomplex, bei einer Fernheizung für eine Siedlung oder eine Fabrik.

Kesselräume und Lager für flüssige und gasförmige Brennstoffe unterliegen in ihrer Anordnung und Ausführung einer Reihe baulicher und sicherheitstechnischer Vorschriften und Verordnungen. Bei Kleinanlagen unter 30 kW, bei denen der Heizkessel auch in Küche, Bad oder Nebenräumen untergebracht werden kann, entfallen die Vorschriften für Heizräume.

Zur Vermeidung von Geräuschübertragungen (Brenner-, Flammen-, Pumpengeräusch) sind gegebenenfalls Vorkehrungen zur Schalldämmung, wie die Aufstellung der Kessel auf Schalldämmbügel, Schalldämmhauben für Brenner, Abgasschalldämpfer vor dem Schornsteinanschluß u. ä. zu treffen.

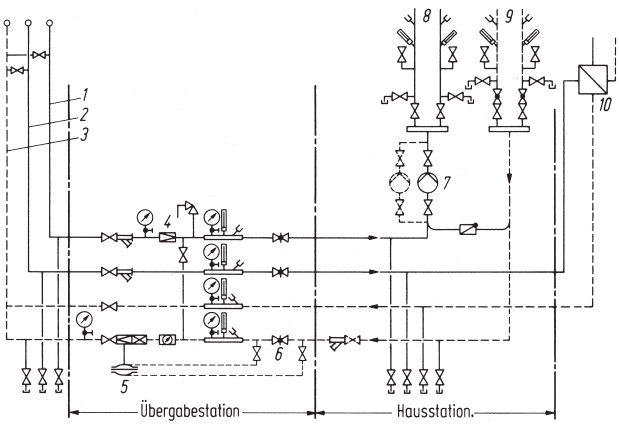


Bild 33. Übergabe- und Hausstation bei Wasser als Wärmeträger (Dreileiternetz). *1* Fernheizungs-Vorlaufstrang (gleitend), *2* Fernheizungs-Vorlaufstrang (konstant), *3* gemeinsamer Rücklaufstrang, *4* Druckminderer, *5* Mengenregler, *6* Drosselventil, *7* Pumpe der Hausanlage, *8* Vorlauf der Hausanlage, *9* Rücklauf der Hausanlage, *10* Wärmeaustauscher (Brauchwasserspeicher oder Lufterhitzer)

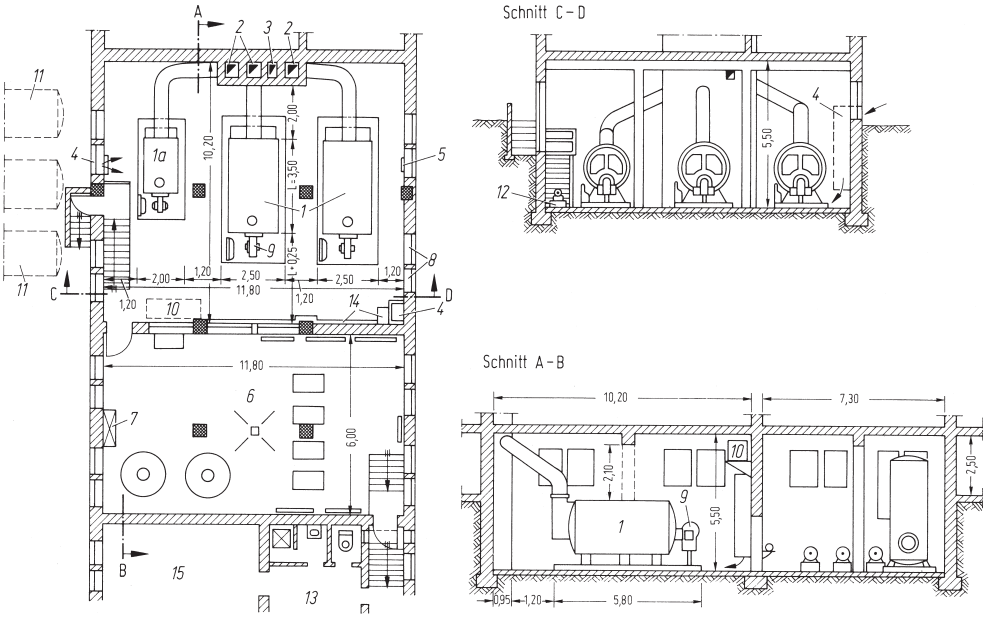


Bild 34. Heizzentrale für Ölfeuerung mit einer Leistung von 3500 kW. *1* Kessel, *1a* Kessel, *2* Schornstein, *3* Abluft, *4* Zuluft, *5* Notausstieg, *6* Verteiler- u. Pumpenraum, *7* Schalttafel, *8* Montageöffnung, *9* Heizölbrenner, *10* Heizöltagsbehälter, *11* Öltanks, *12* Heizölpumpe, *13* Tisch für Heizer bzw. Heizerraum, *14* Schlammgrube bzw. Entwässerung, *15* Werkraum

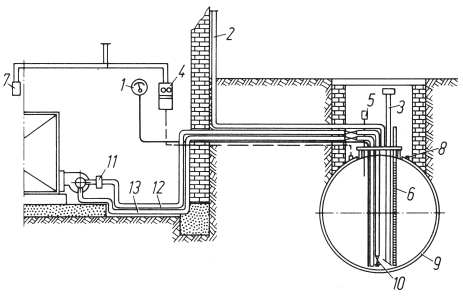


Bild 35 Unterirdischer Lagerbehälter für Öl mit Anschlußleitungen. *1* Ölstandsanzeiger, *2* Entlüftungsleitung, *3* Füllrohr, *4* Leckanzeigegerät, *5* Grenzwertgeber, *6* Peilstab, *7* Alarmgeber, *8* Entlüftung des Doppelmantels, *9* Kontroll-Flüssigkeit, *10* Fußventil, *11* Ölfilter, *12* Ölzuleitung, *13* Ölrückleitung

Ölbehälter als Batteriebehälter nach DIN 6620 bis zu einem Gesamtinhalt von 5000 l können im Heizraum aufgestellt werden. Kunststoffbehälter werden wegen des Korrosionsschutzes bevorzugt. Unterirdisch verlegte Behälter müssen entweder doppelwandig sein oder als einwandige Behälter eine Innenblase erhalten. Der Zwischenraum wird über Lekkanzeiger kontrolliert. Vom Ölstand gesteuerte Grenzwertgeber unterbrechen den Füllvorgang, um eine Überfüllung und Ölverschmutzung zu unterbinden, **Bild 35**.

3.2.8 Regelung und Steuerung. Control

Zu Grundlagen über die Regelvorgänge sowie Eigenschaften von Reglern und Regelstrecken wird auf **X** verwiesen. Bei der Zentralheizung unterscheidet man *zentrale* und *örtliche* Regelung.

Die Heizungsanlagenverordnung schreibt vor, daß Zentralheizungen – außer Niedertemperaturheizungen – mit selbsttätig wirkenden Einrichtungen zum Verringern und Abschalten der Wärmezufuhr in Abhängigkeit von Außentemperatur und Zeit auszustatten sind. Bei zentraler Regelung wird die Witterung durch einen *Außenthermostaten* erfaßt und die Kesselvorlauftemperatur nach der vorgeschriebenen Betriebskennlinie gesteuert, **Bild 36**. Bei mittleren und größeren Anlagen wird häufig die Gruppenregelung angewendet, bei der von der Zentrale aus Gebäudeteile je nach Himmelsrichtung oder Nutzung mit verschiedenen Vorlauftemperaturen betrieben werden, **Bild 37**. Der Nachtbetrieb wird mit abgesenkter Vorlauftemperatur durch eine Schaltuhr eingegrenzt. Auf die Problematik der Erfassung von Sonne und Wind, auf den Einfluß der Speicherfähigkeit des Hauses soll nur hingewiesen werden. Die Mikroelektronik wird selbst in kleinen Regelgeräten eingesetzt; angestrebt wird die Computer-Regelung.

Für *Einzelraumregelung* sind gemäß Heizungsanlagenverordnung selbsttätig wirkende Einrichtungen einzusetzen. Angewendet werden: Heizkörperthermostatventile als Proportionalregler, mikroelektrisch gesteuerte Ventile mit PI-Regler sowie Einzelraum-Regelsysteme mit fernsteuerbarer Raumtemperatureinstellung. Bei Heizkörperthermostatventilen erfolgt die Temperatureinstellung über Merkzahlen, Bedienen

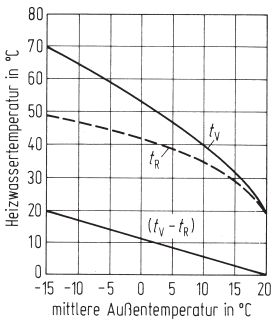


Bild 36. Betriebs-Kennlinie einer Zentralheizung (Pumpenheizung)

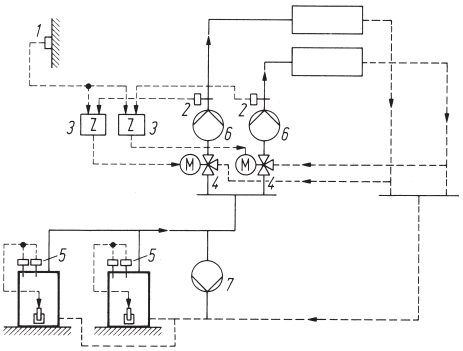


Bild 37. Mischregelkreise für mittlere und größere Anlagen. *1* Außenfühler, *2* Vorlaufthermostat, *3* Zentralgerät, *4* Regelventil, *5* Kesselthermostat, *6* Heizungspumpen, *7* Kesselpumpe

von Hand für eine konstante Temperaturvorgabe, Antrieb über eine dampfförmige, flüssige oder feste Substanz, die sich bei Erwärmen ausdehnt und das Ventil gegen Druck einer Feder schließt (DIN 3841), **Bild 38**.

Bei mikroelektronischem Thermostatkopf sind die Sollwerte für Raumtemperatur sowie Tag/Nacht- und Wochenendzeiten programmierbar, **Bild 39**. Am Heizkörperthermostatventil wird die für die Leistungsregelung am Heizkörper notwendige, feinstufige Voreinstellung des Wasserdurchflusses vorgenommen, **Bild 40** [10].

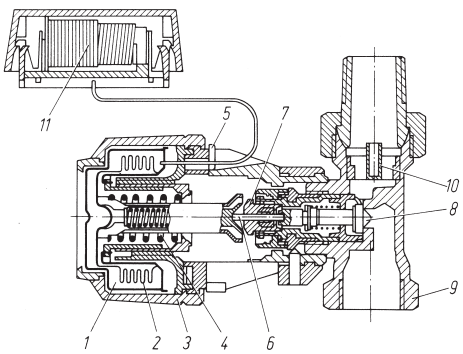


Bild 38. Thermostatisches Heizkörperventil mit Fernfühler (Danfoss). *1* Thermostatisches Element, *2* Wellrohr, *3* Einstellhandgriff, *4* Einstellfeder, *5* Begrenzungsstift, *6* Druckstift, *7* O-Ring-Stopfbuchse, *8* Ventilkegel, *9* Ventilgehäuse, *10* Düse, *11* Fernfühler

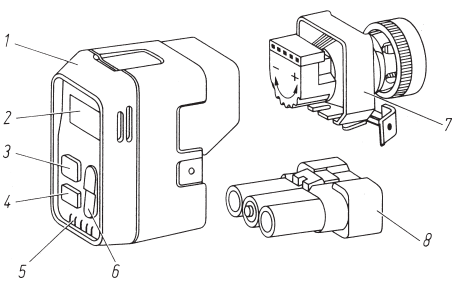


Bild 39. Mikroelektronischer Thermostatkopf (Centra, Raumtronik). *1* Aufsteckgehäuse, elektronischer PI-Regler, *2* Digitalanzeige, *3* Programmwechseltaste, *4* Setztaste, Speicherung, *5* Taste für Einstellungsänderungen, *6* Luftschlitze, *7* Ventilantrieb, *8* Batteriezellen

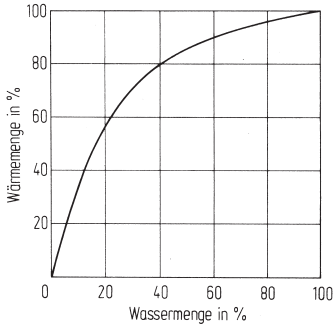


Bild 40. Wärmeabgabe eines Heizkörpers in Abhängigkeit vom Wasserdurchfluß

3.2.9 Wärmeverbrauchsermittlung
Determination of heat consumption

Die *Wärmezählung* (DIN 4713, DIN 4714) erfolgt bei Großabnehmern über die laufende Messung und Zählung der umlaufenden Wassermenge und der zugehörigen Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf.

Kleinwärmezähler für Einzelwohnungen kommen durch den Drang zur Energieeinsparung vermehrt in Gebrauch. Voraussetzung für ihren Einsatz ist ein darauf abgestelltes, wohnungseigenes Rohrnetz, **Bild 41**.

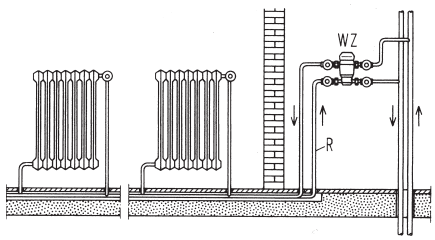


Bild 41. Wärmeverbrauchsmessung mit Kleinwärmezähler für eine Wohnung (Spanner-Pollux). WZ Wärmezähler, R Ringleitung

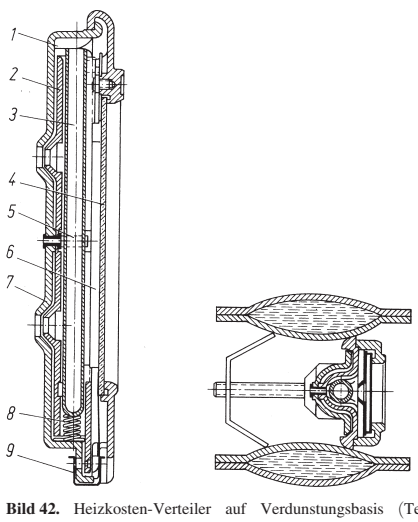


Bild 42. Heizkosten-Verteiler auf Verdunstungsbasis (Techem). *1* Anschlag des Meßröhrchens, *2* Wärmeleiter aus Silumin, *3* Glasröhrchen mit Spezialflüssigkeit, *4* Glasscheibe, *5* Federklemme, *6* Skala, *7* Isolierender Rückteil aus Preßstoff, *8* Druckfeder, *9* Klemme mit Plombenverschluß

Zur Wärmeverbrauchserfassung sind noch *Heizkostenverteiler*, die an den Heizkörpern angebracht sind, zugelassen, nach deren Anzeige der Gesamtwärmeverbrauch einer Anlage aufgeschlüsselt werden kann [11]. Beim Heizkostenverteiler nach dem *Verdunstungsprinzip* wird der Wärmeverbrauch eines Heizkörpers an der in der Heizperiode verdunsteten Flüssigkeitsmenge eines Meßröhrchens abgelesen, **Bild 42**. Maßgebend für die Verdunstung ist die Oberflächentemperatur des Heizkörpers.
Beim Heizkostenverteiler mit *elektrischer Meßgrößenerfassung* wird die Oberflächentemperatur des Heizkörpers bzw. die Differenz zwischen Heizkörper- und Raumtemperatur mit Thermoelementen oder Halbleitern zur Ermittlung des Wärmeverbrauchs des Heizkörpers erfaßt. Es läßt sich eine Addition der Anzeigen an den einzelnen Heizkörpern über einen Gesamtzähler für jede Wohnung herbeiführen, denkbar ist aber auch eine Einzelzählung des Wärmeverbrauchs an jedem Heizkörper, **Bild 43**.

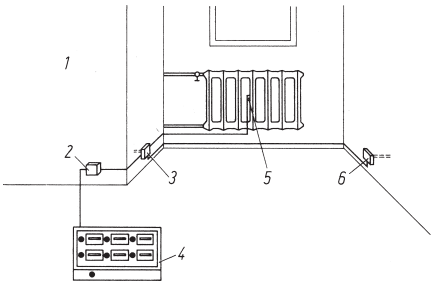


Bild 43. Anordnung und Verbrauchszählung mit Heizkosten-Verteiler auf elektronischer Basis. *1* Innenwand, *2* Meßelektronik, *3* Vergleichsfühler, *4* Zentrale, *5* Heizkörperfühler, *6* Transmissionsfühler

4 Systeme und Bauteile der Raumlufttechnik
Airconditioning systems and components

T. Rákóczy, Köln

In der Raumlufttechnik wird nach Einrichtungen zur *freien Lüftung* und nach *raumlufttechnischen* Anlagen unterschieden. Bei der freien Lüftung erfolgt die Förderung der Luft ausschließlich durch Druckunterschiede infolge Windanfall und/oder Temperaturdifferenz zwischen innen und außen, bei den raumlufttechnischen Anlagen liegt eine maschinelle Luftförderung vor. Begriffe, Grundlagen und Verfahren sind in DIN 1946 und in der Arbeitsstätten-Richtlinie 5 „Lüftung" festgelegt.

4.1 Einrichtungen zur freien Lüftung
Installations for natural ventilation

Die Lufterneuerung im Raum und die Richtung der Luftströmung hängen weitgehend von der Außenwitterung und von der Größe sowie örtlichen Lage der Luftdurchlässe ab. Dabei ist der Grundriß, die Höhe des Gebäudes, die Umströmung und die Druckverteilung im Gebäude mit ausschlaggebend für den Luftwechsel im Raum, **Bild 1** und **Bild 2** [1].
Sind die Lüftungsöffnungen in gegenüberliegenden Gebäudeseiten, ergibt sich eine wirksame *Querlüftung* im Raum; häufiger ist die Anordnung nur auf einer Seite als Fenster. Eine Aufbereitung der einströmenden Luft kann nicht vorgenommen werden, da eine ausreichende Druckdifferenz zur Überwindung von Apparatewiderständen nicht zur Verfügung steht. Auch lassen sich weder der Luftwechsel noch die Temperatur und Geschwindigkeit der einströmenden Luft für eine ständige Lüftung besetzter Räume genügend regulieren. Bei warmer Außenwitterung kommt nur ein *schwacher Luftwechsel* zustande, bei kühler und kalter Außenwitterung treten *Zugbelästigungen* auf, bei stärkerem Wind wird der Luftwechsel zu groß. Wegen der täglichen und jahreszeitlichen Veränderung der Luftförderung schwankt der Luftwechsel im Raum in einem sehr weiten Bereich. Oft ist eine Lüftung des besetzten Raums nicht möglich, sondern nur eine *Pausenlüftung*. Bei stärkeren inneren Wärmequellen (Warmbetrieb) ergibt die größere Temperaturdifferenz zwischen innen und außen und der die Auftriebswirkung verstärkende Höhenunterschied zwischen Zuluft- und Fortluftdurchlaß, wie in Industriehallen, Luftwechselzahlen beträchtlicher Größenordnung [2].
Voraussetzung für die freie Lüftung ist eine Umgebungsluft, die nur zumutbar verunreinigt ist und keine Stoffe enthält, die die Gesundheit beeinträchtigen. Auch sind für die Schallimmission Grenzwerte vorgeschrieben (s. VDI-Richtlinie 2058 Bl. 1, 3 und TA-Lärm), ferner für den Gehalt an Staub, Gasen und Dämpfen (VDI-Richtlinie 2310 und TA-Luft). Gerüche müssen auf ihre Wahrnehmbarkeit überprüft werden (DIN 1946 T 1 und 2, ASR 5).

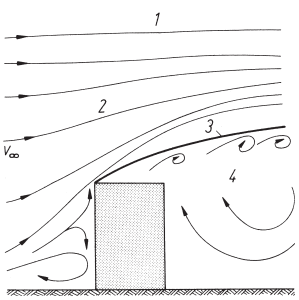


Bild 1. Gebäudeumströmung [1]. *1* Freie Strömung, *2* Verdrängungszone, *3* Trennschicht, *4* Wirbelgebiet

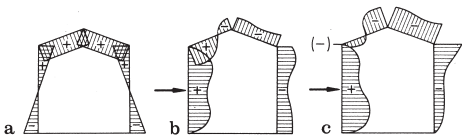


Bild 2 a–c. Druckverteilung an einer Halle [4]. **a** Bei Temperaturunterschied von 20 K; **b** bei Wind von 5 m/s; **c** bei Temperaturunterschied und Wind

4.1.1 Fensterlüftung. Ventilation by windows

Bei der Fensterlüftung strömt die Luft i. allg. unter dem Fenstersturz ab und über der Fensterbrüstung ein. Dementsprechend sind schmale, hohe Dreh-, Schwing-, Spalt- oder obere bzw. untere Kippflügel als lüftungstechnisch günstige Bauweisen anzusprechen (**Bild 3**), so auch Lüftungsgitter im Fensterrahmen [3].

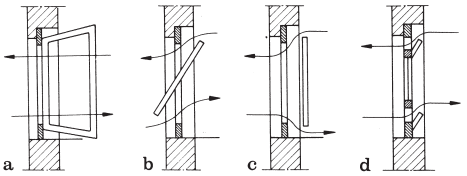


Bild 3a–d. Fensterbauarten. **a** Drehflügel; **b** Schwingflügel; **c** Parallelflügel; **d** oberer und unterer Kippflügel

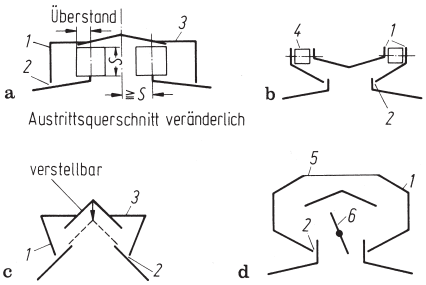


Bild 4a–d. Dachlüfter – Bauformen [2]. *1* Leitfläche, *2* Spalt, *3* Endfläche, *4* Verstellklappen, *5* Schott- bzw. Endflächen, *6* Regelklappe

Fenster können über Eck oder gegenüber angeordnet werden, oft ergibt sich über die Türfugen eine Verbindung zum Hausinneren, zum Treppenhaus oder Aufzugsschacht, was eine zumindest teilweise Querlüftung im Raum zur Folge hat und eine Vertikallüftung, die sich in Hochhäusern bei undichten Fenstern im Winter oft nachteilig auswirkt. Für Arbeits- und Verkaufsräume sind Mindestquerschnitte der Lüftungsöffnungen angegeben, die von der Raumtiefe und Raumhöhe abhängen, **Tab. 1.** Auch für Nebenräume liegt eine auf die Raumfläche bezogene Größe der Lüftungsöffnung vor.

4.1.2 Schachtlüftung. Ventilation by wells

Durch die nach oben verlegte Abluftöffnung in der Schachtmündung verstärkt sich der Auftrieb, so daß ein wesentlich höherer Luftwechsel als bei Fensterlüftung zustande kommt. Das drückt sich in der bei Schachtquerlüftung größeren Raumtiefe bzw. dem kleinen Lüftungsquerschnitt aus (**Tab. 1**). Schachtlüftung ist bei innenliegenden Bädern und Toiletten häufig (DIN 18017), auch an Ansaugehauben im Industriebereich. Schächte mit Abluftventilator haben zum konstanten Förderluftstrom noch den Vorteil des kleineren Querschnitts.

4.1.3 Dachaufsatzlüftung. Ventilation by roof ventilators

Diese meist im industriellen Bereich verwendeten Dachlüfter dienen zugleich als Rauchabzug. Wegen der Größe der Querschnitte entstehen nicht unerhebliche Aufbauten auf Fabrikdächern. Vermieden werden muß ein störender Windeinfluß, **Bild 4**. Bei *Warmbetrieben* in hohen Hallen kann der hohe Luftwechsel eine Verstellbarkeit der Durchlaßfläche für den Winter- und Sommerbetrieb erforderlich machen. Die Berechnung der Lüftungsquerschnitte erfolgt unter vereinfachten Annahmen für den Auftrieb, **Bild 5** [4].

4.1.4 Freie Lüftung, verstärkt durch Ventilatoren
Fan assisted natural ventilation

Abluftventilatoren werden in Außenwänden, Fenstern und Schächten eingesetzt, um eine Dauerlüftung zu erreichen, wobei die Zuluft meist aus benachbarten Räumen nachströmt, **Bild 6**. Zu beachten ist bei Axialventilatoren die Geräuschabstrahlung und der vom Druckverlust im Lüftungsweg stark abhängige Förderstrom. Zuluft-Wand-Ventilatoren sind ohne Lufterhitzer wegen der Zuggefahr nur bedingt verwendungsfähig.

4.2 Raumlufttechnische Anlagen
Airconditioning plants

4.2.1 Raumlufttechnische Systeme. Airconditioning systems

Die mechanische Außenluftversorgung der Nutzräume eines Gebäudes sowie die Entsorgung der verbrauchten Luft übernimmt grundsätzlich die *RLT-Anlage* (Symbole s. **Anh. M 4 Tab. 1**). Eine Anlage besteht i. allg. aus folgenden Bauteilen:

Tabelle 1. Luftdurchlaßquerschnitt bei freier Lüftung

Lüftungseinrichtung	Maximale Raumtiefe	Lüftungsquerschnitt Zu-/Abluft			Quelle
	m	cm^2/m^2 Bodenfläche oder Objekt			
Fenster	$2{,}5 \cdot H$ [a]	je 100…200,	Geruch 175…350		VDI 2082
Quer	$5 \cdot H$ [a]	je 60…120,	Geruch 100…200		
Schacht	$5 \cdot H$ [a]	je 40…80,	Geruch 70…140		
Fenster	Umkleideräume	je –	Geruch 200		ASR 34, 1–5
Quer		je –	Geruch 60…40		
Fenster	Waschräume	je –	Geruch 400		ASR 35, 1–4
Quer		je –	Geruch 120…80		
Fenster	Toilettenräume	je Toil. 1700, je B. Std. 1000			ASR 37/1
Quer		je Toil. 1000, je B. Std. 600			
		ST [d]	NST [e]	SW [f]	
Fenster	$2{,}5 \cdot H$ [b]	je 200	je 350	je 500	ASR 5
Quer	$5 \cdot H$ [b]	je 120	je 200	je 300	
Schacht	$5 \cdot H$ [b]	je 80	je 140	je 200	
Dachaufsatz	$5 \cdot H$ [b]	je 80	je 140	je 200	

[a]) Lichte Raumhöhe H.
[b]) Lichte Raumhöhe H bis 4 m.
[c]) Lichte Raumhöhe H über 4 m.
[d]) Sitzende Tätigkeit.
[e]) Nichtsitzende Tätigkeit.
[f]) Schwere Tätigkeit.

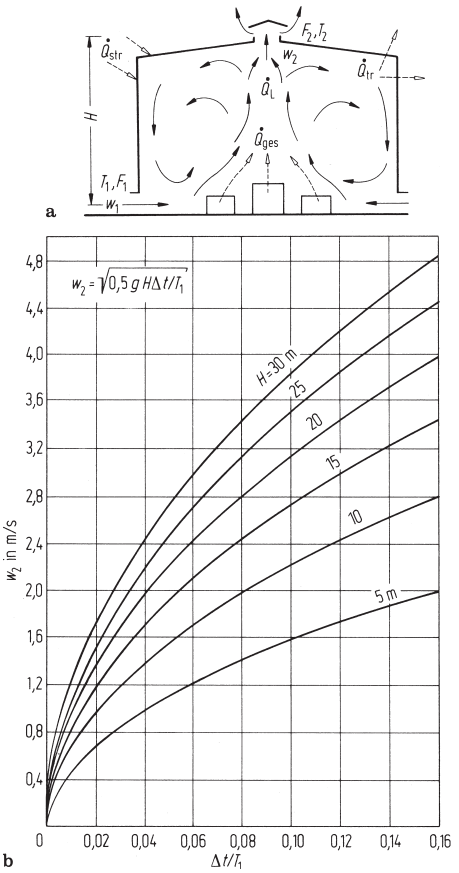


Bild 5 a, b. Luftförderung in Warmbetrieben [4]. **a** Luft- und Wärmebewegung (schematisch); **b** Austrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Temperaturdifferenz. *H* Hallenhöhe, w_1 Lufteintrittsgeschwindigkeit, w_w Luftaustrittsgeschwindigkeit, *t* Temperaturdifferenz zwischen Lufteintritt und Fortluft, T_1 Temperatur der eintretenden Luft, T_2 Temperatur der austretenden Luft, F_1 Eintrittsquerschnitt, F_2 Austrittsquerschnitt, $\dot{Q}_{str}$, $\dot{Q}_{tr}$, $\dot{Q}_L$, $\dot{Q}_{ges}$ fließende Wärmemengen

Raumgerät oder *Zentralgerät*, Kanalnetz mit Luftdurchlässen im Raum und nach draußen, Leitungen für Wärme-, Kälte- und Stromversorgung, Schalt-, Steuer- und Regeleinrichtung.
Nach dem Ausmaß der thermodynamischen Luftbehandlung wird in Kurzbezeichnungen nach: *Lüftungs-, Luftheiz-, Luftkühl-, Luftbefeuchtungs-, Teilklima-* und *Klimaanlagen* unterschieden, wobei die Stufe der Luftbehandlung durch Buchstaben F (*Filtern*), H (*Heizen*), C (*Kühlen*), M (*Befeuchten*), D (*Entfeuchten*) gekennzeichnet wird (DIN 1946, T 1).

Klassifikation und Benennung der RLT-Anlagen

- Lüftungsanlagen mit Lüftungsfunktion
- Abluftanlagen mit Entlüftungsfunktion
- Umluftanlagen mit Umluftfunktion

Lüftungsanlagen

Lüftungsanlagen können Außenluft (AU) und/oder Umluft (UL) d. h. Mischluft (MI) befördern.
Thermodynamische Luftbehandlungsstufen der Zuluft sind: Heizung (H), Befeuchtung (B), Kühlung (K) und Entfeuchtung (E).

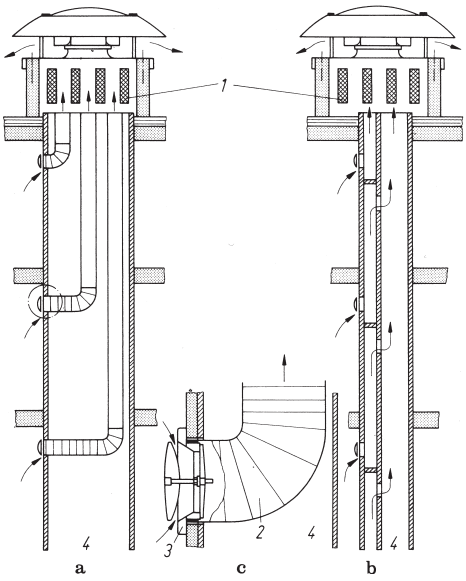


Bild 6 a–c. Freie Lüftung von Innenräumen mit Abluftventilator (Maico). **a** Einzelschachtsystem mit Schalldämpfer; **b** Nebenschachtsystem mit Schalldämpfer; **c** Abluft-Durchlaß. *1* Schalldämpfer, *2* flexibles Rohr (Spiralschlauch DN 100), *3* Abluftventil, *4* Schacht

Lüftungsanlagen

- mit **einer** thermodynamischen Luftbehandlungsfunktion: z. B. Heizung
- mit **zwei** thermodynamischen Luftbehandlungsfunktionen: z. B. Heizung und Befeuchtung
- mit **drei** thermodynamischen Luftbehandlungsfunktionen: z. B. Heizung, Befeuchtung und Kühlung
- mit **vier** thermodynamischen Luftbehandlungsfunktionen: z. B. Heizung, Befeuchtung, Kühlung und Entfeuchtung

Abluftanlagen

Entlüftungsanlagen: ventilator- und luftleitungsunterstützte Luftabsaugung mit freier und unkontrollierter Luftnachströmung für innenliegende Räume wie Toiletten, Technikräume, Nebenräume usw.

Entrauchungsanlagen: wie Entlüftung, im Brandfall mit verstärktem Abluft-Fortluftstrom für Rauchabsaugung nach dem Unterdruckprinzip.
Für Rauchfreihaltung der Fluchtwege u.a. für innenliegende Treppenhäuser wird Überdrucklüftung eingesetzt.

Umluftanlagen

Lüftungsanlagen mit thermodynamischer Luftbehandlung ohne Außenluftzufuhr für Kühlung, Heizung. Befeuchtung und/oder Entfeuchtung.
Luftaufbereitung für raumlufttechnische Anlagen kann zentral oder dezentral erfolgen.
Der Nutzbereich in einem Gebäude kann durch RLT-Anlage grundsätzlich mit zentraler oder dezentraler Luftaufbereitung versorgt werden.
Bei zentraler Luftaufbereitung sind Technikzentralen, luftführende Schächte für Außen-, Zu-, Ab- und Fortluftführung innerhalb des zu versorgenden Gebäudes notwendig.
RLT-Geräte können im Nutzraum (Raumgeräte) oder in Technikzentralen (Zentralgeräte) zur Aufstellung kommen.
Die Raumgeräte wie Schrank-, Truhen-, Ventilatorkonvektor-, Deckengeräte sind luft- und warmwasser- sowie elektroseitig

zentral anzuschließen, **Bild 7**. Vorteile sind die geringen Energiekosten und die örtliche Bedienung; Nachteile sind die schlechte Redundanz, die Durchführung der Wartungs- und Reparaturarbeiten vor Ort, niedrige Ventilatorwirkungsgrade, Raumbedarf im Nutzraum u. a.

Die Nutzbereiche werden bei konventionellen RLT-Anlagen durch Zentralgeräte aus den Technikzentralen versorgt. Die seitens der Nutzung und Raumluftkondition gleichen Flächen werden sinngemäß durch ein Zentralgerät versorgt.

Unterschiedliche Nutzungsbereiche innerhalb eines Gebäudes oder Gebäudekomplexes werden durch je ein Zentralgerät versorgt, **Bild 8**. Vorteil der getrennten Versorgung ist der günstige Energieaufwand; nachteilig sind die fehlende Redundanz und der größere Raumbedarf für die luftführenden Leitungen.

Falls unterschiedliche Nutzbereiche durch ein Zentralgerät bzw. durch zusammenhängende Zentralgerät-Einheiten aus Redundanzgründen ($2 \times 50\%$ oder $3 \times 35\%$ usw.) versorgt werden, liegt eine gemeinsame Versorgung vor. Vorteile der Zentralversorgung sind die Redundanz und die geringere Raumbedarfsfläche für die Luftleitungen; Nachteile der Zentralversorgung sind die Vorhaltung des Drucks in den Leitungssystemen während der gesamten Betriebszeit des Gebäudes (Energieaufwand, zusätzlich Schalleistung, Leckagen), der zusätzliche apparative Mehraufwand für die bereichsweise Schaltung der Anlage und für die bereichsweise unterschiedliche Raumluftkonditionen u. a.

Zur Versorgung eines zusammenhängenden Nutzbereichs stehen diverse *RLT-Systeme* zur Verfügung, **Bild 9**. In Abhängigkeit davon, ob im Nutzbereich vor Ort eine thermische Nachbehandlung vorgesehen ist, unterscheidet man zwischen *Nur-Luft-* und *Luft-Wasser*-Systemen.

Bei zentralen RLT-Anlagen ist eine bereichsweise Zu- und Abschaltung von Anlagenteilen ohne Störung des Restbereichs nicht möglich (siehe **Bild 10**).

Leitungssysteme mit endstelligen mechanischen Entnahmekontrollen (Induktionsgeräte **Bild 11a**, Zweikanal-Mischkästen **Bild 11b**, Entspannungskästen des Einkanalvariablen Volumenstromsystems **Bild 11c**) mit hoher Luftgeschwindig-

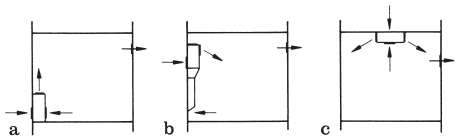


Bild 7 a–c. System Geräte im Raum. **a** Truhen- oder Schrankgerät; **b** Wandgerät; **c** Deckengerät

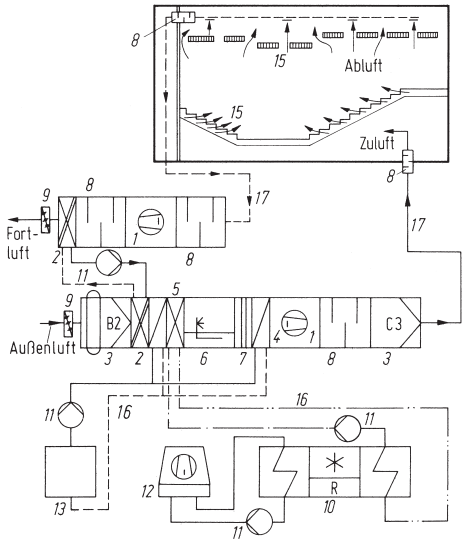


Bild 8. Klimasystem für einen Versammlungsraum; Schema der Luft- und Energieversorgung. *1* Ventilator, *2* Wärmerückgewinner, *3* Filter, *4* Lufterhitzer, *5* Luftkühler, *6* Sprühkammer, *7* Tropfenabscheider, *8* Schalldämpfer, *9* Jalousieklappe, *10* Kaltwassersatz (Kältemaschine mit Verflüssiger und Verdampfer), *11* Pumpe, *12* Rückkühlwerk, *13* Heizkessel, *14* Induktionsgerät, *15* Luftdurchlaß im Raum, *16* Warm- und Kaltwasserleitungen, *17* Luftleitungen

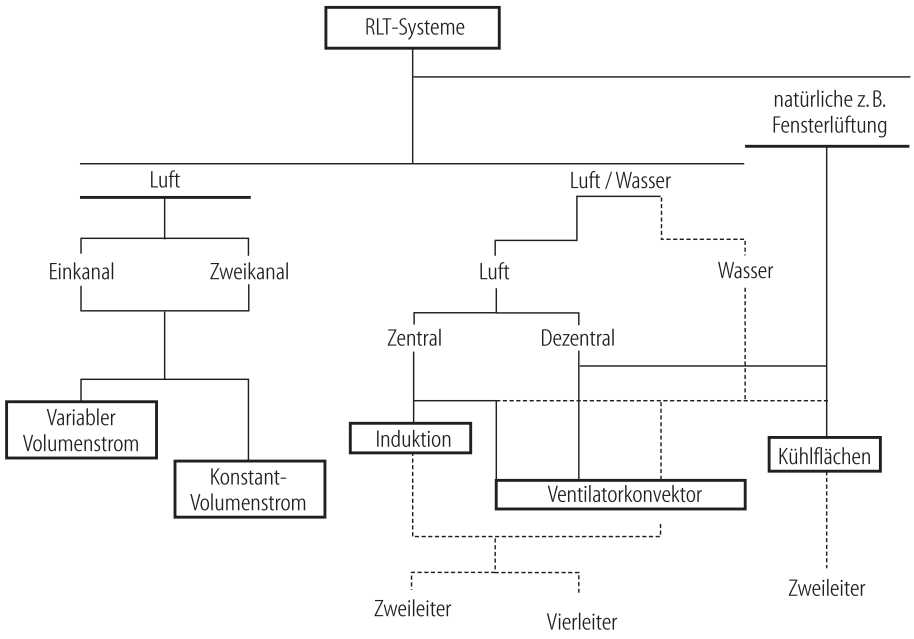


Bild 9. Schemata von RLT-Anlagen

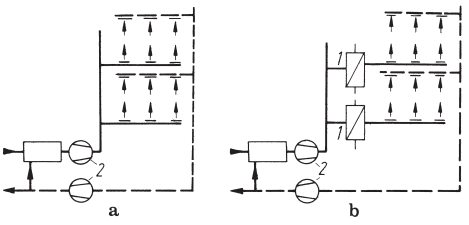


Bild 10a, b. Nutzluftsystem. **a** Nurluftsystem ohne Luftbehandlung, nur für Lüftung geeignet. **b** Nurluftsystem mit Nacherwärmer. *1* Nachwärmer für unterschiedliche Zulufttemperatur, *2* Ventilator

keit ($\omega \leqq 12$ m/s) sind die sog. Hochdruck- bzw. Hochgeschwindigkeitssysteme.

Dezentrales Luft-, Wasser-Klimasystem

Der Lufttransport für den Außenluftbedarf der Personen, die Kühlung bzw. Heizung des Raumes – die Raumluftkonditionierung – ist die Aufgabe der Klimatisierung. Die Kühl- und Heizlasten können am energiegünstigsten mit Hilfe von Luft- und Wasser aus dem Raum abgeführt werden. Bei dezentralem Klimasystem werden Ventilatorkonvektoren in den meisten Fällen in unmittelbarer Nähe der Fassade im Doppelbodenhohlraum eingesetzt. Bei Büronutzung wird grundsätzlich in jeder zweiten Achse ein Gerät vorgesehen. Um weitere Ventilatorkonvektoren zu jeder Zeit z.B. bei Nutzungsänderung einsetzen zu können, werden Regelanschlüsse bei den wasserführenden Leitungen und bei der Elektroinstallation vorgehalten. Die Ventilatorkonvektoren übernehmen die Außenluftansaugung auf kürzestem Weg direkt durch die Fassade, die Luftaufbereitung und die Luftführung zum Raum (s. **Bild 12a**).

Der Außenluftstrom kann im Raum individuell unabhängig von Nachbarräumen zwischen 1,5 und 3,0 Luftwechsel/h geregelt, abgeschaltet sowie nach Bedarf erwärmt und gekühlt werden. In Kombination mit zusätzlicher Flächenkühlung und optionaler Heizung (z.B. Kühldecken oder Bauteilaktivierung) werden die in DIN 1946 Teil 2 vorgeschlagenen Raumtemperaturen und die vorgeschriebenen personenbezogene Außenluftraten in jedem Fall eingehalten. Als zusätzlicher Komfort ist auch die Möglichkeit des Fensteröffnens vorgesehen. Die Konvektoren werden mit Kalt- und Warmwasser nach dem „Vierliterprinzip" versorgt, um jeder Zeit den Nutzraum individuell temperieren (heizen oder kühlen) zu können. Die Abluft strömt in Großraumbüros frei, ohne luftführende Leitungen zu den innenliegenden Funktionsräumen wie Toiletten, Serverräumen, Teeküchen, Fotokopierraum usw., wo sie direkt abgesaugt und z.B. über Dach oder über Tiefgarage fortgeblasen wird. Die Abluft der Büroräume wird nach dem als Zweitnutzungsprinzip zur Belüftung und Erwärmung innenliegender Lager- und Technikräume in den UG's benützt. Eine Möglichkeit der Wärmerückgewinnung mit einem Luft – Wasser – Luftsystem (Kreislaufverbunden) auch in Kombination mit einer Wärmepumpe ist grundsätzlich denkbar. Der Einsatz dieser Energierückgewinnungssysteme bedarf in jedem Fall eines Wirtschaftlichkeitsnachweises. Bei besonderen Auflagen seitens des Brandschutzes und des Fluchtwegkonzeptes müssen individuelle Lösungen entwickelt werden, um die freie Abluftführung realisieren zu können.

Vorteile:

Zum Vergleich wurde ein konventionelles Zentralsystem mit 2,5fachem Luftwechsel und Flächenkühlung für Büronutzung zu Grunde gelegt.

Wo möglich keine Abhangdecken im Nutzbereich. Keine bzw. kaum im Raum sichtbare Komponente der Raumluft-, Wärme-, Kälte- und Elektrotechnik im Bereich der Büronutzung. Investitionskostenreduktion im Bereich der RLT-, Wärme- und Kältetechnik von ca. 15% – 20%. Energiebedarf- und Energiekostenreduktion, vor allem hinsichtlich der Elektroarbeit für die Luftförderung von ca. 70% – 80%. Wartungskostenreduktion von ca. 10%. Raumbedarfreduktion im Bereich der Technikzentralen von ca. 20% und im Bereich der Schächte von ca. 25%. Flexibilität in der Raumaufteilung auch nach der Inbetriebnahme. Einzel-, Gruppen- und Großraumbüros können ohne Eingriff in die mechanische Installation allein durch Umprogrammierung der Raumregler angepasst werden. Flexibilität in der Raumbelegung. Ein 2achsiger Raum mit ca. 16 m^2 kann bis 5 Personen ohne besondere Änderungsmaßnahmen aufnehmen und mit ausreichender Außenluft versorgen (s. **Bild 12b**).

Das **Bild 13a** zeigt einen Ventilatorkonvektor der Firma LTG, geeignet für Doppelbodeneinbau bei vollverglastem Gebäude. Wenn zur Deckung der Grundkühlung Betontemperierung oder Kühlfläche gewählt wird, können die Nutzräume ohne sichtbare Installation der Komponenten der Raumlufttechnik und ohne Deckenabhängung erstellt werden. Die Bilder **13b und 13c** zeigen die Möglichkeit der Wartung und Reinigung des im Doppelboden eingebauten Ventilatorkonvektors (s. Vorteile).

Das dezentrale System bietet extrem große Flexibilität bei Änderungen der Raumaufteilung von Büroflächen und bei Änderungen bei Mieterteilung vor allem im Bereich der dezentralen Energiebedarferfassung.

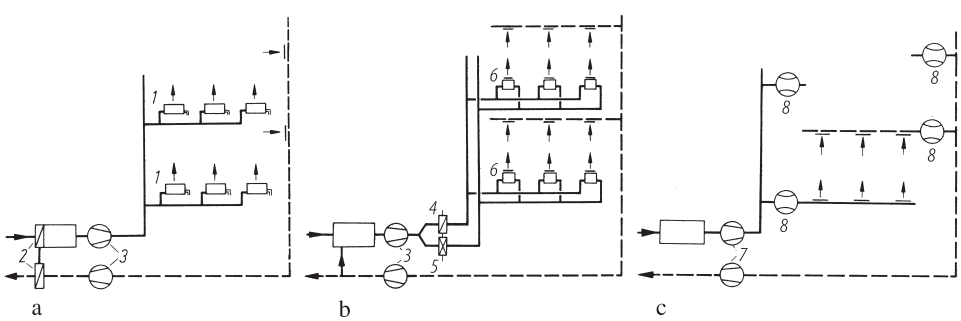
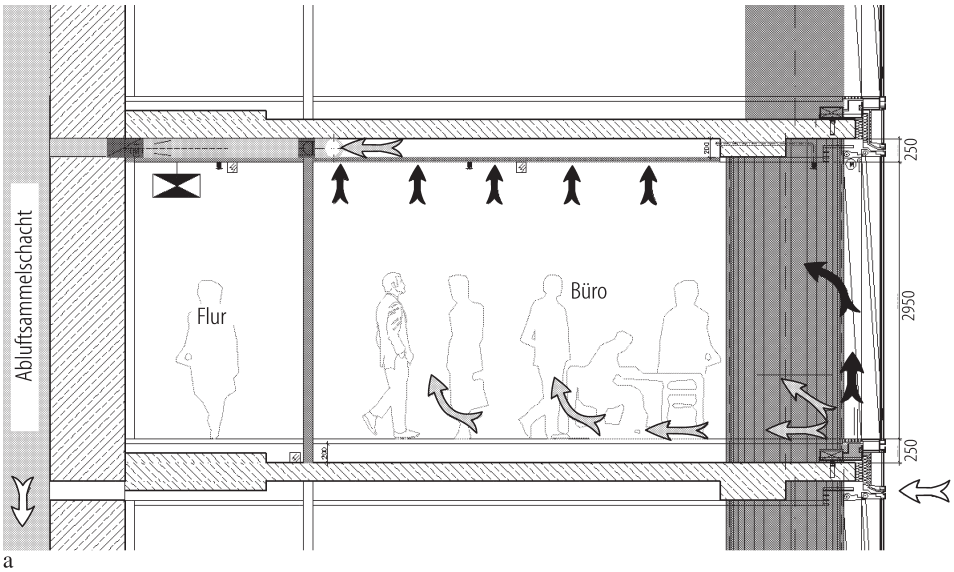


Bild 11. a Luft-Wasser-System. *1* Induktionsgerät oder Ventilatorkonvektor, *2* Wärmerückgewinner, *3* Ventilator; **b** Zweikanalsystem mit Mischkästen. *4* Erhitzer, *5* Kühler, *6* Mischkästen mit Luftdurchlaß; **c** Variables Einkanal-Luftstromsystem mit Entspannungskästen und Volumenreglern. *7* drehzahl- oder dralldrosselgeregelter Ventilator, *8* Volumenstromregler



a

VORTEILE des dezentralen KLIMASYSTEMS

- EINSPARUNGEN an:
  - INVESTITION von RLT, WÄRME, KÄLTE
  - BETRIEBSKOSTEN: ENERGIE
    WARTUNG
  - RAUMBEDARF: TECHNIKZENTRALEN
    SCHÄCHTE
  - INDIVIDULLE RAUMREGELUNG
  - optimale HYGIENE: keine ZULUFTKANÄLE
  - keine SICK-BUILDING SYNDROME
  - Energieeinsparung durch FENSTERLÜFTUNG

b

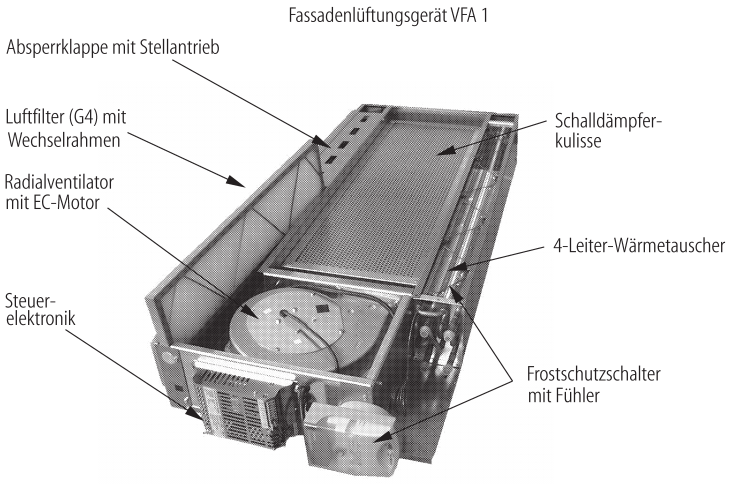
Bild 12. a Dezentrales Klimasystem eines Büroraums; **b** Vorteile des dezentralen Klimasystems

4.2.2 Luftführung und Luftdurchlaß
Air distribution and air outlets

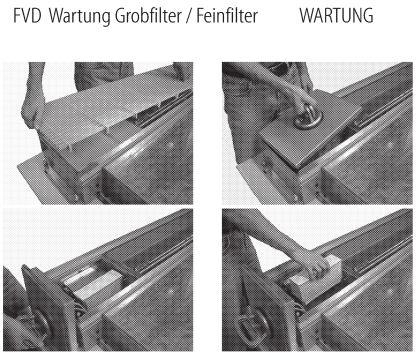
Luftführung

Da die Luft die Rolle des Energieaustauschs in klimatisierten Räumen übernimmt, erhält der Luftdurchlaß und der Ort der Luftdurchlässe eine wichtige Bedeutung innerhalb der Funktion und Größe einer raumlufttechnischen Anlage.
Zur Betätigung des Energieaustauschs sind zwei grundsätzlich unterschiedliche Lüftungsprinzipien physikalisch möglich und bekannt:

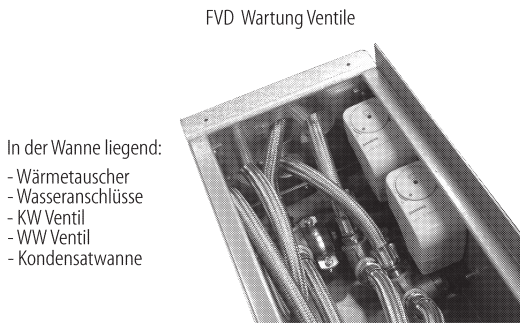
Verdrängungsprinzip. Die Verdrängungslüftung wird in speziellen Bereichen angewandt, wie z. B. in reinen Räumen, in Operationssälen bei speziellen hygienischen Aufgaben oder in Industriebetrieben, wo *Reinraumbedingungen* verlangt werden, **Bild 14**.
Der Raum ist als die Verlängerung des Zuluftkanals zu betrachten. Die Luft strömt nach dem *„Kolben-Prinzip“* durch den Raum und schiebt die im Raum freigewordene Verunreinigung, wie Staubpartikel, Gase oder thermische Lasten, in Richtung des Abluftsystems vor sich hin. Luftgeschwindigkeiten von ca. 0,5 m/s sind bei dem System zugelassen. Zugerscheinungen werden bei diesen Geschwindigkeiten (bis 0,5 m/s) nicht registriert, da ein homogenes Geschwindigkeits- und Temperaturfeld erzeugt wird. Es treten keine Temperaturdifferenzen und keine zeitlichen oder örtlichen Luftgeschwindigkeitsschwankungen auf.
Die teilflächige „statische“ Luftführung ist die sog. Quellüftung, bei der die Luftbewegung durch die Thermik hervorgerufen wird. Es kann die Fußbodenfläche z. B. eines Büroraums mit Zuluft dann gleichmäßig verteilt *„überflutet“* werden, wenn die Zulufttemperatur geringfügig kälter ist als die Umgebungstemperatur des Raums, und die Zuluft mit niedriger Geschwindigkeit (zwischen 0,2 und 0,4 m/s) ohne *„Dynamik“* in den Raum geführt wird. Die Überflutung kann nur dann sichergestellt werden, wenn die Luftbewegung im Raum lediglich durch die Thermik bestimmt wird.
Bei den richtigen thermischen Verhältnissen zwischen der Raum- und Zuluft (z. B. Zulufttemperatur von 20 °C bei einer Raumtemperatur von 22 °C) ergibt sich eine gleichmäßige Luftverteilung oberhalb des Fußbodens. Es entsteht ein *„kalter See“* als individueller Luftspender bzw. Luftversorger bei punktförmigen thermischen Lasten (Personen, Maschinen, Leuchten usw.) in der Aufenthaltszone des Raums. Die konvektive Wärmeabgabe der Wärmequellen (Erwärmung und Abströmung der erwärmten Luft oberhalb der Wärmequelle)



a



b



c

Bild 13. a Ventilatorkonvektor im Doppelboden (Fabrikat/Foto: LTG); **b** und **c** Wartung von Ventilatorkonvektor (Foto: LTG)

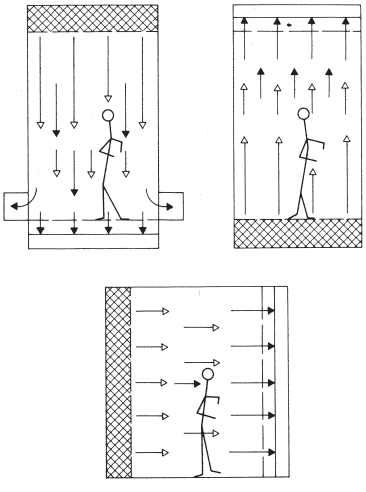


Bild 14. Vollflächige turbulenzarme Verdrängungslüftungen werden in erster Linie in *Reinen Räumen* eingesetzt

zieht einen entsprechenden Luftstrom aus dem „kalten See" nach sich. Auf diese Weise entsteht die Umströmung bzw. Durchlüftung der Personen und anderer Wärmequellen. Durch die kontinuierliche Zuführung der Zuluft – ohne Wärmelast im Raum – erreicht man allmählich die Überflutung des Raums.

Die Zuluft kann aus dem Doppelboden durch geeignete Luftdurchlässe senkrecht von unten nach oben oder horizontal aus den umschließenden Wänden durch großflächige Öffnungen, die unmittelbar über dem Fußboden angeordnet sind, direkt zugeführt werden. Bei dieser Art von thermischer bzw. stiller Lüftung treten extrem niedrige Raumluftgeschwindigkeiten auch dort auf, wo die Wärmequellen den erforderlichen Auftrieb auslösen.

Verdünnungsprinzip. Die in den Raum geführte Luft wird mit hoher Luftgeschwindigkeit und großer Temperaturdifferenz in den Raum geblasen. Die Zuluft vermischt sich mit der Raumluft und baut die Temperaturdifferenz und ihre dynamische Einblasenergie mehr oder weniger rasch ab. Der Abbau der Temperaturdifferenz ist der Energieaustausch, wodurch die thermischen Raumlasten abgetragen werden.

Das in den klimatisierten Räumen fast ausschließlich verwendete Lüftungsprinzip ist die *Verdünnungs-, Misch-* bzw. *In-*

duktionslüftung. Diese läßt sich je nach Art der Lufteinbringung in den Raum auf tangentiale und diffuse Lüftung unterteilen. Gliederung der Lüftung bzw. Luftführung: **Bild 15**. Unter einem *tangentialen* Luftführungssystem versteht man die Luftführung, bei der sich die in den Raum eingeführte Luft an Wänden, Fenstern, Decke und Fußboden anlehnt. Hierzu sind als Beispiel die Induktionsgeräte oder einige Dekkendurchlässe zu erwähnen. Als Problem dieses Luftführungssystems ist die zwingende innere Raumgestaltung (glatte Decke, Einbauleuchten, Bodenfreiheit der Möblierung usw.) anzusehen. Weiterhin ist anzunehmen, daß die Effektivität der so in den Raum eingeführten Zuluft nicht so günstig ist wie z. B. bei der diffusen Luftführung.

Es können Kurzschlußerscheinungen bei der tangentialen Luftführung dann auftreten, wenn die Zuluft an die Decke angelehnt wird und die Abluft ebenfalls über die Decke (Leuchten) entnommen wird. Vorteil der tangentialen Luftführung ist die stabile *Luftwalze* im Raum als sekundäre Luftbewegung, die durch die Induktion aufrechterhalten wird, **Bild 16**.

Die diffuse Lüftung führt die Luft unmittelbar in den Aufenthaltsbereich nach dem *Strahl-* oder *Drallprinzip*. Die Luft läßt sich in kleinen Volumenstromeinheiten so in den Raum führen, daß der Abbau der Temperaturdifferenzen und der Bewegungsenergie dreidimensional auf dem kürzesten Weg so vollzogen wird, daß keine Zugerscheinungen – trotz intensiver gleichmäßiger Luftbewegung – verursacht werden. Dabei muß eine ausreichende Raumluftdurchspülung gewährleistet werden. Vorteile der diffusen Luftführung sind:

– Keine speziellen raumumschließende Elemente, wie z. B. geschlossene Decke, Einbauleuchten. Man kann ohne abgehängte Decke bei Rasterdecken und bei Aufbauleuchten das System anwenden.
– Dem Raum zugeführte Luft wird voll und auf dem direkten Weg zu dem Aufenthaltsbereich geführt.

Als Nachteil des Systems muß die instabile Luftbewegung im Raum angesehen werden und die erforderlichen speziellen Luftdurchlässe.

Unter diffuser Luftführung lassen sich die diversen Schlitze und Düsen (*Strahllüftung*) ebenso einordnen wie die diversen Luftdurchlässe mit Drallerzeugung.

Prinzip des Energieumsatzes eines runden einzelnen Strahls: **Bild 17**.

Der Einzelstrahl und sein Verhalten läßt sich nach bekannten physikalischen Gesetzen vorausberechnen, **Tab. 2** und **Tab. 3**. Der Schalldruckpegel einer runden und formrichtigen Düse

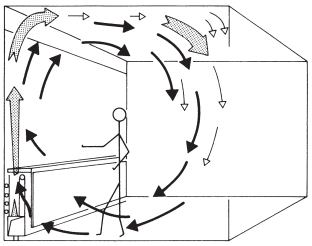


Bild 16. Luftwalze

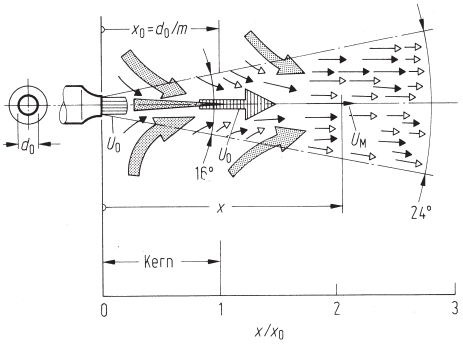


Bild 17. Freier Strahl. U_0 Austrittsgeschwindigkeit, U_M Mischgeschwindigkeit, m Mischzahl

Tabelle 2. Isothermer Freistrahl

	$\downarrow \overline{d_0} \uparrow$	$\downarrow \overline{h_0} \uparrow$
Kernlänge	$x_0 = \frac{d_0}{m}$	$\frac{h_0}{m}$
mittleres Geschwindigkeitsverhältnis	$\frac{U_M}{U_0} = \frac{X_0}{X}$	$\left(\frac{X_0}{X}\right)^{1/2}$
Strahlvolumenstromverhältnis	$\frac{V}{V_0} = 2\frac{X}{X_0}$	$\left(2\frac{X}{X_0}\right)^{1/2}$
Temperaturdifferenzverhältnis in Strahlmitte	$\frac{\Delta T_M}{\Delta T_0} = \frac{1}{2}\frac{X_0}{X}$	$\left(\frac{1}{2}\frac{X_0}{X}\right)^{1/2}$

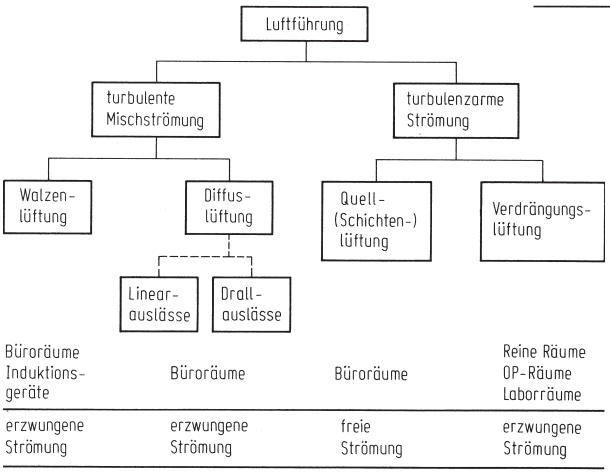


Bild 15. Luftführungsarten

Tabelle 3. Anisothermer Freistrahl

	$\downarrow \overline{d_0} \uparrow$	$\downarrow \overline{h_0} \uparrow$
	$Y = 0{,}33\, d_0\, m\, Ar \left(\frac{X}{d_0}\right)^3$;	$0{,}4\, h_0 (m)^{1/2}\, Ar \left(\frac{X}{h_0}\right)^{2{,}5}$
Geschwindigkeitsverhältnis	$\frac{U_M}{U_0} = \frac{X_0}{X} \pm \left\{\frac{Ar}{m}\left[1 + \ln\left(2\,\frac{X}{X_0}\right)\right]\right\}^{1/2}$	$\left(\frac{X_0}{X}\right)^{1/2} \pm \left\{\frac{Ar}{m}\, 2\left(\frac{2X}{X_0}\right)^{1/2} - 1\right\}^{1/2}$

$m = 0{,}16$ Mischzahl

$Ar = \frac{g\, d_0\, \Delta\vartheta}{U_0^2\, T_R}$ Archimedes-Zahl

$\Delta\vartheta$ ≙ Temperaturdifferenz

T_R ≙ Raumtemperatur

läßt sich mit der folgenden Annäherungsformel nach Fitzner ermitteln

$$L_P = 10 \log A + 60 \log U_0 - 2\,\mathrm{dB\,(A)}.$$

Hierin ist: A der Düsen-Austrittsquerschnitt in m^2 und U_0 die Austrittsgeschwindigkeit des Luftstroms an der Düse in m/s.
Ein Hilfsmonogramm der Düsenauslegung zeigt **Bild 18**.
Die charakteristischen Eigenschaften der diffusen Lüftung sind: *Strahllüftung* und *Drallüftung*.
Anordnung der *Luftdurchlässe* (Zuluft/Abluft): oben/oben, oben/unten, unten/oben, unten/unten, oben und unten/oben und unten (gemischt).

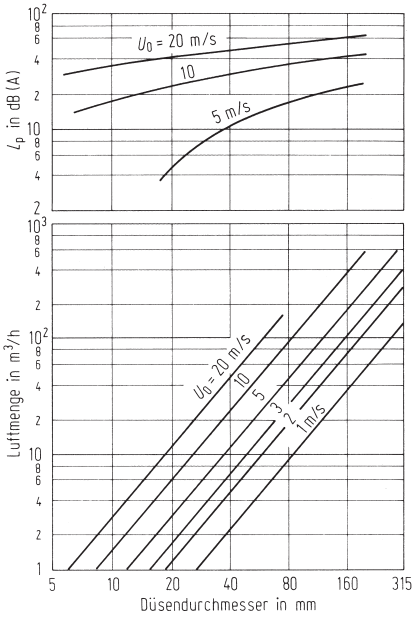


Bild 18. Auslegung von Düsen (Freistrahl). Errechnet mit Gleichungen aus **Tab. 2** und **3**

Bezogen auf die Luftbewegung im Raum ist die Anordnung der Durchlässe nicht unbedingt und nicht ausschließlich maßgebend.
Die charakteristischen Unterschiede der *Zuluftdurchlässe* kann man wie folgt bezeichnen: Flächendurchlaß, Linear-durchlaß, Punktdurchlaß.
Die *Flächendurchlässe* sind heute im Komfortbereich kaum anwendbar (**Bild 19a**) und wegen ihrer Zugbelästigung nicht zu empfehlen. *Lineardurchlässe* oder die sog. Schlitz- oder/und induktiven Durchlässe: **Bild 19b**. *Punktdurchlässe* als Drall-Durchlässe: **Bilder 19c** und **d**.
Die Bedingungen an Luftdurchlässe werden – bedingt durch das häufig angewandte variable Volumensystem – wie folgt gestellt:
Zuluftvolumenstrom zwischen Durchlaß:
bei Einzelbüros zwischen 50 und 150 m^3/h, bei Großraumbü-

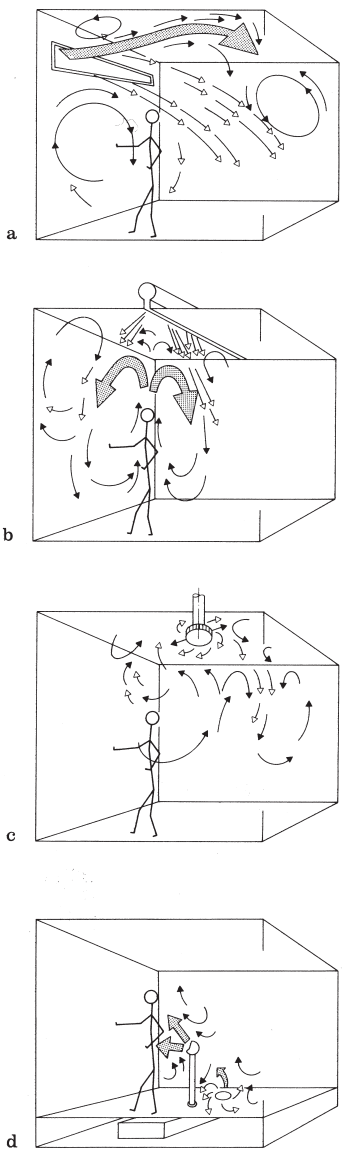


Bild 19a–d. Luftströmungsarten (Erläuterungen im Text)

ros zwischen 100 und 200 m^3/h, bei anderen Räumen zwischen 100 und 350 m^3/h.
Eine Verringerung der Volumenströme von 100 auf ca. 30% ist erforderlich.
Temperaturdifferenzen zwischen Raum- und Zuluft von mindestens 8 bis 10 K sollen ermöglicht werden.
Bei Verminderung des Volumenstroms soll das Raumströmungsbild im Bereich der Aufenthaltszone vollständig aufrechterhalten werden.
Die Luftgeschwindigkeiten müssen sich im Rahmen der Behaglichkeitswerte bewegen.

Wechselbetrieb (Kühl- und Heizbetrieb): Manchmal so abzudecken, daß der Heizbetrieb bei dem minimalen Luftdurchsatz durchgeführt werden muß.

Abluftdurchlässe üben nur eine begrenzte Wirkung aus (**Bild 20**); ihre Anordnung richtet sich nach den Luftverschlechterungsquellen, wobei die Abführung von gasförmigen Luftverunreinigungen zu einer teilweisen Anordnung im oberen Raumbereich zwingt.

Luftdurchlaß

Luftdurchlässe werden nach ihrer Bauform in *Gitter-, Verteiler-, Schlitz-, Düsen-, Leuchten-* und *Flächendurchlaß* eingeteilt.

Zuluftdurchlässe. Diese können mit Lamellen und Drosselvorrichtungen zur Luftstromlenkung und -regulierung ausgerüstet sein. Für die Anordnung stehen vorwiegend die Decke, weniger die Wände, selten der Fußboden zur Verfügung; gewählt wird manchmal die Kombination mit der Einrichtung, dabei wird der Aufenthaltsbereich oft erst im Rückstrom der Luft erfaßt. Wichtig ist eine genügend gleichgerichtete Anströmung des Luftdurchlasses für die saubere Strahlbildung. Eine hohe Injektion und ein geringer Geräuschpegel sind Merkmale für eine gute Konstruktion. Bei flächennaher Anordnung lehnt sich der Luftstrahl leicht an die betreffende Raumfläche an (*Coanda-Effekt*) und führt zu einer Luftwalzenbildung im Aufenthaltsbereich des Raums mit relativ stabiler Luftströmung im Raum. Bei direkter Einführung des Luftstrahls in den Aufenthaltsbereich – ohne Anlehnung an die Leitflächen – muß entweder eine ausreichende Entfernung oder eine starke Injektion bei näher liegenden Durchlässen vorliegen, damit die Luft den Aufenthaltsbereich mit zulässiger Temperatur und Geschwindigkeit durchströmt, **Bild 21**.
Bei Anlagen mit variablem Volumenstrom können nur solche Durchlässe, z. B. Schlitz- oder Dralldurchlässe, verwendet werden, die im Bereich der Luftstromänderung eine ausreichende Funktion, d. h. eine gute Durchspülung des Raums beibehalten. Außer der Nutzung des Raums ist die Raumgestaltung von entscheidender Bedeutung, wobei sich eine bevorzugte Anwendung der Durchlässe ihren Eigenschaften entsprechend angeben läßt, **Bild 22** bis **Bild 28**. In untergehängten Klimadecken sind Licht-, Klima- und Schalltechnik integriert, **Bild 29** und **Bild 30**.

Abluftdurchlässe. Sie werden oft mit Leuchten kombiniert, bei direkter Absaugung von Gasen und Dämpfen am Entstehungsort in Absaugehauben.

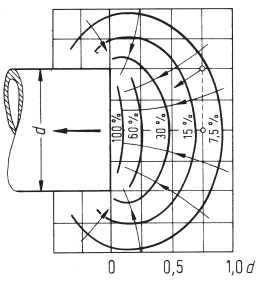


Bild 20. Strömungsfeld am Abluftdurchlaß. Luftgeschwindigkeit in % der Geschwindigkeit in der Saugöffnung

4.2.3 **Kanalnetz.** Duct systems

Kanalführung

Die Führung der Luftkanäle muß wegen des Platzbedarfs in einem frühzeitigen Stadium der Gebäudeplanung festgelegt werden. Die vertikale Kanalführung kann im Bereich der Fas-

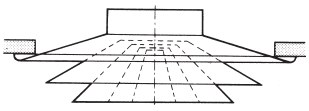


Bild 22. Luftverteiler (Anemostat)

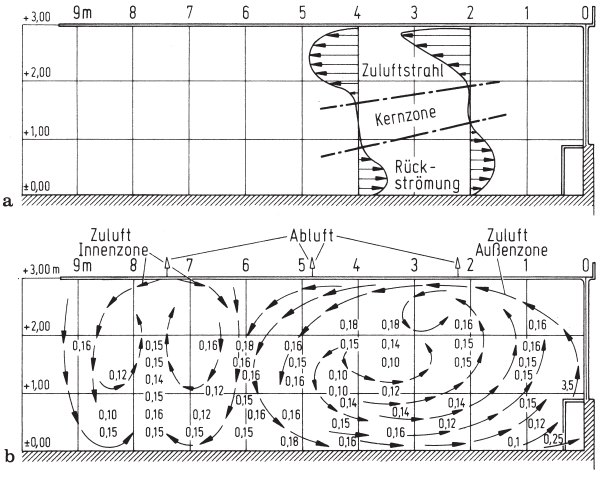


Bild 21 a, b. Strömungsfeld im leeren Raum (Keßler & Luch). **a** Schematische Geschwindigkeitsprofile der Raumluftströmung; **b** Luftrichtung und Luftgeschwindigkeit (häufigster Wert) in m/s; Zulufttemperatur 20 °C, Raumlufttemperatur 25 °C, Luftwechsel: Außenzone (5 bis 6 m) 12fach, Innenzone 5,5fach

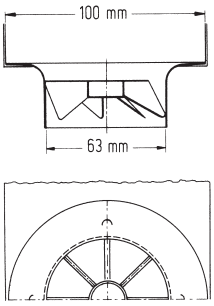


Bild 23. Dralldurchlaß (Krantz)

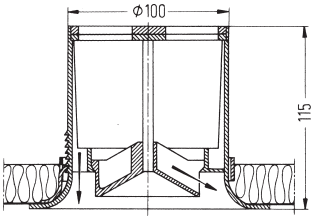


Bild 24. Wirbeldüse (Philipps)

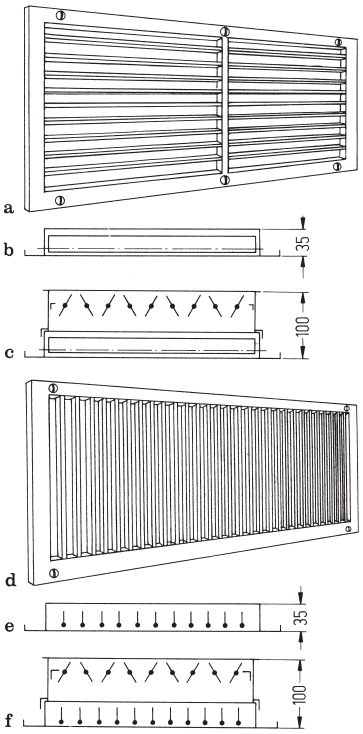


Bild 27 a–f. Zu- und Abluftgitter-Bauformen. **a** Mit waagerechten Frontlamellen; **b** Bauform **a** ohne Mengeneinstellung, Lamellen einzeln einstellbar; **c** Bauform **a**, mit zusätzlicher gegenläufiger Mengeneinstellung; **d** mit senkrechten Frontlamellen; **e** Bauform **d** ohne Mengeneinstellung, Lamellen einzeln einstellbar; **f** Bauform **d**, mit zusätzlicher gegenläufiger Mengeneinstellung

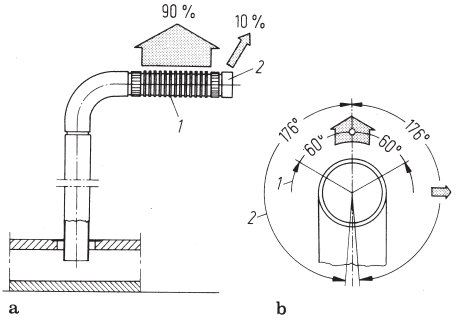


Bild 25 a, b. Luftstrom-Regeldurchlaß (Klimadrant, Keßler & Luch). **a** Längsanordnung; **b** individueller Einstellbereich. *1* Ausblaskopf, *2* Ausblaselement

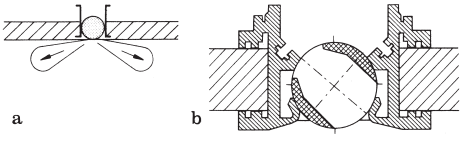


Bild 26 a, b. Luftschlitz (LTG-Lufttechnische Ges.). **a** Deckenanordnung; **b** Walzenkonstruktion. Ausblasöffnung der Walzen abwechselnd links-rechts angeordnet

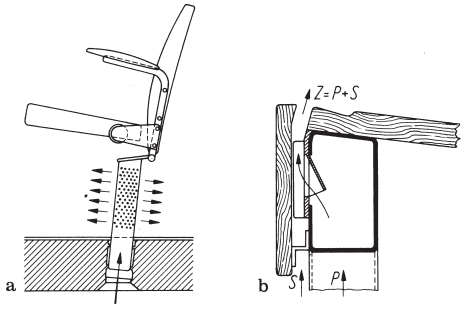


Bild 28 a, b. Mobiliar-Durchlaß. **a** Stuhldurchlaß; **b** Pultdurchlaß. *P* Primärluft, *S* Sekundärluft (Umluft in Mikroklima), *Z* Zuluft (Mischung von *P* und *S*)

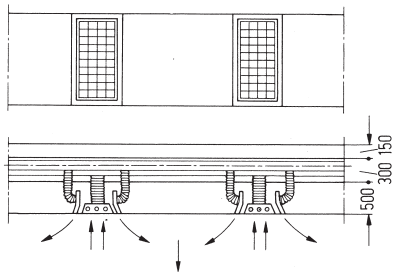


Bild 29. Paneeldecke mit Luftdurchlaß

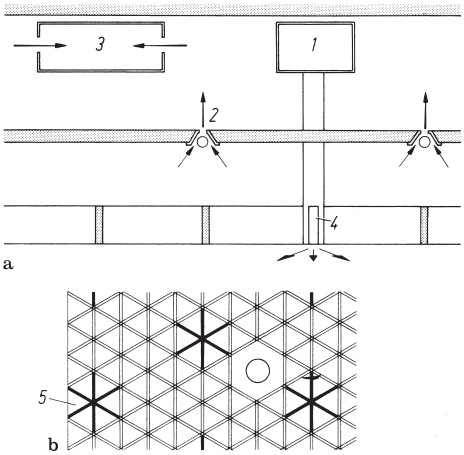


Bild 30a, b. Rasterdecke mit Luftdurchlaß. **a** Gesamtanordnung; **b** Deckenuntersicht. *1* Zuluft, *2* Reflektor mit Abluftschlitz, *3* Abluft, *4* luftführende Lamelle, *5* sternförmiger Luftauslaß

sade oder in Kernen im Inneren vor sich gehen, die horizontale im Deckenbereich, **Bild 31**. Das Hochgeschwindigkeitskanalnetz ist vorwiegend wegen des Platzbedarfs der Kanäle bei Vielraumgebäuden entstanden [7].

Kanalformen

Luftkanäle, in der Bauordnung als Lüftungsleitungen bezeichnet, sollen glatt und reinigungsfähig, dicht an den Stößen und Verbindungsstellen und aus nicht brennbarem Material sein (DIN 4102 T 33). Als Material wird hauptsächlich verzinktes, aber auch schwarzes mit Anstrich versehenes Stahlblech verwendet (**Tab. 4**, DIN 24190), Wickelfalzrohr (DIN 24145, 24161) hat sich für runde Querschnitte eingeführt, Abluftkanäle für Laboratorien oder Werkstätten, wo Korrosionsbeständigkeit gefordert wird, sind aus Kunststoff oder Baumaterial, wie Asbest-Zement. Mit Bögen, Abzweig-, Reduzierstücken werden Querschnittsveränderungen vorgenommen. Durchlässe werden auch mit flexiblen Rohren als Metallschläuche aus Bandmaterial oder Drahtspiralen, die mit Gummi, Kunststoff, Glasfaser belegt sind angeschlossen [8]. Die einzelnen Blechkanalstöße werden durch gefälzte Enden, Flanschen, Winkelrahmen und Schiebeleisten miteinander verbunden, bei runden Rohren auch durch Steckverbindungen mit Dichtungen, **Bild 32**.

Zubehör

Zum Kanalnetz gehört neben der Aufhängung und Befestigung noch Zubehör in Form von *Wetter-* und *Vogelschutzgittern* in den Außendurchlässen, Absperrklappen meist als Jalousieklappen, bei Räumen hoher Keimfreiheit luftdichte Absperrklappen in Raumnähe. Führt ein Luftkanal durch mehrere Brandabschnitte, müssen in den Brandwänden Feuerschutzklappen geprüfter Ausführung eingesetzt werden, die bei hohen Temperaturen im Luftkanal automatisch zufallen, **Bild 33**. Nach Möglichkeit sind im Kanalnetz dicht schließende Reinigungsöffnungen zu setzen. Die Verbindung des Kanalnetzes mit dem Lüftungsgerät bzw. der Ventilatorkammer erfolgt über elastische Verbindungsstücke (Segeltuch, Kunststoff), um eine Körperschallübertragung des Ventilatorgeräusches zu unterbinden.

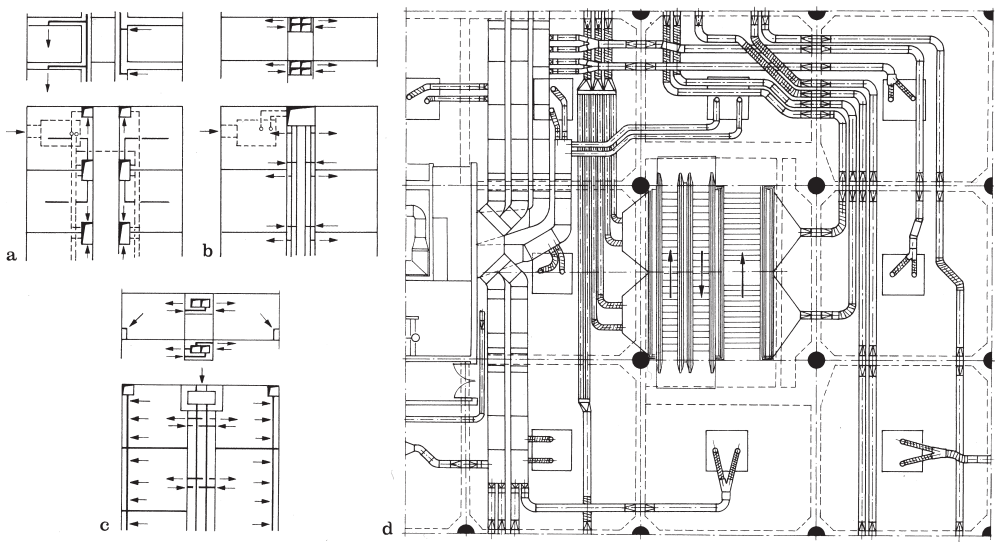


Bild 31a–d. Luftkanalführungen. **a** Horizontale Verteilung im Keller, senkrechte in Steigeschächten; **b** senkrechte Verteilung im Steigeschacht, Horizontale in den Fluren; **c** horizontale Zuluftluftverteilung in den Fluren durch geschoßweise Zentralen, Abluft aus der Fassade mit senkrechten Eckschächten nach oben; **d** senkrechte Verteilung im Steigeschacht, horizontale in Großraumdecke (Verkaufsgeschoß)

Tabelle 4. Blechdicke für Kanäle und Rohre nach DIN 24190 bzw. DIN 24151 und DIN 24152

Nennweite mm	Blechdicke mm
Kanäle längsgefalzt, Betriebsdruck 2500 Pa	
100… 250	0,75
280…1000	0,88
560…1000	1,0
1120…1400	1,13
1600…2000	1,13
2240…2500	1,25
Rohre wickelgefalzt	
…200	0,4
200…500	0,6
Rohre längsgefalzt	
…500	0,75
200…500	0,88

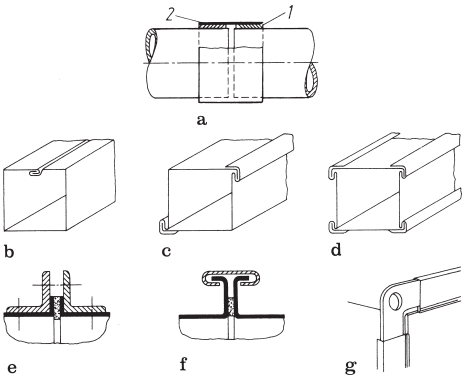


Bild 32a–g. Kanalverbindungen. **a** Stoßverbindung für Wickelfalzrohre, *1* Kleber, *2* Schrumpfmasse; **b–d** Längsnähte und Längskantungen; **e** Winkelrahmen mit Blechumkantung; **f** Klemmschiene mit Dichtung; **g** Eckwinkel mit Klemmschiene und Dichtung

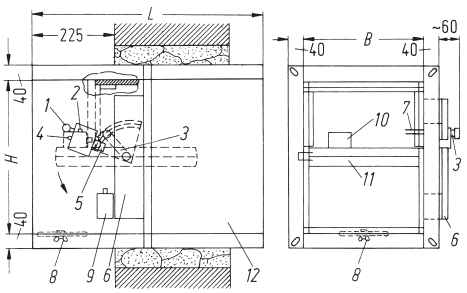


Bild 33. Absperrvorrichtung für Feuer und Rauch (Feuerschutzklappe) (Wildeboer). *1* Sperrstift, *2* Auslösestift, *3* Handhebel, *4* Rasterstift, *5* Rasternase, *6* Abdeckhaube, *7* Schmelzlot 70 °C, *8* Inspektionsdeckel, *9* Endschalter, *10* Schließgewicht, *11* Klappenblatt, *12* Gehäuse. *H*, *B* und *L* Bestellmaße

Die Luftleitungen, die klimatisierte Luft führen, müssen grundsätzlich eine Wärmedämmung erhalten. Die Dicke der Wärmedämmung läßt sich nach einer Wirtschaftlichkeitsberechnung festlegen.

Aufbereitete Zuluft, die im Winter- und Sommerbetrieb für Kühlzwecke benutzt wird, braucht nicht unbedingt durch wärmegedämmte Leitungen geführt zu werden. So kann die Abwärme des Gebäudes im Winterbetrieb zur Lufterwärmung herangezogen werden.

Leitungen mit Taupunktunterschreitungen (Außenluftleitungen) müssen mit einer Wärmedämmung mit Dampfsperre versehen werden, damit eine Schwitzwasserbildung unterbunden wird.

Darüber hinaus können Luftleitungen – je nach Bedarf – eine Schalldämmung und/oder Brandschutzisolierung gemäß festgelegter Brandklasse erhalten.

Für die Luftdichtigkeit der Luftleitungen schreibt die VDI-Richtlinie 3803 die zulässigen Leckagen vor.

4.2.4 Luftverteilung. Air flow control and mixing

Genügen bei Niederdrucksystemen wegen des konstanten Luftstroms Drossel- und Regulierklappen für die Luftverteilung, sind bei Hochdrucksystemen Entspannungs-, Mischkästen und Volumenregler erforderlich.

Drossel- und Regulierklappen

Regulierklappen in einfacher Form sind um eine Achse drehbare Drosselklappen, die nach erfolgter Einregulierung festgestellt werden. Für Regelaufgaben, z. B. an einer Mischkammer zur Veränderung des Außenluft- bzw. Umluftanteils werden *Jalousieklappen* verwendet, und zwar in gleichläufiger oder gegenläufiger Bauform, **Bild 34**. Das Einregulieren des Luftstroms wird auch an den Luftdurchlässen vorgenommen, besser an Verteilkammern, **Bild 35**.

Entspannungs-, Mischkästen

Zur Reduzierung des hohen Drucks und der hohen Geschwindigkeit der Luft werden im anschließenden Niederdruckkanal mit Luftdurchlaß *Entspannungskästen* mit Volumenregler eingesetzt, **Bild 36**. Beim variablen Volumenstrom wird zusätzlich ein Stellmotor am Volumenregler angesetzt, der von einem Raumthermostaten gesteuert, den Durchgangsquerschnitt und damit den Luftstrom verändert.

Die Druck- und Geschwindigkeitsminderung für den Zuluftdurchlaß übernehmen bei Zweikanalanlagen *Mischkästen*. Beim Zweikanalsystem wird warme und kalte Luft gemischt, um die für den Raum notwendige Zulufttemperatur zu erreichen. Bei konstantem Luftstrom steuert ein Raumthermostat das Verhältnis von Warm- und Kaltluft über ein motorisches Mischventil oder Mischklappen, **Bild 37**.

Entspannungskästen gibt es mit einem Luftstrombereich von 250 bis 5000 m^3/h, Mischkästen in einem Bereich der gleichen Größenordnung. Der Vordruck an den Entspannungs- und Mischkästen liegt i. allg. in der Größenordnung von 150 bis 250 Pa.

Da mit der Drosselung des Luftstroms der Geräuschpegel ansteigt, werden an Entspannungskästen und Mischkästen oft Schalldämpfer und eine schalldämmende Ummantelung notwendig.

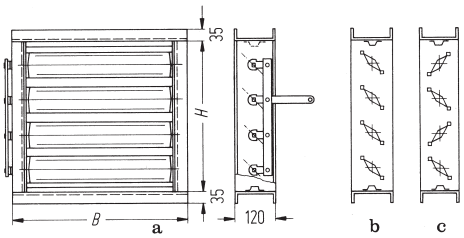


Bild 34a–c. Jalousieklappen (Schako). **a** Konstruktion; **b** Prinzip gleichlaufender Lamellen; **c** Prinzip gegenlaufender Lamellen, *H* und *B* Bestellmaße

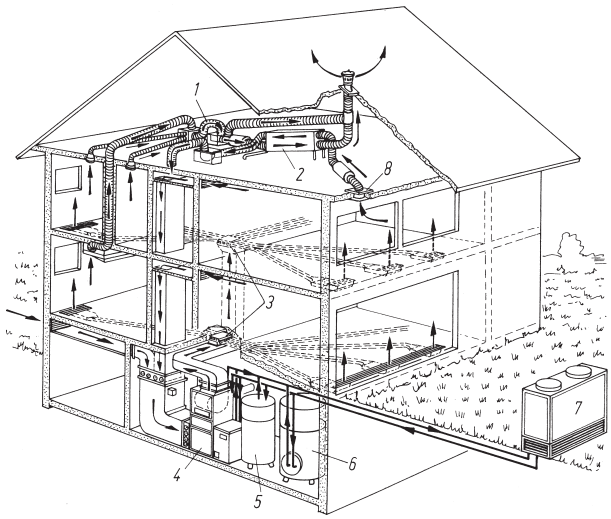


Bild 35. Luft-Verteil- und Sammelkammern in einem Wohnhaus (Schrag, Ebersbach). *1* Sammelkammer, *2* Wärmerückgewinner, *3* Verteilkammer, *4* Klima-Lüftungseinheit, *5* Gebrauchwasser-Boiler, *6* Heizungswasser-Puffer, *7* Wärmepumpe, *8* Außenluft-Ansaugung

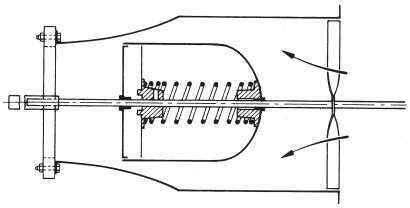


Bild 36. Durchflußregler für Entspannungskästen (Rox)

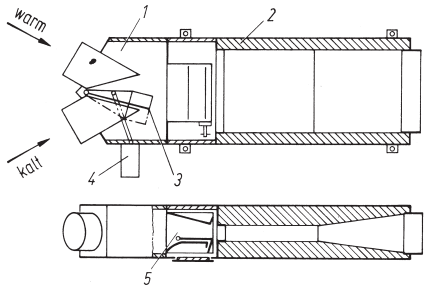


Bild 37. Mischkasten (Trox). *1* Mischteil, *2* schallabsorbierende Auskleidung, *3* Mischklappe, *4* Stellantrieb, *5* Volumenstromregler

4.2.5 Lüftungs- und Klimazentralen
Ventilation and air-conditioning stations

Bauweise

Zentralen enthalten den Raum für die darin befindlichen Geräte und Aggregate mit ihren Rohrleitungs- und Kabelanschlüssen einschließlich der Steuer- und Schalteinrichtung, **Bild 38**. Bei der *Kammerbauweise* geschieht der Aufbau der Baueinheit aus Bauelementen vor Ort in fester Verbindung mit dem Bauwerk (Beton-, Mauerwerk-, Stahlgerüstkammer). Bei der *Blockbauweise* handelt es sich um ein gemeinsames Gehäuse meist aus Stahlblech, das insgesamt transportabel ist oder bei Bildung aus Serienbaugruppen vor Ort lediglich zusammengesetzt wird, also versetzbar bleibt. Keller-, Zwischen-, Dachgeschoßräume, das Dach oder der Raum selbst dienen als Aufstellungsort. Bei Bauvorhaben mit erheblichem Anteil an technischer Gebäudeausrüstung kann diese, wie z. B. bei Krankenhäusern oder Hochhäusern, zu Installationsgeschossen führen, **Bild 39**.

Zentralengerät

Das Gerät enthält die nach Anlagenart notwendigen Bauelemente für die Filterung, thermodynamische Behandlungsstufen und Förderung der Luft. Üblich sind drei Ausführungsarten:
Gemauerte oder schallgedämmte Stahlwandkammern (**Bild 40**) als fabrikmäßig hergestelltes Gerät und eine Kombination, z. B. mit gemauerter Filterkammer und anschließendem Behandlungs- und Förderteil in einem Blechgehäuse, **Bild 41**.
In den Kammern sind die Bauelemente besser zugänglich. Die serienmäßigen Blockgeräte werden bis zu einem Förderluftstrom von 150 000 m^3/h geliefert. Zur Verkürzung des Kanalnetzes sollte die Zentrale nahe am eigentlichen Versorgungsbereich untergebracht werden, auch der Anschluß nach draußen für die Außenluft und für die Fortluft kann für die Lage der Zentrale entscheidend sein, desgleichen können die Brandabschnitte maßgebend werden [7]. Wegen des Körperschall- und Erschütterungsschutzes werden Ventilatoren, Motore und Wäscherpumpen auf besondere Fundamente und die Grundrahmen mit Schwingungsdämpfern aufgesetzt.

Raumgeräte

Sie haben die gleiche Ausstattung mit Bauelementen wie die Zentralengeräte. Es sind anschlußfertige Einzelgeräte, angefangen vom einfachen Luftheizer bis zum Vollklimagerät mit eingebauter Kältemaschine einschließlich der Schalt- und Regeleinrichtung. Die Geräte werden entweder frei in den Raum gestellt, hinter Verkleidungen angebracht oder als Fenster-, Wand- oder Decken-(Dach-)gerät eingebaut, **Bild 42** und **Bild 43**. Die häufigste Bauform sind Truhen- bis zu einem Luftstrom von 4 000 und Schrankgeräte bis zu 25 000 m^3/h.
Die Dichtheitsklasse der Gerätegehäuse regelt die VDI-Richtlinie 3803. Die zulässigen Leckluftströme lassen sich nach den thermischen Aufbereitungsstufen, Drücken und Betriebsstunden ermitteln.

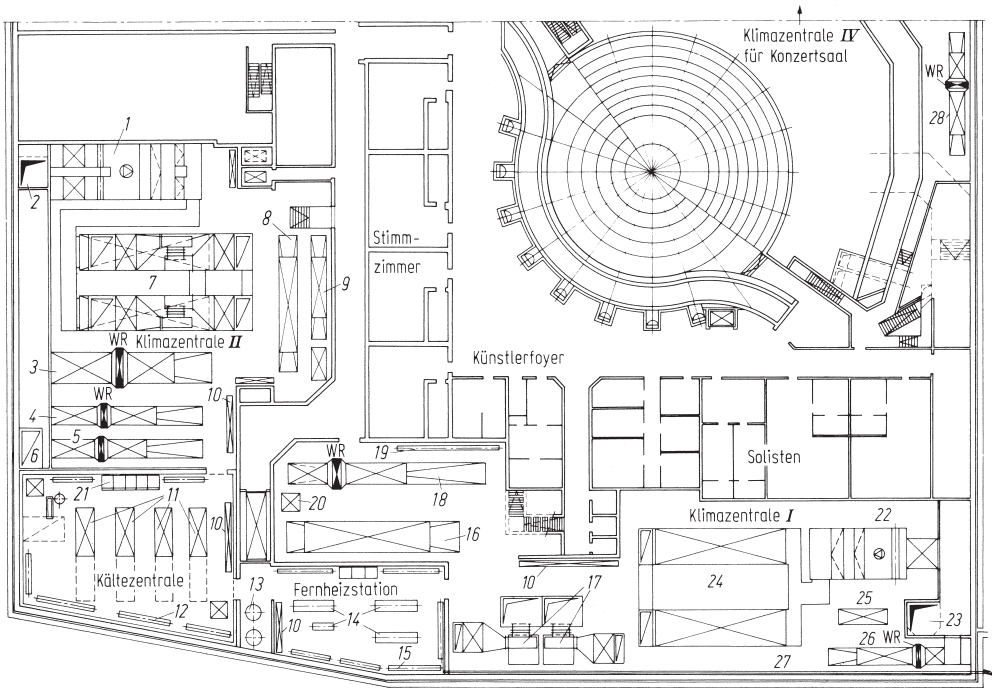


Bild 38. Klimazentrale. Anordnung von Klimageräten für verschiedene Raumbereiche mit rekuperativer Wärmerückgewinnung, Wärme- (Übergabestation der Fernheizung) und Kälteversorgung (Kältemaschinen mit Brunnenwasser-Kondensatorkühlung) im Untergeschoß eines Museums- und Konzertsaalgebäudes (Brandi Ingenieure). *1* Luftaufbereitung, *2* Außenluftschacht, *3–5* Lüftungsanlagen für Foyer, Eingangshalle, Cafeteria, *6* Fortluftschacht, *7* Klimaanlage Museum West, *8* Klimaanlage Depot, *9* Lüftungsanlage (Technik, WC), *10* Schaltschrank, *11* Kältemaschinen, *12* Kaltwasserverteiler, *13* Ausdehnungsgefäße, *14* Gegenstromapparate für Fernheizanschluß, *15* Heizwasser-Verteiler, *16* Klimaanlage Wechselausstellung, *17* Abluft-Ventilatoren, *18* Klimaanlage Stimmzimmer, *19* Heizwasserverteiler, *20* Abluftanlage Technik, *21* Pumpen, *22* Luftaufbereitung, *23* Außenluftschacht, *24* Klimaanlage Museum Ost, *25* Abluftgerät, *26* Lüftungsanlage (Technik, WC, Aufzüge), *27* Fernheizleitungen, *28* Lüftungsanlage Raucher-Foyer, WR Wärmerückgewinnung

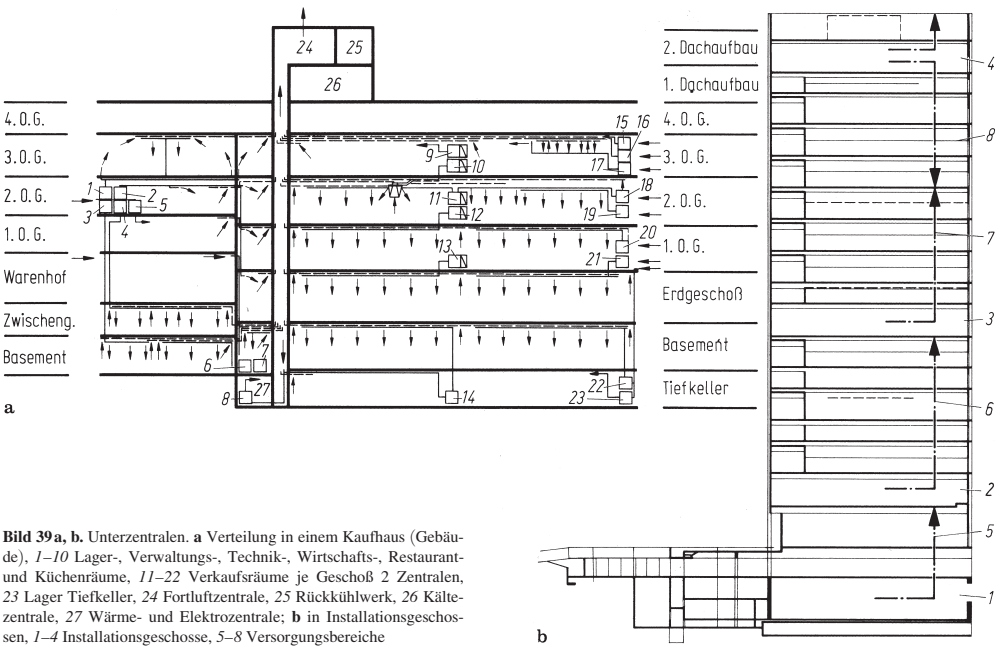


Bild 39 a, b. Unterzentralen. **a** Verteilung in einem Kaufhaus (Gebäude), *1–10* Lager-, Verwaltungs-, Technik-, Wirtschafts-, Restaurant- und Küchenräume, *11–22* Verkaufsräume je Geschoß 2 Zentralen, *23* Lager Tiefkeller, *24* Fortluftzentrale, *25* Rückkühlwerk, *26* Kältezentrale, *27* Wärme- und Elektrozentrale; **b** in Installationsgeschossen, *1–4* Installationsgeschosse, *5–8* Versorgungsbereiche

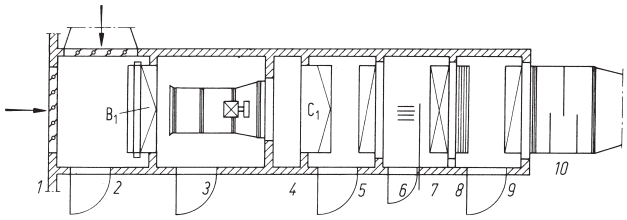


Bild 40. Zentralengerät in Kammerbauweise. Gemauerte oder doppelwandige, schallgedämmte Stahlwandkammern mit eingebautem Axialventilator. *1* Jalousieklappe, *2* Filter, *4* Axialventilator, *4* Feinfilter, *5* Vorerhitzer, *6* Dampfbefeuchter, *7* Kühler, *8* Tropfenabscheider, *9* Nacherhitzer, *10* Schalldämpfer

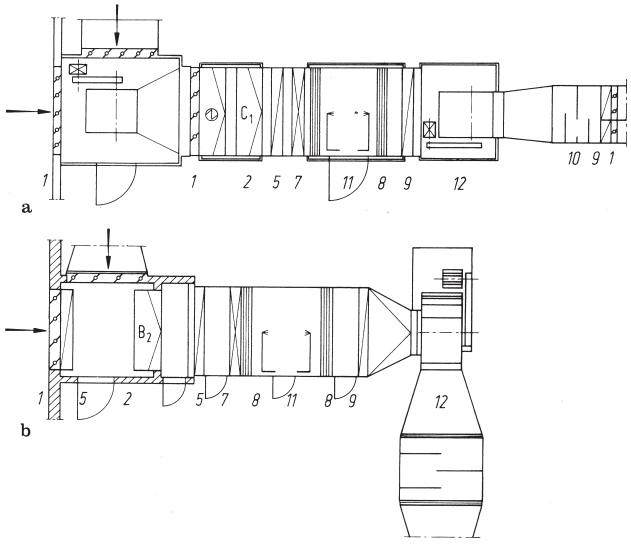


Bild 41 a, b. Zentralengerät in Blockbauweise. **a** Kastenblechgerät mit Radialventilatoren, *1–10* wie **Bild 40**, *11* Düsenkammer, *12* Radialventilator; **b** gemauerte Filterkammer, Blechteil und Radialventilator

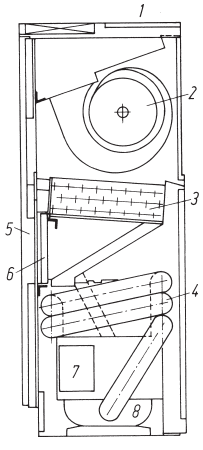


Bild 42. Raumgerät mit Kältemaschine-Kleinwärmepumpe (Keßler & Luch). *1* Luftaustritt, *2* Ventilator, *3* Verdampfer (Kühlen), Kondensator (Heizen), *4* Kondensator (Kühlen), Verdampfer (Heizen), *5* Lufteintritt, *6* Filter, *7* automatisches Umschaltventil, *8* hermetischer Kältekompressor

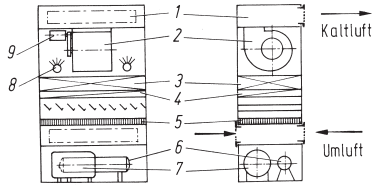


Bild 43. Schrankgerät mit Befeuchter und Kältemaschine (Schemabild). *1* Luftaustritt, *2* Ventilator, *3* Kühler, *4* Erhitzer, *5* Tropfenabscheider, *6* und *7* Kältemaschine, *8* Befeuchter, *9* Motor

4.2.6 **Ventilatoren.** Fans

Die Eigenschaften des Ventilators und dessen Betriebsverhalten sind entscheidend für die Leistungsfähigkeit der Anlage. Am häufigsten werden *Radialventilatoren* eingesetzt, *Axialventilatoren* bei größerem Luftstrom und geringerem Förderdruck. *Querstromventilatoren* haben in der Lüftungstechnik keine große Bedeutung, sie werden in kleinen Elektro-Luftheizgeräten, in Dunsthauben, Spezialfenstern sowie bei Umluftkühlgeräten u. ä., verwendet. Wegen der theoretischen und strömungstechnischen Grundlagen sowie der Konstruktion der Ventilatoren wird auf **R 1** und **R 7** verwiesen.

Die spezifischen und charakteristischen Eigenschaften der verschiedenen Ventilatoren, die bei RLT-Anlagen zum Einsatz kommen, zeigt **Bild 44**.

Zur Auswahl der Ventilatoren muß man den Luftvolumenstrom und den Förderdruck zugrunde legen. Eine Hilfe zur Auswahl des geeigneten Ventilators bietet **Bild 45**.

Radialventilatoren

Sie haben den Vorzug der besseren Anschlußmöglichkeit mit platzsparender rechtwinkliger Umlenkung im Luftweg, **Bild 46**. Bei einem Förderdruck vom über 1000 Pa wird bereits vom Hochdruckventilator als Radialventilator mit rückwärts gekrümmten Schaufeln (Hochleistungsräder) gesprochen.

Auch für ein stabiles Betriebsverhalten sind rückwärtsgekrümmte Räder vorzuziehen. Große, einseitig saugende Ventilatoren haben erhebliche Abmessungen des spiralförmigen Gehäuses, vor allem in der Höhe. Für große Luftströme bei Zuluftgeräten werden doppelseitig saugende Ventilatoren aufgestellt.

Beim Einbau von Ventilatoren in einem Gerät müssen die Mindestabstände eingehalten werden, **Bild 47**.

Die symmetrische Anströmung eines Ventilators ist von großer Bedeutung was den Wirkungsgrad und die Leistungsfähigkeit angeht.

Die Ventilator- und Leitungsnetzkennlinie bei Druck-Konstanthaltung zeigt **Bild 48**.

Die resultierende Netzkennlinie bezieht sich auf die Druckverluste der Anlagenteile, bei denen der Druck konstant gehalten wird. Ventilator-Regelungsarten: **Bild 49**.

Die möglichen stufenlosen Volumenstrom-Regelungen am Ventilator zeigt **Tab. 5**.

Drosselregelung. Die Drosselregelung zeigt das **Bild 50**. Falls ein Drosselvorgang getätigt wird, verläuft der Betriebspunkt entlang der Ventilatorkennlinie in Richtung höherer Drücke

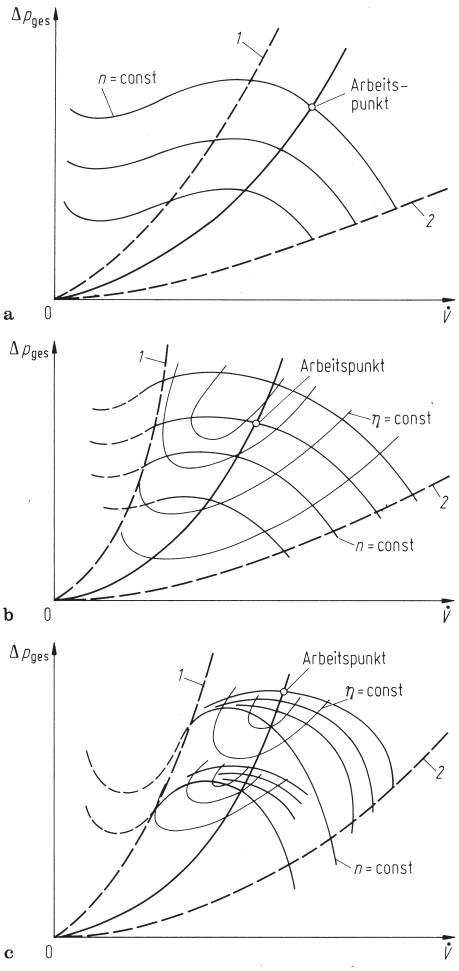


Bild 44a–c. Ventilatorenarten für RLT-Anlagen. **a** Radialventilator mit vorwärts gekrümmten Laufrad; Einsatzmöglichkeiten: Ges. Druck: bis ca. 40 kp/m², Luftmenge: bis ca. 20000 m³/h, Wirkungsgrad: 55 bis 60% Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads: bis ca. 25 m/s; **b** Radialventilator mit rückwärts gekrümmten Laufrad; **c** Axialventilator, *1* Pumpgrenze, *2* Schluckgrenze. Δp_{ges} Förderdruck, $\dot{V}$ Luftvolumenstrom

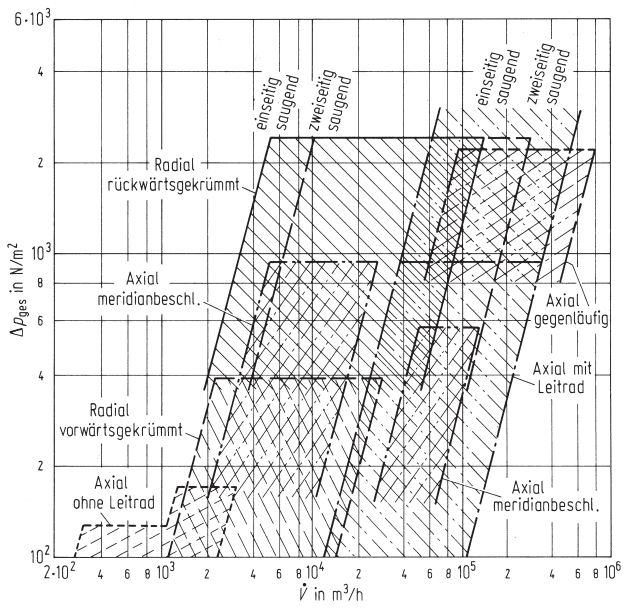


Bild 45. Ventilator-Auswahldiagramm für RLT-Anlagen [20]

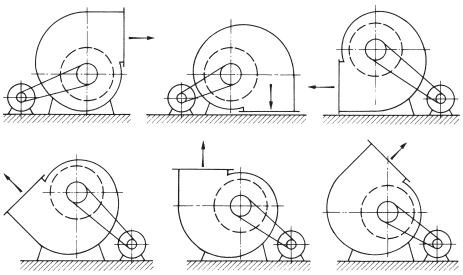


Bild 46. Kanalanschluß von Radialventilatoren

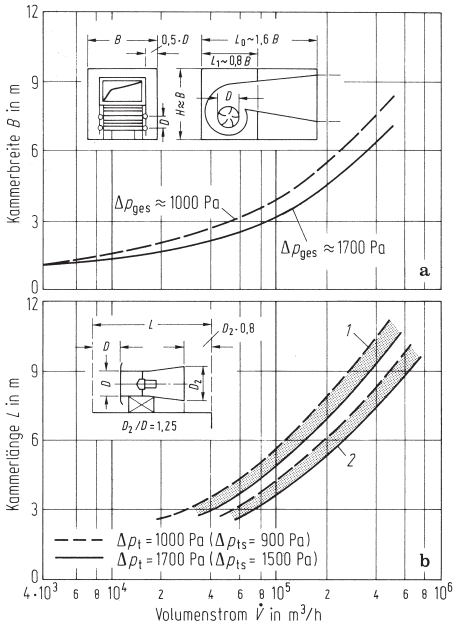


Bild 47 a, b. Erforderliche Kammerbreiten. **a** Radialventilatoren mit Dralldrossel (ohne Dralldrossel Verkleinerung der Bauelementebreiten um 10%); **b** Axialventilatoren mit Diffusor, *1* Hochdruckventilatoren, *2* Niederdruckventilatoren

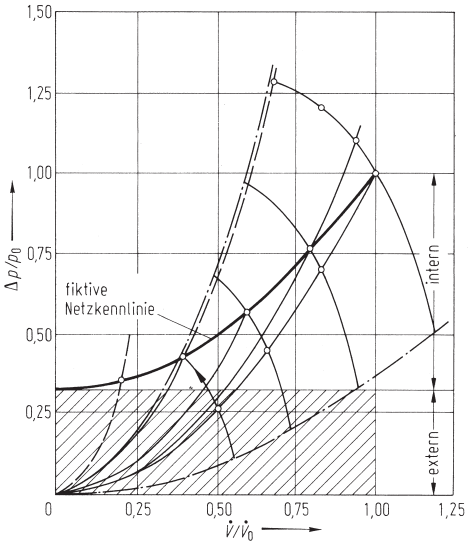


Bild 48. Verlauf des Betriebspunkts auf dem Kennfeld bei Druckkonstanthaltung

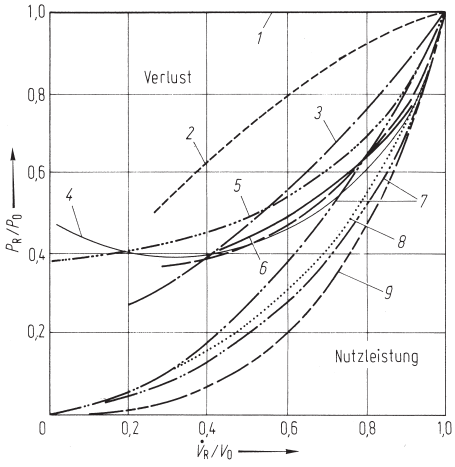


Bild 49. Verschiedene Regelungsarten des Ventilators. P_R Leistung ungeregelter Zustand, P_0 Leistung ohne Regelung, $\dot{V}_R$ geregelter Luftdurchsatz, $\dot{V}_0$ Luftdurchsatz ohne Regelung. Art der Regelung: *1* Bypass, *2* Drossel (Polke), *3* Drall-Drossel (Laux), *4* Verstellboden, *5* vorwärts gekrümmte Drall-Drossel (Laux), *6* Regulierboden (Regenscheit), *7* Drehzahländerung (Polke), *8* Schaufelverstellung, nur bei Axial (Polke), *9* theoretische Drehzahlregelung

und niedrigerer Volumenströme, verändert sich die Netzkennlinie. Bei richtiger Auslegung des Betriebspunkts muß noch ein brauchbarer Betriebspunkt auch dann gegeben sein, wenn eine Widerstandsänderung bei der Anlage aufgrund z. B. von Filterverschmutzung erfolgt.

Bypassregelung. In **Bild 50** ist ebenso der sog. Bypassbetrieb angedeutet. Im Falle des Öffnens des Bypasses wird der Betriebspunkt Richtung max. Luftstrom entlang der Ventilatorkennlinie herabrutschen. Bei dem Bypassbetrieb werden zwei Teilvolumenströme gegeben. Ein Teilvolumenstrom ist der Luftstrom, der durch den Bypassweg passiert (Bypassanteil). Der Rest des Volumenstroms, der sog. Netzanteil, fließt durch das Kanalnetz in die Anlage.

Drehzahlregelung. Die verschiedenen Arten von Drehzahlregelungsmöglichkeiten zeigt **Tab. 6**.

Das **Bild 51** zeigt u. a. ein Kennfeld von einem Axialventilator bei verschiedenen Drehzahlen. Aus dem **Bild 51 a** kann man erkennen, daß die Volumenstromförderung bei Axialventilatoren bei einem min. Luftdurchsatz und max. Druck abbricht, dies bedeutet, daß die Ventilatorkennlinie in den sog. Pumpenbereich hineinkommen kann.

Bei Konstanthaltung des Drucks im Netz – wie beschrieben – läßt sich die Anlage und Netzkennlinie aufteilen auf sog. internen und externen Widerstand. Die Stelle der Druckkonstanthaltung könnte im idealen Fall eine Druckkammer werden, aber es läßt sich auch in einem Kanalnetz die Druckkonstanthaltung erreichen. Die Druckkonstanthaltung tritt bei einer Anlage dann ein, wenn in einigen Gebäudebereichen eine Luftstromregelung oder sogar Absperrung vorgesehen ist. Dadurch dürfen keine Luftstromänderungen der übrigen Bereiche hervorgerufen werden. In diesem Fall liegt der konstante

Tabelle 5. Volumenstrom-Regelungen am Ventilator

Ventilator	Regelungsart:	Regelbereich in Vol.-%, möglicher Bereich		Empfohlener Bereich in kW	
		von	bis	von	bis
Radial u. Axial	Drossel	100	70	100	90
	Bypass	100	0	100	80
	Drehzahl	100	20	100	20[a])
	Drall	100	40	100	70
Axial	Laufschaufel-Verstellung	100	0	100	0

[a]) Nur ohne Druckkonstanthaltung im Netz oder in der Druckkammer. Bei Druckkonstanthaltung nur bis ca. 50% (s. **Bild 49**).

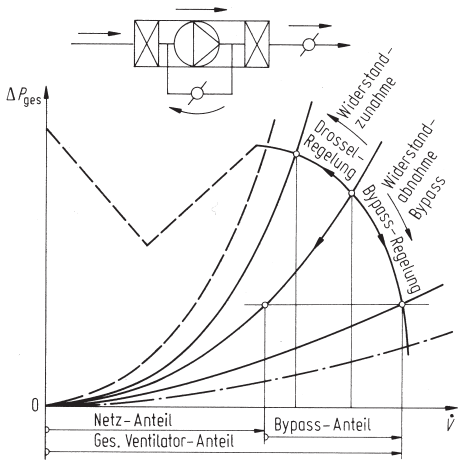


Bild 50. Drossel- und Bypassregelung

Tabelle 6. Drehzahlregelungsmöglichkeiten

	Regelbereich in Vol.-%, möglicher Bereich		Empfohlener Bereich in kW	
	von	bis	von	bis
Schleifringläufer	100	60	2	10
Elektrisch				
Kommutator (Nebenschluß)	100	20 (10)	3	25
Gleichstrom (mit Thyristor)	100	20 (10)	1	4
Frequenzregelung	100	20		
Mechanisch				
Sympla-Belt	100	70	1	8
Kupplung	100	30	über 30	
Hydraulisch				
Wandler	100	10	über 70	

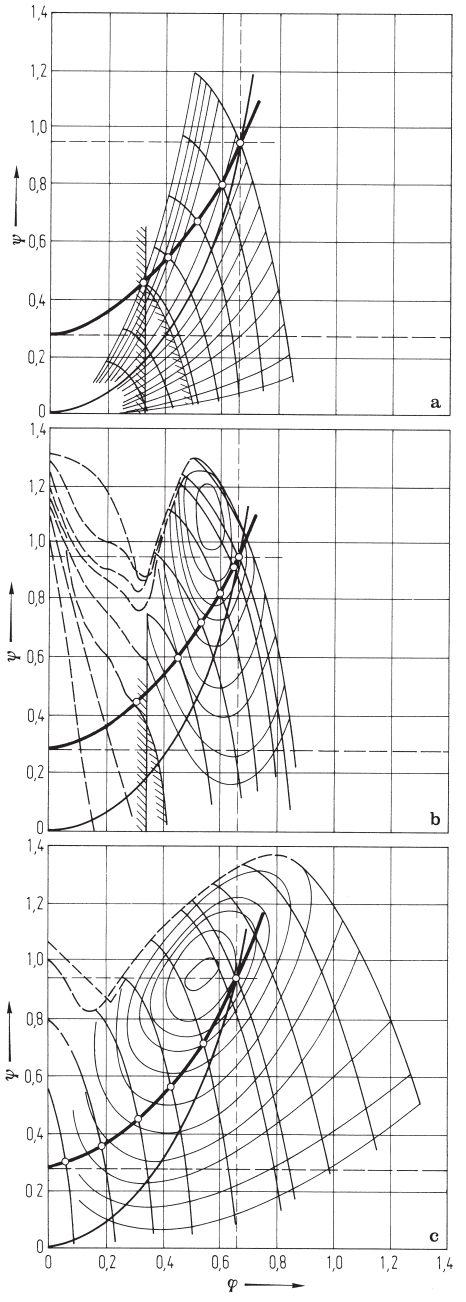


Bild 51a–c. Axialventilator-Regelung. **a** Drehzahl; **b** Drall; **c** Laufschaufel. Dimensionslose Kennzahlen: Druckzahl $\psi = \Delta p/\Delta p_0$ und Lieferzahl $\varphi = V/V_0$, wobei Δp_0 und V_0 den optimalen Betriebspunkt des Ventilators definieren

Druck des Teilnetzes im Verhältnis zum gesamten Druck des Ventilators höher und um so eher wird die interne Anlagenkennlinie das brauchbare Feld des Ventilators verlassen. Dies bedeutet, daß minimaler Luftdurchsatz sich bei jedem Ventilator und jeder Netzkennlinie an der Stelle ergibt, wo die Anlagenkennlinie das Ventilatorkennfeld verläßt. Die Stelle liegt oft bei 60 oder 50% des Nennvolumenstroms.

Falls saugseitig geregelter Vordruck vorgehalten wird, werden die Anlagenwiderstandsparabeln parallel nach unten verschoben. Aufgrund dieser Verschiebung wird der Betriebspunkt Richtung größerem Volumenstrom und niedrigerem Gesamtdruck verschoben.

Den möglichen minimalen Volumenstrom kann man selbstverständlich in engeren Grenzen durch die Auslegung des Betriebspunkts (Ventilatorauswahl) und durch Höhe des kon-

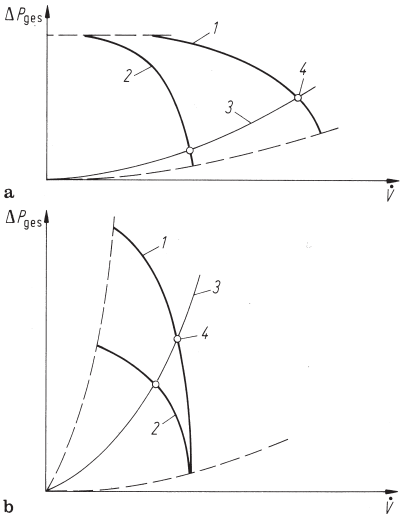


Bild 52. a Parallellauf von zwei gleichen Ventilatoren; **b** Serienlauf von zwei gleichen Ventilatoren. *1* Resultierende Ventilatorkennlinie; *2* Kennlinie von einem Ventilator, *3* Anlagecharakteristik, *4* Arbeitspunkt. Δp_{ges} Förderdruck, $\dot{V}$ Luftvolumenstrom

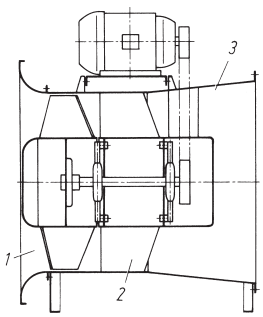


Bild 53. Axialventilator mit Einlaufdüse. *1* Einlaufdüse, *2* Leitrad, *3* Diffusor

Tabelle 7. Staubgehalt der Luft

Ort	Mittlere Konzentration mg/m³		Maximale Kornhäufigkeit µm
Landgegend		0,1	1,5
Wohngebiet in der Großstadt		0,4	7,0
Wohnräume	1...	2	–
Warenhäuser	2...	5	–
Industriegebiete	>	3	60
Werkstätten	1...	10	–
Gußputzerei	50...	500	–
Zementfabrik	100...	200	–
Bergwerk	100...	300	–
Abgase technischer Feuerungen	1000...	15000	–

stanten Drucks im Netz etwa beeinflussen. Es kann aber sein, daß im Falle einer Druckkonstanthaltung und stufenloser Volumenstromregelung eine Drehzahlregelmöglichkeit unterhalb ca. 50% der Drehzahl oder des Volumenstroms kaum möglich ist. Es muß hierbei die Widerstandsänderung der Anlagenteile (interner Widerstand) berücksichtigt werden. Eine Zunahme der Verschmutzung der Filter verursacht eine geringfügige Änderung, demzufolge wandert der Betriebspunkt auf der Ventilatorkennlinie in Richtung geringerem Volumenstrom und höherem Gesamtdruck.

Drallregelung. Die möglichen Betriebspunkte bei Druckkonstanthaltung im Netz und Drallregler am Ventilator zeigt **Bild 51 b**. Wie **Bild 51 b** auch zu entnehmen ist, kann eine Volumenstromregelung auch mit Hilfe des Drallreglers unter 50% wirtschaftlich kaum erzielt werden, wobei bei Drallregelung das Phänomen Pumpen nicht unbedingt auftreten wird. Lediglich der Wirkungsgrad fällt bei niedrigen Teillastbetrieben stark ab.

Es kann anstelle der Druckkonstanthaltung auch der Volumenstrom konstant gehalten werden. Dies ist nur dann möglich, wenn alle Abzweige die gleichen Widerstände und die gleiche Widerstandszunahme haben. In solch einem Fall läßt sich ein wirtschaftlicherer Betrieb erzielen als bei konstanter Druckhaltung von hohem Druck.

Laufschaufelregelung (nur bei Axialventilatoren). Das Kennfeld der Laufschaufelregelung während des Laufs bei Axialventilatoren zeigt **Bild 51 c**. Aus diesem Bild läßt sich entnehmen, daß der Volumenstrom nur bei dieser Regelungsart bei konstantem, beliebigem Druck im Netz ohne Schwierigkeiten bis auf ein Minimum herunterreguliert werden kann. Falls ein Volumenstromteilbetrieb unterhalb 50% des Nennvolumenstroms erforderlich wird, ist zu empfehlen, die Laufschaufelregelung zu wählen.

Im Falle von Parallel- oder Serienlauf von zwei Ventilatoren läßt sich die resultierende Ventilatorkennlinie nach **Bild 52** ermitteln.

Axialventilatoren

Sie werden in letzter Zeit auch für höhere Förderdrücke eingesetzt, so als gegenläufige Ventilatoren. Zur Verbesserung des Wirkungsgrads werden Leiträder vor und nach dem Laufrad eingesetzt. Axialventilatoren guten Wirkungsgrads brauchen für einen strömungsgerechten Einbau beträchtliche Baulängen, so für eine gute Anströmung und Abströmung mit Diffusoren am Ausblas, **Bild 53**. Der geringe Durchmesser ist als Einbauvorteil zu werten.

4.2.7 **Filter.** Filters

Filterwirkung

Die normal in der Außenluft enthaltenen Staubpartikel und Keime bringen keine gesundheitlichen Schädigungen mit sich. Der Staubgehalt der Außenluft ist wesentlich geringer als der der Raumluft, von ausgesprochenen Industriegebieten abgesehen, **Tab. 7**. Für den gewerblichen Bereich mit gesundheitsschädlichen Stäuben in den Räumen liegen Vorschriften der Berufsgenossenschaften über den zulässigen Staubgehalt vor. Im Immissionsschutzgesetz werden für stauberzeugende Betriebe und für Abgase von Feuerungen maximale Staubkonzentrationen vorgeschrieben [9].

Die Filterung hat nicht nur Bedeutung für die *Reinhaltung* der Luft im Raum, sondern auch für die *Sauberhaltung* des Kanalnetzes. Da Filter gereinigt, ausgewechselt oder erneuert werden müssen, ist eine gute Zugänglichkeit für die Wartung erforderlich. Die Leistungsfähigkeit des Filters wird durch den *Entstaubungsgrad* und die *Speicherfähigkeit* gekennzeichnet. Als Entstaubungsgrad ist das Verhältnis der abgeschiedenen Staubmenge zur angebotenen Staubmenge definiert (DIN 24 185). Die Wirksamkeit der Filter hängt von der Luftgeschwindigkeit und der Größe der Staubteilchen bzw. der Korngrößenverteilung ab, der größte Teil des Staubs hat eine Korngröße von 1 bis 15 µm, Keime von 0,01 bis 0,1 µm, **Bild 54**.

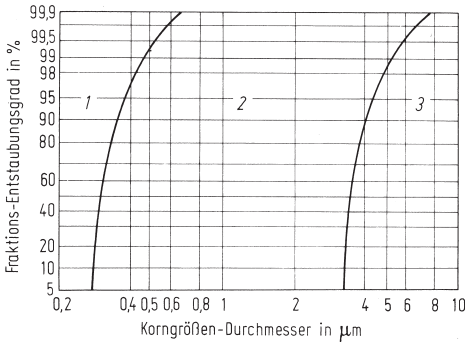


Bild 54. Filterklassen. *1* Klasse C, Eu 5 8 (hochwertige Feinstaubfilter); *2* Klasse B, Eu 2 4 (Feinstaubfilter); *3* Klasse A, Eu 1 (Grobstaub- oder Vorfilter)

Filter mit hohem Abscheidegrad, die auch für Stäube und Schwebstoffe unter 0,5 µm geeignet sind, und die auch radioaktive Schwebstoffe, Bakterien, Viren und Aerosole abscheiden, werden als *Schwebstoffilter* bezeichnet mit den Klassen Q, R und S (DIN 24184). Sie haben einen relativ großen Druckabfall mit einem weiten Bereich von 200 bis 1000 Pa. Zur Abscheidung kleinster Staubteilchen bis 0,1 µm (Tabakrauch, Nebel, Pollen, Bakterien) werden auch *Elektrofilter* eingesetzt, die einen geringen Luftwiderstand von 40 bis 60 Pa haben, der zudem konstant bleibt, **Tab. 8**.

Zur Absorption von Geruchsstoffen, Ausdünstungen, Gasen, Dämpfen und anderen gasförmigen Verunreinigungen werden Aktivkohlefilter verwendet, deren zahllose Poren eine sehr große Oberfläche haben und in denen Dämpfe und Gase durch kapillare Kräfte aufgesaugt und kondensiert werden.

Standfilter

Ölbenetzte Metallfilter. Sie bestehen aus Zellen mit Metallgewebe und werden heute bei induktiven Anlagen, und dort auch relativ selten, verwendet.

Trockenfilter. Sie bestehen ebenfalls aus Zellen mit Fasern aus Glas, Kunststoff, Textilien, Papier u. ä. Sie sind zum Teil wie Glasfaserfilter nicht reinigungsfähig und müssen nach Verschmutzung erneuert werden (*Wegwerffilter*). Einbauform ist die senkrechte Filterwand oder die V-Form als Schrägstromfilter, **Bild 55**.

Als Sack- oder Taschenfilter wird bei geringen Einbaumassen eine hohe Staubspeicherfähigkeit erreicht.

Schwebstoffilter. Sie haben als Filtermaterial Glasfasern, Asbest, Zellulose, Papier und Gemische davon. Sie sind nicht regenerierbar und müssen ausgewechselt werden. Da sie einen gravimetrischen Abscheidegrad von praktisch 100% haben, werden sie bei Testverfahren mit Prüfaerosolen beaufschlagt (DIN 24184).

Wäscher-, Düsen- oder Rieselkammern. Diese werden i. allg. nur im industriellen Bereich zur Luftreinigung verwendet, da der Abscheidegrad gering ist.

Tabelle 8. Druckabfall in Filtern

Filter		Betriebsdruckdifferenz
Art	Klasse	Pa
Grobstaub	Eu 1	30…120
Feinstaub	Eu 2–4	60…180
Feinststaub	Eu 5–9	100…250
Schwebstoff	S	200…500

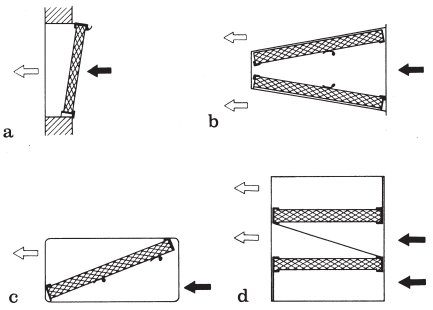


Bild 55a–d. Einbau von Plattenfiltern. **a** Wandzellen-Luftfilter; **b** V-Form-Luftfilter; **c** Schrägstrom-Luftfilter; **d** Kanal-Luftfilter

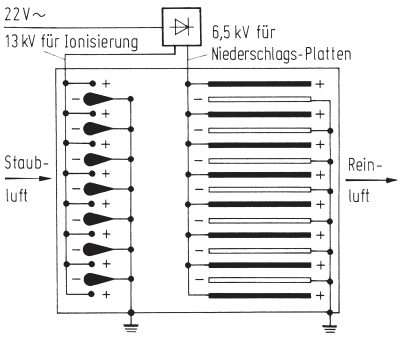


Bild 56. Elektrofilter-Funktionsschema (Delbag)

Elektroluftfilter. Sie haben einen Ionisierungsanteil mit positiv geladenen Wolframdrähten, in denen die ankommenden Staubteilchen elektrisch aufgeladen werden, um im Staubabscheidungsteil, meist ein Plattenkondensator, abgeschieden zu werden, **Bild 56**. Dafür ist eine Hochspannungsanlage von etwa 6500 bis 13000 V erforderlich.

Aktivkohlefilter. Sie werden zur Einhaltung geringer Geruchs- oder Gaskonzentrationen eingesetzt und bestehen aus Aktivkohleplatten, bei höheren Ansprüchen aus mit Aktivkohle gefüllten Patronen, die auf Einbaurahmen gasdicht aufgeschraubt sind, **Bild 57**. Aktivkohlefilter müssen wie Schwebstoffilter Vorfilter haben, da durch Grobstaubverschmutzung ihre Wirksamkeit schnell nachläßt.

Mehrstufige Filter

Für hochwertige Filteraufgaben werden die Filter zwei- oder dreistufig hintereinander eingesetzt entweder in geschlosse-

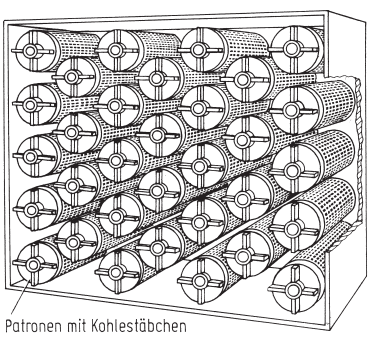


Bild 57. Patronen-Aktivkohlefilter (Ceag)

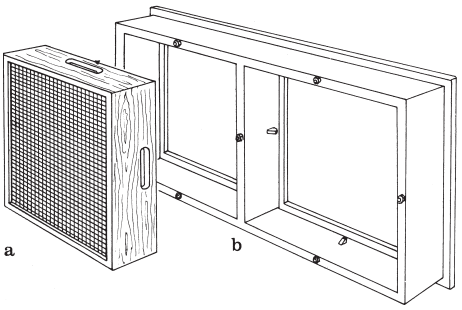


Bild 58 a, b. Hosch-Filter (Schwebstoffilter für Filterwand) (Camfil). **a** Schwebstoffilter; **b** Rahmen für Filterwand

nem Einbau im Zentralengerät oder einzeln an verschiedenen Stellen des Kanalnetzes, z. B. das EU3-Filter (1. Stufe) vor dem Lüftungs- oder Klimagerät, das EU7… 8-Filter (2. Stufe) am Anfang des Kanalnetzes und das *Schwebstoffilter* (3. Stufe) vor Eintritt in den Raum.

In der Reinraumtechnik wird der Partikelgehalt in den Räumen durch sehr hohe Luftwechsel im Umluftbetrieb gering gehalten, wobei im Raum eine turbulenzarme Verdrängungsströmung aufrechterhalten werden soll. Große Filterflächen müssen in der Raumbegrenzung, z. B. in Decken oder Wänden, untergebracht werden, da die Luftgeschwindigkeit im Bereich von 0,3 bis 0,5 m/s liegt. Die Filter sind Hochleistungs-Schwebstoffilter (Hosch-Filter), wobei für die jeweilige Anwendung nach Reinheitsklassen unterschieden wird, **Bild 58** (VDI-Richtlinie 2083).

4.2.8 Lufterhitzer, -kühler. Heating and cooling coils

Konstruktionsprinzip, Verfahren

Lufterhitzer und Kühler [10] sind zumeist lamellenbesetzte Rohrsysteme in einreihiger oder mehrreihiger Anordnung. Die Luft strömt mit einer Geschwindigkeit von 2 bis 3 m/s quer zu den mit Heiz- oder Kühlmittel gefüllten Rohren. Als Material werden Stahlrohre mit Stahllamellen in verzinkter Ausführung oder Kupferrohre mit Aluminium- oder Kupferlamellen genommen. Zu Berechnung, Bauarten und Konstruktion wird auf **K 1** bis **K 3** verwiesen. Direkt mit Gas oder Öl beheizte Erhitzer werden selten verwendet, bei kleinen Leistungen werden auch Elektroerhitzer eingesetzt.

Die Luftkühlung wird nicht nur mit *Oberflächenkühlern* , sondern auch mit *Wasserschleiern (Naßluftkühler)*, die in Düsenkammern erzeugt werden, vorgenommen, letztere vorwiegend bei Industrieanlagen, wobei das Wasser durch eine Kältemaschine gekühlt wird (**M 4.2.9**, Sprühbefeuchter).

Oberflächenkühler

Die Bauart der Oberflächenkühler entspricht den Erhitzern, nur werden wegen der kleineren Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Luft die Rohre nicht parallelgeschaltet wie beim Erhitzer, sondern hintereinander, um eine bessere Ausnutzung des Kaltwassers, das einen Temperaturbereich von 6 bis 12 °C hat, zu erreichen. Auch ist die Wassergeschwindigkeit in den Rohren mit 1 m/s etwa doppelt so hoch wie beim Erhitzer, um die innere Wärmeübergangszahl zu erhöhen.

Für kleinere und mittlere Leistungen werden auch die *Verdampfer* der Kältemaschine direkt als Kühler eingesetzt.

Wegen der im Vergleich zum Erhitzer geringen Flächenleistung werden Kühler meist in mehrreihiger Anordnung benötigt. Der Druckverlust ist also zwei- bis dreifach so hoch wie beim Erhitzer, zumal mit der Wasserausscheidung der Luftwiderstand zunimmt. Ein Wasserniederschlag findet immer

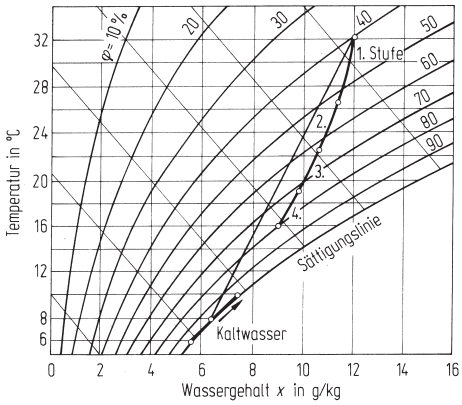


Bild 59. Luftzustandsverlauf bei Oberflächenkühlung (*h*, *x*-Diagramm)

statt, wenn die Rohroberflächentemperatur unter dem Taupunkt liegt, wobei der Luftzustandsverlauf für den einzelnen Kühler berechnet werden müßte. Im allgemeinen genügt die Annahme einer leicht gekrümmten Kurve, **Bild 59**.

4.2.9 Luftbefeuchter. Humidifiers

Befeuchtet wird die Luft entweder in *Wassernebeln* oder an *Rieselflächen* nach vorangegangener Lufterwärmung oder mit direkt in den Luftstrom eingeblasenem *Dampf* [11]. Die Temperatur des Wassers ist i. allg. konstant, so daß die Zustandsänderung der Luft adiabatisch verläuft. Beim Einblasen von Dampf ist die Dampftemperatur von Einfluß, beim Dampfdruck von 1 bar bleibt die Lufttemperatur praktisch konstant (**Bild 60**), (s. **D 9 Bild 1** und **Anh. D 9 Tab. 1**).

Sprühbefeuchter

Er besteht aus einer Kammer, in der Umlaufwasser durch Düsen zu einem dichten Nebel von Wassertröpfchen zerstäubt und das verdunstete Wasser ersetzt wird. Die Wassertropfen

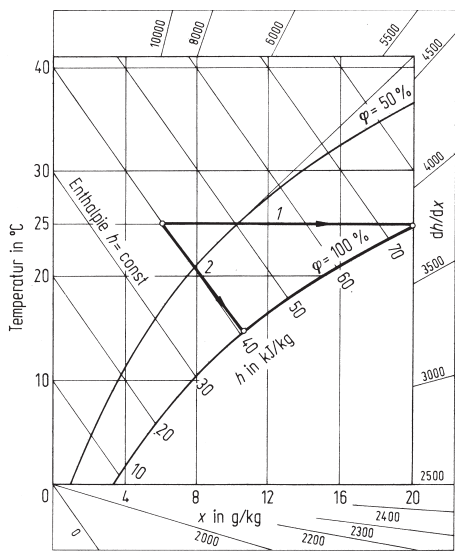


Bild 60. Luftzustandsverlauf bei Wasser- und Dampfbefeuchtung. *1* Dampf, *2* Wasser

haben einen Durchmesser von etwa 0,2 bis 0,4 mm. Am Ende der Düsenkammer, besser auch am Anfang, muß ein *Tropfenabscheider* eingesetzt werden, der aus zick-zack-förmig angeordneten Leitflächen besteht, damit die restlichen Tröpfchen aus der Luft durch Prallwirkung ausgeschieden werden, **Bild 61**. Für den Befeuchtungsvorgang ist neben einer ausreichenden Länge der Düsenkammer auch noch ein Mindestverhältnis Wassermassenstrom zu Luftmassenstrom notwendig (*Wasser/Luft-Zahl*), das i. allg. in der Größenordnung von 1 bis 1,5 liegt. Unter dem *Befeuchtungswirkungsgrad* versteht man bei adiabatischer Befeuchtung das Verhältnis von aufgenommenem Wasserdampf zur möglichen Wasseraufnahme bis zu Sättigungslinie. Dieser Befeuchtungswirkungsgrad ist abhängig von der Anzahl der Düsenreihen, der Luft- und Wasserrichtung und von der Länge der Düsenkammer, **Tab. 9**.

Wegen des durch den Kreislauf steigenden Salzgehalts, kann eine Wasseraufbereitung notwendig werden, eine ständige *Absalzung*, am besten automatisch, ist unerläßlich. Aus hygienischen Gründen, wegen der Korrosionsgefahr und der aufwendigen Wartung wird als Material für die Düsenkammer beschichtetes Stahlblech, Edelstahl oder Kunststoff gewählt. Die Düsen bestehen aus Messing, Kunststoff oder Edelstahl und sprühen entweder gegen oder mit der Luft oder in beiden Richtungen.

Eine feinere Zerstäubung des Wassers läßt sich mit einem Druckluft/Wasser-Gemisch, also mit *Zweistoffdüsen* erreichen. Hierfür werden weniger Düsenkammern in Zentralengeräten, sondern mehr Einzelgeräte verwendet, die, wie z. B. in der Textilindustrie, in der Werkhalle zusätzlich zur Zentralanlage aufgestellt werden.

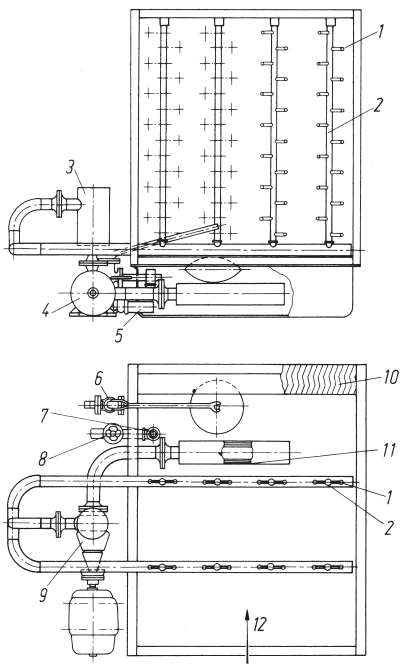


Bild 61. Sprühbefeuchter-Kammer. *1* Druckdüse, *2* Düsenrohr, *3* Wasserfilter, *4* Pumpenmotor, *5* Ablauf, *6* Schwimmerventil, *7* Überlauf, *8* Ablaufmuffenschieber, *9* Wasserpumpe, *10* Tropfenabscheider, *11* Saugsieb, *12* Strömungsrichtung der Luft

Tabelle 9. Befeuchtungswirkungsgrad

Befeuchtungseinrichtung	Wirkungsgrad %
Rieselmatten	50…80
Drehzerstäuber	75…80
Sprühbefeuchter:	Kammerlänge
Düsenrichtung	2… 3 m
1 Reihe in Luftrichtung	70…80
1 Reihe gegen Luftrichtung	85…95
2 Reihen in Luftrichtung	80…95
2 Reihen in und gegen Luftrichtung	87…98

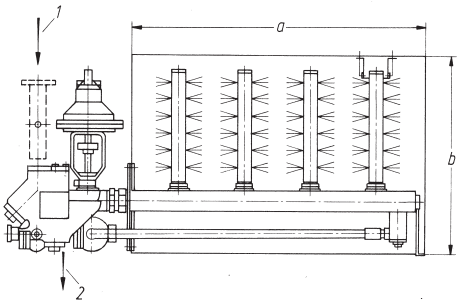


Bild 62. Dampfbefeuchter (Rox). *1* Dampfeintritt, *2* Kondensataustritt, *a* Kanalbreite, *b* Kanalhöhe

Füllkörperkammer

Bei dieser läuft das Wasser über Füllkörperschichten, meist schräg gestellten Kunststoffmatten, ab, wobei die Luft im Gegenstrom oder Kreuzstrom die Schichten durchquert. Hierbei ist der Befeuchtungswirkungsgrad wesentlich geringer als bei den Düsenkammern.

Dampfbefeuchter

Bei diesem wird der Dampf in den Luftkanal oder in eine Gerätekammer über Düsen in Verteilrohren, bei industriellen Verfahren auch direkt in den Raum eingeblasen. Tropfenbildung wird durch *Prallvorrichtung, Entspannungskammer* oder eine *Mantelbeheizung* verhindert.

Notwendig ist eine *Entwässerung* am Anfang und Ende des Verteilrohrs, wobei das Kondensat entweder zurückfließt oder abgeleitet wird, **Bild 62**. Darf der Dampf bzw. das Wasser keine Rückstände haben, muß er gesondert erzeugt werden, so bei kleinen Leistungen in Elektrodenkesseln [12].

Befeuchtungsgeräte

Diese haben kleinere Leistungen und sind umlaufende *Schaumstoffbänder* , die in einem Wasserbad befeuchtet werden, oder geheizte *Wasserbäder* , die angeblasen werden. Die Leistung dieser und ähnlicher Geräte reicht bis zu 10 l/h.

Wasserzerstäubung

Größere Leistungen werden bei der Wasserzerstäubung durch Düsen oder umlaufende Scheiben erreicht, wobei eine tropfenfreie Zerstäubung nicht möglich ist. Im industriellen Bereich werden auch Geräte mit Düsen benutzt, bei denen die Zerstäubung des Wassers mit Druckluft vorgenommen wird.

4.2.10 Luftentfeuchter. Dehumidifiers

Verfahren

Die Entfeuchtung (*Trocknung*) der Luft wird fast ausschließlich durch Abkühlung der Luft bis zur *Wasserdampfkondensation* vorgenommen [13]. Die *Absorption* des Wasserdampfes durch *hygroskopische Stoffe* ist relativ selten. Geeignete Absorptionsstoffe sind z. B. Kieselgel und Lithiumchlorid.

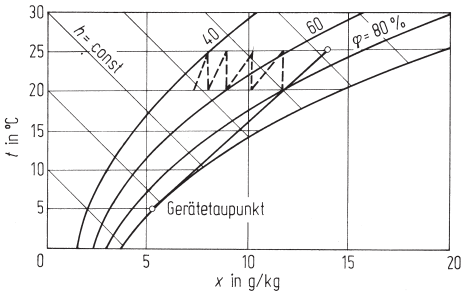


Bild 63. Luftzustandsverlauf bei Entfeuchtung durch Oberflächenkühler im Umluftkühlgerät

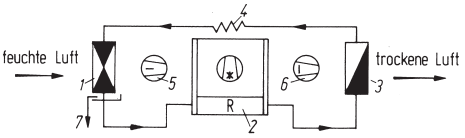


Bild 64. Aufbauschema eines Raumentfeuchtungsgeräts. *1* Kühler (Verdampfer), *2* Verdichter, *3* Kondensator, *4* Drosselquerschnitt (Kapillarrohr), *5* Axialventilator, *6* Radialventilator, *7* Kondensatablauf

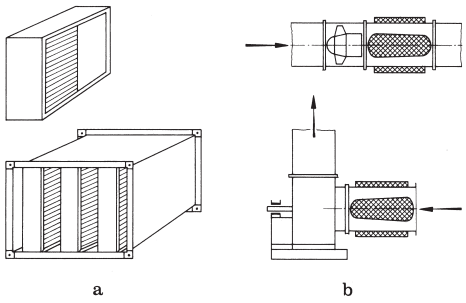


Bild 65. Absorptionsschalldämpfer. **a** rechteckig; **b** rund

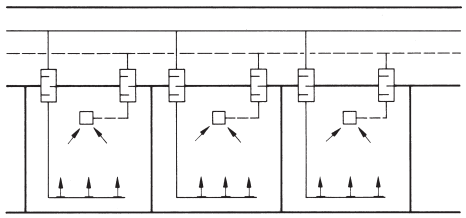


Bild 66. Anordnung von Telefonieschalldämpfern

Diese Materialien können nach der Sättigung durch Erhitzen, also durch Ausdampfen des Wassers, regeneriert werden.

Trocknung durch Kühlung

Für diese werden *Oberflächen- und Naßluftkühler* eingesetzt. Dazu muß die Kühleroberflächentemperatur unter dem Taupunkt liegen. Der Taupunkt muß aber nicht unbedingt erreicht werden. Durch wechselweises Kühlen, Erwärmen, Kühlen usw. kann auch bei kleiner Kühlfläche der geforderte Raumluftzustand erreicht werden, zumal die Entfeuchtung meist im Umluftbetrieb vor sich geht. Eine leichte Entfeuchtung findet ohnehin im Sommerbetrieb fast bei jeder Klimaanlage infolge der Luftabkühlung statt, **Bild 63**. Die Oberflächen- oder Naßkühler werden mit Kaltwasser von Kältemaschinenanlagen oder bei der Ausführung der Oberflächenkühler als *Direktverdampfer* mit Kältemittel beschickt.

Umluftentfeuchtungsgeräte mit eingebauter Kältemaschine werden auch direkt in den Raum gestellt. Durch die Kondensatorwärme tritt eine Lufttemperaturerhöhung im Raum auf, wenn der Kondensator entweder wassergekühlt ist oder beim luftgekühlten Kondensator ein Teil der Luft nicht nach draußen geführt wird, **Bild 64**.

4.2.11 Schalldämpfer. Sound absorber

Übersicht

Zu den physikalischen Grundlagen wird auf **O 3** verwiesen. Zu den Ventilatorgeräuschen können Strömungsgeräusche im Kanalnetz, an Ecken, Umlenkungen, Querschnittsverringerungen, Gittern und durch hohe Luftgeschwindigkeiten etwa ab 7 m/s hinzukommen. Auch können die Kanalwanderungen zu Eigenschwingungen angeregt werden. Neben einer günstigen strömungstechnischen Ausbildung des Luftverteilsystems wird zu der auf dem Luftweg durch Kanalnetz und Bauelemente auftretenden Geräuschdämpfung noch der Einbau von Schalldämpfern notwendig [14].

In der Raumlufttechnik werden Schalldämpfer mit porigen, weichen Stoffen zur *Absorbierung* der Schallenergie benutzt. Dabei werden entweder Kanäle mit Schallschluckstoffen ausgekleidet, größere Kanäle mit schallschluckenden Einbauten versehen oder gesonderte Schalldämpfer eingebaut.

Luftschalldämmung

Schalldämpfer für die Luftschalldämmung in rechteckiger oder runder Form bestehen zumeist aus einem Gehäuse aus Stahlblech mit im Inneren eingebauten *Absorptionswänden* (Kulissen) aus porösen Stoffen, vorzugsweise Glas- oder Mineralwolle, **Bild 65**. Zu berücksichtigen ist der zusätzlich auftretende Luftwiderstand. Die Luftgeschwindigkeit, bezogen auf den Ansichtsquerschnitt, liegt im Bereich von 3 bis 5 m/s, die erreichbaren Dämpfungswerte bei 250 Hz bei etwa 10 bis 20 dB/m. Bei Räumen mit sehr hohen akustischen Anforderungen wie Rundfunkstudios und Konzertsäle, werden noch Sekundärschalldämpfer im Kanalnetz nahe am Raum, also vor den Luftdurchlässen, benötigt. Das trifft auch zur Verhinderung der Schallübertragung von Raum zu Raum über Luftdurchlaß und Kanalnetz zu (*Telefonieschalldämpfer*), **Bild 66**.

Körperschalldämmung

Die Fortpflanzung des Körperschalls im Kanalnetz wird durch die elastische Verbindung am Ventilatorstutzen verhindert, die Fortleitung durch die Fundamente oder Sockel durch Einschaltung von *Schwingungsdämpfern*, z. B. als Gummiisolatoren. Diese Isolatoren oder auch Korkplatten, die auf das Ventilatorfundament gelegt werden, dienen gleichzeitig zur *Erschütterungsdämmung*, für die auch Schwingungsdämpfer in Form von Stahlfedern eingesetzt werden. Um eine Schallabstrahlung von Ventilatoren oder nachfolgenden Kanälen zu unterbinden, werden *Entdröhnungsmittel* verwendet.

4.2.12 Nachbehandlungsgeräte mit Luftförderung
Aftertreatment devices with jets or fans for room-air circulation

Systeme

Eine Nachbehandlung der Luft kann durch Einbau von *Erhitzern, Kühlern, Filtern* im Kanal oder bei Zweikanalanlagen durch *Mischkästen* vorgenommen werden. Nachbehandlungsgeräte mit Wärmetauscher und Luftförderung werden meist sichtbar in der Fensterbrüstung in den Raum gesetzt, wobei zusätzlich zum Luftstrom von der Zentrale (*Primärluft*) noch Raumluft (*Sekundärluft*) umgewälzt wird, um die notwendige

Leistung zu erreichen. Mit diesen Geräten ist die individuelle Regelung eines jeden Raums möglich. Sie werden daher meist in Vielraumgebäuden verwandt, **Bild 8** [15].
Die zusätzliche Luftförderung geschieht entweder durch Düsen, die Raumluft injizieren (*Induktionsgerät*) oder durch einen in das Gerät eingebauten Ventilator (*Ventilatorkonvektor*).

Induktionsgerät

Es enthält Wärmetauscher in Form von *Konvektoren* oder *Platten*, **Bild 67** und **Bild 68**. Hat der Wärmetauscher nur eine Rohrschlange, wird diese wahlweise von Kalt- oder Warmwasser durchflossen, je nachdem, ob das vom Raumthermostat gesteuerte Ventil den Heiz- oder Kühlkreislauf freigibt (Vierrohr- oder Dreirohrsystem). Beim Zweirohrsystem ist jeweils nur der Heizfall oder der Kühlfall an den Geräten möglich. Die Vierleiterventile sind Sonderkonstruktionen, in denen praktisch zwei Ventile vereinigt sind.
An den Düsen liegt je nach Konstruktion ein Druck von 100 bis 400 Pa vor, was eine Austrittsgeschwindigkeit von 12 bis 25 m/s ergibt. Das Induktionsverhältnis Primärluft zu Sekundärluft liegt dabei im Bereich von zwei- bis fünffach.
Die Empfindlichkeit der Vierleiterregelventile und der Energieverlust, durch Wärmeleitung im Ventil und durch Austausch von Warm- und Kaltwasser, haben zu Konvektorinduktionsgeräten mit zwei Wärmetauschern geführt. Dabei dient einer zur Kühlung und der andere zur Heizung. Oder man verwendet Wärmetauscher mit zwei getrennten Wasserwegen für Kühlung und Heizung. Es werden dann einfache Sequenzventile verwandt. Wegen der Betriebsschwierigkeiten mit dem Vierleiterventil sind Geräte mit Klappenregelung entwickelt worden.

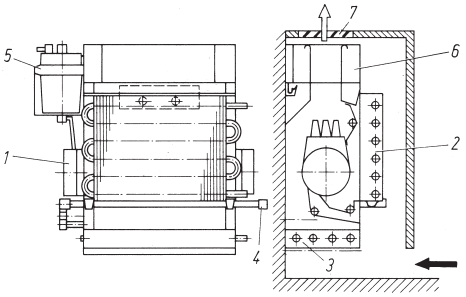


Bild 67. Konvektorinduktionsgerät (Luwa). *1* Primärluftdüsen, *2* Luftkühler, *3* Lufterhitzer, *4* Tropfschalenanschluß, *5* Klappenmotor, *6* Ausblaskamin, *7* Ausblasgitter

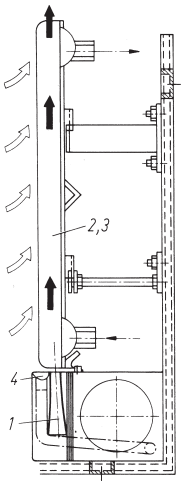


Bild 68. Plattenindukionsgerät (Rox). *1* Primärluftdüsen, *2, 3* Luftkühler und Lufterhitzer wahlweise, *4* Tropfwasserrinne

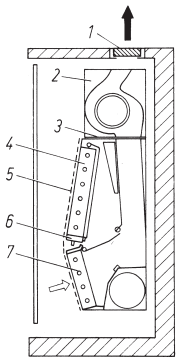


Bild 69. Ventilatorkonvektor (LTG, Lufttechnische Ges.). *1* Luftauslaßgitter, *2* Ventilator, *3* Bypass, *4* Luftkühler, *5* Luftfilter, *6* Tropfschale, *7* Lufterhitzer

Ventilatorkonvektor

Er stellt ein Umwälzgerät dar, z. B. als Truhengerät mit Filter, Wärmetauscher und Ventilator (**Bild 69**), wobei die Außenluft zentral aufbereitet und dem Raum über ein Kanalnetz zugeführt wird. Die Sekundärluftumwälzung ist unabhängig von dem Primärluftstrom. Hinsichtlich der Anzahl und Ausführung der Wärmetauscher und des Anschlusses an den Kalt- und Warmwasserkreislauf sind die gleichen Möglichkeiten gegeben mit den verschiedenen Rohrsystemen wie beim Induktionsgerät.

Kleinwärmepumpengerät

Es handelt sich hierbei praktisch um Ventilatorkonvektoren mit eingebauter Kältemaschine. Vom Raumthermostaten wird je nach Kühlbedarf oder Heizbedarf auf Kälte- oder Wärmepumpenbetrieb geschaltet. Mit dem Wasserkreislauf wird entweder der Kondensator gekühlt (Kühlbetrieb) oder dem Verdampfer Wärme zur Verfügung gestellt (Heizbetrieb) [16]. Siehe **M 6**.

4.2.13 Wärmerückgewinnung. Heat recovery

Anwendung

Zur Energieeinsparung hat die Wärmerückgewinnung [17] bei raumlufttechnischen Anlagen besondere Bedeutung erlangt, und zwar für die Anlagen, die nur oder mit einem erheblichen Teil an Außenluft betrieben werden müssen. Wichtig ist nicht nur die Ersparnis im laufenden Wärmeverbrauch, sondern auch die Leistungsverringerung bei der Wärmeerzeugung, **Bild 70**. Vom Prinzip her ist die Wärme, die in der Fortluft enthalten ist, an die Ansaugluft zu übertragen. Das kann durch Wärmetauscher im direkten oder indirekten Verfahren geschehen, aber auch durch Einsatz einer Wärmepumpe, bei der die Fortluft als Wärmequelle genutzt wird (s. **M 6.3.1**).
Unter Wärmerückgewinner werden nach VDI-Richtlinie 2071 *regenerative* und *rekuperative* Wärmetauscher verstanden. Es können sowohl *sensible* Wärme und je nach Bauart und Betriebszustand auch *latente* Wärme, z. B. durch Kondensation oder Sorption übertragen werden.

Rekuperator

Bei diesem vollzieht sich der Wärmetausch über Trennflächen direkt vom Fortluft- an den Außenluftstrom, dazu ist

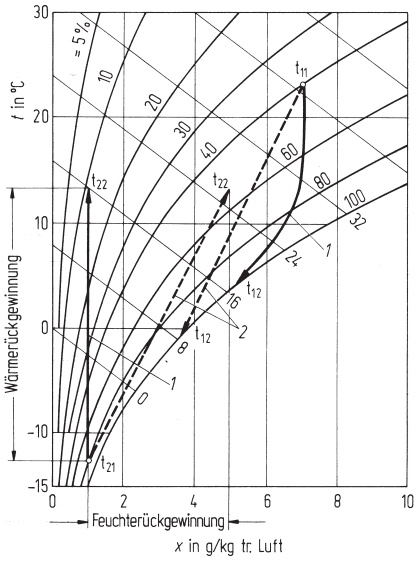


Bild 70. Luftzustandsverlauf bei Energierückgewinnung. *1* Austausch von sensibler Wärme, *2* Austausch von sensibler und latenter Wärme sowie Wasser

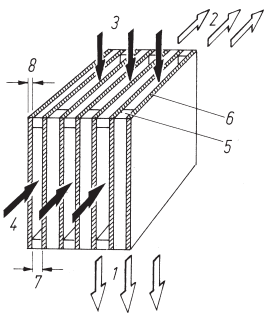


Bild 71. Rekuperative Wärmerückgewinner (Glasplattentauscher) (Air Fröhlich). *1* Austritt Rückluft 19,2 °C/95% RF (rel. Feuchte), *2* Austritt Zuluft 21 °C/35% RF, *3* Eintritt Abluft 30 °C/55% RF, *4* Eintritt Außenluft 8 °C/80% RF, *5* Distanzstreifen, *6* Glasplatte, *7* Spaltbreite, *8* Glasscheibenstärke

eine räumliche Zusammenführung der Luftkanäle notwendig, **Bild 71**.

Regenerator

Bei diesem wird zwischen drehenden *festen* Wärmeträger und umlaufenden *flüssigen* oder *gasförmigen* Wärmeträger unterschieden. Im ersten Fall durchströmen die Fortluft und die Außenluft nacheinander den sich drehenden Wärmeträger, über die Kontaktflächen wird die Wärme vom Fortluft- an den Außenluftstrom übertragen, **Bild 72**. Auch hier müssen die Luftkanäle wieder räumlich zusammengeführt werden. Im zweiten Fall wird die Wärme der Fortluft rekuperativ über einen Wärmetauscher an ein Kreislaufsystem, meist Flüssigkeitskreislaufsystem, übertragen und in der Außenluft über einen zweiten Wärmetauscher vom Kreislaufsystem an die Außenluft abgegeben. Der Wärmetausch erfolgt zwar direkt über Trennflächen, also rekuperativ, durch den umlaufenden Wärmeträger ergibt sich aber ein regeneratives Verhalten, **Bild 73**.

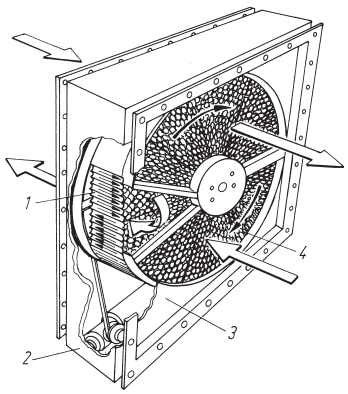


Bild 72. Regenerativer Wärmerückgewinner (Rotationstauscher) (Kraftanlagen Heidelberg). *1* Rotor, *2* Stahlblechgehäuse, *3* Schleuszone, *4* Rotorantrieb

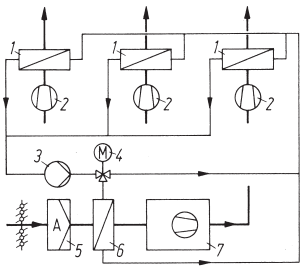


Bild 73. Regenerative Wärmerückgewinnung über Medienwärmeträger. *1* Fortluft-Energietauscher, *2* Fortluft-Ventilator, *3* Umwälzpumpe, *4* Mischventil, *5* Außenluftfilter, *6* Außenluft-Energietauscher, *7* Klimagerät

Wirtschaftlichkeit

Zu berücksichtigen ist bei allen Systemen, daß bei der Einsparung von Wärme, Feuchtigkeit und in geringfügigem Umfang auch von Kälte ein zusätzlicher Aufwand für die Luftförderung entsteht, um den Druckverlust des Wärmetauschers auszugleichen. Bei größeren Anlagen wird die Investition für den Wärmerückgewinner durch die Einsparung bei der Wärmezentrale ausgeglichen. Je nach System und Ausnutzungsgrad lassen sich im Wärmeverbrauch Einsparungen in der Größenordnung von 25 bis 50% erzielen, wobei die höheren Werte dem drehenden Regenerativtauscher zuzuordnen sind [18].

4.2.14 Schaltung und Regelung. Switching and control

Schaltung und Steuerung

Die Betriebsdauer von Lüftungs- und Klimaanlagen ist je nach dem Nutzungszweck der Räume sehr unterschiedlich, so beträgt sie bei *Versammlungsräumen* mehrere Stunden, bei *Verwaltungsgebäuden, Geschäftshäusern* 8 bis 10 h am Tage, bei *Industrieanlagen* kann Dauerbetrieb vorliegen. Das Ein- und Ausschalten der Anlage geschieht meist von einer Schaltstelle im Gebäude, unabhängig von einer zusätzlichen Schalteinrichtung im Gerät oder in der Zentrale. Verbunden mit dieser zentralen Schaltmöglichkeit wird die Überwachung des Betriebs, bei kleineren Anlagen nur hinsichtlich der Funktion, bei mittleren und größeren Anlagen auch hinsichtlich bestimmter Betriebswerte vorgenommen. Kleinere Anlagen haben einzelne *Schalttafeln*, bei einem größeren Umfang an Anlagen wird ein *zentraler Schaltraum* und bei einer Vielzahl größerer Anlagen innerhalb eines Gebäudekomplexes eine

Schalt- oder Leitwarte geschaffen, von der aus auch eine meßtechnische Überwachung von Betriebswerten und die Meldung von Störungen durchgeführt werden kann. Die zukünftige Entwicklung sieht bei Leitwarten einen rechnergesteuerten Anlagenbetrieb vor. Durch Datenverarbeitungs- und Registriereinrichtungen wird eine Einsparung von Bedienungspersonal und Energie angestrebt.

Regelung

Die Regeleinrichtung nimmt einen immer größer werdenden Umfang an. Bereits bei einfachen Lüftungsanlagen wird zur automatischen Regelung übergegangen, schon um Beanstandungen wie Zugerscheinungen zu vermeiden und um einen möglichst wirtschaftlichen Betrieb zu erreichen. Geregelt wird meist die *Temperatur* und *Feuchtigkeit*, gelegentlich auch der *Druck* , in letzter Zeit aber auch mehr der *Luftstrom*. Die Regeleinrichtung besteht aus dem Fühler, dem Regelorgan, dem Kraftverstärker, der Hilfsenergie und den Verbindungsleitungen zwischen den Teilen. Als Hilfsenergie wird sowohl elektrischer Strom als auch Druckluft benutzt, wobei die pneumatische Regelung die häufigere ist.

Unmittelbar wirkende Regler ohne Hilfsenergie, z. B. Temperaturregler, die aus einem Fühler, der Kapillarleitung und dem Ventil bestehen, ähnlich den Thermostatventilen in der Heizungstechnik, kommen relativ selten und nur bei kleineren Anlagen zur Anwendung. Für die Eigenschaften der Fühler, der Regler, der Regelstrecken und der Grundsätze der Regelungstechnik wird auf **X** verwiesen.

Zulufttemperaturregelung. Lüftungsanlagen benötigen meist nur eine konstante Zulufttemperatur, also eine Steuerung der Wärmeversorgung des Lufterhitzers, wobei die Zulufttemperatur gegebenenfalls für den Sommer- und Winterbetrieb am Zuluftthermostaten auf unterschiedliche Werte eingestellt werden kann. Handelt es sich um ein Luftheizgerät, muß die Zulufttemperatur vom Raumthermostaten gesteuert werden, um die Anpassung an den mit der Außenwitterung veränderlichen Wärmebedarf zu gewährleisten. Bei einer Teilklimaanlage also einer Lüftungsanlage mit Kühleinrichtung bedarf es neben der Steuerung der Zulufttemperatur noch einer Begrenzung dieser Temperatur nach unten, damit nicht mit zu kalter Luft eingeblasen wird.

Taupunktregelung. Klimaanlagen für menschliche Aufenthaltsräume haben oft eine Taupunktregelung, wobei dieser Taupunkt für den Sommer- und Winterbetrieb unterschiedlich ist, da auch eine unterschiedliche relative Feuchte im Raum gehalten wird, **Bild 74**.

Feuchteregelung. Regelkreise für die Befeuchtung oder die Entfeuchtung der Luft haben prinzipiell den gleichen Aufbau, nur daß anstatt der Temperatur die relative oder absolute Feuchte im Raum geregelt wird.

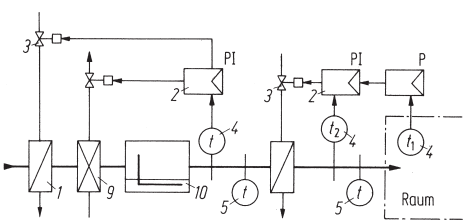


Bild 74. Klimaanlage: Taupunkt-Regelkreis für Raumlufttemperatur und -feuchte. (Sequenzschaltung von Erhitzer und Kühler mit Nacherhitzer-Regelkreis.) *1–9* s. **Bilder 71** bis **73**, *10* Sprühbefeuchter

Weitere Regelungsmöglichkeiten. Diese Regelkreise können nun durch Aufschalten weiterer Einflußgrößen wie die Anpassung der Raumtemperatur an die Außentemperatur oder durch eine automatische Klappenregelung, bei der das Verhältnis von Außenluft zu Umluft ebenfalls der Außenwitterung angepaßt wird, verfeinert und verbessert werden. Sofern ein Wärmerückgewinner in der Anlage eingebaut ist, muß dieser in die Regelung mit eingeschlossen sein, **Bild 75**. Es läßt sich eine Vielzahl von Regelkreisen je nach Nutzungszweck und Aufgabe der raumlufttechnischen Anlage aufbauen. Beachtet werden muß auch das Zusammenwirken der Regeleinrichtung für die Lüftung und Heizung, wenn getrennte Anlagen vorliegen, **Bild 76**. Bei Induktionsgeräteanlagen mit Vierleitersystem wird zur zentralen Regelung die Steuerung der Wärme- und Kälteversorgung im Gerät über den Raumthermostaten notwendig.

Die Regelung arbeitet in einem bestimmten Toleranzbereich je nach Eigenschaften des Reglers. Zumeist werden Proportionalregler verwandt, bei hochwertigen Regelaufgaben auch Proportional-Integralregler. Zur örtlichen Toleranz im Raum kommt also die zeitliche Toleranz durch die Arbeitsweise des Reglers hinzu, wobei die gesamt zulässige Toleranz durch den jeweiligen Nutzungszweck der Räume vorgeschrieben wird, z. B. haben Klimaanlagen für Verwaltungs- und Bürogebäude einen Toleranzbereich für die Raumlufttemperatur von ± 1 K, während bei der relativen Feuchte eine Toleranz, von ±5% zugelassen wird.

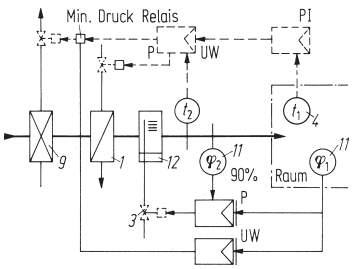


Bild 75. Klimaanlage: Raumluftfeuchte-Regelkreis. (Dampfbefeuchtungs- und Entfeuchtungs-Regelkreis mit getrennten Reglern.) *1–10* s. **Bilder 71** bis **74**, *11* Feuchtefühler, *12* Dampfbefeuchter

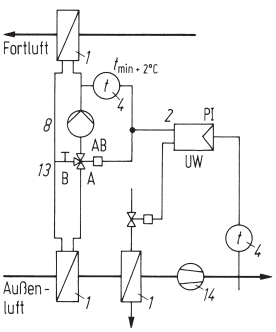


Bild 76. Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung: Lufterhitzer-Regelkreis für Vor- und Nacherwärmung (Außenlufterwärmung mit Rekuperativ-Austauscher-System). *1–12* s. **Bilder 71** bis **75**, *13* Dreiwegeventil, *14* Ventilator

5 Systeme und Bauteile der kältetechnischen Anlagen

Systems and components of refrigeration plants

C. Hainbach, Essen

5.1 Anwendungen und Bauarten

Applications and types

Anwendungen

Zur Sicherstellung der Lebensmittelkühlkette und somit zur ausreichenden Versorgung der Bevölkerung mit Nahrungsmitteln sind kältetechnische Einrichtungen von größter Bedeutung. Ohne die Kältetechnik ist die *Lebensmittelverarbeitung* und *-frischhaltung* nicht realisierbar.

Zu der Lebensmittelkühlkette zählen u. a. Kühl- und Tiefkühlräume aller Art, Schnellgefrieranlagen, Transportkühlanlagen in Schiffen, Waggons, Kraftfahrzeugen, Flugzeugen und Containern, Kühlmöbel aller Art für Haushalt, Handel und Gewerbe.

Die Kühl- und Lagerbedingungen reichen von – 40 °C bei sehr starker Luftbewegung im Schnellgefrierraum (Frosterräume) bis zu + 18 °C bei Reifungs- und Verarbeitungsräumen.

An die Regelbarkeit der Anlagen sind höchste Ansprüche zu stellen, da die zulässigen Temperatur- und Feuchteschwankungen in einigen Fällen nur sehr gering sein dürfen, so z. B. bei Bananen, Trockengemüse, Getreide, Tabak, Pflanzen, Lagerung unter kontrollierter Atmosphäre sowie bei der Bierherstellung und der Käsereifung.

Eine weitere weit verbreitete Anwendung finden kältetechnische Anlagen in *Fabrikations-* und *Fertigungsprozessen* der Industrie. Viele Produkte können nur bei bestimmten Temperaturen und oft nur bei einem eng begrenzten Bereich der Luftfeuchtigkeit hergestellt werden, wie pharmazeutische Produkte, Kosmetika, Textilien, Papier u. a. Das Einhalten bestimmter Luftzustände ist ebenfalls für Filmentwicklungs- und Kopieranstalten, feinmechanische Werkstätten und bei der Messgeräte- und Elektronikproduktion – hier sogar unter den Bedingungen der Reinraumtechnik – entscheidend für ein brauchbares Arbeitsergebnis.

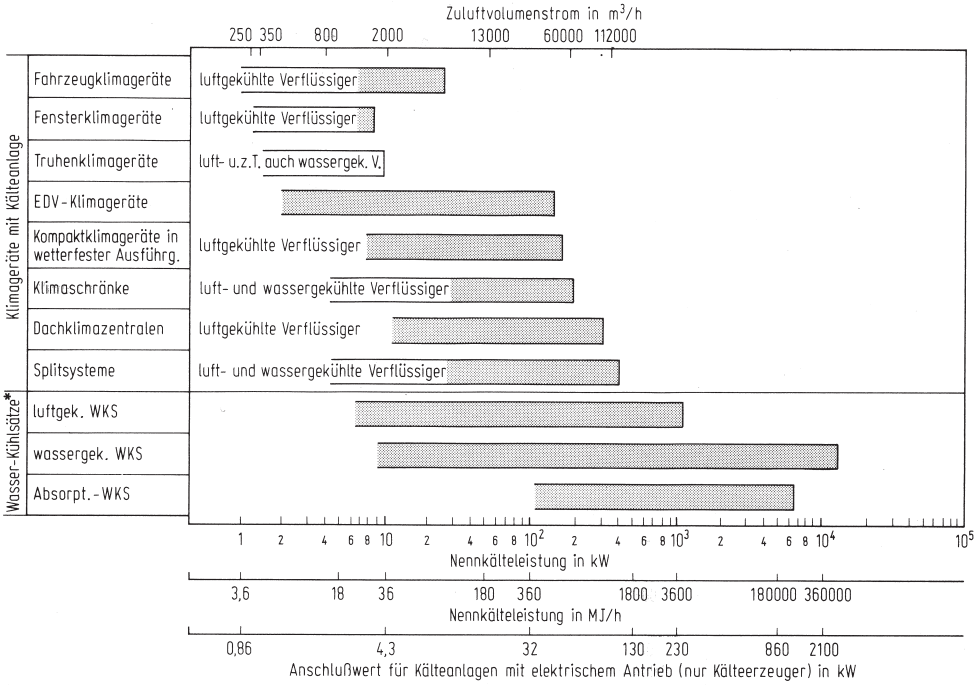
Für das Abführen der Prozess- und Maschinenwärme genügen zwar überwiegend Temperaturen im Bereich von 15 bis 25 °C; die häufig notwendige Trocknung bzw. eine niedrige Luftfeuchtigkeit ist jedoch nur mit tieferen Temperaturen des Kühlmediums zu erreichen.

Die Bedeutung der Kältetechnik im Bereich der Haustechnik, insbesondere in der Klimatechnik für die in **M 1.1** aufgeführten Gebäude mit ihren Arbeits- und Aufenthaltsräumen hat in den letzten Jahrzehnten deutlich zugenommen. Die Kältetechnik hat dabei sowohl die reine Abkühlung der Luft als auch die Entfeuchtung durch Taupunktunterschreitung als Aufgabe (s. **D 9.2.2**).

Bauarten

Grundsätzlich lassen sich vom Aufbau her die sogenannten *Direktverdampfer-Systeme* und die Systeme mit Sekundärkreislauf unterscheiden. Bei Direktverdampferanlagen kommt der Wärmeaustauscher, in dem das Kältemittel verdampft, direkt mit dem zu kühlenden Luftstrom in Kontakt. Bei indirekten Systemen mit Sekundärkreislauf werden im Verdampfer Wasser bzw. andere Kälteträger (z. B. Solen) abgekühlt und dann zu den verschiedenen Verbrauchern (z. B. Luftkühler) geführt.

Klimageräte mit *Direktverdampfer-Systemen* sowie anschlussfertige *Kaltwassersätze* mit luft- oder wassergekühlten Verflüssigern werden für alle gängigen Anwendungsfälle serienmäßig hergestellt, **Bild 1**.



*Weitere Ausführungsmerkmale wie: Verdichterbauart, Kältemittel und Antriebsenergie s. **Anh. M5 Tab. 1**

Bild 1. Übersicht über kältetechnische Produktgruppen für die Klimatisierung

In die Klimageräte werden fast ausschließlich Verdichter-Kältemaschinen mit hermetischen bzw. halbhermetischen Motorverdichtern eingebaut.
Die Bezugswerte für die Nennleistungen der *Raumklimageräte* sind in DIN 8957, Bl. 2, festgelegt; z. B. der Bezugswert für den Kühlbetrieb in gemäßigtem Klima: Raumluft 27 °C/46% rel. Feuchte und Außenluft 35 °C/40% rel. Feuchte.

5.2 Bauteile. Components

Bei der Vielzahl der Bauteile, die in einer Kälteanlage eingebaut sein können, werden nachfolgend nur die wichtigsten beschrieben. Besonders bei den regelungstechnischen Bauteilen, wie z. B. Kondensationsdruckreglern etc. wird auf weiterführende Fachliteratur verwiesen.

5.2.1 Kältemittelverdichter. Refrigerant-compressor

Kältemittelverdichter werden neben ihrer Konstruktion als Kolben-, Schrauben-, Turbo- oder Scrollverdichter auch in ihrer Bauweise als *offene*, *halbhermetische* und *hermetische Bauart* unterschieden.

Offener Verdichter. Verdichter und Antriebsmotor sind durch Keilriemen, bzw. Welle verbunden, Verdichter hat ein drehendes Bauteil nach außen (Wellenabdichtung erforderlich)

Halbhermetischer Verdichter. Verdichter und Antriebsmotor befinden sich in einem verschraubten Gehäuse oder die Gehäuse sind dicht angeflanscht (keine Wellenabdichtung erforderlich). Die Motoren sind sauggasgekühlt (durch Kältemittel) oder luftgekühlt.

Hermetische Verdichter. Verdichter und Motor sind in einem nicht zu öffnenden Gehäuse (verschweißte Ausführung) untergebracht. Sie werden meist als Kapselverdichter bezeichnet und mit kleineren Leistungen, z. B. in Kühlschränken, kleinen gewerblichen Kühltruhen etc., eingesetzt. Grundsätzlich wird der Antriebsmotor durch das einströmende Kältemittel gekühlt (sauggasgekühlt).
Bei den kleineren Kälteleistungen für Haushaltskühlmöbel und Einzelraumklimageräte werden die bisher dominierenden Hubkolbenverdichter durch verbesserte bzw. neue Verdichterarten, wie Rollkolben- und Scrollverdichter (Spiralverdichter), verdrängt [1].
Im mittleren Leistungsbereich werden heute neben Hubkolbenverdichtern auch Schraubenverdichter eingesetzt, während die großen Leistungen den Turboverdichtern vorbehalten sind.

Schutzeinrichtungen und Sicherheitsgeräte

Je nach Volumenstrom des Verdichters und der Gesamtfüllmenge an Kältemittel werden die Kälteanlagen gemäß dem technischen Regelwerk (z. Zt. Unfallverhütungsvorschrift BGV D4 und DIN EN 378) entsprechend ihrem Gefährdungspotenzial abgesichert. Hierbei stehen neben einfachen, druckbegrenzenden Schaltreglern (Druckwächter bzw. Druckbegrenzer) auch freiausblasende Sicherheitseinrichtungen (Sicherheitsventile) und Überströmventile von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite zur Verfügung. Weitere Sicherheitseinrichtungen sind Öl-Differenzdruckschalter, Öltemperaturwächter etc..
Je nach Leistung und Bauart werden die vorstehend genannten Geräte grundsätzlich baumustergeprüft bzw. bauteilgeprüft benötigt.
Zur Sicherstellung der Langlebigkeit der Anlagen sind weitere Schutzeinrichtungen, wie z. B. Lagertemperaturwächter, Wicklungsthermostate oder Motorvollschutz-Einrichtung (Halbleiter), Begrenzung der Einschalthäufigkeit, vorhanden.
Neben den Leistungs-Regeleinrichtungen der Verdichter kann

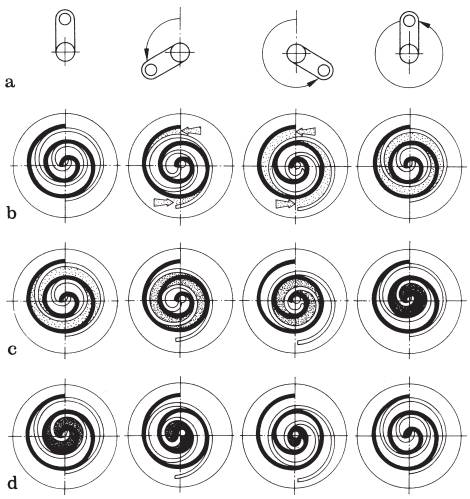


Bild 2 a–d. Arbeitsweise des Scrollverdichters (Trane). **a** Prinzip: Das Verdichten erfolgt mittels zweier, einseitig offener, ineinandergreifender Spiralen. Die obere Spirale ist ortsfest, die untere Spirale beschreibt eine Umlaufbahn; **b** Ansaugen: Beim ersten Umlauf der beweglichen Spirale werden zwei Gasräume gebildet und das Ansauggas darin eingeschlossen; **c** Verdichten: Beim zweiten Umlauf wird das Volumen der Gasräume kontinuierlich reduziert und das verdichtete Gas in Richtung des Mittelpunktes der festen Spirale transportiert; **d** Ausschieben: Beim dritten Umlauf wird das Gas weiter verdichtet und endlich durch eine Auslaß-Öffnung in der Mitte der ortsfesten Spirale ausgeschoben

die Kälteleistung durch polumschaltbare oder drehzahlveränderbare Elektromotore, durch drehzahlgeregelte Verbrennungsmotore oder durch einfaches Ein-/Ausschalten der Antriebe dem Bedarf angepasst werden (s. **V 5**).

Konstruktion

Scrollverdichter (auch *Spiral-Verdichter* genannt), **Bild 2**. Weltweit sind heute mehrere Millionen Hermetikverdichter (Kapselbauweise) mit Volumenströmen von 5 bis ca. 45 m^3/h in Betrieb. Die Vorteile dieser Konstruktion sind neben geringem Leistungsgewicht sowie Bauvolumen und keine Arbeitsventile auch größere Laufruhe, höherer Liefergrad und gleichförmigerer Drehmomentenverlauf als bei Hubkolbenverdichtern. Der Scrollverdichter ist noch in der Entwicklung zu größeren Bautypen begriffen.

Zellenverdichter. Er gehört zu den Drehkolbenverdichtern mit einem Rotor; mehrere Flügel bilden die Zellen. Der einfache, robuste Aufbau in Verbindung mit Verbundfaserwerkstoffen gewährleistet eine lange Lebensdauer. Der zulässige Drehzahlbereich liegt zwischen 400 und 4000 min^{-1}, was eine Drehzahlregelung in weiten Bereichen ermöglicht. Der Rotationsverdichter besitzt eine gute Eignung für Transportkühlanlagen mit direktem Antrieb durch den Verbrennungsmotor. Der Leistungsbereich reicht etwa von 2,5 bis 17 kW Antriebsleistung [2].

Hubkolbenverdichter (Bild 3). Hierbei handelt es sich um eine bewährte Verdichterkonstruktion mit selbsttätigen Arbeitsventilen. Der Einsatz von federbelasteten Ventileinsätzen beugt der Zerstörung von Kolben, Triebwerk und Ventilplatten durch Flüssigkeitsschläge vor. Die Zylinderköpfe von Verdichtern in der Klimatechnik werden im Allgemeinen luftgekühlt ausgeführt, bei tieferen Verdampfungstemperaturen (z. B. Lebensmittelkühlkette) ist der Einsatz von wassergekühlten notwendig. Da Massen- und Momentenausgleich auch bei Vielzylindermaschinen nicht immer vollständig ge-

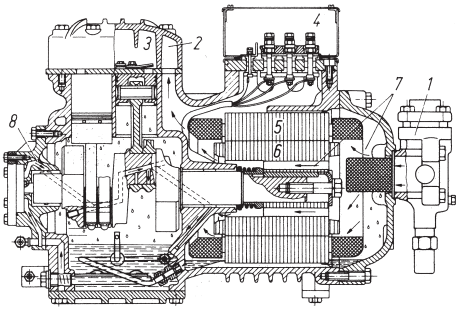


Bild 3. Halbhermetischer Vier-Zylinder-Motorverdichter mit Antriebsleistung bis 37 kW (Bitzer). *1* Saugabsperrventil, *2* Saugraum des Zylinderkopfes, *3* Druckraum des Zylinderkopfes, *4* Klemmkasten, *5* Stator, *6* Rotor, *7* Weg des angesaugten Kältemitteldampfes, *8* Schmierölkreislauf

lingt, muss für ausreichenden Schutz vor Körperschallübertragung gesorgt werden. Die Drehzahl beträgt im allgemeinen 1500 min^{-1}, in Sonderfällen auch bis 3000 min^{-1}.

Die *Leistungsregelung* ist durch Sauggasdrosselung, Druckgas-Bypass mit Nachspritzung oder stufenweiser Zylinderentlastung durch Abheben der Saugventilplatten möglich. Das Abheben der Ventilplatten ist gleichzeitig eine Einrichtung, die den entlasteten Anlauf des Verdichters gewährleistet. Vorwiegend wird mit Hilfe des Schmieröldrucks – seltener mittels des Verflüssigungsdrucks – das Arbeiten der Saugventilplatten der einzelnen Zylinder freigegeben.

Die Leistungsregulierung über veränderbare Drehzahl ist wegen des Verhaltens der selbsttätigen Arbeitsventile wirtschaftlich nur im oberen Drehzahlbereich (50 bis 100%) möglich.

Schraubenverdichter. Sie arbeiten mit zwei Rotoren (Roots-Prinzip) mit Öleinspritzung, wodurch neben dem Abdichten gleichzeitig eine Kühlung des überhitzten Kältemitteldampfes während des Verdichtungsvorgangs und daher eine niedrigere Verdichtungsendtemperatur erreicht wird (s. **P 3.4.2**). Die notwendige Ölkühlung erfolgt durch einen wassergekühlten oder kältemittelgekühlten Ölkühler oder durch die Kältemitteleinspritzung in den Verdichtungsraum. Es sind keine oszillierenden Triebwerksteile und keine Arbeitsventile und damit keine Schadräume vorhanden wie bei Kolbenverdichtern, und es gibt keine Pumpgrenze wie bei Turboverdichtern. Für die Leistungsregulierung von Schraubenverdichtern, stufenlos im Bereich von 100 bis 15%, wird ein Leistungsschieber so gesteuert, dass ein mehr oder weniger großer Teil des Ansaugraums nicht genutzt wird.

Da das Verhältnis des Ansaugvolumens V_S zum Volumen bei Austrittsdruck V_D konstruktiv bei Schraubenverdichtern fest vorgegeben ist (V_i), muss bei schwankenden äußeren Betriebsbedingungen ein sogenannter V_i-Schieber vorgesehen werden. Zur V_i-Änderung wird der Öffnungswinkel für den Auslassbeginn mittels Schieber verändert. Damit kann auch bei größeren Abweichungen von den Planungsvorgaben (Betriebsdrücke) das Verhalten an die tatsächlichen Betriebsbedingungen angepasst werden.

Mit Hilfe einer Mikroprozessorregelung kann das Rückströmen eines Teils des angesaugten Massenstroms geregelt und das Volumenverhältnis V_i den tatsächlichen Betriebsbedingungen angepasst werden. Die Verlustarbeiten für Nachverdichten bzw. -expandieren sind dann gering [3].

Die hohe zulässige Drehzahl erlaubt den Direktantrieb mit 2-poligen Elektromotoren (3000 min^{-1} bei 50 Hz und 3600 min^{-1} bei 60 Hz).

Turboverdichter, Bild 4. Für die Klimakälteerzeugung genügen 1- oder 2-stufige Turboverdichter mit eingebautem Getriebe (Laufrad-Drehzahlen in der Regel zwischen 3000 und 10000 min^{-1}) (s. **R 7**).

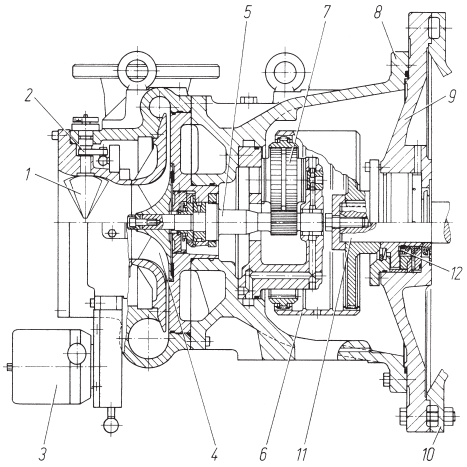


Bild 4. Offener Turbokältemittelverdichter (Sulzer Escher Wyss). *1* Vorleitschaufeln (VLS), *2* VLS-Verstellhebel, *3* VLS-Verstellantrieb (typisch), *4* Laufrad, *5* Laufradwelle mit Ritzel, *6* Getriebeaußenkranz, *7* Planetenräder, *8* Getriebegehäuse, *9* Getriebegehäusedeckel, *10* Flansch des Standardmotors, *11* Antriebswelle des Standardmotors, *12* Gleitringdichtung

Bevorzugt wird die Regelung des Kältemittelmassenstroms abhängig von der Kaltwasser-Vorlauftemperatur durch verstellbare Einlass-Leitschaufeln vor dem Laufrad. Für stabilen Teillastbetrieb werden Hilfseinrichtungen wie Heißgas-Bypass oder Druckgaseinleitung unterhalb des Flüssigkeitsspiegels im Verdampfer vorgesehen. Entlastetes Anfahren der Maschine erfolgt durch Schließen der Einlass-Leitschaufeln, die außerdem zum Begrenzen der Motorstromaufnahme – in der Regel zwischen Sollwerten von 40 bis 100% einstellbar – verwendet werden.

Da nur drehende, keine oszillierenden Teile vorhanden sind, kann die Körperschallübertragung durch spezielle Gummiunterlagen unterbunden werden; im Teillastbetrieb kann bei ungünstigen Bedingungen jedoch ein erhöhter Luftschallpegel auftreten.

An pulsierenden Geräuschen und mit gleicher Frequenz schwankenden Drücken und Stromaufnahmen ist das sog. „Pumpen“ – die zeitweise Umkehr des Gasflusses durch das Laufrad – zu erkennen. Es kann sowohl die obere als auch die untere Pumpgrenze überschritten werden; längerer Betrieb in diesem Zustand kann zu großen Schäden, insbesondere zu Lagerverschleiß führen (s. **R 7**).

5.2.2 Verdampfer. Evaporator

Verdampferkonstruktionen für Luftkühlung, Flüssigkeitskühlung und Eisspeicherung.

Nach der Art der Beaufschlagung der Kühlfläche mit Kältemittel wird grundsätzlich zwischen *Überflutungsbetrieb* und *trockener Verdampfung* unterschieden. Prinzipielle Vorteile der trockenen Verdampfung sind die kleinere Kältemittelfüllung und die geringeren Probleme mit der Ölrückführung.

Luftkühler. Lamellenrohrverdampfer aus Kupferrohren von 9,52 bis etwa 18 mm Durchmesser und Rein-Aluminium-Lamellen mit 0,3 mm Dicke. In korrosiver Atmosphäre: Kupferlamellen bzw. epoxydharzbeschichtete Lamellen; letztere auch in Verbindung mit Chrom-Nickel-Stahlrohren. Lamellenabstände für Direktkühler in Klimaanlagen ab 1,95 bis 4,2 mm, je nach Feuchtigkeitsausscheidung. Praktische Wär-

medurchgangskoeffizienten liegen im Bereich von 12 bis 34 $W/(m^2 \cdot K)$; je nach Feuchtigkeitsausscheidung können auch höhere Wärmedurchgangskoeffizienten erreicht werden. Bei der Auslegung der Lamellenabstände sind grundsätzlich die hygienischen Anforderungen mit zu berücksichtigen (VDI 6022).

Flüssigkeitskühler. Rohrbündelverdampfer mit Mantel aus Stahlrohr, stirnseitigen Stahlböden mit eingewalzten – seltener eingeschweißten oder eingelöteten – Kupfer- oder Stahlrohren, mit und ohne äußere und innere Rillen, Rippen oder dergleichen zum Verbessern des Wärmeübergangs, bei einer um das Mehrfache vergrößerten Kühlfläche (etwa 2,5- bis 3,5fach). Bei höheren Ansprüchen an die Korrosionsbeständigkeit werden Sondermessingrohre, Schutzschichten aus Titan etc. verwendet.
Bei *trockener Verdampfung*: Kältemittel in den Rohren; Wasser oder Sole um die Rohre. Kältemittelseitige Aufteilung auch auf zwei, seltener auf drei oder vier Kreisläufe.
Nachteil: Wasserseitig ist nur eine chemische, keine mechanische Reinigung praktikabel.
Bei *Überflutungsbetrieb*: Kältemittel um die Rohre, Kälteträger mittels Umlenkdeckel in Einweg- bis Vierweg-Durchfluss geführt. Für kleine Leistungen sind auch Koaxialverdampfer (Doppelrohre spiralförmig gewickelt) mit berippten oder glattem inneren Kupferrohr üblich.
Für das Kältemittel Ammoniak werden entsprechende Ausführungen mit Stahlrohren hergestellt. Je nach Verschmutzung und spezifischer Belastung der Kühlflächen werden bei Wasserkühlung Wärmedurchgangskoeffizienten etwa bis 2100 $W/(m^2 \cdot K)$ – bezogen auf die wasserberührte Rohroberfläche – erreicht.
In jüngster Zeit werden verstärkt Plattenwärmeaustauscher als Verdampfer in Kältemittelkreisläufen eingesetzt [4]. Die Vorzüge der Plattenwärmeaustauscher sind hohe Leistungsdichten auf kleinem Raum. Nachteilig sind, bedingt durch die geringen Abständen zwischen den Platten, die erhöhte Verstopfungsgefahr bei verschmutzen Kälteträgern. Weiterhin muss bei Ausbildung von Totwassergebieten, bedingt durch Verstopfungen, mittels Nachverdampfung mit Einfrierschäden gerechnet werden.

Eisspeicherung. Ausgeführt als Plattenverdampfer aus Stahl, verzinkt oder kunststoffbeschichtet oder als Glattrohrschlangen-Verdampfer für Einsatz in offenen Wasserbecken. Das Kältemittel wird über spezielle Verteiler gleichmäßig eingespritzt, mit Kältemittelpumpen oder durch Naturumlauf (Dampfdom) umgewälzt.

5.2.3 Verflüssiger. Condenser

Luftgekühlte Verflüssiger. Ähnlich ausgeführt wie die Verdampferkonstruktion mit Rohren aus Kupfer oder Stahl und Lamellen aus Aluminium, Kupfer, Stahl und gegebenenfalls zusätzlicher Beschichtung; mit Lamellenabständen ab 1,6 mm. Die Wärmedurchgangskoeffizienten liegen im Bereich von 15 bis 30 $W/(m^2 \cdot K)$, je nach Luftdurchsatz; der jedoch oft wegen des zunehmenden Geräuschpegels besonders bei Außenaufstellung begrenzt werden muss.

Wassergekühlte Verflüssiger. Konstruktion wie Rohrbündelverdampfer für Überflutungsbetrieb mit Wasserumlenkdeckeln bis zu Sechsweg-Durchfluss. Die unteren Kühlrohre dienen bei Einbau eines Leitblechs für den Abflussweg zum Unterkühlen des flüssigen Kältemittels. Spiralförmig gewickelte Koaxial- und Doppelrohr-Wärmeaustauscher und neuerdings auch Plattenwärmeaustauscher als Verflüssiger und zum Rückgewinnen der Überhitzungswärme für Heizwasserkreisläufe. Sonderausführungen mit doppelter Trennwand und Sicherheitszwischenraum zwischen Kältemittel- und Trinkwassernetz für die Brauchwassererwärmung (s. a. wasserhaushaltsrechtliche Anforderungen, DIN 1988, T 4, Trinkwasserverordnung und DIN 8901). Praktische Wärmedurchgangskoeffizienten liegen im Normalfall in der Größenordnung von 900 bis 1700 $W/(m^2 \cdot K)$ bezogen auf die äußere Kühlfläche.

5.2.4 Kältemittelkreisläufe. Refrigerant circuits

Drosseleinrichtungen. Neben Druckerzeuger, Verdampfer und Verflüssiger ist die Drosseleinrichtung zwischen Hoch- und Niederdruckseite wichtiger Bestandteil des Kältemittelkreislaufs.

Kapillar-Drosselrohre: geeignet für Seriengeräte kleiner Leistung, mit abgestimmter Kältemittelfüllung, z. B. kleinere Splitanlagen für ein oder zwei Verbraucher (meist eigensichere Bauweise).

Lochblenden und Düsen: einfachste Form der Drosselung von Kältemittelmassenströmen; angewendet z. B. bei der Motorkühlung von halbhermetischen Turbokältemittelverdichtern.

Einspritzeinrichtungen.
Thermostatische Einspritzventile: Abhängig von der Temperatur des Fühlelements wird die Einspritzdüse des Ventils für das Durchströmen des Kältemittels mehr oder weniger geöffnet. Das Fühlelement (mit Kältemittel gefüllte Kapillare) erfasst die Überhitzungstemperatur der Saugleitung hinter dem Verdampfer. Bei steigender Überhitzung wird das Ventil weiter geöffnet, so dass der Massenstrom an Kältemittel steigt. Bei sonst konstanten Randbedingungen (Temperatur der Wärmequelle, etc.) sinkt die Überhitzung.
Bei Verdampfern mit größerem kältemittelseitigen Druckabfall sind Einspritzventile mit zusätzlichem Anschluss einer Druckausgleichsleitung an die Saugleitung hinter dem Temperaturfühler erforderlich. Gleiches gilt für Verdampfer mit mehreren parallelen Wegen, bei denen zum gleichmäßigen Beaufschlagen Kältemittelverteiler eingebaut werden. Ein Einspritzventil mit MOP (Maximum Operation Pressure) unterbindet die Kältemitteleinspritzung oberhalb eines bestimmten Verdampfungsdrucks und schützt somit den Antriebsmotor vor Überlastung.

Elektronisches Einspritzsystem: Mit der neuen Generation von mikroprozessorgesteuerten Einspritzsystemen aus Regler, elektronischem Expansionsventil und zwei Messwertaufnehmern wird die Kältemittel-Mengenregelung – abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Verdampferein- und -austritt – so verbessert, dass ein stetiger, kühllastangepasster Verlauf des Verdampfungsdrucks erreicht wird. Im Vergleich zu herkömmlichen Ventilen ergeben sich folgende Vorteile:
geringere Überhitzung, geringere Verdichterlaufzeiten und -schaltspiele; kürzere Abtauzeiten bei Luftkühlern; größere Regelgenauigkeit ($\pm$0,7 K und kleiner), selbst bei schnellen Laständerungen und Änderungen des Verflüssigungsdrucks sowie der Unterkühlungstemperatur. Dieses Betriebsverhalten führt zu deutlich höheren Leistungszahlen für die Kälteerzeugung.
Die in **Bild 5** dargestellte elektronische Einspritzung kann mit zusätzlichen Funktionen versehen werden für: externe Sollwertverstellung, MOT-Begrenzung (Maximum Opening Temperatur), zwangsweises Öffnen und Schließen, Anzeige der Überhitzungstemperatur. Die Kommunikation mit einem Rechner ist möglich.

Schwimmerregler. Diese Regeleinrichtung kommt bei überfluteten Wärmeübertragern bzw. bei großen Kältemittelfüllmengen und entsprechenden Sammelbehältern (Sammler) zum Einsatz. Es ist zu unterscheiden zwischen Hochdruck- und Niederdruck-Schwimmerregler, je nach Einbauort des Schwimmers auf der Verflüssigerseite (Hochdruck) oder der Verdampferseite (Niederdruck).
Während der *Hochdruckschwimmer* das vom Verflüssiger kommende flüssige Kältemittel zum Verdampfer hin abfließen lässt, den Durchtritt von gasförmigen Kältemittel jedoch

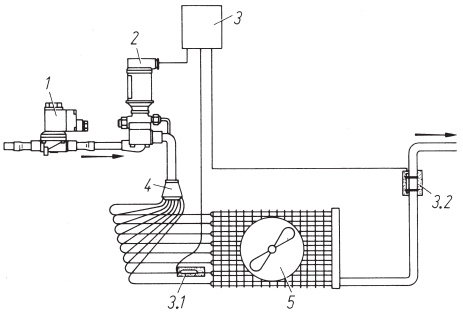


Bild 5. Kältemitteleinspritzregelung mit elektronischem Regelsystem (Danfoss). *1* Magnetventil, *2* Expansionsventil mit Stellantrieb, *3* Regler elektronisch, *3.1* Temperaturfühler PT 1000 am Verdampfereingang, *3.2* Temperaturfühler PT 1000 am Verdampferausgang, *4* Kältemittelverteiler, *5* Rippenrohrluftkühler für Direktverdampfung

verhindert, hält der *Niederdruckschwimmer* einen bestimmten Kältemittelstand im Verdampfer aufrecht.

Regel- und Schalteinrichtungen. Magnetabsperrventile, Druckschalter, Druck- und Temperaturregler in verschiedenen Ausführungen und für verschiedene Aufgaben, z. B.: Startregler vermeidet Motorüberlastung beim Anlaufen mit zu hohem Saugdruck; *Temperaturregler* drosselt den Kältemittelstrom aus dem Verdampfer bei Unterschreiten einer bestimmten Medientemperatur; *Kühlwasserregler* regelt den Stadtwasserdurchfluss durch Verflüssiger abhängig vom Verflüssigungsdruck.

Kältemittel-Rohrleitungen und Zubehör. Für Kältemittel werden bis ca. 54 mm Außendurchmesser (wirtschaftliche und betriebtstechnische Gründe) fast ausschließlich *Kupferrohre* nach DIN 8905 verwendet. Bei größeren Rohrdurchmessern sowie für Ammoniakanlagen werden Leitungen aus *Stahl* verlegt (s. **K 2.8**).
Grundsätzlich unterliegen alle druckbeaufschlagten Bauteile und somit auch die Rohrleitungen für Bau und Betrieb der Druckgeräteverordnung, für den Betrieb der Rohrleitung gilt die Betriebs-Sicherheitsverordnung nur, wenn das Kältemittel brennbare, ätzende oder giftige Eigenschaften aufweist. (Die gesamte Kälteanlage als Baugruppe unterliegt grundsätzlich beiden Verordnungen.)
Schweißverbindungen müssen von geprüften Schweißern hergestellt werden. Kleinere Rohrdurchmesser können auch durch Hartlöten verbunden werden.
Lösbare Verbindungen (Flansche, Bördelverschraubungen) sind auf den unbedingt notwendigen Umfang zu beschränken (Leckverluste – Umweltschutz).
Bei längeren Kältemittelleitungen, insbesondere Saugleitungen, mindert der Druckverlust die Leistung des Kältemittelverdichters. Andererseits darf die Sauggasgeschwindigkeit mit Rücksicht auf eine einwandfreie Ölrückführung nicht beliebig verringert werden (4 bis 8 m/s je nach Steigung und Kältemittel sind einzuhalten).
Für die Kältedämmung der Saugleitungen darf nur schwerentflammbares oder nicht brennbares Material verwendet werden (Baurecht). Vorzugsweise wird geschlossenzelliges, flexibles, synthetisches Kautschukmaterial in schwerentflammbarer Ausführung verwendet.

Kältemitteltrockner. Der maximale Feuchtigkeitsgehalt des angelieferten Kältemittels liegt mit etwa 0,001 Massenprozent in der Regel weit unter der Löslichkeitsgrenze von Wasser in flüssigem Kältemittel.
Vorbeugend werden bei vor Ort montierten Anlagen Kältemitteltrockner vorwiegend in die Flüssigkeitsleitung eingebaut, um gegebenenfalls die im Kältemittelkreislauf nach dem Evakuieren verbliebene Restfeuchtigkeit an eine geeignete Absorptionsmasse (Aluminium-Silicium-Oxid-Verbindungen, z. B. Silicagel, Molekularsiebes) zu binden. In der Regel dient der Trockner gleichzeitig als Filter.

Ölabscheider. Sie werden in Kälteanlagen der Klimatechnik i. Allg. nicht benötigt; eine Ausnahme bilden die Kaltwassersätze mit Schraubenverdichtern und Anlagen mit dem Kältemittel Ammoniak. Der in die Druckgasleitung eingebaute Ölabscheider führt den größten Teil des aus dem Verdichter ausgeworfenen Öls über einen Schwimmerregler dem Ölreservoir wieder zu.

Armaturen und Zubehör. Im Kältemittelkreislauf eingebaut können sein: betriebsmäßig von Hand zu betätigende Absperrventile; nicht betriebsmäßig zu betätigende Absperrventile mit Kappen; Wechselventile; Schnellschlussventile; sog. „Schrader"-Ventile zum Anschließen von Meß- und Hilfsleitungen; Rückflussverhinderer; Schaugläser; Thermometerstutzen; Kältemittelfilter; Kältemittelsammler.

Bau und Inbetriebnahme. In der europäischen Gemeinschaft werden zur Zeit eine Vielzahl von nationalen Gesetzen, Verordnungen und Normen durch internationale Standards ersetzt. Die Kälteanlagen unterliegen z. B. dem Gerätesicherheitsgesetz, der Druckgeräteverordnung, der Betriebs-Sicherheitsverordnung, dem Wasserhaushaltsgesetz, weiterführenden Länderregelungen usw. Speziell für die kältetechnischen Belange sind die Unfallverhütungsvorschrift BGV D4, die DIN EN 378 Teil 1 bis 4, die TRB einzuhalten. Ammoniak-Kälteanlagen mit einer Füllmenge größer 3 t unterliegen zusätzlich dem Bundesimmissionsschutzgesetz (BImSchG).

5.2.5 Wasserkreisläufe. Water circuits

Wasserkreisläufe für Kälteanlagen werden für Kaltwasser und für Kühlwasser (meist rückgekühltes Wasser) benötigt.

Rohrleitungen. Vorzugsweise werden verwendet (s. **K 2.8**): nahtloses Stahlrohr nach DIN 2448 und geschweißtes Stahlrohr nach DIN 2458 bei großen Nennweiten. Gewinderohr nach DIN 2440, schwarz bzw. für Mess- und Hilfsleitungen sowie für Tropfwasserleitungen in verzinkter Ausführung. Für Leitungen, die stärkeren Korrosionsangriffen ausgesetzt sind, z. B. an Kühltürmen oberhalb des Wasserstands, werden Rohre aus Polyvinylchlorid hart (PVC oder PVC-C), DIN 8062, mit Klebeverbindungen oder Polyethylen hoher Dichte (HDPE), DIN 8074, mit Heizelement-Schweißverbindungen verlegt.

Armaturen. In Kalt- und Kühlwassernetzen haben sich bewährt (s. **K 2.9**): *Einklemmklappen*, insbesondere wegen ihres vernachlässigbar geringen Druckverlusts und der kleinen Baumaße. Bei Kaltwasserleitungen sind wegen der Dicke der Dämmung *Klappen* mit langem Hals einzusetzen; *Kugelhähne* für Entleerungs- und Entlüftungsleitungen wegen ihrer langen Standzeit; *Rückflussverhinderer* mit Membran aus elastischem Kunststoff wegen ihrer Geräuscharmut; *Rohrleitungskompensatoren* mit aufvulkanisiertem Gummibalg und körperschallgedämmten Längenbegrenzern.

Wasserpumpen (s. **R 3**)**.** Bei kleineren Leistungen sind Rohreinbaupumpen, gegebenenfalls Doppelpumpen üblich; bei höheren Anforderungen an die Versorgungssicherheit (durchgehender Betrieb) sind getrennte „Sofortbereitschafts"-Pumpen nötig.

Wasserfilter. Im geschlossenen Kaltwasserkreis von Gebäuden ist eine Wasserfilterung in der Regel nur während der ersten Betriebsstunden unbedingt erforderlich. Eine spätere Verschmutzung ist eine Folge von Korrosionserscheinungen innerhalb des Kreislaufs und steht meist im Zusammenhang mit Leckverlusten. Bei ausgedehnten Wassernetzen von Fern-

bzw. Zentralkälteanlagen ist daher eine ständige Wasserfilterung zweckmäßig, die aus wirtschaftlichen Gründen als *Teilstromfilterung* mittels Hilfspumpe vorgenommen werden sollte. Die Maschenweite von Mantel- oder Korbsieben in Kaltwasser-Druckleitungen sollte 0,2 bis 0,8 mm bei *Siebflächenbelastungen* zwischen 6,5 l/cm² h für Mantel- und 15 bis max. 30 l/cm² h für Korbsiebe betragen. Bei sauberen Sieben werden max. 0,2 bar Druckverlust zugelassen.
Für *offene* Rückkühlwassernetze ist meist mit einem höheren Schmutzanfall infolge der aus der Luft eingetragenen Partikel, der höheren Eindickung des Umlaufwassers und der nicht auszuschließenden Flächenkorrosion zu rechnen. Es sind deshalb höherwertige Filter notwendig, die als *Doppelfilter* oder bei größeren Anlagen als automatische *Rückspülfilter* ausgeführt werden müssen, um die Funktionssicherheit zu gewährleisten und den Wartungsaufwand in Grenzen zu halten.
Filterfeinheit bis herab zu 100 µm hilft Korrosionen, Ablagerungen und Bakterienwachstum zu vermeiden.

Ausdehnungsgefäße. Für geschlossene Kreisläufe ist der Einbau eines Ausdehnungsgefäßes mit Anschluss an der Saugseite der Pumpen erforderlich. Verwendet werden *Membran-Ausdehnungsgefäße* mit Stickstofffüllung, die so hoch wie möglich angeordnet werden sollten. Der Wasserinhalt der Ausdehnungsgefäße ist so reichlich zu bemessen, dass geringe Tropfwasserverluste an den Wellenabdichtungen der Pumpen mehrere Wochen lang ausgeglichen werden (AG s. a. DIN 4807).

Nachfüllautomat. Ausgedehnte Wassernetze erhalten oft eine automatische Nachfülleinrichtung R1/2″, geeignet für Trinkwasseranschluss nach DIN 1988 und DVGW-Arbeitsblatt W 503.
Die Leistung dieser Nachfüllautomaten ist jedoch auf Leckverluste begrenzt und deshalb nicht geeignet, das Gesamtnetz erstmalig zu füllen. Um Wasserschäden vorzubeugen, ist bei unzulässig langer Wassernachspeisung ein Gefahrensignal auszulösen.

Entlüftungseinrichtungen. Das sorgfältige Entlüften der Wassernetze ist entscheidend für die einwandfreie Funktion der Wasserverteilung und für das Vermeiden von Korrosionen. Neben den Entlüftungstöpfen mit Handventilen können serienmäßig hergestellte Entlüftungseinrichtungen in die Rohrleitungen eingebaut werden, die das Netz automatisch entlüften.

Wärmeübertrager. Die Wärmeübertragung zwischen Primär- und Sekundärkreisläufen darf in den meisten Fällen nur eine geringe Grädigkeit aufweisen; es sind deshalb ausreichende und leicht zu reinigende Kühlflächen erforderlich. Bewährt haben sich Wärmeübertrager aus gepressten Chromnickelstahl-Platten, die zu Reinigungszwecken leicht demontiert werden können; vorausgesetzt, die Anschlussleitungen sind entsprechend angeordnet (s. **K 1**).

Kältedämmung. Die Dämmung von kaltgehenden Rohrleitungen und Armaturen ist nötig, um Kälteverluste und Schwitzwasser bei Taupunktunterschreitung zu vermeiden. Dies betrifft im hiesigen Klima alle Leitungen mit Medientemperaturen von 15 °C und niedriger. Wichtige Vorkehrungen: vorbeugender *Korrosionsschutz* durch Beschichten der Rohroberfläche. Vorbehandlung nach DIN 55928, insbesondere Teile 4 und 5 sowie AGI Q 151 (Arbeitsgemeinschaft Industriebau e. V.). Rohrbefestigungen mit ausreichender Dämmeinlage, um Wärmebrücken zu verhindern (Dämmstoff Polyurethan-Hartschaum mit Rohdichte bis 250 kg. Ausreichender Verlegeabstand der Rohrleitungen nach DIN EN 378.

Dämmmaterial:

Polystyrol-Hartschaumplatten, Rohdichte 40 bis 60 kg/m³.
Polyurethan-Ortschaum mit mindestens 40 bis 50 kg/m³ Rohdichte. Geschlossenzelliger, *synthetischer Kautschuk* mit Rohdichte um 75 kg/m³; flexibel in Form von Schläuchen, Platten, Endlosplatten und Band (s. **E 5**).
Geschlossenzelliges *Schaumglas* mit Rohdichte von 125 kg/m³, nichtbrennbar und wasserdampfdiffusionsdicht; häufig mit Alu-Folie umwickelt.
Fertig-Rohrsysteme, kältegedämmt mit nichtbrennbarem Hartschaum und Aluminiumkaschierung, eignen sich für vorwiegend gerade Rohrstrecken.
Dampfsperre über Hartschaumschalen und Ortschaum aus Kunststoff-Folie.
Im Aufenthaltsbereich Kältedämmung vorzugsweise durch Aluminium- oder verzinkten Stahlblechmantel geschützt (Blechdicke nach DIN 4140). Um die Dampfsperre nicht zu beschädigen, wird eine dünne Rollfilzunterlage unter den Blechmantel eingelegt.

5.3 Direktverdampfer-Anlagen
Direct expansion plants

Im Leistungsbereich bis etwa 300 kW sind in der Klimatechnik Direktverdampfer-Anlagen (Verdampfer als Luftkühler, **Bild 6**) oft die sowohl in den Anschaffungs- als auch in den Betriebskosten günstigste Lösung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass anstelle des Kaltwassernetzes im Durchmesser kleinere Kältemittelleitungen zu verlegen sind, die Wasserumwälzpumpen entfallen und keine zusätzliche Temperaturdifferenz zum Abkühlen des Kälteträgers wie bei der Wasserkühlanlage erforderlich ist und daher Direktkühlanlagen mit einer um 6 bis 7 K höheren Verdampfungstemperatur betrieben werden können.
Die Aufteilung auf *mehrere dezentrale* Kälteanlagen wird gewählt, um die Kältemittelfüllung kleinzuhalten, Ölrückführungsprobleme zu vermeiden, kein ausgedehntes Kältemittel-Leitungsnetz für weit auseinanderliegende Kälteverbraucher zu erhalten sowie ein geringes Ausfallrisiko tragen zu müssen.
Im Vergleich zu zentralen Kaltwassersätzen sind Ölrückführung und Ölausgleich sowie auch die Schallausbreitung meist schwieriger zu beherrschen. Die Anzahl der Kälteverbraucher sollte daher drei bis vier Stück pro Kältemittelkreislauf nicht überschreiten.

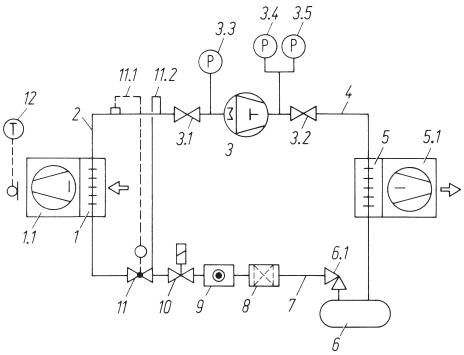


Bild 6. Schema des Kältemittelkreislaufs einer Direktverdampfer-Anlage, luftgekühlt. *1* Verdampfer, *1.1* Radialventilator, *2* Saugleitung, *3* Motorverdichter, saugdampfgekühlt, *3.1* Saugabsperrventil, *3.2* Druckabsperrventil, *3.3* Saugdruckwächter, *3.4* Druckwächter, *3.5* Sicherheits-Druckbegrenzer, *4* Druckleitung, *5* Verflüssiger, luftgekühlt, *5.1* Axialventilator, *6* Kältemittelsammler, *6.1* Flüssigkeits-Eckabsperrventil, *7* Flüssigkeitsleitung, *8* Filtertrockner, *9* Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator, *10* Magnetabsperrventil, *11* thermostatisches Einspritzventil, *11.1* Temperaturfühler mit Kapillarrohr, *11.2* äußere Druckausgleichsleitung, *12* Raumtemperaturthermostat

Günstige Bedingungen für den Einsatz von Direkt-Verdampferanlagen: geforderte Zulufttemperatur kleiner 11°C, kleine Kühllasten, vorwiegend Volllastbetrieb mit geringer Schalthäufigkeit und kurze Saugleitungen.

5.3.1 Verflüssigerssätze, Splitgeräte für Klimaanlagen
Condensing units, air conditioners with split systems

Die Verflüssigersätze sind serienmäßig hergestellte Einheiten, bestehend aus dem Verflüssiger, Verdichter und sonstigen Bauteilen der Hochdruckseite, jedoch ohne Bauteile der Niederdruckseite, wie Verdampfer und Drosselstelle. Ihr Leistungsbereich erstreckt sich etwa von 1,5 bis 350 kW.
Beispiel eines luftgekühlten Verflüssigersatzes kleinster Leistung: **Bild 7**.
Diese Geräte werden eingesetzt, um unterschiedliche Verdampfereinheiten (Luftkühler) in Klimaanlagen zu versorgen. Als Splitgeräte werden serienmäßig hergestellte Komplettkälteanlagen bezeichnet, die werksmäßig mit getrenntem Innen- und Außenteil ausgestattet sind. Zum Innenteil gehören Verdampfer und Ventilator (z. B. Umluftkühler) und zum Außenteil die Hochdruckseite der Kälteanlage wie Verdichter und luftgekühlter Verflüssiger, **Bild 8**.

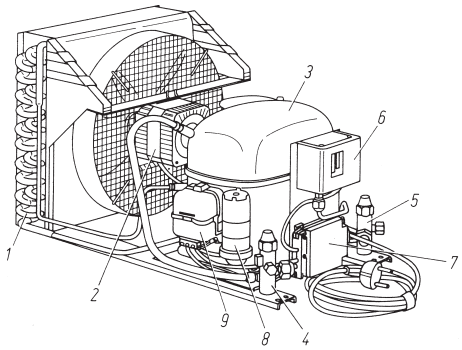


Bild 7. Gekapselter Kältemittelverdichter mit luftgekühltem Verflüssiger für Einphasen-Wechselstrom-Anschluss (Danfoss). *1* luftgekühlter Verflüssiger, *2* Lüftermotor, *3* Hermetik-Verdichter, *4* Saugabsperrventil, *5* Druckabsperrventil, *6* Sicherheitsdruckbegrenzer, *7* Verteilerkasten, *8* Anlaufkondensator, *9* Motorklemmkasten mit Anlassrelais

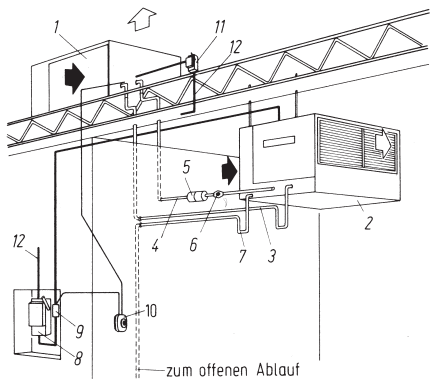


Bild 8. Installation eines Splitsystems. *1* Verflüssigereinheit, *2* Raumluftkühler (Verdampfer), *3* isolierte Saugleitung, *4* Flüssigkeitsleitung, *5* Filtertrockner, *6* Schauglas mit Feuchtigkeitsanzeiger, *7* Kondensatauslaß, *8* abgesicherter Trennschalter, *9* Ventilator-Motorschutzschalter, *10* Innenthermostat, *11* abgesicherter Trennschalter, witterungsgeschützt, *12* Stromzuführung

Je nach Größe des Splitgerätes und Anzahl der Innenteile ist die Drosselstelle bei kleineren Baugrößen dem Außenteil zugeordnet, bei größeren Anlagen erhält jeder Verbraucher ein eigenes Expansionsventil. Der Vorteil des eigenen Expansionsventils liegt in der vereinfachten Rohrführung (keine Mehrphasenströmung, keine Dämmung).
Der wirtschaftlich vertretbare Anschluss von Kälteverbrauchern an Splitgeräte ist einerseits begrenzt durch die Länge der Saugleitung, die 35 m nicht überschreiten und andererseits durch die Höhendifferenz zwischen Verdampfer und Verflüssiger, die nicht mehr als 10 m betragen sollte.
Kompaktgeräte sind für Außenwandmontage bzw. für Außenaufstellung vorgesehen, die mit luft- oder wassergekühltem Verflüssiger und Anschluss des zu kühlenden Raums über Luftkanäle oder Kompaktgeräte für Innenaufstellung, bestehend aus Kältemittelverdichter und wassergekühltem Verflüssiger sowie den im getrennten Geräteteil untergebrachten Verdampfer und Ventilator ausgestattet sind.

5.3.2 Direktverdampfer-Anlagen für EDV-Klimageräte
Computer-air-conditioners with direct expansion units

Mit den Rechenzentren entstand ein Bedarf an EDV-Klimageräten im Leistungsbereich von etwa 2 bis 150 kW Kälteleistung. Diese Geräte dienen der Umluftkühlung, wobei die warme Luft unter der Raumdecke abgesaugt, gefiltert und gekühlt und im Allgemeinen in den Doppelboden eingeblasen wird.
Die Versorgungssicherheit der Kühlung wird durch entsprechende Redundanz der Geräte und die Regelgenauigkeit durch Mikroprozessor-Regeleinrichtungen gewährleistet.
Es wird nur ein geringer Außenluftanteil vorgesehen, um etwaige Schadstoffe der Außenluft zu meiden und einen Betrieb mit geringen Be- und Entfeuchtungslasten zu erreichen. Für das Befeuchten mittels Verdunstungsbefeuchter und das Nacherwärmen beim Entfeuchten wird die Verflüssigungswärme ausgenutzt.
Die Raumtemperatur von 22 °C ± 1 K kann während der kalten Jahreszeit bei entsprechender Zusatzausrüstung mit einem energiesparenden, sog. „freien Kühlbetrieb“ eingehalten werden (s. **M 5.7**).
Für abgegrenzte EDV- oder Schaltschränke werden sogenannte Schaltschrankkühlgeräte eingesetzt. Diese Kompaktgeräte bestehen aus einen Luftkanalsystem mit integrierter Kälteanlage, um einen gezielten Luftwechsel im Schrank sicherzustellen. Die Verflüssigunngswärme wird dem Aufstellungsraum zugeführt.

5.4 Kaltwassersätze. Packaged water chiller

Für klimatechnische Anlagen mit mittleren bis großen Gesamtkälteleistungen werden vorzugsweise anschlussfertige Kaltwassersätze eingebaut. Die Kaltwassersätze sind komplette Kälteanlagen, wobei der Verflüssiger entweder als luftgekühlt oder wassergekühlt mittels Sekundärkreislauf ausgeführt ist.
Die Auswahl der Verdichter hängt sehr stark von der Gesamtkälteleistung ab:
- Kolbenverdichter bis etwa 600 kW,
- Schraubenverdichter von etwa 300 kW bis 2,5 MW,
- Turboverdichter von etwa 800 kW bis 20 MW.

Weiterhin sind Absorptions-Kälteanlagen als Kompaktanlagen im Einsatz, die eine Kälteleistung von ca. 300 kW bis ca 5 MW abdecken.

5.4.1 Kaltwassersatz mit Kolbenverdichter
Reciprocating water chillers

Merkmale. Die Baureihen der Kaltwassersätze führender Hersteller sind etwa ab 100 kW Kälteleistung mit zwei oder

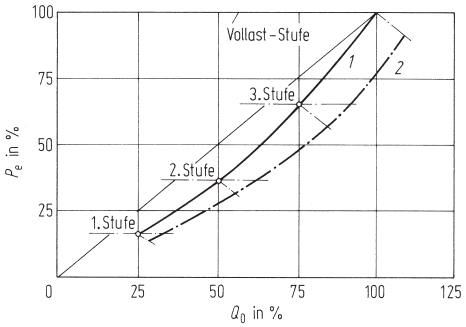


Bild 9. Teillastverhalten von Kaltwassersätzen $Q_{0N} \sim 500$ kW mit Kolbenverdichtern und elektronischer Regelung. *1* Kühlwassereintrittstemp. 27 °C, *2* Kühlwassereintrittstemp. 20 °C

mehr Motorverdichtern bestückt; häufig auch mit zwei getrennten Kältemittelkreisläufen. Es ergeben sich viele Leistungsstufen durch das Abschalten einzelner Maschinen und Zylindergruppen, verbunden mit dem Vorteil eines niedrigen Anlaufstroms und eines günstigen Teillastverhaltens. **Bild 9** zeigt den Einfluss der Kühlwassertemperatur auf die Leistungsaufnahme am Beispiel eines Kaltwassersatzes mit 500 kW Nenn-Kälteleistung, vier Motorverdichtern und elektronischer Kältemitteleinspritzung, bei konstantem Kühlwasserfluss bezogen auf eine Auslegungstemperaturdifferenz von 5 K.

M

5.4.2 Kaltwassersatz mit Schraubenverdichter
Screw compressor water chillers

Wegen des großen Ölabscheiders werden diese Anlagentypen oft in zwei Teilen serienmäßig hergestellt und vor Ort montiert (**Bild 10**).

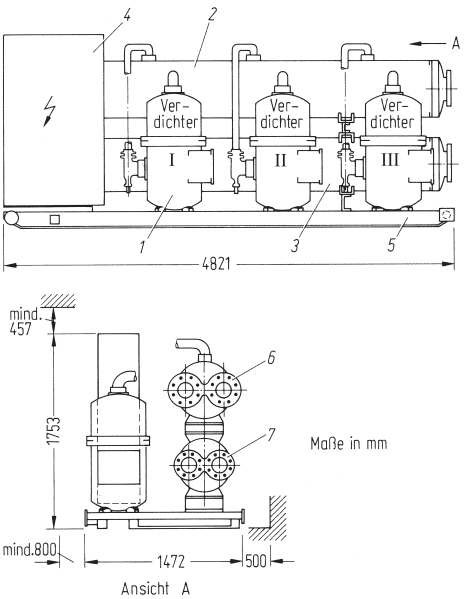


Bild 10. Kaltwassersatz mit drei Schraubenverdichtern, Nennleistung 1 000 kW (Dunham-Bush). *1* Schraubenkältemittelverdichter, *2* Robü-Verdampfer, *3* Robü-Verflüssiger, *4* Schaltschrank, *5* Grundrahmen, *6* Kaltwasser-Anschluss, 2-Weg, *7* Kühlwasser-Anschluss, 2-Weg, Betriebsgewicht 5 700 kg

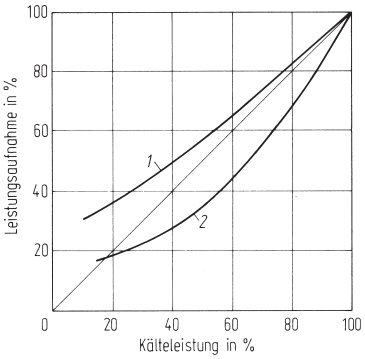


Bild 11. Teillastverhalten von Kaltwassersätzen mit Schraubenkältemittelverdichter. *1* Teillast bei konstanter Verflüssigungstemperatur (Angabe BBY), *2* Teillastverlauf nach ARI-Standard 550 (Angabe TRANE)

Merkmale. Ausführung mit 1- und 2-stufiger Entspannung. Durch Motorkühlung mit flüssigem Kältemittel wird bei Schraubenverdichtern eine niedrige Betriebstemperatur sichergestellt. Diese Maßnahmen in Verbindung mit einer Mikroprozessorregelung und -überwachung sichern nicht nur die Funktion, sondern auch die Wirtschaftlichkeit der Kälteerzeugung. Eine Teillast-Leistungskurve *2* auf der Basis des US-amerikanischen ARI-Standard 550 zeigt **Bild 11**. Der Teillastverlauf wird danach mit einer um je 1,5 K pro 10 % Minderlast niedrigeren Kühlwassertemperatur berechnet.
Die Leistung der Schraubenverdichter kann abhängig von den Betriebs- und Auslegungsdaten der Maschine bis auf 30 bis 15% herabgeregelt werden.

5.4.3 Kaltwassersatz mit Turboverdichter
Centrifugal water chillers

Bis zu mittleren Leistungen werden diese Kühlsätze anschlussfertig in einem Stück geliefert, **Bild 12**.

Merkmale. Die modernen Mikroprozessorregelungen und -steuerungen gewährleisten eine geringe Sollwertabweichung, enthalten die Anzeige der Betriebsdaten, eine Hilfe bei der *Störungsdiagnose* und eine Pumpgrenzenüberwachung. Weiterhin kann durch Programmierung ein energiesparender Betrieb der Wasserkühlsätze und ihrer Nebenantriebe (Kühlwasserpumpen und Rückkühlwerke) gesteuert werden. Bei größeren Leistungen ist auch ein Antrieb mit Brennkraftmaschinen oder Dampfturbinen möglich.
Aus **Bild 13** ist die Steigerung der Nenn-Leistungszahlen im letzten Dezennium zu entnehmen.

5.4.4 Absorptions- Kaltwassersatz
Absorption water chillers

Bis zu 1800 kW Nenn-Kälteleistung werden anschlußfertige Einheiten mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid in einem Stück angeliefert. Die *Hauptteile* sind (**Bild 14**): Verdampfer, Absorber, Austreiber, Verflüssiger; Lösungskreis mit Pumpe und Temperaturwechsler; Verdampfer-Sprühpumpe, Entlüftungseinheit; Regulierventil für Dampf bzw. Heißwasser; Schaltschrank.
Funktionsbeschreibung s. **M 1.4.3**.
Die *Leistungsregulierung* erfolgt durch Drosselung der Dampf- oder Heißwasserzufuhr zum Austreiber in Abhängigkeit von der Kaltwasser-Vorlauftemperatur. Im Gegensatz zu Verdichterkältemaschinen verläuft die thermische Leistungsaufnahme bis zu mindestens 10% fast proportional zur Kälte-

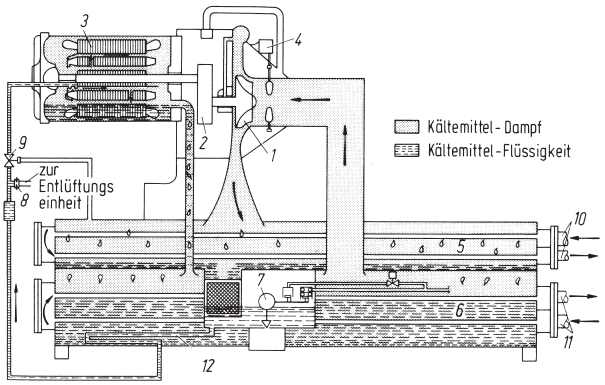


Bild 12. Bauprinzip von Kaltwassersätzen mit Turbokältemittelverdichter (Carrier). *1* Verdichter, *2* Getriebe, *3* Motor, *4* Leitschaufel-Verstellmotor, *5* Verflüssiger, *6* Kühler (Verdampfer), *7* Schwimmerventil, *8* Blende, *9* Regelventil, *10* Kühlwasser, *11* Kaltwasser bzw. Sole, *12* Unterkühler

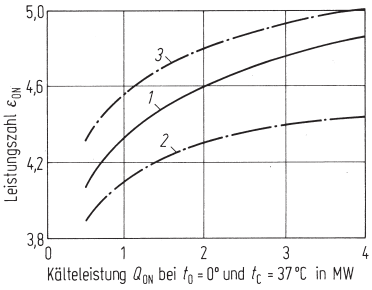


Bild 13. Richtwerte der erreichbaren Leistungszahlen abhängig von der Nennleistung von Kaltwassersätzen mit Turboverdichter. *1* Durchschnittswerte für halbhermetische Maschinen, *2* Werte bis Anfang der 80er Jahre, *3* Bestwerte mit rückgekühltem Kühlwasser

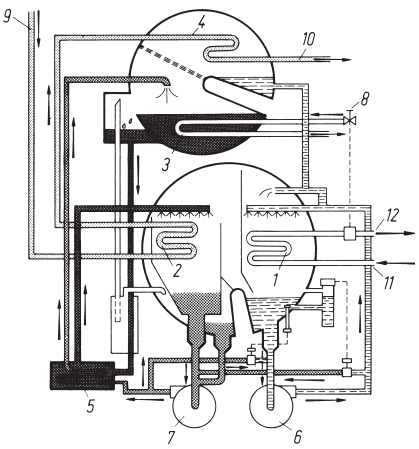


Bild 14. Bauprinzip von H_2O/LiBr-Absorptions-Kaltwassersätzen (Carrier). *1* Verdampfer, *2* Absorber, *3* Austreiber, *4* Verflüssiger, *5* Temperaturwechsler, *6* Kältemittelpumpe, *7* Solepumpe, *8* Dampfregulierventil zur Leistungsregelung, *9* Kühlwassereintritt, *10* Kühlwasseraustritt, *11* Kaltwassereintritt, *12* Kaltwasseraustritt

leistung. Wichtig für den störungsfreien und wirtschaftlichen Betrieb sind konstante Betriebsbedingungen und gleichmäßige Dampfdrücke und Kühlwassertemperaturen.

Zusätzliche Einrichtungen verbessern das Teillastverhalten durch: Vermindern der zum Austreiber geförderten schwachen Lösung bei weniger als 45% Last durch Öffnen einer Rückströmleitung zum Absorbersumpf; Rückflussprinzip wie vor, jedoch Einleiten der rückströmenden schwachen Lösung in die zu den Absorber-Sprühdüsen fließende reiche Lösung und damit Verdünnung der im Absorber versprühten Lösung; Verringern der zum Austreiber geförderten schwachen Lösung durch Drosselung in Verbindung mit einer durch Bypassregelung verminderten Versprühung im Absorber oder Anheben der Verdampfungstemperatur durch Solebeimischung in die Saugleitung der Kältemittelpumpe; Abschalten einer Austreiberheizfläche bei größeren Anlagen, die mit zwei Austreiberrohrbündeln ausgerüstet sind.

Bei Auslegung der Nennleistung bei einer Heißwassertemperatur von 132/110 °C beträgt die niedrigste verwertbare Heißwasser-Eintrittstemperatur minimal 85 °C, jedoch ist dann nur etwa 1/3 der Nennleistung zu erreichen. Aus wirtschaftlichen Gründen sollten 104 °C als Auslegungstemperatur nicht unterschritten werden. Die maximalen Heißwasser-Eintrittstemperaturen dürfen – je nach Fabrikat – 132 bis 149 °C nicht übersteigen; ausgenommen bei 2stufigen Absorptions-Kälteanlagen.

Merkmale. Das hohe Betriebsgewicht des Absorptionswasserkühlsatzes erfordert oft eine Lastverteilkonstruktion bei Aufstellung auf Geschoßdecken. Um Betriebsstörungen, Leistungsverluste und Korrosionsschäden zu vermeiden, müssen die Dichtheit der Anlage und die Funktion der Entlüftungseinheit (Vakuumpumpen) stets gewährleistet sein. Die Maschine arbeitet mit hohem Vakuum (6 °C Kaltwassertemperatur entspricht 9,34 mbar absoluter Druck). Die zulässige Leckrate darf 100 bis 800 cm^3/Tag je nach Maschinengröße nicht überschreiten. Aus Gründen des Korrosionsschutzes der inneren Teile wird der H_2O/LiBr-Lösung ein Inhibitor beigemischt, dessen Wirksamkeit in Abständen kontrolliert werden muss. Durch die Zugabe von Octylalkohol wird eine bessere Wärmeübertragung an der Rohroberfläche erreicht sowie das Schäumen im Austreiber unterbunden.

Beim Abschalten der Absorptionsmaschine besteht die Gefahr, dass die sich abkühlende konzentrierte Lösung besonders im Bereich des Temperaturwechslers kristallisiert.

Nach Absperren der Wärmezufuhr zum Austreiber muss deshalb ein ausreichendes Verdünnen der starken Lösung vorgenommen werden, bevor die Lösungsumwälzung eingestellt wird. Wegen dieser Verdünnung beim Abschalten benötigen Absorptionsmaschinen beim Anfahren erheblich längere Zeit als Verdichterkältemaschinen, bis die volle Leistung erreicht ist (z. B. etwa 15 min aus kaltem Zustand).

Sicherheitseinrichtungen verhindern eine zu hohe Lösungskonzentration und damit die Gefahr der Kristallisation bei zu niedriger Kühlwassertemperatur, extremer Schwachlast und bei Überlastung.

Außer den Kältemittel- und Lösungspumpen mit ihrem vergleichsweise niedrigen Anschlusswert von etwa 2 bis 10 kW pro MW Kälteleistung besitzen die Absorptionskältemaschinen *keine drehenden* Teile. Störende Geräusche können jedoch durch Wärmedehnungen und durch die Medienströme hervorgerufen werden.

5.5 Rückkühlwerke. Cooling towers

5.5.1 Bauarten und Zubehör. Types and accessories

Die *Verflüssigerkühlung* durch Stadt- oder Brunnenwasser scheidet abgesehen von kleinsten Leistungen in der Regel aus Kosten- bzw. Umweltschutzgründen aus. Beim weitaus größten Teil der Kälteanlagen ab mittlerer Leistung wird der Verflüssiger mit Wasser gekühlt, das durch serienmäßig gefertigte, ventilatorbelüftete Rückkühlwerke zurückgekühlt wird. Es kann sich hierbei sowohl um sog. *offene* (**Bild 15**) als auch um *geschlossene Rückkühlwerke* (**Bild 16**) handeln, in denen Wasser und Luft im Gegenstrom bzw. im Kreuzgegenstrom geführt werden. Für größere Rückkühlleistungen werden mehrere Zellen der jeweiligen Baureihe verwendet.

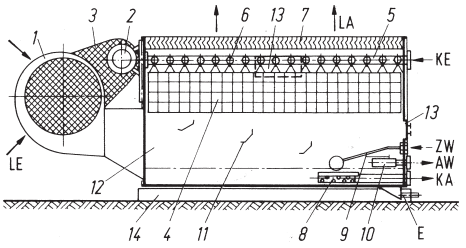


Bild 15. Serienmäßiger Kühlturm (Gohl). *1* Radiallüfter, *2* Motor, *3* Riemenschutzgitter *4* Füllkörpereinsatz, *5* Sprührohr, *6* Sprühdüse, *7* Tropfenabscheider, *8* Saugsieb, *9* Schwimmerventil, *10* einstellbare selbsttätige Abschlämmeinrichtung und Überlauf, *11* Luftleitblech, *12* korrosionsgeschütztes Gehäuse mit Entleerung, *13* Inspektionsklappe, *14* Fundamentstreifen; LE Lufteintritt, LA Luftaustritt, KE Kühlwassereintritt, KA Kühlwasseraustritt, ZW Zuspeisewasser, AW Abschlämmwasser, E Entleerung

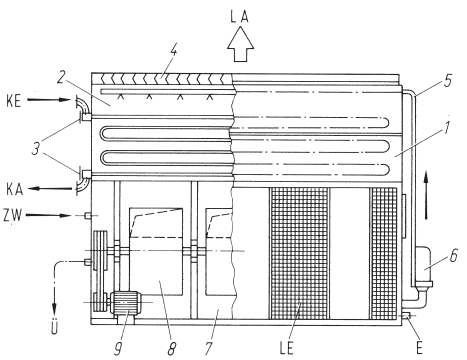


Bild 16. Geschlossenes Rückkühlwerk (Bauprinzip B. A. C.). *1* Gehäuse-Oberteil, *2* Rohrschlangen-Register, *3* Zur Reinigung abnehmbare Kammerdeckel, *4* Tropfenabscheider, *5* Sprühwasserrohr mit Düsenstöcken, *6* Sprühwasserpumpe, *7* Unterteil mit Ventilatorsektion und Wanne, *8* Radialventilator, *9* Motor mit Keilriemenantrieb; LE Lufteintritt, LA Luftaustritt, KE Kühlwassereintritt, KA Kühlwasseraustritt, ZW Zuspeisewasser, Ü Überlauf, E Entleerung

Natürlich belüftete Kühltürme werden für Anlagen der Klimatechnik wegen ihrer großen Abmessungen nicht eingesetzt. Eine Möglichkeit, ohne Ventilator einen ausreichenden Luftdurchsatz bei verhältnismäßig kleinen Bauvolumen zu erzielen, bietet der *Ejektorkühlturm*. Hierbei wird der Kühlwasserstrom über senkrecht stehende Düsenstöcke in das Kühlturmgehäuse eingesprüht und durch die Injektorwirkung der vielen Wasserstrahlen Luft angesaugt.

In seltenen Fällen kann eine Wasserrückkühlung mit Hilfe eines *Kühlteichs* vorgenommen werden. Hierbei erfolgt das Versprühen des warmen Kühlwassers durch Düsen über einer Wasserfläche, so dass die natürliche Luftbewegung, unterstützt durch das Speichervermögen des Kühlteichs und den Tagesgang der Temperaturen, eine Abkühlung des Wassers bewirkt. Von wesentlichem Einfluß sind Hauptwindrichtung, örtliche Windgeschwindigkeit, Höhe der Düsen über dem Wasserspiegel zuzüglich der Spritzhöhe [6]. Die verdunstende Wassermenge ist oft größer als durch Regenwasser ergänzt werden kann, deshalb ist Zuspeisewasser einzuleiten. Der Wasserstand muss stets hoch genug sein, um das Algenwachstum in Grenzen zu halten.

Da bei *offenen* Rückkühlwerken das Kühlwasser direkt mit der Außenluft in Berührung kommt, wird es durch eingetragene Partikel – zusätzlich zu der Eindickung infolge Verdunstung – verschmutzt. Bei *geschlossenen* Rückkühlwerken beschränkt sich dagegen die Verschmutzung und Eindickung auf die im Rückkühlwerk umlaufende Sprühwassermenge. Dieser Vorteil wird jedoch durch geringere Wasserabkühlung bei gleichen Betriebsbedingungen, größeren Platzbedarf, höheres Gewicht sowie höheren Preis erkauft.

5.5.2 Rückkühlsysteme. Recooling systems

Mehrere unterschiedliche Schaltungen sind möglich: Bei *kurzen* Entfernungen zwischen Maschinenzentrale und den Rückkühlwerken ist es vorteilhaft, wenn jeder Kaltwassersatz ein entsprechendes Rückkühlwerk zugeordnet erhält. In Einzelfällen können Verbindungsleitungen zwischen zwei Kühlwasserkreisen zum Umschalten für Notfälle zweckmäßig sein, wenn gleichzeitig die Steuerung dieser Anlagen für einen derartigen Eingriff eingerichtet ist. Bei *größeren* Rohrleitungslängen für das Kühlwassernetz sind u. U. gemeinsame Saug- bzw. gemeinsame Saug- und Druckleitungen hinsichtlich Kosten, Platzbedarf, Umfang der Regelung und Steuerung sowie der Redundanz günstiger **Bild 17**.

Beim Zusammenschalten mehrerer getrennter Rückkühlwerke ist es von großer Bedeutung, dass ein Wasserstandsausgleich der einzelnen Becken ohne messbaren Differenzdruck stattfinden kann, da andernfalls mit Wasserverlagerungen, Wasserüberlauf, Ansaugung in den Luftstrom und den damit verbundenen Betriebsstörungen zu rechnen ist.

5.5.3 Kühlwassertemperaturen im Jahresverlauf
Cooling water temperature during year-round operation

Kennzeichnend für die Leistungsfähigkeit eines gegebenen Rückkühlwerks ist die unter bestimmten Betriebsbedingungen erreichbare *Kühlwasser-Austrittstemperatur*. Diese wird einerseits von dem Verhältnis des Kühlwasserstroms zum Luftvolumenstrom beeinflusst, andererseits von Außenluftzustand (Feuchtkugeltemperatur) und Kühlwasser-Eintrittstemperatur.

Ausgehend von der Nennleistung eines offenen Rückkühlwerks bei 21 °C Feuchtkugeltemperatur, 32 °C Kühlwasser-Eintritts- und 27 °C Kühlwasser-Austrittstemperatur sowie einem spezifischen Wasser/Luft-Wert von 2 kg/m^3 zeigt **Bild 18** die berechneten Kühlwassertemperaturen bei verschiedenen Kühllasten, d. h. konstantem Kühlwasserstrom, jedoch variabler Temperaturdifferenz. Begrenzt wurde die Abkühlung bei einer minimalen Kühlwassertemperatur von 12 °C; d. h. je

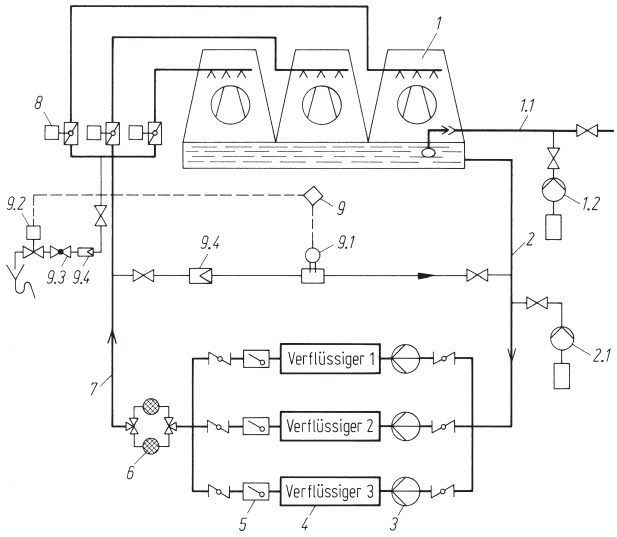


Bild 17. Gemeinsames Rückkühlwassernetz mehrerer Kälteerzeuger. *1* Rückkühlwerk, mehrzellig, *1.1* Zuspeisewasserleitung, *1.2* Dosiereinrichtung zur Härtestabilisierung u. a., *2* Saugleitung, *2.1* Dosiereinrichtung zur Algenbekämpfung u. a., *3* Kühlwasserpumpen, *4* Verflüssiger, *5* Rückflussverhinderer, *6* Doppelfilter, *7* Druckleitung, *8* Motorabsperrorgan, *9* automatische Absalzeinrichtung, *9.1* Leitwert-Messzelle, *9.2* Magnet- oder Motorventil, *9.3* Drosselventil, *9.4* Filter

nach Klimaregion wird der Lüfterantrieb durch Drehzahlregelung, Polumschaltung oder Aussetzbetrieb während einer mehr oder weniger großen Anzahl der jährlichen Betriebsstunden eine verminderte Leistungsaufnahme haben. Die Leistungsaufnahme des Lüfterantriebs wird auch bestimmt durch den erforderlichen externen Druckverlust in Luftgittern, Luftkanälen, Klappen und Schalldämpfern.

Der Temperaturverlauf bei Vollast kann in erster Annäherung für Gegenstrom-Rückkühlwerke bezogen auf die vorstehenden Nenn-Leistungsbedingungen gelten.

Die Teillastkurven können dagegen – durch unterschiedliche Füllkörper in Verbindung mit der Wasser/Luft-Verteilung bedingte – größere Abweichungen aufweisen; ebenso wie bei anderen Wasser/Luft-Verhältnissen.

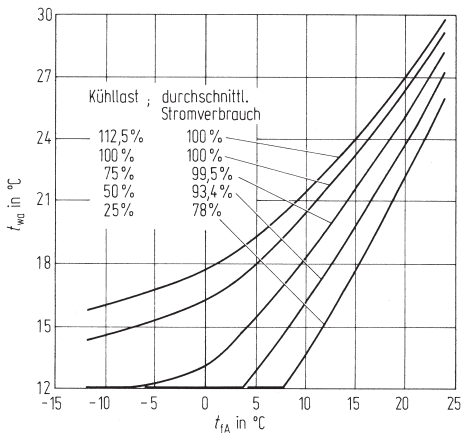


Bild 18. Berechnete Kühlwasser-Austrittstemperaturen aus Rückkühlwerken abhängig von Feuchtkugeltemperatur und Kühllast: Beispiel eines Kennfelds mit einem Wasser-/Luft-Verhältnis von 2 kg/m^3. t_{Wa} Kühlwasser-Austrittstemperatur in °C, t_{f_A} Feuchtkugeltemperatur der Außenluft in °C. *Bezugsbedingungen*: Nennleistung bei 32/27/21 °C, Stromverbrauch pro Jahr bei $t_{W\text{kmin}} = 12$ °C im Raum Frankfurt/M., konstanter Lüfterdrehzahl und Temperaturregelung durch Ansetzbetrieb

5.5.4 Wasserbehandlung. Water treatment

Das *Zuspeisewasser* für Rückkühlwerke steht oft nur in einem Zustand zur Verfügung, der das Aufbereiten dieses Wassers zwingend erfordert, um den Kühlwasserkreis langfristig störungsfrei betreiben zu können. Je nach den Werten der Wasseranalyse kommen Dosierungen von *Härtestabilisatoren* und *Korrosionsschutzinhibitoren*, Enthärtung oder *Entkarbonisierung* (=Teilentsalzung) in Frage, um die nach VDI-Richtlinie 3803 vorgegebenen Grenzwerte im Umlaufwasser einhalten zu können.

Wesentlicher Bestandteil ist außerdem eine festeingestellte oder eine automatische *Absalzeinrichtung*, so dass die zulässige Eindickung des Kühlwassers nicht überschritten wird. Selbst bei idealer Wasserqualität gilt die 10fache Eindickung als Maximum wegen der aus der Luft ausgewaschenen Festkörper. In wenigen Fällen ist je nach Luftqualität zusätzlich eine Osmoseanlage erforderlich.

Die *Sauberkeit* des *Kühlwassers* ist eine wichtige Voraussetzung, um Funktionsstörungen, Korrosionsschäden, Erhöhung des Energieaufwandes und der Legionellengefahr (s. a. VDI 6022) [7, 8] vorzubeugen, was eine regelmäßige Wartung und Reinigung erfordert. Um dies zu erleichtern, werden folgende Verfahren angewendet:

Bei kleinen Kreisläufen manuell umschaltbare Doppelfilter; bei größeren Netzen automatische Rückspülfilter, meist mit Fremdrückspülung; leichte Filtermatten in der Ansaugluft während der Blütezeit; manuelle oder automatische Dosiereinrichtungen für Algenbekämpfungsmittel; Desinfektion von Anlagenteilen mit Hilfe von Wasserstoffperoxid (H_2O_2) [9], wobei u. U. der Korrosionsschutzinhibitor im Umlaufwasser aufgezehrt werden kann und ersetzt werden muss.

Werden *chemische Reinigungsverfahren* notwendig, um äußere oder innere Ablagerungen in Rohrbündelverflüssigern oder auf den Rohrschlangen-Wärmetauschern in geschlossenen Rückkühlwerken zu beseitigen, so ist wegen der verwendeten Reinigungsmittel, möglicher Korrosionsfolgeschäden und

nicht zuletzt wegen der Gefahren für die Umwelt ein Fachbetrieb im Sinne des § 19 l Wasserhaushaltsgesetzes zu beauftragen [10].

5.6 Kaltwasserverteilsysteme für RLT-Anlagen
Chilled water systems for air-conditioning plants

Klimaanlagen mittlerer bis großer Leistung mit vielen Raumklimageräten oder mehreren Klimazentralen oder bei Anschluss an eine Fernkälteversorgung werden mit Luftkühlern ausgerüstet, die ebenso wie auch andere Kälteverbraucher an ein *zentrales Kaltwassernetz* angeschlossen werden (Sekundärkreislauf).

Die für diese indirekte Kühlung nötigen Kaltwassersysteme bestehen aus einem oder mehreren anschlussfertigen *Kaltwassersätzen*, *Rückkühlwerken*, *Kalt- und Kühlwasserpumpen* einschließlich der mess-, steuer- und regeltechnischen Einrichtungen, der Schaltanlagen und der Elektroinstallation. Je nach *Leistung*, gewünschter *Vorlauftemperatur* und *Entfernung* der einzelnen Kälteverbraucher von der Kälteerzeugung sind unterschiedliche hydraulische Schaltungen zweckmäßig.

Weiterhin werden diese Kaltwassernetze heutzutage ebenfalls gegenüber den Direktverdampfer-Anlagen bevorzugt eingesetzt, um die Füllmengen in Kälteanlagen wesentlich zu reduzieren. Diese Reduktion an Kältemittel bedeutet nicht nur eine Begrenzung an umweltbelastenden Stoffen, sondern schafft in vielen Anwendungsfällen die Voraussetzungen zum Einsatz von natürlichen Kältemitteln, wie zum Beispiel Kohlenwasserstoffen, Ammoniak und ähnlichem. Diese Stoffe weisen zwar eine wesentlich geringere Umweltbelastung auf, sind jedoch meist durch ihre brennbaren oder toxischen Eigenschaften im Anwendungsbereich sicherheitsbedingt begrenzt.

Als nachteilig ist bei diesen Sekundärkreisläufen die zusätzlich aufzuwendende Temperaturdifferenz zu nennen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass bei einer Wärmeübertragung unter Annahme eines realen Wärmeübertragers immer eine Temperaturdifferenz als treibendes Potenzial zwischen den wärmeaustauschenden Medien notwendig ist. Als entscheidendes Maß für diesen Temperaturabstand ist zum einen die Güte des Wärmeübertragers, die vorhandene Wärmeübertragungsfläche im Wärmeübertrager und die thermodynamischen bzw. wärmeübertragenden Eigenschaften des eingesetzten Mediums, wie z. B. Temperaturleitfähigkeit etc. maßgeblich. Als weitere Einflussgröße ist die Geschwindigkeit, mit der das Medium durch den Wärmeübertrager gefördert wird, zu nennen.

Diese notwendige Temperaturdifferenz muss bei jeder Wärmeübertragung berücksichtigt werden, das heißt, z. B. an einer Kälteanlage sowohl der Wärmeaustausch im Verdampfer der Kälteanlage zwischen Kältemittel und Kälteübertragungsmedium als auch im Luftkühler zwischen dem Medium und der Luft. Nachfolgend ist das Temperaturprofil eines indirekten Systems dargestellt (**Bild 19**).

Diese Temperaturdifferenz beeinflusst in starkem Maße den erforderlichen Energieaufwand. Neben den Vorteilen zur Reduzierung von umweltrelevanten Stoffen ist dieser erhöhte Energieaufwand mit einzubeziehen, da er global gesehen den unerwünschten Treibhauseffekt in der Atmosphäre negativ beeinflusst. Neben diesen ökologischen Gründen sollte bei ökonomischer Betrachtungsweise nicht außer acht gelassen werden, dass diese zusätzlichen Energiekosten einen zusätzlichen Mehraufwand an Betriebskosten erfordern.

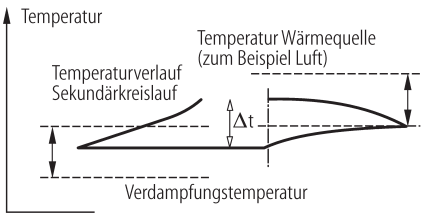


Bild 19. Temperaturprofil in einem Sekundärkreislauf

5.7 Systeme für ganzjährigen Kühlbetrieb
Chilled water systems for year-round operation

Für die Raumluft- und Maschinenkühlung bei EDV-Anlagen, bei Anlagen der Reinraumtechnik, bei chemischen und anderen Prozessen, für die Druckluftkühlung und für Labor- und Forschungszwecke sind ganzjährig Kalt- und Kühlwasser bereitzustellen. Kennzeichnend ist, dass die Kühllast der angeschlossenen Verbraucher *ganzjährig* annähernd konstant ist und in der Regel eine Vorlauftemperatur von 14 °C oder höher ausreicht. Dies hat zur Folge, dass während der kalten Jahreszeit eine energiesparende, preiswerte Kälteversorgung mit Hilfe der Außenluft möglich ist, wenn die Wasserkühlsysteme einige Zusatzeinrichtungen für den sog. „*freien Kühlbetrieb*“ erhalten. Man unterscheidet:

Freie Kühlung mit Hilfe der Außenluftkühler. Bei großen Gebäuden mit zentralen raumlufttechnischen Anlagen und einer vergleichsweise kleinen Winterkühllast einer bestimmten Verbrauchergruppe kann eine vorhandene Außenluft-Behandlungseinrichtung zur „freien Kühlung“ genutzt werden. Zu diesem Zweck ist diese Verbrauchergruppe mit den Außenluftkühlern so zusammenzuschalten, dass praktisch ein *kreislaufverbundenes System* entsteht. Die zusätzlichen Installationen bestehen in entsprechenden Verbindungsleitungen, Umschaltventilen und der Umwälzpumpe.

Freie Kühlung mit Solekreisläufen. Systeme mit *frostsicheren* Solekreisläufen sind wirtschaftlich interessant vorwiegend im Leistungsbereich bis 150 kW. Eine Frostsicherheit bis –30 °C wird mit einer 35%igen Glykol/Wasser-Mischung erreicht. Es werden fabrikmäßig hergestellte Ethylenglykol-Solen mit Inhibitoren zum Korrosionsschutz und zur Vorbeugung gegen Ablagerungen, gemischt mit salzarmen Wasser, eingefüllt. Man unterscheidet:

luftgekühlter Solekühlsatz mit alternativ betriebenem Außenluft-Solekühler (über Dreiwege-Umschaltventil),

solegekühlte Direktkühlanlage mit zusätzlichem Raumluft-/Solekühler. (Der Solefluss wird stets dann über den Raumluftkühler und anschließend über den Verflüssiger geführt, wenn die Soletemperatur niedriger ist als die Raumzulufttemperatur);

Kühlsystem mit luftgekühltem Solekühlsatz und bivalent betriebenem Solekühler. Bei diesem Kühlsystem wird die Kälteerzeugung durch Reihenschaltung sowohl vom außenluftbeaufschlagten Solekühler als auch vom Verdampfer gleichzeitig übernommen. Mit Hilfe des *Differenzthermostaten* wird der zusätzliche Solekühler dann zur Kälteversorgung benutzt, wenn die Temperatur der Außenluft niedriger ist als die Temperatur des Solerücklaufs.

Freie Kühlung mit Kältemittelpumpen-System. Der prinzipielle Aufbau ist aus **Bild 20** zu ersehen. Dieses System arbeitet lediglich mit Kältemittel, ohne Zwischenschalten eines Solekreislaufs. Während der warmen Jahreszeit wird das Kältemittel von der Umwälzpumpe *5* aus dem Abscheider *4* angesaugt, über Verdampfer *6* und Ventil *7* wieder zurückgeführt. Vom Verdichter *1* wird der verdampfte Anteil des Kältemittels aus Abscheider *4* abgesaugt und in den Verflüssiger *2* gedrückt, wo es mit Hilfe des Kühlmediums *9* verflüssigt und

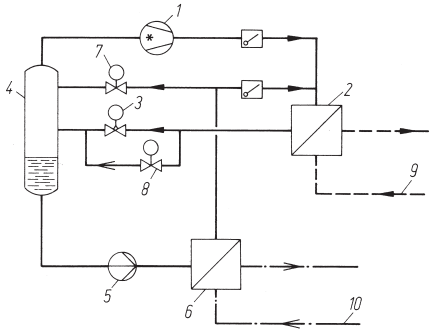


Bild 20. Kältesystem mit Umwälzpumpe und Einrichtungen für „freien Kühlbetrieb". Erläuterungen im Text

über das Regelventil *3* in den Abscheider wieder eingespritzt wird.

Der „*freie Kühlbetrieb*" kann beginnen, wenn die Temperatur des Kühlmediums *9* (Außenluft, Sole oder Kühlwasser) niedriger ist als die verlangte Solltemperatur des Kälteträgers *10* (Raumluft, Sole oder Kaltwasser). Der Betrieb des Verdichters *1* wird eingestellt, die Kältemittelpumpe *5* fördert das Kältemittel vom Abscheider *4* über Verdampfer *6* zum Verflüssiger *2*, wo der entstandene Dampfanteil wieder verflüssigt wird, so daß das Kältemittel über Ventil *8* flüssig in den Abscheider 4 zurückgelangt.

Freie Kühlung mit Rückkühlwerken. Anstelle der Systeme mit Solekreisläufen werden für größere, ganzjährige Kühllasten die vorhandenen Rückkühlwerke der Kaltwassersätze so mit den Kaltwassernetzen verbunden, dass während der kalten Jahrezeit eine energiesparende Kälteerzeugung allein durch den Betrieb der Rückkühlwerksventilatoren und der Wasserpumpen erreicht wird.

Grundsätzlich können offene als auch geschlossene Rückkühlwerke hierfür verwendet werden. Offene Rückkühlwerke bieten günstigere Voraussetzungen, da kaum ein Einfrierrisiko besteht und außerdem die Leistungsaufnahme der Ventilatoren und Pumpen sowie die Größe des Wärmeübertragers optimal an den Bedarfsfall angepasst werden kann.

Ein u. U. gewichtiger Vorteil der geschlossenen Rückkühlwerke liegt im möglichen *Trocken-Kühlbetrieb*, d. h. ohne Wasserverdunstung und damit ohne lästige *Schwadenbildung*. Es bedarf stets eingehender Überprüfung, ob eine solche Betriebsweise für den vorliegenden Anwendungsfall möglich und wirtschaftlich ist.

Je nach der absoluten Höhe der Winter-Kühlleistung und ihrem Verhältnis zur Nennleistung des Rückkühlwerks kann es vorteilhaft sein, bereits frühzeitig im Jahr den „freien Kühlbetrieb" zur Unterstützung der maschinellen Kühlung vorzuschalten (sog. „*Stützbetrieb*"). Dies ist jedoch nur bei mehreren autarken Wasserkühleinheiten (Kaltwassersätzen mit zugeordneten Rückkühlwerken) möglich.

5.8 Speichersysteme. Storage systems

Der Einsatz von Speichersystemen ist vorteilhaft für das Einsparen von Energiekosten durch Betrieb der Kälteerzeugung während der Niedertarifzeit, das Einsparen von Energiekosten durch Vermeiden zusätzlicher Stromleistungsspitzen (bei Stromtarifen mit Leistungspreisen), das Sichern einer Kälte-Notversorgung ohne Installation eines großen Netz-Ersatzaggregats, das Vermeiden eines Schwachlastbetriebs mit großer Einschalthäufigkeit und die Bereitstellung hoher Spitzenkälteleistung trotz vergleichsweise kleiner Kälteerzeugerleistung.

Da Eisspeicher grundsätzlich Verdampfungstemperaturen unterhalb von 0 °C erfordern, kann die Verwendung in Klimaanlagen energetisch nachteilig sein.

In der Regel ist der Entlade-(Auftau-)Vorgang die entscheidende Bemessungsgrundlage für die Größe der Speicher bzw. der Wärmeaustauschflächen, da die abgerufene Spitzenkühlung zwar hoch, jedoch nur kurzzeitig auftritt. Für den gleichmäßigeren Ladevorgang stehen meist zehn oder mehr Nacht- bzw. Niedrig-Tarifstunden zur Verfügung. Man unterscheidet:

Eisspeichersysteme

Mit Abschmelzvorgang von außen nach innen, **Bild 21**. Es handelt sich hierbei um Eisspeicheranlagen mit verzinkten *Glattrohrschlangen* für direkte Kühlung oder Solekühlung. Kennzeichnend ist, dass der Eisansatz auf den Rohren durch den Kälteträger „Eiswasser" zur Rohroberfläche hin abgeschmolzen wird; also im direkten Kontakt zwischen Kälteträger und Speichermittel. Der Eisansatz soll maximal 35 mm betragen (entsprechend 0,14 Rohroberfläche pro kWh Speicherkapazität).

Technische Daten: Serienmäßig hergestellt werden Kältespeicher im Bereich von 350 bis 3700 kWh Speicherkapazität. Dies entspricht einem Eisansatz von 3700 bis 40000 kg. Der Netto-Platzbedarf beträgt 12 bis 15 m^2/MWh Speicherkapazität bei einer Bauhöhe von 2,4 m. Die Verdampfungstemperaturen liegen je nach Dauer der Ladezeit und Art der Anlage im Mittel zwischen –3 und –8 °C, wobei diese Werte zu Beginn um +2,8 K überschritten und gegen Ende der Speicherung um –1,7 K unterschritten werden.

Die Aufstellung des Speicherbeckens muss auf gleichem oder höherem Niveau erfolgen als der Wärmetauscher, außerdem sind Kältebrücken am Speicherboden wegen der Gefahr von Tauwasserbildung zu vermeiden. Anstelle der Wasserbewegung durch Lufteinblasen werden auch Rührwerke verwen-

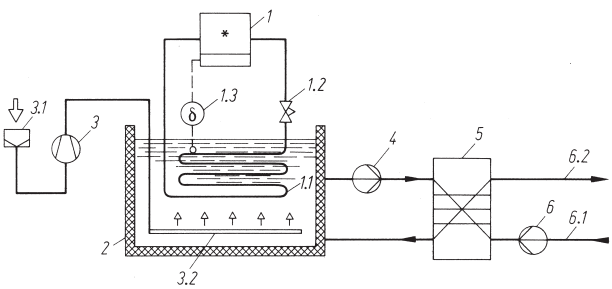


Bild 21. Eisspeicherung mit Abschmelzvorgang von außen nach innen. *1* Verflüssigersatz, *1.1* Glattrohrschlange, verzinkt, *1.2* Kältemitteleinspritzventil, *1.3* Eisdickenregler, *2* Behälter mit Kältedämmung, *3* Luftverdichter, *3.1* Luftfilter, *3.2* Luftverteilrohr, *4* Pumpe (Eiswasser), *5* Plattenwärmetauscher, *6* Verbraucherpumpe (Kaltwasser), *6.1* Rücklauf von den Kälteverbrauchern, *6.2* Vorlauf zu den Kälteverbrauchern

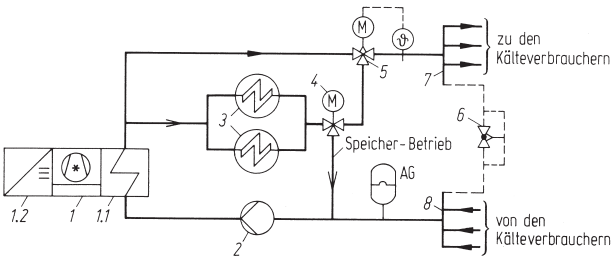


Bild 22. Eisspeicheranlage mit Abschmelzvorgang von innen nach außen. *1* Solekühlsatz, *1.1* Verdampfer, *1.2* luftgekühlter Verflüssiger, *2* Solepumpe, *3* Eisspeicher-Behälter aus Polyethylen (Fa. Calmac), *4* Dreiwege-Umschaltventil, *5* Dreiwege-Regelventil, *6* Überströmregelventil o. a. je nach hydraulischer Schaltung, *7* Solekreis – Vorlaufverteiler, *8* Solekreis – Rücklaufverteiler

det; allerdings mit größerem Grundflächenbedarf (je nach Speicherkapazität zwischen 32 und 16 m^2/MWh bei 1,5 bis 2 m Bauhöhe).
Um das Entstehen von Eisbarrieren zu vermeiden, ist bei jedem Entladevorgang ein vollständiges Abtauen nötig.

Mit Abschmelzvorgang von innen nach außen, **Bild 22**. Der Eisspeicher besteht aus einem kältegedämmten Polyethylen-Behälter von max. 2,3 m Durchmesser und bis 2,54 m Höhe, in dem sich ein *Rohrschlangensystem* aus Polyethylen-Rohren befindet. Diese Rohrschlangen sind als Vor- und Rücklauf in entgegengesetzter Richtung gewickelt, so dass die durchfließende Glykolsole (etwa –4 °C Eintritts- und –1 °C Austrittstemperatur) beim Einfrieren des umgebenden Wasserbads eine gleichmäßige Temperaturverteilung bewirkt. Bei der Temperaturdifferenz von 3 K ist mit Druckverlusten im Bereich von 0,44 bis 0,9 bar je nach Speichergröße zu rechnen. Beim Abschmelzen des Eises bildet sich zwischen der jetzt als Wärmeträger wirkenden Sole und dem Speichereis Schmelzwasser, das den direkten Wärmeaustausch behindert (Abschmelzvorgang von der Rohroberfläche beginnend nach außen).
Vorteile: Es besteht ein geschlossener Solekreislauf, der allerdings häufig nur bis zu einem Betriebsdruck von 6 bar zugelassen ist. Es ist weder ein ungleichmäßiges Abschmelzen zu befürchten noch eine Eisdickenüberwachung notwendig. Die großen Wärmeübertragungsflächen ergeben vergleichsweise hohe Verdampfungstemperaturen. Die Speicherbehälter können übereinander und auch Unterflur im Erdreich aufgestellt werden. Der Grundflächenbedarf beträgt 12 bis 8 m^2/MWh bei einer Bauhöhe von 2,1 bis 2,5 m ohne Inspektionswege.
Der größte Behältertyp erreicht eine *Speicherkapazität* von 669 kWh. Durch parallelen Anschluss weiterer Behälter kann die Speicherkapazität beliebig vergrößert werden. Der gewählte Werkstoff Polyethylen gewährleistet eine lange, korrosionsfreie Nutzungsdauer.
Nachteile: Der zulässige Betriebsdruck ist häufig auf 6 bar begrenzt. Der gesamte Verbraucherkreis ist mit Sole zu füllen, oder es muss ein Wärmetauscher zwischen Erzeuger- und Verbraucherkreis zwischengeschaltet werden. Mit fortschreitendem Abschmelzvorgang steigen die Austrittstemperaturen aus dem Speicher an, so dass in bezug auf eine konstante Vorlauftemperatur keine hohen Anforderungen erfüllt werden können.

Kältespeicherung in eutektischer Lösung. Bei diesem Verfahren wird die Kältemenge in *wässerigen Salzlösungen* gespeichert, die sich in wasserdampfdichten *Polyethylenkugeln* befindet. Diese Kugeln von etwa 100 mm Durchmesser werden als Kugelhaufen in Stahl-, Kunststoff- oder Betonbehälter eingefüllt und durch *Glykolsole* bis zum Übergang von der flüssigen in die feste Phase abgekühlt. Die Kugeln enthalten eine Luftblase, um die Ausdehnung des Speichermediums aufzunehmen. Der im Behälter eingeschlossene Kugelhaufen verursacht nur einen geringen Druckverlust, da die Durchflussgeschwindigkeit in der Größenordnung von 0,02 m/s nur eine laminare Strömung ausbildet. Der im Solestrom entstehende Auftrieb der Kugeln erzeugt einen erwünschten kugelfreien Raum im unteren Teil des Behälters. Eine nennenswerte Temperaturschichtung entsteht nicht. Der Wärmedurchgang ist vom Ladezustand der Kugeln abhängig, wobei Mittelwerte für das Laden von $k = 70\ W/m^2K$ und für das Entladen von $k = 60\ W/m^2K$ angegeben werden.

Vorteile: Die Probleme mit Eisbarrieren nach unvollständigem Abtauen bzw. ansteigende Temperaturen bei fortschreitender Entladung – wie bei den vorbeschriebenen Verfahren – bestehen nicht. Ebenso ist bei entsprechender Behälterausführung keine Begrenzung hinsichtlich Baugröße und Betriebsdruck gegeben. Es ist eine Aufstellung der Behälter – unabhängig vom Standort der Kälteanlage, z. B. auch im Erdreich, ebenso möglich wie eine Aufteilung auf mehrere Speicherbehälter.

Nachteile: Solefüllung für den gesamten Kälteverbraucherkreis bzw. das Zwischenschalten eines Wärmeübertragers; fehlende Kontrollmöglichkeit für den Lade- bzw. Entladezustand; notwendigerweise etwas niedrigere Verdampfungstemperatur bei der Wahl eines Gefrierpunkts des Speichermediums unter 0 °C.

Technische Daten: Für die klimatechnischen Einsatzfälle eignet sich als Speichermedium Wasser mit Kristallisationszusatz mit Schmelztemperatur 0 °C oder Natriumcarbonat mit Kristallisationszusatz (Na_2CO_3) mit einer Schmelztemperatur von –3 °C. Für beide Stoffe kann pro Kugelhaufen mit einer Latentwärmespeicherung von 46,07 kWh gerechnet werden.
Für die Aufstellung zylindrischer Speicherbehälter ist ein Platzbedarf zwischen 17 bis 9 m^2/MWh Speicherkapazität bei 1,9 bis 3,3 m Bauhöhe, zuzüglich der gegebenenfalls vorzusehenden Inspektionsflächen, notwendig.

Kältespeicherung in Binäreis. Als neuartige Kältespeicherung mit einigen wesentlichen Vorteilen wurden erste Binäreisanlagen ausgeführt. Als Binäreis wird eine Suspension von kleinsten Eiskristallen in wässriger Lösung bezeichnet, die bei einem Wärmeaustausch schlagartig ihren Aggregatzustand von fest in flüssig wechseln. Diese Eiskristalle mit einem Durchmesser bis etwa 0,5 mm können sowohl als Vakuumeis als auch mit Verdichtungskälteanlagen mit einem Eisgenerator (**Bild 23**) erzeugt werden. Voraussetzung ist die Gefrierpunkterniedrigung der Lösung durch Zugabe von Salz bzw. Alkohol, womit sich gleichzeitig die Temperatur einstellen lässt, bei der das pumpfähige, hochenergetische Flüssigeis gebildet wird [14].
Der Transport des Binäreises durch Rohrleitungen ist problemlos (kleinerer Druckabfall als bei Wasser), zumal wegen der hohen Energiedichte z. B. bei 40 % Eiskonzentration nur 1/7 des Massenstromes gefördert werden muss.

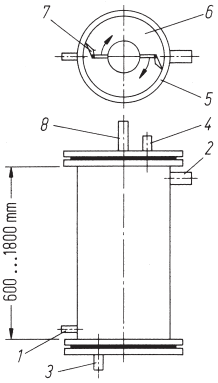


Bild 23. Prinzip des Binäreis-Generators (nach Werkbild Integral Technologie GmbH/FLO-ICE-TEC Binäreis GmbH). *1* Kältemittel-Eintritt, *2* Kältemittel-Austritt, *3* Wasser-Eintritt, *4* Binäreis-Austritt, *5* Kältemittel-Verdampfung im Ringspalt, *6* Eis/Wasser-Kammer, *7* „Wischer" zum Erzeugen der Eiskristall-Suspensions, *8* Antriebswelle der „Wischer"

Während des Speicherbetriebes wird die Eiskonzentration etwa von 5 bis zu 50% erhöht; was bedeutet, dass maximal das halbe Volumen des angeschlossenen Kaltwassernetzes zur Eisspeicherung zur Verfügung steht [15].

Der grundlegende Unterschied zu den bisher beschriebenen Speicherverfahren besteht darin, dass der Kälteträger selbst gleichzeitig Speichermedium für latente Energie bis zum Ort des Kältebedarfs ist. Bei größeren Verteilnetzen in Gebäuden und bei Fernkälteanlagen kann bei entsprechend hydraulischer Schaltung auf zusätzliche Eisspeichertanks deshalb verzichtet werden.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil ist in der Wärmeübertragung zu sehen, da zum Beispiel die Wärmeaufnahme im Luftkühler ein Abschmelzen der Feststoffe und somit nur eine Reduzierung der Feststoffkonzentration zur Folge hat. Dieser Wärmeaustausch findet somit bei quasi fast konstanten Temperaturverhältnissen statt und erfordert keine Temperaturerhöhung des wärmeaufnehmenden Mediums.

Mit Einsatz von Binäreis aus Wassermischungen, zum Beispiel bekannt unter dem Namen FLO-ICE, Binäreis, Vakuumeis und MaximICE, wird die Schmelzenthalpie der Eiskristalle genutzt.

Außer bei Vakuumeis, welches im industriellen Großkältebereich eingesetzt wird, werden die anderen Eiswassergemische mittels einer kompakten Kälteanlage erzeugt. Für kleinere Kälteleistungen und besonders im Bereich der Klimatisierung eignet sich der Einsatz von FLO-ICE.

Vorteile von Binäreis: Gegenüber der herkömmlichen Sole hat Binäreis als Suspension von Eiskristallen und Wasser hervorragende Eigenschaften [16]:

- gute Pumpfähigkeit: Die strömungsmechanischen Eigenschaften des Binäreisgemisches entsprechen im Wesentlichen denen eines sogenannten Bingham-Fluids. Anders als bei Newton-Fluiden, z. B. Wasser, fließen die Bingham-Fluide unterhalb einer bestimmten Druckdifferenz nicht. Erst bei Überschreitung eines Schwellwertes ist eine Förderung möglich, und bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten ist der Druckverlust geringer als bei den Newton-Fluiden. Für den technisch interessanten Bereich kann somit eine sehr gute Pumpfähigkeit festgestellt werden.
- hohe Energiedichte: Der Wärmetransport erfolgt ausschließlich latent durch Nutzung der Schmelzenthalpie der Eiskristalle mit entsprechend hoher Energiedichte. Je nach geforderter Kälteleistung, die zu übertragen ist, können gegenüber herkömmlichen Kaltwassersystemen die Rohrleitungsquerschnitte des Wärmeverteilnetzes erheblich – bis zu 50% und mehr – reduziert werden.
- keine Temperaturdifferenz: Bei herkömmlichen Sekundärkreisläufen wird die Wärme sensibel aufgenommen, dass heißt, die Sole erwärmt sich auf ein höheres Temperaturniveau. Im Gegensatz dazu ändert sich bei Flüssigeis nicht die Temperatur, sondern die Eiskonzentration. Somit ist bei mehreren Verbraucherstellen ein paralleler Anschluss mit Vor- und Rücklauf nicht unbedingt erforderlich. Die Anwendung von Einrohrverteilnetzen mit der bekannten Einsparung an Rohrleitungslängen ist möglich, **Bild 24**.
- günstiger Wärmeaustausch: Die Phasenveränderung, das Schmelzen eines kleinen Eiskristalles vollzieht sich bei Wärmeaufnahme schlagartig. Dieser schlagartige Übergang von fest auf flüssig hat einen sehr guten Wärmeübergang zur Folge, so dass Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten erreicht werden, die oberhalb der Verdampfung beziehungsweise Kondensation von Kältemittel liegen. Messungen an bestehenden Anlagen zeigten, dass die wärmeaustauschende Fläche, z. B. für Luftkühler, bis auf circa 53% bzw. bei Wasserkühlern bis auf circa 37% reduziert werden kann (kleinere Luftkühler).
- hervorragendes Speicherverhalten: Bedingt durch die hohe Energiedichte ist Flüssigeis zur Speicherung in kältegedämmten Tanks hervorragend geeignet. Rein rechnerisch ergeben sich gegenüber Kaltwassersystemen drastische Volumeneinsparungen. In weit verzweigten Kälteversorgungsnetzen ist gegebenenfalls das Volumen der Rohrleitungen als Speicher nutzbar. Bei entsprechender Dimensionierung und unter Berücksichtigung der Lade- und Entladedauer kann die installierte Kälteleistung der Kälteanlage wesentlich kleiner ausfallen als bei herkömmlichen Kaltwassernetzen. Es können nicht nur Investitionskosten eingespart werden, sondern die Nutzung von sogenannten

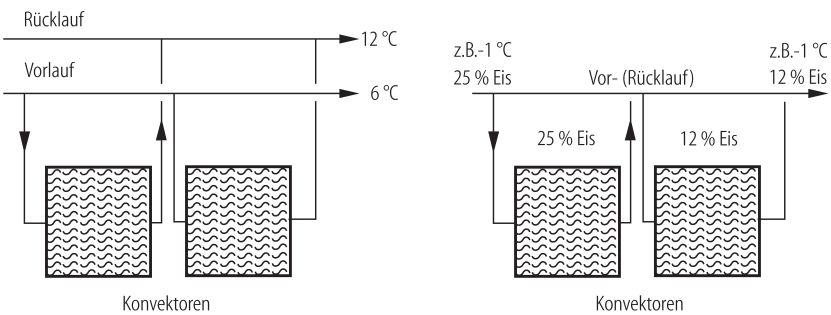


Bild 24. Rohrleitungsführung bei konventioneller Wasserkühlung und FLO-ICE-Kühlung

günstigen Tarifen, wie z. B. Nachtstromtarif oder abschaltbare Verträge (Spitzenstromabschaltung), sind möglich.

Den oben genannten Vorteilen stehen die erhöhten Investitionskosten für Planung und Binäreis-Erzeugung gegenüber. Je nach Anwendungsbereich und Aufstellungsbedingungen sind bei Gegenüberstellung mit herkömmlichen Kaltwassersätzen, besonders unter Berücksichtigung der verbrauchs- und betriebsgebundenen Kosten, Einsparpotenziale realisierbar. Vorteilhaft ist unter anderem, dass seriengefertigte Kompaktgeräte zur FLO-ICE-Erzeugung zur Verfügung stehen, die einen einfachen Anschluss an das Kaltwassernetz ermöglichen [17].
Da die Temperatur des Kühlmediums auch unterhalb des Gefrierpunktes eingestellt werden kann, sind auch Kühlaufgaben lösbar, die sonst eine Direktverdampfungsanlage erfordert hätten.
Bei der Binäreiserzeugung mittels Vakuumeis-Maschine entfällt die sonst notwendige Grädigkeit zwischen Kältemittel und Kälteträger, da kein Wärmeaustauscher notwendig ist. Außerdem besteht keine Gefahr der Verschmutzung der wärmeaustauschenden Flächen, und es wird als Kältemittel umweltunschädliches Wasser verwendet.

Nachteile: Es bedarf der Zugabe einer gefrierpunkterniedrigenden Substanz, was entsprechende Misch- und Füllvorrichtungen erfordert.

Anwendungsfälle: Raumkühlung und Klimatisierung, Lufttrocknung, Bergwerkskühlung (s. a. **M 7.1**), verfahrenstechnische Anlagen und Produktkühlung, gewerbliche Kühlung, Fischlagerung auf Seeschiffen und Kühlaufgaben im Bereich Medizin.

Leistungsbereiche: Für kleinere Leistungen im Bereich von 1–500 kW werden übliche Verdichterkälteaggregate – bekannt unter dem Namen Flo-Ice-Generator – eingesetzt.
Leistungen über 500 kW können mit Vakuumeisanlagen erzeugt werden [12, 13].

6 Systeme und Bauteile der Wärmepumpenanlagen
Systems and equipment for heat pump plants

C. Hainbach, Essen

6.1 Anwendungen und Bauarten
Applications and types

Durch den Einsatz von Wärmepumpen ist es möglich, Wärme von einem niedrigen auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen. Dies erfordert jedoch den Einsatz von hochwertiger Energie (Exergie), wie z. B. die Antriebsenergie für einen Verdichter. Wärmepumpen sind also Kältemaschinen, die Wärmequellen mit niedriger Temperatur, z. B. Umweltwärme nutzen, um einen Nutzwärmestrom mit höherer Temperatur zu erzeugen (s. **M 1.4.2** und **M 1.4.3**).
Der Unterschied zwischen der Kälteanlagen und der Wärmepumpe liegt lediglich in der Art der Nutzung der Wärmeströme:
– Kälteanlage, wenn der aufgenommene Wärmestrom am Verdampfer genutzt wird (Kälteerzeugung);
– Wärmepumpe, wenn der abgegebene Wärmestrom am Verflüssiger genutzt wird (Wärmeerzeugung).

Anwendungen

Voraussetzungen für einen *wirtschaftlichen* und *energetisch günstigen* Wärmepumpenbetrieb sind neben einem möglichst gleichmäßigen Wärmebedarf eine zeitlich und mengenmäßig ausreichende Wärmequelle sowie eine energieoptimierte Regelung des Wärmepumpensystems.
Übersicht zur Wärmepumpentechnologie: **Bild 1**.
Wirtschaftlich interessant ist bei Betrieb von Wärmepumpen die Nutzung von folgenden Wärmequellen: Abwärme aus der Fortluft von RLT-Anlagen (*Wärmerückgewinnung*), Abwärme aus Abwasser von Produktions- und Waschanlagen sowie im günstigsten Fall die direkte Nutzung der abgeführten Verflüssigerwärme aus Kälteanlagen, wodurch sich eine Nutzleistung sowohl auf der kalten als auch auf der warmen Seite ergibt.
Beispiele hierfür sind Kunsteisbahnen mit angeschlossenen Hallen- oder Freibädern oder gleichzeitig notwendige Kühl- und Heizleistung bei raumlufttechnischen Anlagen, bei kühlintensiven Gewerben mit gleichzeitiger Warmwasserbereitung (z. B. Fleischereien) sowie bei fertigungs- und verfahrenstechnischen Prozessen.
Wirtschaftlich ist ein Einsatz von Wärmepumpen auch bei Freibädern, die nur während des Sommer-Halbjahrs betrieben werden sowie im industriellen Bereich beim Verwerten von Abwärme. Hierbei handelt es sich um Wärmepumpen, die lediglich zum Heizen dienen. Wärmepumpen sind in der Regel auch wirtschaftlich, wenn zum Vermeiden von Schwitzwasserbildung (z. B. in Wasserwerken, bei Trocknungsprozessen, in Schwimmbädern) Luft gekühlt, entfeuchtet und anschließend wieder erwärmt werden muss.

Bauarten

Je nach Art der Wärmequelle (Abwärmestrom) und Wärmesenke (Nutzwärmeträger) ergeben sich folgende Begriffsdefinitionen:

Begriff	Wärmequelle	Wärmesenke
Luft/Luft-Wärmepumpen	Außenluft, Fortluft	Zuluft
Luft/Wasser-Wärmepumpen (Kleinwärmepumpe mit größeren Produktionszahlen)	Außenluft, Fortluft	Heizwasser, Warmwasser
Wasser/Wasser-Wärmepumpen (dezentrales System)	z. B. Brunnenwasser, Oberirdische Gewässer	Heizwasser, Warmwasser
Wasser/Luft-Wärmepumpen	Kreislaufwasser	Zuluft
Luft/Wasser/Wasser-Wärmepumpen	Außenluft, Fortluft Kaltwassersystem	Heizwasser, Warmwasser

Anstelle von Wasser als Wärmeträgermedium wird häufig auch *Sole* verwendet, um z. B. bei Wärmeentzug aus Erdreich oder Außenluft Wärmeströme auf einem Temperaturniveau unterhalb von 0 °C zu nutzen.
Wärmepumpen werden überwiegend als Kaltdampfkompressionsprozess mit elektrischem Antrieb ausgeführt. Es werden jedoch für den Antrieb der Verdichter auch Diesel- und vor allem Gasmotore eingesetzt, um die zeitgleich auf hohem Temperaturniveau anfallenden Abwärmeströme dieser Kraftmaschinen zu Heizzwecken nutzen zu können.
Absorptionswärmepumpen, vorwiegend mit dem Arbeitsstoffpaar NH_3/H_2O, werden in geringem Umfang angewendet. Kleine Absorptionswärmepumpen werden serienmäßig als gasbeheizte Kompaktgeräte – auch zweistufig – hergestellt.
Von der Entwicklung einer regenerativen Wärmepumpe nach dem *Vuilleumier-Prinzip* wurden 1985 die ersten Versuchser-

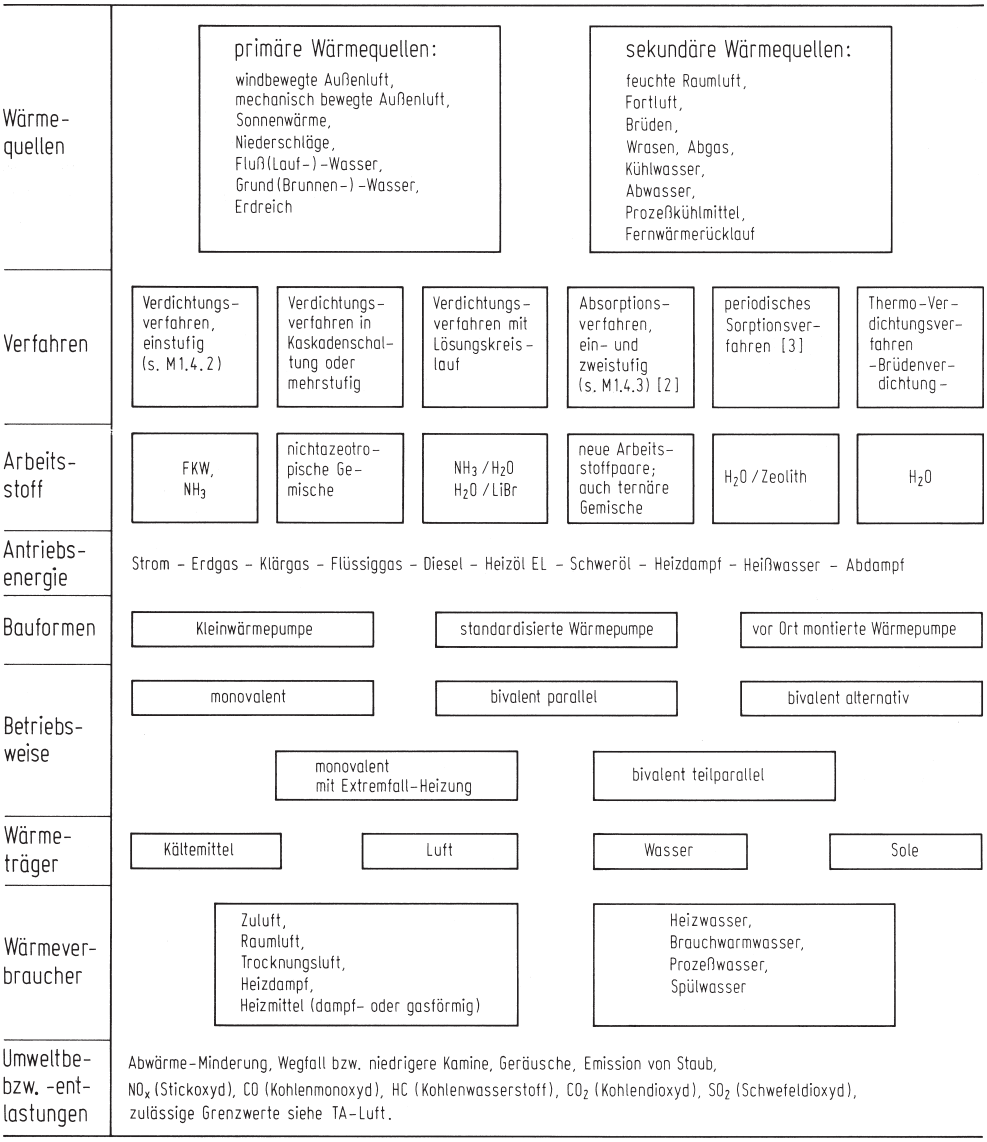


Bild 1. Systematische Übersicht zur derzeitigen Wärmepumpentechnologie. Erläuterungen: monovalent: Alleiniger Betrieb der Wärmepumpe; bivalent parallel: Wärmepumpe für Heizungsgrundlast, konventioneller Wärmeerzeuger für Spitzenwärmebedarf; bivalent alternativ: Alleiniger Wärmepumpenbetrieb bis zu wirtschaftlicher Grenze, dann alleiniger Betrieb eines anderen Wärmeerzeugers; bivalent alternativ parallel: Wärmepumpenbetrieb bis zur wirtschaftlichen Grenze, paralleler Betrieb des konventionellen Wärmeerzeugers zur Deckung der Spitzenlast und alleiniger Betrieb bei tiefen Außentemperaturen

gebnisse veröffentlicht [1]. Mit dieser Maschine aus der Stirling-Familie (s. **P4.9**) kann Wärme hoher Temperatur direkt in Wärme mittlerer Temperatur mit hohem Primärenergie-Nutzungsgrad umgewandelt werden. Es handelt sich um eine thermische Maschine mit einem rechtsläufigen Arbeits- und einem linksläufigen Kälteprozess in geschlossenem Kreis mit dem Arbeitsmittel Helium.

6.2 **Bauteile.** Components

Die Mehrzahl der für Kälteanlagen verwendeten Bauteile kann für die Wärmepumpen übernommen werden. Bei bestimmten Bauteilen, die nachfolgend genannt werden, sind bei der Planung und Konstruktion die besonderen Bedingungen, insbesondere höheres Temperaturniveau, Fremdwärmeeinfluss, hydraulische Einbindung etc., zu berücksichtigen.
Andererseits wurden die Verdichter mit verstärkten Kurbeltriebwerken, größeren Lagern und Ölpumpen sowie konstruktiv verbesserten Arbeitsventilen ausgerüstet. Damit konnten der mechanische Wirkungsgrad sowie Liefer- und Gütegrad erhöht werden.

Besondere Bauteile:

Wärmeübertrager. Für Wärmegewinnung aus:

Fortluft: reichlich bemessene Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit meist mehreren Wasserauffangwannen zum schnellen Ableiten des anfallenden Tauwassers;

Flusswasser, Brunnenwasser: Rohrbündel- oder Plattenverdampfer für direkte Kältemitteleinspritzung, ausgeführt mit korrosionsbeständigen Materialien; besondere Reinigungsmöglichkeiten (Verokkerung, Okklusionsgefahr);

Erdreich: soledurchflossene Rohrschlangen aus Kunststoff im Erdreich verlegt oder Erdspieße verschiedener Konstruktion bis 100 m Tiefe, Anforderungen nach Wasserhaushaltsrecht sind zusätzlich zu beachten;

Außenluft: neben den o. g. Anforderungen (Fortluft) sind auch verschiedenste Formen und Materialien von soledurchflossenen Wärmeaustauscherflächen möglich, bezeichnet als Energie-Dach, -Stapel, -Zaun u. a.;

Sonnenwärme: bevorzugte Ausführung als Kollektoranlage auf Hausdächern;

Abgas: insbesondere aus Verbrennungskraftmaschinen; werden meist als Rohrbündel-Wärmeübertrager in temperatur- und korrosionsbeständigen Materialien ausgeführt (Gefahr von aggressivem Kondensatanfall).

Abwärme- oder Heizwärmespeicher. Latentspeicher mit Glaubersalz u. a. als Speichermedium mit Schmelztemperaturen oberhalb des Gefrierpunkts können dazu dienen, die zeitliche Abhängigkeit von Wärmeerzeugung und -bedarf aufzuheben und damit die Wirtschaftlichkeit des Wärmepumpenbetriebs wesentlich zu verbessern. Speicherkapazitäten um 30 bis 68 kWh/m^3 Bauvolumen [4].
Wasserspeicher, oft in der Ausführung als Schichtspeicher, werden in das Heizwassernetz eingebunden, um die Schalthäufigkeit der Wärmepumpen bei Schwachlast in Grenzen zu halten und Mindestlaufzeiten zu erzielen.

Hydraulischer Entkoppler. Noch wichtiger als für den Kaltwasserkreis mit seiner geringen Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf ist die thermohydraulisch richtige Rohrleitungsführung und -anordnung für den Heizwasserkreis. Diese hydraulischen Weichen haben die Aufgabe, die Wärmepumpe vor eventuellen plötzlichen Regelungsschwankungen (Temperatur- oder Volumenstromschwankungen) des Heizkreislaufes durch hydraulische Störfaktoren zu schützen. Die Entkopplung – die auch für eine funktionstüchtige Folgeschaltung von Mehrkesselanlagen Voraussetzung ist – ist zweckmäßig nach den Dimensionierungsrichtwerten des Beiblatts vom VDMA Einheitsblatt 24 770 auszuführen.

Verbrennungsmotor für Wärmepumpen. Für Wärmepumpen werden wassergekühlte, stationäre Viertakt-Diesel- und -Gasmotore, bevorzugt als Saugmotore – seltener mit Abgasturbolader – eingesetzt. Damit können außer Dieselkraftstoff und Erdgas auch bei größeren Anlagen Schweröl sowie Klär- und Flüssiggase, Müllpyrolysegase und – bei einigen Motorbaureihen – Gase mit hohem Wasserstoffanteil (z. B. Grubengas) als Antriebsenergie verwendet werden.
Die Motordrehzahlen betragen maximal etwa 2500 min^{-1}, meist jedoch nur 1800 min^{-1}; sie können von 100 bis 50% geregelt werden.

Abgas-Katalysatoren für Gasmotore. Wegen der hohen Emissionen von Stickoxiden (NO_x) werden Gasmotorantriebe von Wärmepumpen heute vorwiegend mit Dreiwege-Abgaskatalysatoren mit automatischer Lambda-1-Regelung eines luft- oder gasseitigen Bypasses ausgerüstet. Auch wird versucht mit sog. „Mager"-Motoren den Schadstoffausstoß zu verringern.

6.3 Kleinwärmepumpen. Residential heat pumps

Klein-(Haus-)Wärmepumpen, geeignet für das Heizen von Einzelräumen, Einfamilienhäusern und für die Brauchwarmwasserbereitung, werden in Serien hergestellt; ihre Antriebsleistungen liegen i. Allg. unter 3 kW. Als Wärmequelle dient meist Außenluft, so dass eine Luft/Wasser-Wärmepumpe vorliegt. Wie die Kleinkälteanlagen (Klimageräte) werden auch die Wärmepumpen kompakt für Innen- oder Außenaufstellung und als Splitanlage ausgeführt.
Bild 2 zeigt eine Luft/Luft-Kleinwärmepumpe, wie sie häufig in wärmeren Klimaregionen in einem Fenster- oder Brüstungs-Klimagerät eingebaut wird. Wesentliches Merkmal ist die Umschaltung des Kältekreislaufs mit Hilfe eines Vierwegeventils *4*. Der im Kühlbetrieb vom Raumluftstrom beaufschlagte Lamellenrohr-Wärmetauscher *3* wird nach dem Umschalten zum luftgekühlten Verflüssiger, während der von der Außenluft durchströmte Wärmeaustauscher *2* dann als Verdampfer arbeitet. Da sich auch die Flussrichtung des flüssigen Kältemittels umkehrt, wird durch eine selbsttätige Einrichtung eine den veränderten Betriebsbedingungen angepasste Einspritzkapillare *5* wirksam. Bei niedrigen Außenlufttemperaturen (etwa ab 4 bis 5 °C) kann der Betrieb automatisch zum Abtauen des Außenluft-Wärmeaustauschers unterbrochen werden. Die Abtauwärme wird entweder durch kurzzeitigen Kühlbetrieb oder bei kleineren Anlagen auch durch eine elektrische Abtauheizung erzeugt.
Für das *dezentrale Wärmepumpensystem* werden Wasser/Luft-Kleinwärmepumpen (**Bild 3**) eingesetzt, deren Aufbau einem Klimagerät mit wassergekühlter Kälteanlage entspricht.
Auch hier wird das Umschalten von Kühl- auf Heizbetrieb und umgekehrt durch ein von der Raumlufttemperatur gesteuertes Vierwegeventil *4* vorgenommen. Während des Kühlbe-

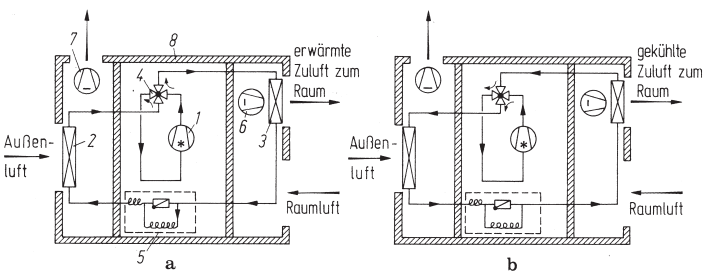


Bild 2a, b. Luft/Luft-Kleinwärmepumpe für Kühl- und Heizbetrieb. **a** Heizbetrieb; **b** Kühlbetrieb. *1* Motorverdichter, *2* Außenluft-Wärmetauscher, *3* Raumluft-Wärmetauscher, *4* Vierwege-Umschaltventil, *5* kombiniertes Drosselorgan für Heiz- und Kühlbetrieb, *6* Raumluftventilator, *7* Außenluftventilator

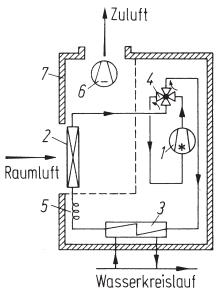


Bild 3. Wasser/Luft-Kleinwärmepumpe für dezentrales Wärmepumpensystem dargestellt im Kühlbetrieb. *1* Motorverdichter, *2* Lamellenrohr-Wärmetauscher, *3* Doppelrohr-Wärmetauscher, *4* Vierwege-Umschaltventil, *5* Drosselorgan (Kapillare), *6* Ventilator

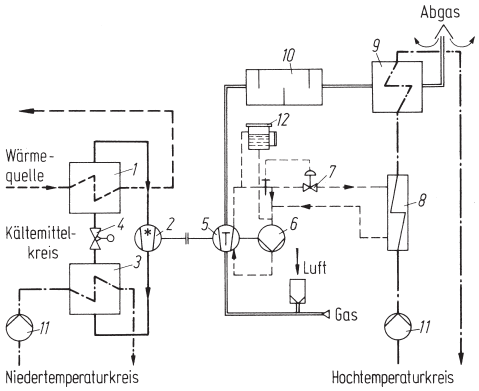


Bild 4. Schema einer Wärmepumpe mit Gasmotorantrieb. *1* Verdampfer, *2* Verdichter, *3* Verflüssiger, *4* Expansionsventil, *5* Gasmotor, *6* Motorkühlwasser-Pumpe, *7* thermostatisches Kühlwasserregelventil, *8* Motorkühlwasser-Wärmetauscher, *9* Abgas-Wärmetauscher, *10* Schalldämpfer in Abgasleitung, *11* Wasserpumpen, *12* Ausdehnungsgefäß für Motorkühlwasser

triebs dient der Wärmeaustauscher *3* als Verflüssiger und erwärmt den Wasserkreis. Abtauprobleme bestehen bei dieser Anlagenart nicht.

6.4 Kaltdampfkompressions-Wärmepumpen größerer Leistung

Compression heat pumps with high performance

Im Gegensatz zu den Kleinwärmepumpen werden die größeren, zentralen Wärmepumpen mit Hubkolben-, Turbo- und Schraubenverdichtern vorwiegend als Wasser/Wasser-Wärmepumpen serienmäßig hergestellt. Neben den reinen Heizwärmepumpen, die im Aufbau den Kaltwassersätzen entsprechen, werden solche mit *doppelflutigem Verflüssiger* oder zwei wasserseitig getrennten Verflüssigern angeboten, die zum gleichzeitigen Heizen und Kühlen eingesetzt werden können.

Das bestehende Erdgasnetz ermöglicht vielerorts den Einsatz von *Gasmotoren zum Antrieb von Wärmepumpen*.

Bei der Gasmotor-Wärmepumpe sind die zwei Kreisprozesse gekoppelt, der rechtsläufige Kraftprozess des Gasmotors und der linksläufige Kaltdampfkompressionsprozess. Dabei wird die Wärmeabgabe des Wärmepumpenkreislaufs mit der Wärmeabgabe des Motorenkreisprozesses gemeinsam genutzt. Die Abwärme des Antriebsprozesses wird dabei an zwei Stellen, nämlich im Kühlwasser des Motors und im Abgas freigesetzt.

Damit sind drei Temperaturniveaus vorhanden, die bei Bedarf auch unterschiedlich genutzt werden können:

Sensible Wärme im Abgas	400 °C → 100 °C (Dieselmotor);
	600 °C → 100 °C (Ottomotor);
Kühlwasserwärme bei	ca. 90 °C;
Kondensatorwärme bei	40 °C bis 50 °C.

Die Gesamtwärmeabgabe des Wärmepumpensystems im Vergleich zum Primärenergieaufwand lässt sich wie folgt angeben:

$$\beta = \eta_M \cdot \varepsilon_{WP} + \eta_g \cdot (1 - \eta_M)$$

dabei ist η_M der Motorwirkungsgrad, ε_{WP} die Leistungszahl der Wärmepumpe, η_g der Rückgewinnungsgütegrad.

Bild 4 zeigt ein Schema mit den Hauptteilen einer Gasmotorwärmepumpe, deren Wärmeströme im Einzelfall auf verschiedene Weise den Verbrauchern zugeführt werden können; z. B. Verflüssigungswärme mit Vorlauftemperaturen im Bereich von 25 bis 50 °C für Lufterhitzer, Fußbodenheizungen, Warmwasservorerwärmung und die Motor- und Abgaswärme mit Temperaturen von 60 bis 80 °C (gegebenenfalls bei Motoren mit sog. *Heißkühlung* auch höher) für statische Heizflächen und Warmwasser-oder Heißwasserbereitung.

Weniger praktische Bedeutung haben die Antriebe durch *Dieselmotor* und *Gasturbinen*.

Als weitere Variante, die vereinzelt gebaut wurde, ist die „*KWKK-Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung*“ zu nennen, bei der die Kraft-(Strom-), Wärme- und Kälteerzeugung gekoppelt ist. Das hierfür nötige Maschinenaggregat besteht aus Verbrennungsmotor, gegebenenfalls Getriebe, Generator/Elektromotor, automatischer Kupplung und Kältemittelverdichter, auf gemeinsamem Grundrahmen montiert.

Wärmeverhältnisse und Wirkungsgrade

Abhängig von der Leistungszahl ε_0 des Kälteprozesses ergeben sich für Wärmepumpen:

mit Elektromotor	mit Verbrennungsmotor
Kälteerzeugung bezogen auf Primärenergie:	
$\dot{Q}_0/E = \varepsilon_0 \eta_{el}$	$= \varepsilon_0 \eta_g$
Wärmeerzeugung bezogen auf Primärenergie:	
$\dot{Q}_{ges}/E = \varepsilon_H \eta_{el}$	$= \varepsilon_H \eta_g + \varphi$
$= (\varepsilon_0 + 1)\eta_{el}$	$= (\varepsilon_0 + 1)\eta_g + \varphi$
Wärmeerzeugung bezogen auf Verdampferwärme:	
$\dot{Q}_{ges}/\dot{Q}_0 = \varepsilon_H/(\varepsilon_H - 1)$	$= (\varepsilon_H + \varphi/\eta_g)/(\varepsilon_H - 1)$
außerdem für Verbrennungsmotor:	
Anteil der Motor- und Abgaswärme bezogen auf die Gesamtwärme:	
$\dot{Q}_{M+A}/\dot{Q}_{ges}$	$= \varphi/(\varepsilon_H \eta_g + \varphi)$

Es bedeuten ε_0 Leistungszahl für Kühlbetrieb ($\dot{Q}_0/P$), ε_H Leistungszahl für Heizbetrieb ($\dot{Q}_c/P$), P Leistungsaufnahme an der Verdichterwelle, η_{el} Gesamtwirkungsgrad der Umwandlung der thermischen Energie in mechanische Energie an der Verdichterwelle, abgegeben vom Elektromotor, η_g Gesamtwirkungsgrad der Umwandlung der Gasenergie in mechanische Energie an der Verdichterwelle, abgegeben vom Gasmotor, φ Wärmerückgewinnungsgrad aus Motorwärme (φ_M) und Abgaswärme (φ_A) bezogen auf Primärenergieeinsatz.

Praktisch erreichbare Werte bei Volllastbetrieb:

$\varepsilon_H = \varepsilon_0 + 1 = 3 \ldots 7$ je nach Betriebsbedingungen, insbesondere bei kleinen Anlagen auch niedriger.

Für die durchschnittliche elektrische Leistungsaufnahme der Nebenantriebe (Pumpen und Ventilatoren) sind 5 bis 12% des Hauptantriebs zusätzlich zu berücksichtigen. Gute Mittelwerte: $\eta_{el} = 0,36$, $\eta_g = 0,33$, $\varphi = 0,55$.

Je nach Betriebsbedingungen erreicht der Gesamtwärmestrom $\dot{Q}_{ges}$ demnach bei Wärmepumpen mit Elektromotor das 1,03- bis 2,25fache, mit Gasmotor das 1,50- bis 2,65fache der eingesetzten Primärenergie (ohne Übertragungsverluste!). Demgegenüber stehen die vergleichbaren Wirkungsgrade von Kohle-, Öl- und Gaskesseln in Größenordnungen von 0,85 bis etwa 1 bei Brennwertkesseln.

6.5 Absorptionswärmepumpen
Absorption heat pumps

Theoretisch besitzt das Absorptions- bzw. Resorptionsverfahren die größte Anpassungsfähigkeit an die verschiedenen Aufgaben thermischer Energieumwandlung. Grundlegende Arbeiten auf diesem Gebiet stammen von E. Altenkirch, K. Nesselmann und W. Niebergall [7–9].

Das Absorptionssystem verbindet auch hier zwei Kreisprozesse mit unterschiedlichem Drehsinn.

Wie bereits bei den Kompressionswärmepumpen bestimmen auch hier die Stoffeigenschaften von Lösungs- und Arbeitsmittel die Betriebseigenschaften. Ein gängiges und häufig verwendetes Arbeitsstoffpaar in ausgeführten Anlagen ist Ammoniak als Arbeitsmittel und Wasser als Lösungsmittel, wobei Alternativen mit dem Inertgas Helium im Lösungsmittelkreislauf bestehen. Ein weiteres nutzbares Stoffpaar besteht aus Wasser als Arbeitsmittel und Lithiumbromid als Lösungsmittel.

Heutzutage sind Systeme für kleine Absorptions-Hauswärmepumpen mit Serienreife auf dem Markt. Hierbei handelt es sich um Kompaktgeräte in der Größenordnung eines Wandkessels für den Bereich der Ein- und Zweifamilienhäuser. Diese Systeme, auch als DAWP (Diffusions-Absorptionswärmepumpe) bekannt, arbeiten mit dem Arbeitsstoffpaar NH_3/H_2O und mit dem Inertgas Helium. Für den Austreiber kommen kleine Gasgebläsebrenner zum Einsatz.

In einigen Fällen wurden größere Absorptionswärmepumpen mit dem Arbeitsstoffpaar NH_3/H_2O gebaut, die gleichzeitig die Kaltwasserversorgung für Klimaanlagen sicherstellten. Als Wärmequellen dienten außerdem Erdreich- und Fortluftwärme, Verflüssigungswärme von Kleinkälteanlagen und ein Glykolsolespeicher.

Die Absorptionskältemaschine kann als Wärmeerzeuger (Absorptionswärmepumpe) wirtschaftliche Vorteile bieten, insbesondere bei größeren Kälteleistungen (über 300 kW), tieferen Verdampfungstemperaturen (bis –60 °C), gekoppelter Kraft-Wärme-Kälte-Erzeugung [5], wenn nutzbare Abwärme mit Temperaturen über 100 °C zur Verfügung steht (Industrieanwendungen) [6].

Im letzteren Fall und bei *direktem Beheizen* mit Erdgas zählen diese Anlagen zu den umweltfreundlichsten Heizsystemen.

Die bisherigen anschlußfertigen Absorptionswasserkühlsätze mit dem Arbeitsstoffpaar $H_2O/LiBr$ wurden sowohl für Wärmepumpenbetrieb als auch für Direktbefeuerung eingerichtet, **Bild 5**. Es werden Heizzahlen bis 2 erreicht. Ein direkter Heizbetrieb (Heizzahl 0,9) ist ebenfalls möglich (Heizleistung von 300 kW bis 4 MW). Als Brennstoffe für die Direktbefeuerung können verwendet werden: Stadtgas, Erdgas, Propan, Butan, Heizöl EL und vorgewärmtes, schweres Heizöl.

Praktische Betriebsdaten eines mit Heißwasser beheizten, einstufigen Absorptionswasserkühlsatzes im Wärmepumpenbetrieb mit etwa 20% seiner Nenn-Kälteleistung:

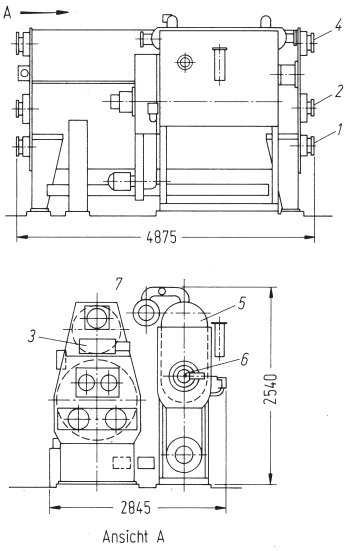


Bild 5. Direktbefeuerter zweistufiger Absorptions-Wasserkühlsatz geeignet für Wärmepumpenbetrieb (BBY) – (Nennkälteleistung 1 MW, Betriebsgewicht 12 600 kg). *1* Absorber, Kühlwasser-Anschluss, *2* Verdampfer, Kaltwasser-Anschluss, *3* Niederdruck-Austreiber, *4* Verflüssiger, Kühlwasser-Anschluss, *5* Hochdruck-Austreiber, *6* Brenner-Einheit (Gas oder Öl), *7* Wärmetauscher

Kaltwassertemperaturen	7,2/ 6,0 °C
Heizwassertemperaturen	115,0/110,0 °C
Nutzwärme-Vorlauftemperaturen	49,0/ 46,0 °C
Nutz-/Heizwärme (*Wärmeverhältnis* ist *Heizzahl*)	1,52

Neuartige, diskontinuierlich arbeitende Wasser/Zeolith-Sorptionssysteme können Wärme nicht nur energiesparend erzeugen, sondern auch speichern.

6.6 Wärmepumpensysteme nur für Heizbetrieb
Heating only-heatpumps

Wärmepumpen, die allein zum Heizen dienen ohne Nutzkälteerzeugung, setzen entweder geeignete kostengünstige Antriebsenergie (z. B. Prozeßabwärme) oder günstige Wärmeverbraucher (z. B. Niedertemperaturheizungen) voraus. Andernfalls kann die Wirtschaftlichkeit des Wärmepumpeneinsatzes kaum nachgewiesen werden. Zu den Ausnahmen zählen die Freibadbeheizungen, **Bild 6**.

Das Beckenwasser *1.1* wird hauptsächlich im Robü-Verflüssiger *2.3* erwärmt; nur wenn die Motor- und Abgaswärme nicht mehr für den Duschwasserspeicher *5.1* benötigt wird, kann sie über Wärmeaustauscher *4.7* zum Erwärmen des Beckenwassers genutzt werden. Dies ist jedoch selten der Fall, da erfahrungsgemäß der Verbrauch an Duschwarmwasser in Freibädern hoch ist. In den Hochsommermonaten sind infolge der Sonneneinstrahlung auf die Wasserfläche nur wenige Betriebsstunden nötig, um das Beckenwasser auf 26 °C zu halten. Das Duschwasser kann dagegen in dieser kurzen Betriebszeit nicht ausreichend erwärmt werden, so daß eine Zusatzheizung nachwärmen muß.

6.7 Systeme für gleichzeitigen Kühl- und Heizbetrieb. Systems for simultaneous cooling- and heating-operation

Dezentrales Wärmepumpensystem. Die im **Bild 3** dargestellte Wasser/Luft-Kleinwärmepumpe ist ein Bestandteil des

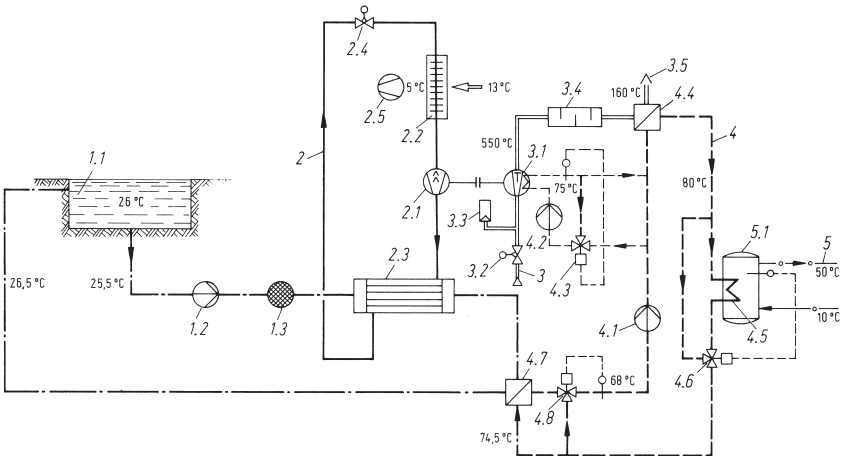


Bild 6. Wärmepumpe mit Gasmotor für Freibadbeheizung (Temperaturangaben nur beispielhaft!). *1* Beckenwasserkreis, *1.1* Freibadbecken, *1.2* Beckenwasserpumpe, *1.3* Kiesfilter, *2* Kältemittelkreis, *2.1* Kältemittelverdichter (Schraube), *2.2* Außenluft-Kühler (Rippenrohr-Verdampfer), *2.3* Robü-Verflüssiger, *2.4* Einspritzventil, *2.5* Außenluftventilator, *3* Gasleitung, *3.1* Gasmotor, *3.2* Gasregelventil, *3.3* Luftfilter, *3.4* Schalldämpfer, *3.5* Abgasleitung, *4* Kühlwasserkreis, *4.1* Kühlwasserpumpe, *4.2* Motorkühlwasserpumpe, *4.3* Dreiwege-Regelventil zur Motorkühlung, *4.4* Abgas-Wärmetauscher, *4.5* Warmwasserspeicher, *4.6* Dreiwege-Regelventil zum WW-Speicher, *4.7* Beckenwasser-Wärmetauscher, *4.8* Dreiwege-Regelventil, *5* Dusch-Warmwassernetz, *5.1* Warmwasserspeicher

dezentralen Wärmepumpensystems mit Wärmeausgleich. Das Prinzipschema eines solchen Systems mit einer größeren Anzahl solcher Kleinwärmepumpen zeigt **Bild 7**.

Die im Kühlbetrieb arbeitenden Geräte 1 kühlen die Raumluft und erwärmen das Kreislaufwasser. Befinden sich zu gleicher Zeit andere Geräte 1 im Heizbetrieb (z. B. auf der Gebäude-Nordseite), so erwärmen diese die Raumluft und kühlen das Kreislaufwasser (Wärmeausgleich!). Wenn während der warmen Jahreszeit die Mehrzahl oder alle Geräte kühlen, so wird das Kreislaufwasser zu hoch erwärmt. Die Überschußwärme muss dann über den geschlossenen Berieselungskühler 4 an die Außenluft abgeführt werden. Umgekehrt kann die Mehrzahl oder es können alle Geräte während der Winterzeit im Heizbetrieb arbeiten und dem Kreislaufwasser zuviel Wärme

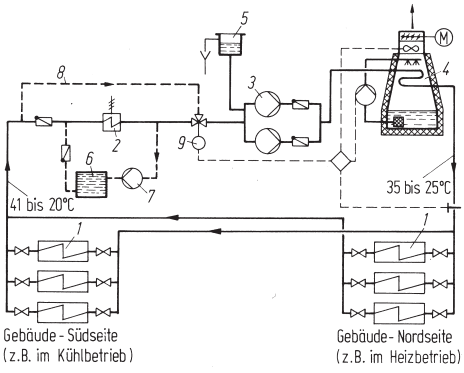


Bild 7. Prinzip-Schema des Wassernetzes für dezentrale Wärmepumpen mit Wärmeausgleich. *1* Wärmetauscher der Kleinwärmepumpe als Verflüssiger, oder als Verdampfer arbeitend, *2* Zusatzheizung, *3* Umwälzpumpen, davon 1 Stck. Reserve, *4* Berieselungskühler, isoliert, mit Luftklappen, *5* Ausdehnungsgefäß, *6* Speicherbehälter, *7* Ladepumpe, *8* Umgehungsleitung bei Speicherbetrieb, *9* Regelventil

entziehen. Die fehlende Wärme muss in dieser Zeit vom Heizkessel 2 bzw. aus dem Wärmespeicher 6 gedeckt werden. Wärmepumpensysteme dieser Art sind bisher mehrfach für Bürogebäude und insbesondere für Ladenpassagen sowie Einkaufzentren ausgeführt worden.

Zentrales Wärmepumpensystem. Im Gegensatz zu einer reinen Heizwärmepumpe benötigen Systeme zum gleichzeitigen Kühlen und Heizen eine zusätzliche Kühleinrichtung (Notkühlung) zum Abführen der bei steigenden Kühl- und fallenden Heizlasten anfallenden überschüssigen Wärme. Je nach Art der Wärmepumpe kann es sich hierbei nur um Verflüssigungswärme oder auch um Motor- bzw. Absorberwärme handeln. Auch auf das Abführen eines Teils der Abgaswärme bei Gasmotorantrieben kann u.U. nicht verzichtet werden, um das Überschreiten zulässiger Grenztemperaturen für Werkstoffe und Wärmetauscher zu verhindern.

Kaltwassernetze für gleichzeitigen und energiesparenden Betrieb von Kaltwassersätzen und Wärmepumpen. Zentrale Wärmepumpensysteme stehen häufig in Verbindung mit weiteren Kälteerzeugern, da in der warmen Jahreszeit die Kühllasten oft größer sind als die im Winter rückgewinnbare Abwärme durch die Wärmepumpe. Hier entstehen – bei gleichzeitiger Kälteversorgung durch Kaltwassersätze und Wärmepumpen – bei bestimmten Verhältnissen von Kühl- zu Heizlasten regeltechnische Probleme bzw. ein vermeidbarer Energiemehraufwand. Dieser Zustand ist erreicht, wenn die warme Seite der Wärmepumpe ausgelastet ist, der Kühlbedarf von der Wärmepumpe jedoch nicht gedeckt werden kann. Es muss dann ein zusätzlicher Kaltwassersatz eingeschaltet werden. Dies bedeutet, dass beide Aggregate vorwiegend im Teillastzustand arbeiten und der Wärmepumpe mehr oder weniger Abwärme entzogen wird, die zum Erzeugen des gewünschten großen Heizwärmestroms eingesetzt werden könnte. Die erwartete Energieeinsparung und damit die Wirtschaftlichkeit der Kühl- und Heizanlage werden dadurch beeinträchtigt.

Kann andererseits die Verflüssigungswärme nicht vollständig genutzt werden, so ist es zweckmäßig, die Kälteerzeugung durch die Wärmepumpe zu verringern, um die Spitzenkühllast

möglichst mit den wirtschaftlichen Betriebsbedingungen des Kaltwassersatzes zu decken. Diese Betriebsweise setzt voraus, dass die Wärmepumpe wärmegeführt; d. h. abhängig von der Heißwassertemperatur leistungsgeregelt wird, zumindest aber die Leistung bei der maximalen Heißwassertemperatur begrenzt wird.
Die hydraulische Schaltung nach **Bild 8** gewährleistet mit Hilfe der Motorklappe *4* einen Betrieb, der den genannten Nachteil vermeidet:

Motorklappe *4* geöffnet bei verhältnismäßig geringem Wärmebedarf,
Motorklappe *4* geschlossen bei großem Wärmebedarf.

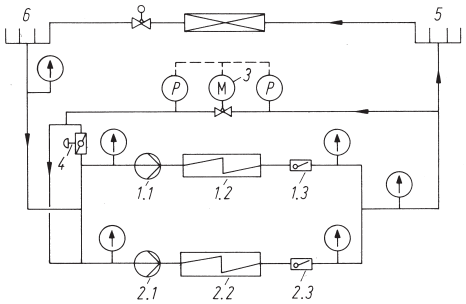


Bild 8. Kaltwasserseitige Kombinationsschaltung für energiesparenden Kühl- und Heizbetrieb. *1.1* Kaltwasserpumpe zur WP, *1.2* Wärmepumpe, *1.3* Rückflussverhinderer, *2.1* Kaltwasserpumpe zum Wasserkühlsatz, *2.2* Wasserkühlsatz, *2.3* Rückflussverhinderer, *3* Bypass-Überströmventil, *4* Motorklappe, *5* Vorlaufverteilung, *6* Rücklaufsammler

7 Sonderklima- und Kühlanlagen
Special air conditioning and cooling plants

A. Bothe, Gelsenkirchen; **C. Böttcher**, Köln; **C. Hainbach**, Essen

M

7.1 Grubenkühlanlagen
Airconditioning and climate control for mining

Allgemeines

Spezielle konstruktive Ausführungen und extreme Betriebsbedingungen kennzeichnen die Systeme für die Wetterkühlung (Wetter = Grubenluft).
Wesentliche Unterschiede zu üblichen RLT-Anlagen sind: begrenzte Transportmaße, leichte Zerlegbarkeit in Hauptteile, flexible Anschlüsse, Reinigungseinrichtungen, hohe Betriebstemperaturen, sehr hohe wasserseitige Drücke, Verschmutzung durch großen Staubanfall, Schlagwetterschutz.
Erste Anlagen wurden erst ab 1920 erstellt, moderne Entwicklung erst zwischen 1960 und 1970 mit zunehmenden Teufen.
Die Tiefe des Grubenbaus (Teufe) ist mit maßgebend für die anfallende Kühllast und für die statischen Drücke, die auf den Rohrnetzen und den Wärmeaustauschern lasten; z. B. im deutschen Steinkohlebergbau etwa 1400 m, im südafrikanischen Goldbergbau bis 3600 m Grubentiefe.
Die übertragbare Kälteleistung wird bestimmt durch den verfügbaren *Wetterstrom* und die *Wetterführung*.
Die Arbeitsbedingungen im Bergbau können mit zunehmender Teufe und Förderung die Grenzen des Erträglichen überschreiten.
In der Klima-Bergverordnung [1] wird ab einer *Effektivtemperatur* von 25 °C eine verkürzte Aufenthaltsdauer vorgeschrieben; ausgenommen im Kali- und Steinsalzbergbau.
Effektivtemperatur s. **M 1 Bild 9**.
Technische Anlagen unter Tage müssen erhöhte Sicherheitsanforderungen erfüllen (s. Vorschriften der Landesoberbergämter); insbesondere: Schutz der Geräte vor mechanischer Beschädigung; Vorrichtungen für das Transportieren (Gleitkufen, Gleitböden und Anschläge); Einbau von Kompensatoren in Rohrleitungen, um Bergbewegungen aufnehmen zu können; eigensichere elektrische Geräte. Abführen von gegebenenfalls ausströmendem Kältemittel in einen entsprechend großen, ausziehenden Wetterstrom (= Abluftstrom von der Betriebsstelle).

Kühllast

Bei der Auslegung von Anlagen muss besonders die mit zunehmender Grubentiefe sich ergebende, höhere Luftdichte berücksichtigt werden [2].

Wärmequellen. *Erd-(Gebirgs-)wärme*. Mittlerer Temperaturgradient etwa 1 K pro 33 m Teufe (Tiefe).

Außenluftzustände und Wetterführung [3].

Erwärmung durch Selbstverdichtung. Infolge der potenziellen Energieumsetzung tritt theoretisch eine Erwärmung der Luft um 1 K pro 100 m Tiefe ein.

Wärmeaufnahme freiblasender Wetter aus zerkleinertem Fördergut.

Maschinenwärme. Abwärme elektrischer Maschinen für Abbau und Vortrieb und für die Wasserhaltung.
Eine weitere Kühllast kann durch Sonderbewetterungsanlagen entstehen.
(Sonderbewetterung = Frischluftzufuhr für Grubenräume, die von der Hauptluft nicht erreicht werden können.)

Kälteerzeugung

Dezentral aufgestellte Kältemaschinen. Für Wetterkühlung in unmittelbarer Abbaunähe bzw. bei Streckenvortrieben werden sowohl Direktverdampfer- als auch Wasserkühlmaschinen (Kälteleistung im Bereich von 100 bis 300 kW) mit Kolbenverdichtern, zweiteilig als Maschinen- und als Verdampferaggregat auf Fahrgestellen montiert, eingesetzt.
Typische Auslegungsbedingungen sind: abzukühlender Wetterstrom von 32 °C, 70 % auf 20 bis 16 °C im Steinkohlebergbau bzw. 39 °C auf 30 °C im Salzbergbau; Verdampfungstemperaturen 5 °C; Verflüssigungstemperatur 45 °C; Luftdruck bei etwa 1000 m Teufe 2150 mbar.

Zentrale Kälteerzeugung unter Tage. Hierfür sind nur Wasserkühlsätze geeignet. Im deutschen Steinkohlebergbau werden vorwiegend Anlagen mit Schraubenverdichtern und Kälteleistungen von 800 bis 2200 kW, im viel tieferen südafrikanischen Goldbergbau größere Wasserkühlsätze mit mehrstufigen Turboverdichtern verwendet.
Je nach Standort der Rückkühlwerke sind Verflüssigerausführungen mit wasserseitigen Nenndrücken bis PN 250 ausgeführt worden.
Typische Auslegungsbedingungen: Kaltwassertemperatur 20 °C auf 6 bis 9 °C, Kühlwassertemperatur 33 auf 40 °C bei

27 °C Feuchtkugeltemperatur, Verdampfungstemperatur > 1 °C , Verflüssigungstemperatur 45 °C.

Zentrale Kälteerzeugung über Tage. Es können serienmäßige Wasserkühlsätze verwendet werden. Im Vergleich zu üblichen Systemen der Gebäudetechnik ergeben sich jedoch folgende Unterschiede:
- Aus wirtschaftlichen Gründen ist eine große Temperaturspreizung im Kaltwasserkreis (etwa 20 K) und deshalb die Reihenschaltung mehrerer Verdampfer zweckmäßig.
- Die Kaltwasser-Vorlauftemperatur soll möglichst niedrig sein, um große Kälteleistungen über kleine Rohrquerschnitte übertragen zu können.
- Hohe statische Drücke im Kaltwassernetz zwingen zum Zwischenschalten von Wärmetauschern oder zu Sonderlösungen.

Verflüssigerkühlung

Unter Tage. Die Verflüssigungswärme der unter Tage aufgestellten Kälteerzeuger über luftgekühlte Verflüssiger abzuführen, bereitet mit steigenden Leistungen Schwierigkeiten, da die ausziehenden Wetterströme hierfür nicht ausreichen.
Alternativen sind: Verdunstungsverflüssiger, offene Rückkühlwerke, geschlossene Rückkühlwerke.
Rückkühleinrichtungen unter Tage werden in ausziehenden Schächten errichtet, die mit Wassersprühvorrichtungen, Sammelbecken und Luftleiteinrichtungen versehen werden [3].
Die Verdunstungskühlung ist grundsätzlich an ausziehende Schächte gebunden, da andernfalls unzumutbare Luftzustände mit Tauwasserniederschlag und entsprechenden Korrosionsschäden in den betroffenen Strecken auftreten würden.

Über Tage. Für die Rückkühlung über Tage ergeben sich Nachteile infolge des hohen statischen Drucks, der sich je nach hydraulischer Schaltung im Kühl- oder Kaltwassernetz einstellt und hohe Wasserumwälzkosten.

Bauteile der Wasserkreisläufe unter Tage

Besondere konstruktive Maßnahmen sind nötig, um die Funktion, Betriebssicherheit und Wartung der Anlagenteile zu sichern, die den härtesten Belastungen vor Ort ausgesetzt sind.
Dies betrifft: Strebkühlrohre. Glatte Stahlrohre in DN 100 von etwa 3 m Länge, beweglich aneinander gekuppelt.

Strebkühlgeräte. Kühler aus Kupferrohren mit ein- oder beidseitig aufgelöteten Kupferplatten.
Große Probleme bereitet die Verschmutzung der Wärmetauscherflächen, so dass in kurzen Zeitabständen mit Hilfe von Druckwasser-Sprüheinrichtungen gereinigt werden muss.

Streckenkühler. Konstruktionen wie große Strebkühler, Kühlwände ohne Zwangsbelüftung für Sonderfälle, Sprühkühler (Nassluftkühler) in horizontaler und vertikaler Anordnung zum Vorkühlen der Wetter.
Für kleine Leistungen (bis 500 kW) werden ortsbewegliche Kammern mit Stahlblechgehäusen gebaut, große Sprühkammern werden in den Strecken selbst angelegt; die Luftabkühlung kann 20 K erreichen, wenn die Kaltwasserverdüsung mehrstufig ausgeführt wird.

Hochdruck/Niederdruck-Rohrbündel-Wärmetauscher. Die hohen statischen Drücke bei übertägiger Aufstellung der Kälteerzeuger zwingen zu schweren, teuren Kühlerkonstruktionen. Um dies zu vermeiden, wird eine Temperaturdifferenz zwischen Kaltwasser-Erzeugerkreis und -Verbraucherkreis in Kauf genommen und ein HD/ND-Wärmetauscher zwischengeschaltet. Die Grädigkeit dieses Wärmetauschers sollte kleiner 2,5 K sein.

Dreikammer-Rohraufgeber. Eine andere Lösung des Problems der hohen statischen Drücke bietet der sog. Dreikammer-Rohraufgeber, der mit dem hohen statischen Druck des Primärkreises den Inhalt der mit warmem Sekundärwasser gefüllten Kammern zyklisch austauscht.

Systeme der Grubenkälteanlagen

Die größer werdenden Kühllasten in den Gruben verlangen größere Kälteerzeuger und damit eine zentrale Aufstellung [4]. Die früheren Wetterkühlmaschinen für dezentrale Aufstellung haben nur noch Bedeutung bei sog. Satellitenmaschinen in sonderbewetterten Vortrieben.
Es sind zu unterscheiden:

Kälteanlagen unter Tage in Schachtnähe. Geeignet für mittlere bis große Leistungen bei entsprechend großem Wetterstrom, wirtschaftlich bei großen Teufen.

Kälteanlagen über Tage in Schachtnähe. Geeignet für große Leistungen, wirtschaftlich durch optimierte Betriebsweise.

Kälteerzeugung unter Tage und Rückkühlung über Tage. Geeignet bei nicht allzu großen Teufen.

Kälteerzeugung über- und untertägig sowie übertägige Rückkühlung, **Bild 1**. In der Regel wird der größere Teil der Kälteleistung übertägig erzeugt (etwa 60 bis 70%), während der Rest auf die Satellitenmaschinen unter Tage entfällt.

Zweikreis-Kühlsystem über und unter Tage mit Energierückgewinn durch Pelton-Turbine. Um das u. U. weitverzweigte Kaltwassernetz eines Bergwerks nur für normalen Betriebsdruck auslegen zu können, muss üblicherweise ein Wärmetauscher zwischengeschaltet werden. Eine Lösung, diesen Wärmetauscher mit seiner Grädigkeit zu vermeiden, bietet sich mit Hilfe einer Pelton-Wasserturbine, die den hohen statischen Druck des Kaltwassers auf Atmosphärendruck entspannt. Die dabei gewonnene Energie deckt zu etwa 55% die Antriebsleistung, die für die nunmehr erforderliche Wasserhebepumpe benötigt wird.

Sonderverfahren der Kälteerzeugung

Bei sehr großen Teufen wachsen die Kühllasten und die Kosten für die Kühlsysteme unverhältnismäßig an. Es werden daher auch Verfahren der Kälteerzeugung und -verteilung erprobt, die für die Luftkühlung i. Allg. nicht wirtschaftlich sind.

Vakuum-Eiserzeugung. Durch Absenken des Drucks unter den Tripelpunkt der entsprechenden Wasserqualität wird mit unterstützender Kühlung ein Eisbrei erzeugt. Nach Brikettieren wird das vom Wasser befreite Vakuum-Eis über Rohrleitungen den Grubenräumen zugeführt, so dass die Schmelzwärme für entsprechende Abkühlung sorgen kann. Diese Art der Kühlung setzt wasserunempfindliches Nebengestein voraus.

Kaltlufterzeugung. Zum Kühlen tiefer Gruben eignet sich auch das unter **M 1.4.1** erwähnte Kaltluftverfahren mit offenem Kreislauf. Nach Verdichten der Außenluft durch Turboverdichter und Abführen der Verdichtungswärme wird die Luft über die unter Tage aufgestellten Entspannungsturbinen geleitet und dabei erheblich abgekühlt. Dieser gekühlte Teilstrom wird den einziehenden Wettern beigegeben.

Wartung, Reparatur und Ersatzteile

Unter Tage sind Wartung und Reparatur erschwert. Schweiß- und Lötarbeiten dürfen nur an speziellen Orten vorgenommen werden. Ebenso sind größere Reparaturarbeiten unter Tage nur schwer durchzuführen.
Größere Beschädigungen der Geräte während des Rücktransports zur Generalüberholung erhöhen oft die Instandhaltungskosten.
Wegen kostengünstiger Ersatzteilhaltung und kurzfristigem Austausch kompletter Maschinenaggregate wird angestrebt, gleiche Baugrößen zu verwenden.

7.2 Fahrzeuganlagen. Vehicle airconditioning

Das Kühlen und Heizen in Verkehrsmitteln wie Flugzeugen, Eisenbahnen, Personenkraftwagen, Autobussen und Schiffen

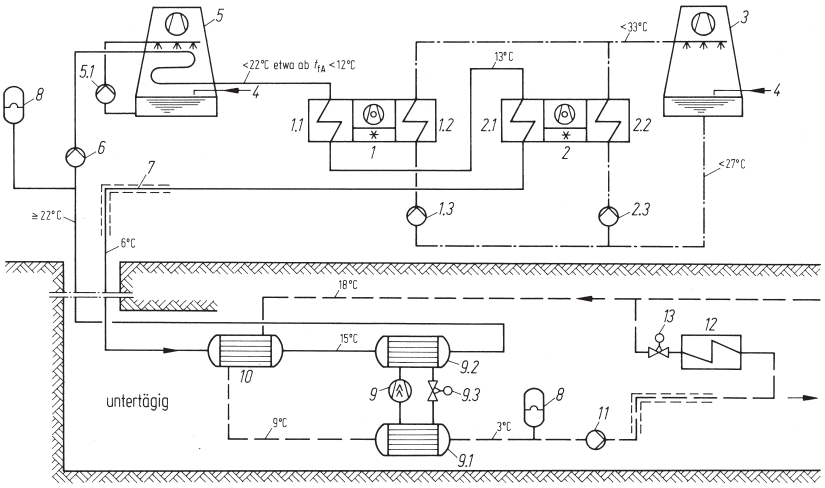


Bild 1. Kombinierte über- und untertägige Kälteerzeugung. *1* u. *2* Wasserkühlsatz, *1.1* u. *2.1* Verdampfer, *1.2* u. *2.2* Verflüssiger, *1.3* u. *2.3* Kühlwasserpumpe, *3* offenes Rückkühlwerk, *4* Zuspeisewasserleitung, *5* geschlossenes Rückkühlwerk, *5.1* Sprühwasserpumpe, *6* Primärkreis-Kaltwasserpumpe, *7* Kältegedämmte Vorlaufleitung, *8* Ausdehnungsgefäß, *9* Schraubenverdichter, *9.1* Verdampfer, *9.2* Verflüssiger, *9.3* Kältemittel-Regelventil, *10* Hochdruck/Niederdruck-Wärmetauscher, *11* Sekundär-Kaltwasserpumpe, *12* Wetterkühler, *13* Regelventil

sind Aufgaben, die in jedem Fall spezielle Lösungen und Konstruktionen erfordern.

M

Flugzeuge

Die Flugzeuge für Personenbeförderung werden fast ausschließlich mit Hilfe von *Kaltluftmaschinen* mit offenem oder geschlossenem Kreis klimatisiert. Die niedrige Leistungszahl dieses Prozesses wird aufgewogen durch das geringe Gewicht des Systems, seine Einfachheit und dem umwelt- und sicherheitstechnisch problemlosen Arbeitsstoff Luft.

Schienenfahrzeuge

In die Fernverkehrs-Reisezugwagen der Deutschen Bundesbahn werden aus Gründen der Einheitlichkeit und wegen ihrer Vorzüge ausschließlich *Splitanlagen* mit Direktkühlung (früher mit Kältemittel R 12, jetzt mit R 134a) eingebaut. Die für eine mobile Kälteanlage günstigen Eigenschaften dieses Kältemittels (relativ niedrige Drücke, Verhalten des Öl/Kältemittel-Gemisches, Kältemittelbeständigkeit der Schläuche) sowie die Vorteile der Standardisierung wirken kostendämpfend auf Montage, Wartung, Reparatur- und Ersatzteilhaltung. **Bild 2** zeigt den Aufbau eines Induktionsklimasystems mit der Luftführung in einem Reisezugwaggon.

Das Gerät besteht aus dem luftgekühlten Verflüssigungssatz *1*, der Luftaufbereitungseinheit *2*, die über zusammensteckbare Kältemittelschläuche *1.3* miteinander verbunden sind. Die Einheit *2* enthält außer dem Luftfilter *2.1*, Kältemittelverdampfer, Radialventilator und elektrisches Heizregister sowie die Luftkanalanschlüsse für Außenluft *2.2*, Umluft *2.3* und Primärluft *2.4*.

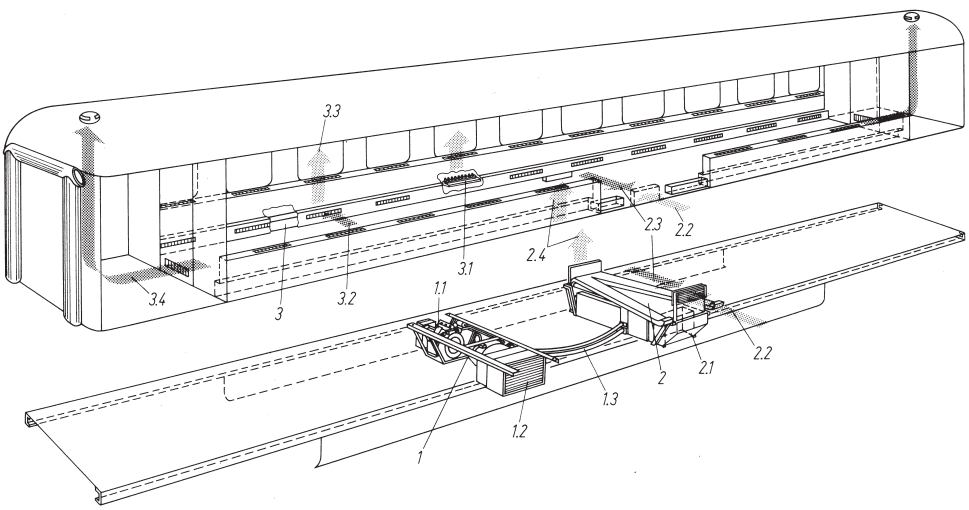


Bild 2. Induktions-Klimasystem in Reisezugwagen (Luwa). *1* Verflüssigungssatz, *1.1* Kältemittelverdichter, *1.2* Verflüssiger, *1.3* Kältemittelverbindungsschläuche, *2* Luftaufbereitungseinheit, *2.1* Luftfilter, *2.2* Außenluft, *2.3* Umluft, *2.4* Primärluft, *3* Primärluftkanal, *3.1* Jettair-Luftauslaß, *3.2* Sekundärluft, *3.3* Zuluft, *3.4* Fortluft

Über Luftkanal *3* strömt die Primärluft zu den Jettair-Luftauslässen *3.1*, vermischt sich mit der Raumluft als Sekundärluft *3.2* und tritt als Zuluft *3.3* an den Fenstern in die Abteile bzw. den Großraumwagen. Individuelle Temperaturregelung ist mit Hilfe eines elektrischen Nacherhitzers am Luftauslass möglich. Der Fortluftanteil *3.4* strömt über Dachauslässe ab, der Umluftanteil *2.3* zum Gerät zurück.

Straßen- und Wasserfahrzeuge

Heizgeräte. Neben den fahrzeugeigenen Heizungen sind für viele Fahrzeuge die motorunabhängigen Heizungen Voraussetzung für ihren erfolgreichen Einsatz. Vorteilhaft ist, dass solche Heizungssysteme mit dem Betriebsstoff des Fahrzeugs arbeiten (Benzin oder Diesel); daher sind keine zusätzlichen Tanks erforderlich. Die Luft- bzw. Wasserheizgeräte werden im Innenraum oder gegebenenfalls Unterflur eingebaut. Sie stellen sicher, dass auch im Stand des Fahrzeugs der Fahrer- oder Fahrgastraum ausreichend geheizt wird. Leistungsbereiche:

- Luftheizgeräte 1800 bis 4000 W,
- Wasserheizgeräte 5000 bis 20000 W.

Kühlgeräte. Fahrzeuge im Stand können durch einfallende Strahlung auf 60 °C und mehr aufgeheizt werden. Dies hat dazu geführt, dass die Fahrzeug-„Klimatisierung" weltweit zum größten Einzelposten innerhalb des Klimagerätemarkts angewachsen ist (1988 rd. 22 Mio. Stück Kältemittelverdichter zur Pkw-Klimatisierung produziert) [5]. Um die Solltemperatur von 25 °C einzuhalten, werden Klimaanlagen mit Kälteleistungen von 3 bis 4 kW in Pkw und von 20 bis 30 kW in Bussen eingebaut [6]. Das bisher verwendete Kältemittel R 12 wird durch R 134a abgelöst [7] (s. **Q 1.7.2**). Vorhandene R 12-Anlagen müssen umgerüstet werden. Bei Umrüstung auf R 134a sind die Kältemittel-Schläuche auszutauschen.

Merkmale:

- Antrieb über Magnetkupplung vom Fahrzeugmotor über Keilriemen, mit Regelung durch Aussetzbetrieb oder Überströmung;
- bei großen Nutzfahrzeugen jedoch eigenes Antriebssystem und Leistungsregelung durch Drehzahlveränderung;
- die bisher vorwiegend eingesetzten Hubkolbenverdichter (z. B. 5-Zylinder-Taumelscheibenverdichter) werden von Rotationsverdichtern, insbesondere von Spiralverdichtern und zweiflutigen Flügelzellenverdichtern mit Hubraumregelung mittels Steuerscheibe abgelöst. Damit können die Ein- und Ausschaltstöße des Aussetzbetriebs vermieden werden. Die praktischen Leistungszahlen der im Drehzahlbereich von 1000 bis 4000 betriebenen Verdichter liegen zwischen 1,1 bis 1,6.

7.3 Klimaprüfschränke und -kammern

Climate controlled boxes and rooms for testing

Klimaschränke und -kammern, zum Teil mit aufwändigen Zusatzeinrichtungen, dienen zu Forschungszwecken, zur Tier- und Pflanzenzucht, zu Werkstoff-, Geräte- und Maschinenprüfungen, in speziellen Fällen als Operations- und Intensivpflegekabinen [8] sowie als Labor. In solchen Anlagen können Konstant- und Wechselklimate in weiten Temperatur- und/oder Luftfeuchtebereichen mit hoher Genauigkeit eingehalten und reproduziert werden. Standardmäßige Mikroprozessor-Regeleinrichtungen erlauben es, Prüfklimate zu programmieren. Das Befeuchten der Luft muss bei bestimmten Prüfaufgaben mit hoher Feuchtekonstanz aerosolfrei erfolgen; d. h. Befeuchten mit Hilfe eines Wasserbads o. ä. Umfang und Kosten der klimatechnischen Einrichtungen werden wesentlich von den zugelassenen Toleranzbereichen bestimmt, die bei hohen Anforderungen zu hohen Luftwechselzahlen im Umluftbetrieb führen [9].

Ausführungen

Es werden zwei grundsätzliche Ausführungen unterschieden:

- direkte Temperierung und
- indirekte Temperierung mit zwischengeschaltetem Solekreis.

In der Mehrzahl der Bedarfsfälle liegen die gestellten Anforderungen in folgenden Bereichen:

– Temperatur:	Von −90 bis +95 °C, gegebenenfalls bis 180 °C.
– Räumliche und zeitliche Temperaturkonstanz:	Von ±2 bis ±0,2 K.
– Feuchte:	Von 95 bis 5% rel. Luftfeuchtigkeit bei 10 bis 95 °C.
– Feuchtekonstanz:	Entsprechend einer Taupunkttemperaturkonstanz von ±2 bis ±0,5 K, bei sehr hohen Anforderungen bis ±0,2 K.
– Geregelte Taupunkttemperatur:	Von +2 bis 60 °C; ±0,2 K.
– Abkühlgeschwindigkeiten	Bei Temperaturen unter +2 °C bis 0,2 K/min im Mittel.
– Aufheizgeschwindigkeiten:	Bis 0,5 K/min im Mittel.
– Luftgeschwindigkeiten im Prüfraum:	0,1 bis 3 m/s und mehr.

Die genannten Werte können mit manteltemperierten Anlagen und extrem hochwertiger Regeleinrichtung in Sonderfällen noch über- bzw. unterschritten werden.

Günstig für die Temperaturänderungsgeschwindigkeiten und die Betriebskosten ist ein geringes Wärmespeichervermögen der Umfassungswände.

Sonderausstattungen je nach Verwendungszweck, z. B. Einrichtungen für Vakuum, Überdruck, Begasung, Besprühung, Verregnung, Vibration, Wind- und Sandsturmerzeugung, Trockner zum Simulieren von arktischen und Wüstenklimaten, Beleuchtung mit Leuchtstoff- oder Quecksilberhochdruck- oder Xenonlampen bis zu 100000 lx in 1 m Abstand; in Verbindung mit Filtergläsern kann annähernd das Sonnenlichtspektrum simuliert werden.

8 Wirtschaftlichkeit und Energieverbrauch
Economy and energy consumption

T. Rákóczy, Köln
(Abschnitt 8.2 von **A. Bothe**, Gelsenkirchen, **C. Böttcher**, Köln, **C. Hainbach**, Essen)

8.1 Allgemeines. Introduction

Energiesparende Einrichtungen und Systeme sind fast immer mit erheblich höheren Anschaffungskosten gegenüber der für den vorliegenden Bedarfsfall benötigten Mindestausrüstung verbunden. Die Frage, ob die Mehrkosten annehmbar oder von Vorteil sind, kann mit Hilfe einer vergleichenden Wirtschaftlichkeitsberechnung beantwortet werden. Allerdings müssen die dafür im Einzelfall notwendigen Kostenansätze umfassend und zutreffend ermittelt werden. Dies betrifft die Kosten bzw. Kostendifferenzen für Lieferungen und Leistungen einschließlich Bauleistungen, die Energietarife einschließlich Aufschläge und Rabatte, die Aufwendungen für Bedienung, Instandhaltung und Ersatzteile [1] sowie die zu erwartende Nutzungsdauer (Richtwerte s. VDI-Richtlinie 2067).
Beim Berechnen des Strom-, Wärme- und Kältebedarfs sowie des kalten und warmen Brauchwassers für die kälte-, wärme- und raumlufttechnischen Anlagen sind Außenluftzustände sowie externe und interne Belastungen im Jahresverlauf (*Test-Referenzjahr, TRY-Daten* [2]) zu berücksichtigen. Diese Werte können bei komplexen energiesparenden Systemen praktisch nur mit Rechenprogrammen ausreichend genau und rationell erfaßt werden [3]. Insbesondere ist auch das Teillastverhalten, abhängig von den jeweiligen Betriebsbedingungen des konzipierten Systems, wirklichkeitsgetreu zu bewerten. Das Einsetzen von Mittelwerten kann zu gravierenden Fehlern führen, wie sich oft herausgestellt hat; z. B. höhere Kühllasten bei starker Besucherfrequenz, geringerer Warmwasserbedarf für Restaurants, geringere mögliche Betriebsstundenzahl für Wärmepumpenbetrieb wegen Überschreitens der Einsatzgrenze u. a.
Das bewertbare Ergebnis der Wirtschaftlichkeitsberechnung sind die *Jahreskosten*, die sich aus Kapital- und Betriebskosten zusammensetzen:

Kapitalkosten = Kapitaldienst aus Abschreibung und Verzinsung für die technischen Anlagen und die zugehörigen bauseitigen Aufwendungen.

Betriebskosten = Energiekosten und Kosten für das Betreiben und Instandhalten der Anlagen (Bedienungs-, Wartungs-, Reparatur-, Ersatzteil- und Betriebsmittelkosten sowie Kosten für allgemeine Verwaltung, Versicherungen und Gebühren).
Bei den als *Kapitalrückfluß-, Annuitäten-* und als *Barwert-*(Kapitalwert-)*Methode* bekannten Verfahren wird die Amortisationszeit als Vergleichsmaßstab ermittelt (s. VDI-Richtlinie 2067, Bl. 1, Beiblatt 1). Andererseits kann mit der theoretischen Nutzungsdauer auch der Zinssatz für das eingesetzte Kapital berechnet, und so ein anschaulicher Vergleich zum Kapitalmarktzins hergestellt werden. Dies erscheint für Bauinvestitionen der gewerblichen und der Dienstleistungsbranchen zweckmäßig.
Neben dem Wirtschaftlichkeitsvergleich wird versucht, Gebäude nach ihrem Energiebedarf zu bewerten und gleichartige miteinander zu vergleichen. Zu diesem Zweck wird eine *Energiekennzahl E* vorgeschlagen, die den jährlichen Energiebedarf der haustechnischen Anlagen eines Gebäudes auf die Geschoßfläche bezieht. Dabei kann die Kennzahl sowohl aus der Summe der Teilkennzahlen der Energieträger (Öl, Gas, Strom) als auch der Verwendungszwecke (Heizwärme, Brauchwasserwärme, Kühlung u. a.) gebildet werden, um die Art der unter- und überdurchschnittlichen Verbrauchswerte zu analysieren [4].

Beispiel: Berechnung des Zinssatzes: Der erreichbare Kapitaldienst bei $n = 16$ Jahren angenommener Nutzungsdauer und Gleichheit der Jahreskosten von dem installierten System und der Vergleichsanlage soll 132 300,– Euro/a betragen.

Kapitaldienstfaktor für ein eingesetztes Kapital von 882 000,– Euro:

$$k = \frac{132\,300,-}{882\,000,-} = 0{,}15.$$

Zinsfuß $p = 12{,}95$ aus Tabelle der jährlichen nachträglichen Annuitäten entnehmen, interpolieren und Kontrollrechnung nach

$$k = \frac{(q-1)\cdot q^n}{(q^n-1)} \quad \text{mit} \quad q = 1 + \frac{p}{100} \text{ durchführen;}$$

ergibt: $k = 0{,}151$.

Ohne Benutzen der Tabelle der jährlichen Annuitäten:

Der mathematische Weg führt zur Gleichung $(n+1)$ten Grads, die z. B. mit Hilfe der „Regula falsi“ annähernd gelöst werden muß.

$$y = f(x) = q^{n+1} - (k+1)\cdot q^n + k.$$

$x = q$; angenommen $q_1 = a,\ q_2 = b$; bei $n = 16$;

$$\begin{array}{l|l} x : a = 1{,}12 & b = 1{,}13 \\ \hline y : f(a) = -0{,}0339 & f(b) = 0{,}0086 \end{array}$$

$$x_m = a + \frac{(b-a)\cdot f(a)}{f(a) - f(b)} = 1{,}12 + \frac{0{,}01\cdot(-0{,}0339)}{(-0{,}0339 - 0{,}0086)} = 1{,}12798.$$

$$p = 100\cdot(x_m - 1) = 12{,}798.$$

Restwert mit $y = f(x_m)$ bestimmen; ergibt 0,00123. Probe mit Formel für „k“ (s. o.) durchführen; ergibt:

$$k = \frac{(1{,}12798 - 1)\cdot 1{,}12798^{16}}{(1{,}12798^{16} - 1)} = 0{,}14979.$$

Abweichung vernachlässigbar gering!

8.2 Kälte- und Wärmepumpentechnik
Refrigation and heat pump engineering

C. Hainbach, Essen

8.2.1 Kosten- und energiesparender Betrieb
Cost- and energy-saving operation

Auch bei sog. „Altanlagen“ besteht oft ein erhebliches Kosten- und Energieeinsparpotenzial, das mit verhältnismäßig geringem Aufwand genutzt werden kann. In diesem Zusammenhang seien genannt:
- *Senken der Verflüssigungstemperatur* durch rechtzeitiges Entfernen von Luft und Inertgasen aus dem Kältemittelkreis.
- *Verbessern der Wärmeübergänge* durch häufiges sorgfältiges Reinigen der Wärmeaustauscherflächen und Vermeiden von Schleimbildnern im Kühlwasser. **Bild 1** zeigt den Einfluß der Verschmutzung, insbesondere bei hochbelasteten Wärmeaustauscherflächen auf die Leistungsaufnahme. Man definiert den sog. Berichtigungsfaktor:

$$\varphi = 1/(1 + f\,k_0) \quad \text{mit} \quad k = \varphi\,k_0.$$

Die Verschmutzung sollte sich höchstens mit einer um 1 K vergrößerten Temperaturdifferenz zwischen zwei Reinigungsintervallen bemerkbar machen ($\sim +4\%$ Leistungsaufnahme).
- Einrichten einer Lastabwurfschaltung für größere Kälteerzeuger, um Stromleistungspreisanteile einzusparen;
- Verbessern der Leistungsregeleinrichtung von Kälteerzeugern, um bleibende Regelabweichungen und Pendelungen klein zu halten;

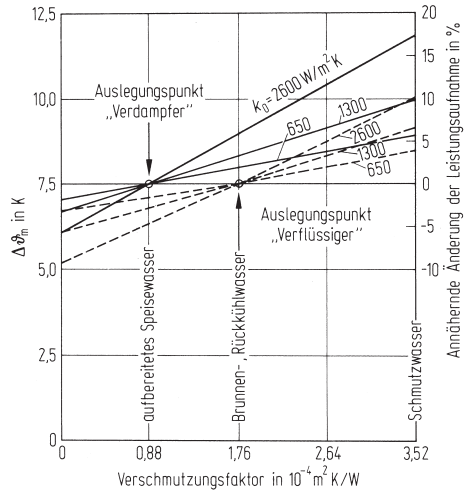


Bild 1. Auswirkung des Verschmutzungsfaktors von Verdampfer und Verflüssiger auf die Leistungsaufnahme von Wasserkühlsätzen. k_0 Wärmedurchgang ohne Verschmutzung, bezogen auf die mittlere Fläche in W/(m² K), k dito, jedoch mit Verschmutzung, $\Delta\vartheta_m$ logarithmische Temperaturdifferenz der Wärmeströme, $f = s/\lambda$, s Dicke der Schmutzschicht in m, λ Wärmeleitwert der Schmutzschicht in W/(mK)

- Betrieb mit gleitender Vorlauftemperatur für Kalt- und Heizwasserversorgung abhängig vom Außenluftzustand einrichten;
- gegebenenfalls Umrüsten großer Verbraucher-, Netz- oder Strangpumpen und Rückkühlwerksventilatoren auf drehzahlveränderbare Antriebe (Abschaltung der Regelung bei mehr als 95% der Nenndrehzahl vorsehen, um Wirkungsgradverluste der Regeleinrichtung zu vermeiden).

Grundsätze für Neuanlagenausstattung

- Ausreichend groß bemessene Wärmeaustauscherflächen vorsehen.
- Kältemittelverdichter mit hohen Liefer- und Gütegraden und Motoren mit hohen Wirkungsgraden wählen; dabei Teillastverhalten beachten.
- Wärme- und Kälteverluste durch wirtschaftliche Dämmdicke verhindern.
- Bereitschaftsverluste niedrig halten, z.B. bei Frostgefahr und bei Schwachlastzeiten.
- Hydraulische Netzschaltung und -ausrüstung unter Berücksichtigung der Anforderungen der Kälte- und Wärmeverbraucher ausführen, z. B. Winterkühlbetrieb nur mit Hilfe von Rückkühlwerken oder Vorrangschaltung für Wärmepumpenbetrieb, wie unter **M 6.7** beschrieben.
- Größere Kälte- und Wärmepumpensysteme sind mit Meß- und Schaltgeräten auszurüsten, die eine optimale Folgesteuerung mehrerer Erzeuger gestatten.
- Große Zentralen werden heute meist von Gebäudeleitsystemen überwacht; in vielen Fällen auch bereits gesteuert. Üblich ist die autarke DDC-Unterstation (DDC = Direct Digital Control) in der Kältezentrale für die übergeordnete Steuerung und Regelung der Kälteerzeuger, der Rückkühlwerke und der Pumpen einschließlich eines Hand-Notbetriebs, bei gleichzeitiger Überwachung, Anzeige und Dokumentation aller wichtigen Betriebsdaten und Störmeldungen auf den Bildschirmen bzw. Druckern der Gebäudeleitzentrale. Es wird ein zum Teil sehr hoher Automatisierungsgrad angestrebt, der auch eine nachträgliche Ursachenforschung bei Ausfällen und Störungen ermöglicht.

Die höchste Stufe wird mit einer computergesteuerten Regelung – dem Energy Management Program Refrigeration, EMPR – erreicht, mit dem die nachfolgend aufgeführten Grundsätze für eine wirtschaftliche Betriebsweise optimal erfüllt werden können. Voraussetzungen sind entsprechende Software-Programme und zusätzliche Meßwertübertragungen zum Rechner, anstelle der Meßgeräte vor Ort; z. B. für Kältemitteldrücke.

Grundsätze für eine energiewirtschaftliche Betriebsweise

- Heiz- und Kühlbedarf auf das notwendige Maß beschränken; gegebenenfalls zulässige Toleranzen voll ausnutzen.
- Je nach Kühl- oder Heizlast stets den Erzeuger mit der größten *Leistungszahl* ε (COP_{eff} – Coefficient of Performance) bei den vorliegenden Betriebsbedingungen einsetzen; d. h. in der Regel eine Maschinenauslastung zwischen 50 bis 80% anstreben [5].
- Sollwert der Kälteträgertemperatur so hoch wie möglich wählen.
- Sollwert der Kühlwassertemperatur so niedrig wie möglich wählen.
- Förderstrom und Förderhöhe der Verbraucherpumpen an den Bedarf anpassen; ungewolltes Heizen und Kühlen infolge zu hoher Differenzdrücke an den Regelventilen vermeiden.
- Bei der Kaltwasserrückkühlung die Ventilatorarbeit abhängig von der Feuchtkugeltemperatur der Außenluft energieoptimiert begrenzen.

Besonders bezüglich der Wahl des Sollwertes der Kälteträgertemperatur sollten die Verbraucher dahingehend abgeschätzt werden, welche minimale Temperaturen die Kälteanlage bereitstellen muß. Zum Beispiel bei Bauteilkühlung (Kühldecken 15/20 °C) sind höhere Kühltemperaturen erforderlich als die serienmäßig hergestellten Kaltwassersätze bereitstellen und somit ausgelegt sind (meist für 6/12 °C Kaltwassernetz). Es ergeben sich immense Einsparpotenziale, wenn der Kaltwassersatz auf die minimale Netztemperatur (z. B. 15/20 °C) ausgelegt wird, und nicht durch hydraulische Eingriffe, wie Einsatz von Dreiwegeventilen die minimale Vorlauftemperatur von 6/12 °C auf 15/20 °C zugemischt wird.
Tabelle 1 verdeutlicht beispielhaft die energetischen Einsparpotenziale.

Tabelle 1. Energetische Einsparpotenziale

Kaltwassertemperaturen Vorlauf/ Rücklauf	Kälteleistung	Elektrische Leistungsaufnahme	Leistungszahl	Relative Leistungszahl
5 °C/10 °C	198 kW	42,5 kW	4,60	1
6 °C/12 °C	208 kW	43,1 kW	4,82	1,05
10 °C/15 °C	250 kW	45 kW	5,55	1,21
15 °C/20 °C	298 kW	47 kW	6,34	1,38

8.2.2 Grundsätzliche Wirtschaftlichkeitsfragen
Fundamental economy questions

Zu Kälte- und Wärmepumpenanlagen stellen sich folgende grundsätzliche Fragen in Bezug auf eine wirtschaftliche Ausführung:

Luft- oder wassergekühlte Verflüssigung?

Abgesehen von den wenigen Fällen, in denen für Kälteanlagen geeignetes Brunnen- oder Flußwasser zur Verfügung steht, muß ein über offene oder geschlossene Kühltürme rückgekühltes Wasser verwendet werden. Im Gegensatz zu den niedrigen und gleichmäßigen Temperaturen des Brunnen-

wassers (um 10 bis 15 °C) muß bei den Flußwassertemperaturen u. U. mit großen Schwankungen (0 bis 26 °C) im Jahresverlauf gerechnet werden. Die Temperaturen des rückgekühlten Wassers (s. **M 5 Bild 17**) sind dagegen von der Außenluft-Feuchtkugeltemperatur abhängig und liegen zwischen 12 und 30 °C.

Mit luftgekühlten Verflüssigern können nur bei tiefen Außentemperaturen niedrigere Verflüssigungs- und Unterkühlungstemperaturen und damit eine geringere Leistungsaufnahme erzielt werden. Voraussetzung ist, daß wegen des erforderlichen Differenzdrucks für die Kältemitteleinspritzung nicht ein höherer Verflüssigungsdruck aufrechterhalten werden muß. Um die untere Druckgrenze zu vermeiden, werden für größere Anlagen *Druckerhöhungseinrichtungen* mit Kältemittelpumpe oder Zusatzverdichter vorgeschlagen (Einsparung beim Jahresenergiebedarf um 12% lt. Fa. York).

Für den wirtschaftlichen Vergleich von Klimakälteanlagen ist entscheidend, ob die höheren Leistungsaufnahmen der luftgekühlten Ausführung an den Betriebsstunden mit hohen Außenlufttemperaturen (etwa über 22 °C) durch die, wegen der nicht benötigten Wasserrückkühleinrichtung, geringeren Investitionen ausgeglichen werden. Im kleinen bis mittleren Leistungsbereich ist dies vor allem bei ganzjährigem Betrieb der Fall, und es werden luftgekühlte Einheiten bevorzugt, während bei größeren Leistungen das wirtschaftliche Ergebnis für die Luftkühlung ungünstiger ausfällt und die zunehmende Baugröße Aufstellungs- und Geräuschprobleme bereitet.

Brauchwassererwärmung durch Überhitzungswärme?

Da die Überhitzungswärme praktisch ohne zusätzlichen Energieaufwand gewonnen werden kann, sind die Mehrkosten für Wärmeaustauscher, Kältemittel- und Wasserleitungsnetz sowie gegebenenfalls einer Brauchwasserpumpe den Energiekosten einer konventionellen Wärmeerzeugung gegenüberzustellen. Zu beachten ist, daß – je nach Betriebsbedingungen – zwar 10 bis 16% der gesamten Verflüssigungswärme als Überhitzungswärme anfallen, jedoch nur 4 bis 14% bei über 40 °C Brauchwassertemperatur zurückgewonnen werden können; dies auch nur im Verhältnis zu der mehr oder weniger großen Auslastung des Kältemittelverdichters. (Die höheren Prozentsätze gelten für den Sommerbetrieb.)

Direktkühlung oder Wasserkühlung?

Hierzu sind die Vor- und Nachteile unter **M 5.3** aufgeführt. Die Direktkühlanlage ist im kleinen Leistungsbereich bei kurzen Saugleitungslängen nicht nur hinsichtlich der Betriebs-, sondern auch wegen der Anschaffungskosten für Klimatisierungsaufgaben wirtschaftlicher einzusetzen (Leistungsaufnahme bis zu 22% geringer). Mit steigender Anzahl, Entfernung und Größe der Luftkühler verändert sich das Ergebnis eines wirtschaftlichen Vergleichs zugunsten der Wasserkühlung.

Wärmebetriebene Absorptionskältemaschine oder elektromotorbetriebene Verdichterkältemaschine

Aufgrund der spezifischen Leistungsaufnahmen bei Nennleistungsbedingungen (angenommene Leistungszahl der Verdichterkältemaschine $\varepsilon = 5$) ist energiewirtschaftlich der Einsatz der Absorptionsanlage nur bei einem Verhältnis von Wärmepreis in €/MWh zu Strompreis in €/kWh kleiner als 133 in Erwägung zu ziehen. Je nach Höhe der Kosten für das Zuspeisewasser bzw. Kühlwasser verschiebt sich diese Kostenrelation zu kleineren Werten; z. B. bei einem Wasserpreis von 1,50€/m^3 und 3facher zulässiger Eindickung (s. **M 5.1**) und einem Strompreis von 0,1€/kWh auf 105.

Auch die Anschaffungskosten verbessern das Wirtschaftlichkeitsergebnis in der Regel nur, wenn für die vorwiegend aus Wärmetauschern bestehende Absorptionsanlage eine längere Nutzungsdauer, z. B. 20 und mehr Jahre, angenommen wird als für die Verdichter-Kälteanlage.

Kostengünstig kann eine Absorptionskälteanlage jedoch sein, wenn sie hohe Strombereitstellungskosten (Leistungspreis) einspart.

Sole- bzw. Direktkühlanlage in Verbindung mit einem Kältespeicher anstelle einer Wasserkühlanlage?

Verschiedene Speichersysteme sind in **M 5.8** beschrieben. Ihr energiewirtschaftlicher Vorteil liegt nicht im geringeren Energiebedarf, sondern im Verschieben der Laufzeit des Kälteerzeugers in die Niedertarifzeit; also meist in die Nachtstunden. Damit verbunden ist gleichzeitig eine reduzierte Stromleistung während der Spitzenzeiten; d. h. Einsparung an Stromleistungskosten, sofern ein solcher Leistungspreistarif vorliegt [6].

Wärmepumpe mit Elektro- oder Gasmotor bzw. Wärmepumpe oder Heizkessel?

Die Investitionskosten von reinen Heizwärmepumpen, insbesondere solcher mit Antrieb durch Verbrennungsmotoren, sind erheblich höher als die von Heizkesseln oder von Fernwärmeübergabestationen gleicher Leistung. Auch für Unterhalt und Bedienung muß mehr aufgewendet werden, so daß sich allein durch geringere Energiekosten die Wirtschaftlichkeit dieser Wärmepumpen ergeben muß. Dies fällt um so leichter, je höher die *Laufzeit* und die *Auslastung* sind und je niedriger die *Heizwärmetemperatur* sein darf.

Grundsätzlich gilt:

- Je höher das *Energiepreisniveau*, desto wirtschaftlicher kann die Wärmepumpe mit Gasmotor, insbesondere im Vergleich zum Gaskessel, sein.
- Je niedriger die *Heizleistungszahl* ε_H, desto wirtschaftlicher ist die Gasmotorwärmepumpe im Vergleich zur Wärmepumpe mit Elektromotor, zumal letztere keinen höher temperierten Teilwärmestrom liefern kann.
- Die Gasmotorwärmepumpe hat den mit Abstand geringsten Primärenergiebedarf.

In Fällen, bei denen neben der Heizwärme gleichzeitig auch Nutzkälte erzeugt werden muss, bestehen für den Einsatz von Wärmepumpen die günstigsten Voraussetzungen. Der hierfür notwendige Wirtschaftlichkeitsnachweis ist allerdings aufwändig und führt oft nur mit Hilfe von Simulationsrechenprogrammen - unter Berücksichtigung der Einsatzgrenzen und des Wirkungsgradverlaufs der Wärme- und Kälteerzeuger und ihrer Antriebe - zu einem ausreichend darstellbaren, prüfbaren und damit gesicherten Ergebnis.

„Freie Kühlung“ mit Hilfe von Rückkühlwerken oder maschinelle Kälteerzeugung?

Nach **M 5 Bild 17** kann mit offenen Rückkühlwerken die Kühlwasser-Austrittstemperatur auf etwa 12 °C bei entsprechend niedriger Kühllast und Feuchtkugeltemperatur gesenkt werden. Eine weitere Abkühlung ist zwar theoretisch möglich, führt jedoch bei Außentemperaturen unter dem Gefrierpunkt (etwa unter –8 °C) zu Vereisungen. Ein Kältebedarf, für den eine Vorlauftemperatur von 14 °C oder höher ausreicht, kann demnach in der kalten Jahreszeit mit offenen oder geschlossenen Rückkühlwerken energiesparend gedeckt werden (s. **M 5.7**).

Der Stromverbrauch für die sog. „Freie Kühlung“ ist zwar je nach Klimaregion, Auslastung und externem luftseitigen Druckverlust des Rückkühlwerks sowie Regelung des Ventilators (Aussetzbetrieb bei Standardmotor, polumschaltbarem Motor oder drehzahlveränderbarem Motor und mehr oder weniger große Annäherung an den erreichbaren Kühlgrenzabstand) unterschiedlich; er ist jedoch stets sehr viel geringer als für die maschinelle Kühlung, z. B. mit Wasserkühlsätzen.

Die Leistungszahlen ε liegen für offene Rückkühlwerke im „freien Kühlbetrieb“ abhängig von der Feuchtkugeltempera-

tur und Auslastung bei 10 bis 160 und größer gegenüber etwa 6 bis 10 bei maschineller Kühlung und gleichen niedrigen Außenluftzuständen. Unter Berücksichtigung der Leistungsaufnahmen für die Wasserumwälzpumpen und des Ventilators zur Kühlwasserrückkühlung für den Wasserkühlsatz wird die Größenordnung der Energieeinsparung bis 70% betragen können. Die absolute Größe der Einsparung wird bestimmt durch die Anzahl der tatsächlichen Betriebsstunden, die je nach Bedarfsfall sehr unterschiedlich sein können.
Die Mehrinvestitionen für zusätzliche Rohrleitungen, Wärmeaustauscher, Meß-, Steuer- und Regeleinrichtungen sowie gegebenenfalls Hilfspumpen halten sich jedoch in Grenzen, so daß kurze Amortisationszeiten erreicht werden können.

8.3 Heiz- und Raumlufttechnik

Heating and room ventilation engineering

8.3.1 Energieverbrauch. Energy consumption

Heizungsanlagen

$$\dot{B}_a = \dot{Q}_a/(\eta H_u)$$

Hierin sind: $\dot{B}_a$ jährlicher Brennstoffverbrauch (z. B. in kg/a), $\dot{Q}_a$ jährlicher Wärmeverbrauch (z. B. in kWh/a), η Wirkungsgrad der Gesamtanlage, H_u Heizwert des Brennstoffs (z. B. in kWh/kg).
Der jährliche Wärmeverbrauch wird unter Zugrundelegung des *Wärmebedarfs*, also der max. Leistung bei tiefster Außentemperatur, der mittleren *Außentemperatur* während der Heizperiode und der *Anzahl* der Heiztage, also der *Gradtage* ermittelt. Durch Korrekturfaktoren wird die tägliche *Heizzeit*, die Höhe der *Raumtemperatur*, die *Regelfähigkeit* der Anlage u. ä. berücksichtigt (VDI-Richtlinie 2067 Bl. 2). Faßt man die gesamten Einflußfaktoren zusammen, ergibt sich als fiktive Rechengröße die Vollbenutzungsstunde b_a des Wärmebedarfs $\dot{Q}_h$ (**Tab. 2**):

$$\dot{Q}_a = b_b \dot{Q}_h.$$

Der Wirkungsgrad der Anlage, der sich aus den Wirkungsgraden des Kessels, der Wärmeverteilung und der Regelfähigkeit ergibt, liegt in der Größenordnung von 0,7 bis 0,8. Der Heizwert entspricht dem zur Verwendung kommenden Brennstoff, **Tab. 3**.
Für den Brennstoffverbrauch liegen darüber hinaus Erfahrungswerte vor, bei denen aber Anlagen mit Wärmerückgewinnung noch nicht berücksichtigt sind.
Der Stromverbrauch für die Heizwasserumwälzung und den Feuerungsbetrieb, z. B. des Brennermotors, ist nach den zu erwartenden Laufzeiten und dem elektrischen Anschlußwert abzuschätzen. So haben die Heizpumpen Laufzeiten zwischen 4000 und 5000 h pro Heizperiode, während beim Brennermotor wiederum die Vollbenutzungsstunden des Anschlußwerts zugrunde gelegt werden können.

Tabelle 2. Vollbenutzungsstunden für Heizungsanlagen

Gebäude	Vollbenutzungsstundenzahl
	h
Wohnhaus	1553
Büro	1508
Krankenhaus	2018
Schule:	
einschichtig	1013
zweischichtig	1130
Kaufhaus	900
Kirche	500

Tabelle 3. Heizwerte von festen und flüssigen Brennstoffen sowie elektrischer Energie (nach VDI-Richtlinie 2067)

Brennstoffart	Brennstoffsorte	Heizwert H_u	
		MJ/kg	kW h/kg
Feste Brennstoffe			
Koks	Brechkoks 2	28,0	7,8
	Brechkoks 3	26,8	7,44
	Brechkoks 4	26,0	7,21
Steinkohlen			
Gasflammkohle	Nuß 4, 3	30,0	8,4
Fettkohlen	Nuß 4, 3	31,8	8,84
Eßkohle	Nuß 4, 3	32,3	8,95
Magerkohle	Nuß 4, 3	32,3	8,95
Anthrazit	Nuß 4, 3	32,3	8,95
	Nuß 5	31,8	8,84
Braunkohlen			
Rhein. Braunkohlenbrikett (Union) Industrieformat und Brikolett		19,7	5,46
Flüssige Brennstoffe			
Heizöl EL	Wichte 0,84	42,7	11,86
Heizöl S	Wichte 0,95	41,0	11,4
Elektrische Energie		3,6 MJ/kW h	

Raumlufttechnische Anlagen

Der Jahresenergiebedarf ist von Art, Umfang und Nutzungszweck der jeweiligen Anlage abhängig und damit von der notwendigen Luftbehandlung [10].

Lüftungsanlage. Bei einer einfachen Lüftungsanlage fällt nur eine thermische Luftbehandlungsstufe mit dem Wärmeverbrauch für das Erwärmen der Außenluft auf Zulufttemperatur und der Stromverbrauch für die Luftförderung, also für den Ventilatorbetrieb, an.

Klimaanlage. Bei einer Klimaanlage mit vier Luftbehandlungsstufen ergeben sich mehrere Energieverbrauchsarten:

Wärme für die Außenlufterwärmung, Raumheizung, Befeuchtung und Nacherwärmung bei Kühlung oder Entfeuchtung;

Kälte für Kühlung (meist Strom oder Wärme);

Wasser für die Befeuchtung und Verflüssigerkühlung;

Strom für Luftförderung (Ventilatoren), Befeuchtung (Wäscherpumpe), Raumheizung (Brenner, Heizwasserpumpen), Kühlung (Kaltwasser-, Kühlwasserpumpe und Rückkühlwerks-Ventilatoren).
Die Verbrauchsanteile der jeweiligen Energieart sind auch vom Regelsystem abhängig. Die Berechnung des Energieverbrauchs ist daher nach den Anlagensystemen unterteilt (s. VDI-Richtlinie 2067 Bl. 3).
Bereits bei der einfachen *Lüftungsanlage* ist die rechnerische Ermittlung des Wärmeverbrauchs wegen der Erfassung des Außentemperaturverlaufs während der Betriebszeit schwieriger als bei der Heizungsanlage. Bei *Luftkühlanlagen* ist als weiterer Witterungseinfluß die Sonnenstrahlung gegeben, bei *Luftbefeuchtungsanlagen* noch der jeweilige Feuchtigkeitsgehalt der Außenluft. Sämtliche Witterungseinflüsse sind bei Klimaanlagen zu berücksichtigen. Hinzu kommt bei allen Anlagen noch die innere Last bzw. deren Verlauf in der Betriebszeit. Eine Berechnung nach mittleren Werten ist nicht mehr möglich, es ist der Tages- und Monatsverlauf der äußeren und inneren Belastung, bezogen auf die jeweilige Betriebszeit zugrunde zu legen, wobei von den Gebäudeeigenschaften die Speicherfähigkeit den Belastungsverlauf beträchtlich beeinflußt. Notwendig ist eine stundenweise Ermittlung des Außenwitterungsverlaufs in Häufigkeitsdarstellungen, um zu ausreichend sicheren Berechnungsergebnissen zu kommen (DIN 4710) [11].

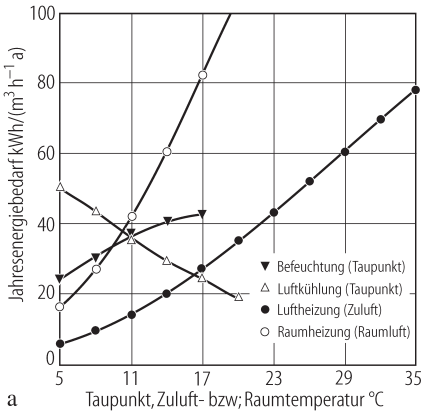
Für einfache Lüftungs- oder Luftkühlanlagen ist bei Bauvorhaben gleicher Art und Betriebszeit eine Abschätzung nach der Vollbenutzungsstundenzahl noch möglich, für Klimasysteme aber nicht mehr.

Spezifische jährliche Energiebedarfswerte, bezogen auf 1 m^3/h aufbereitete Zuluft, lassen sich für Lufterwärmung, Luftbefeuchtung sowie für Luftkühlung und Entfeuchtung (als Schätzwerte) aus den **Bildern 2 und 3** entnehmen. Die Energiebedarfswerte sind für sog. „Bürobetrieb" (3 024 h/a) und für „Rund um die Uhr-Betrieb" (8 760 h/a) im Raum Frankfurt nach DIN 4710 angegeben. Die jährlichen Energiebedarfswerte von RLT-Anlagen und Heizung können für die Lufterwärmung, -befeuchtung und -kühlung sowie für Lufttransporte wie folgt berechnet werden:

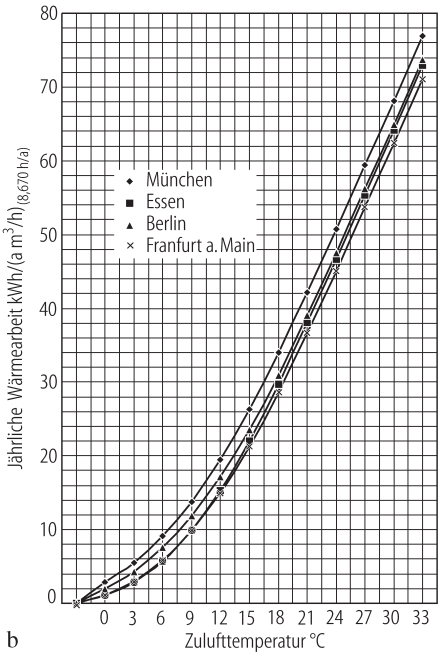
Wärmeenergiebedarf (Wärmearbeit) für *Lufterwärmung* (WL):

$$E_{WL} = \dot{V}_{ZL} \cdot f(t_{ZL}) \cdot \frac{H_{Betrieb}}{8\,760} \cdot K_{T/N} \quad \text{in } \frac{kWh}{a}$$

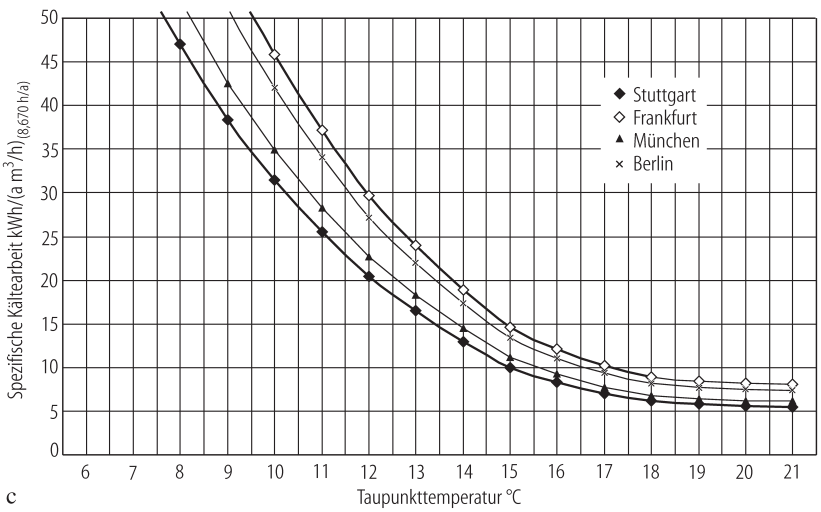
(mit E Energiebedarf, $\dot{V}$ Luftstrom m^3/h, H Betriebsstunden, t Temperatur, ZL Zuluft), wobei $f(t_{ZL}) \rightarrow$ WL (**Bild 2a**) und die Betriebszeitkorrektur:



a



b

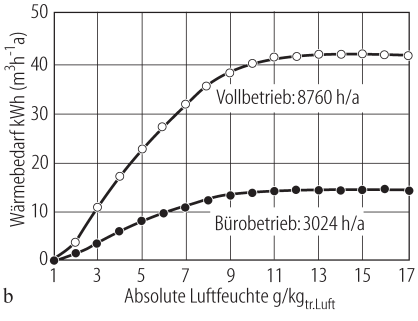


c

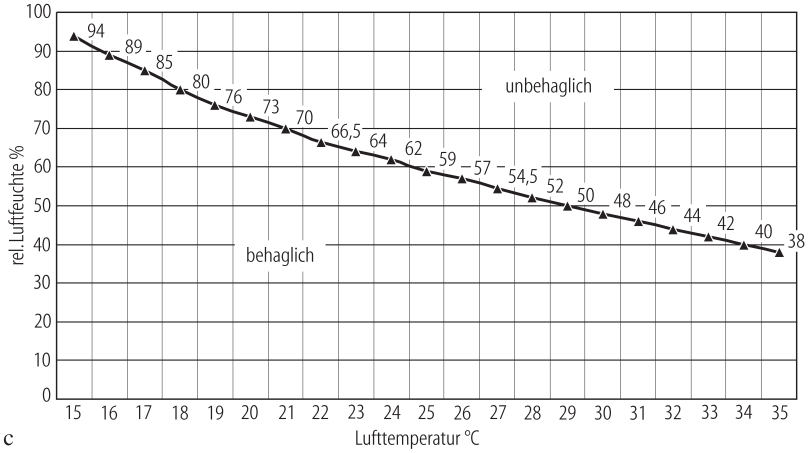
Bild 2a–c. Jährlicher Energiebedarf. **a** Lufterwärmung, -kühlung, -befeuchtung und Transmission für Raum Stuttgart (8 760 h/a); **b** Lufterwärmung für Berlin, Essen und München (nach DIN 4710); **c** Luftabkühlung für Berlin, Frankfurt a. Main, Kiel und Stuttgart

a

Außenenthalpie kJ/kg$_{tr.-Luft}$	Stundenhäufigkeit h/a	Enthalpiesummenhäufigkeit kJ/kg$_{tr.-Luft}$a	Stundenhäufigkeit h/a	Enthalpiesummenhäufigkeit kJ/kg$_{tr.-Luft}$a	Enthalpiehäufigkeit bez. auf 8 760 h/a					
					t_{TAU} °C = 6	t_{TAU} °C = 9	t_{TAU} °C = 12	t_{TAU} °C = 15	t_{TAU} °C = 18	t_{TAU} °C = 21
Betrieb:	8760 h/a		3024 h/a		kJh/kg$_{tr.-Luft}$ a bei t_{TAU} °C der Zuluft					
-12	23,9	23,9	8,25	8,25						
-9	47,4	71,3	16,36	24,61						
-6	95,4	166,7	32,93	57,55						
-3	76,3	245,0	27,03	84,58						
0	230,2	475,2	79,47	164,04						
3	388,5	863,7	134,11	298,15						
6	550,2	1413,9	189,93	488,09	**275**					
9	704,6	2118,5	243,23	731,32	2114	**352**				
12	739,7	2858,2	255,35	986,67	4438	2219	**370**			
15	640,1	3498,3	220,97	1207,63	5761	3841	1920	**320**		
18	622,6	4120,9	214,92	1422,56	7471	5603	3736	1868	**311**	
21	451,1	4572,0	155,72	1578,28	6767	5413	4060	2707	1353	**226**
24	735,7	5307,7	253,97	1832,25	13243	11036	8828	6621	4414	2207
27	676,4	5984,1	233,50	2065,74	14204	12175	10146	8117	6088	4058
30	648,5	6632,6	223,87	2289,61	15564	13619	11673	9720	7782	5837
33	440,1	7072,7	151,92	2441,53	11883	10562	9242	7922	6602	5281
36	463,7	7536,4	160,07	2601,61	13911	12520	11129	9738	8347	6956
39	390,5	7926,9	134,80	2736,41	12887	11715	10544	9372	8201	7029
42	236,4	8163,3	81,61	2818,02	8510	7801	7092	6383	5674	4964
45	243,5	8406,8	84,06	2902,07	9497	8766	8036	7305	6575	5844
48	147,7	8554,5	50,99	2953,06	6203	5760	5317	4874	4431	3988
51	92,1	8646,6	31,79	2984,85	4145	3668	3592	3316	3039	2763
54	58,5	8705,1	20,19	3005,05	2808	2633	2457	2282	2106	1931
57	26,0	8731,1	8,98	3014,02	1326	1248	1170	1092	1014	936
60	16,1	8747,2	5,56	3019,58	869	821	773	725	676	628
63	7,0	8754,2	2,42	3022,00	399	378	357	336	315	294
66	3,0	8757,2	1,04	3023,03	180	171	162	153	144	135
69	0,8	8758,0	0,28	3023,31	50	48	46	43	41	38
Summen:	**8 758**		**3 023**		**142 505**	**120 549**	**100 648**	**82 899**	**67 111**	**53 114**



b



c

Bild 3a–c. Jahres-Energiebedarf in Stuttgart-Hohenheim. **a** Enthalpiehäufigkeit nach DIN 4710; **b** Jahres-Wärmebedarf für Luftbefeuchtung in Abhängigkeit der absoluten Luftfeuchte; **c** Behaglichkeitsgrenze: Feuchte und Temperatur

$K_{T/N} = 1$ bei Tag und Nacht,

$K_{T/N} = 0,94$ bei Tag und

$K_{T/N} = 1,06$ bei Nacht.

Wärmeenergiebedarf für *Luftbefeuchtung* (WB):

$$E_{WB} = \dot{V}_{ZL} \cdot f(t_\tau) \cdot \frac{H_{Betrieb}}{8760} \quad \text{in } \frac{kWh}{a},$$

wobei $f(t_\tau) \rightarrow WB_\tau$ (**Bild 2a**),

$$E_{WB} = \dot{V} \cdot f(x) \cdot \frac{H_{Betrieb}}{8760} \quad \text{in } \frac{kWh}{a},$$

wobei $f(x) \rightarrow WB_x$ (**Bild 2a**).
Wärmeenergiebedarf für *Transmission* (WT) aus der Summe der Multiplikation der Außenflächen und Wärmedurchgangszahlen:

$$E_{WT} = \Sigma(A_1 \cdot k_1 + \cdots + A_n \cdot k_n) \cdot f(t_{Raum}) \cdot \frac{H_{Betrieb}}{8760} \cdot K_{T/N}$$

$$\text{in } \frac{kWh}{a}$$

oder aus dem *Transmissionswärmebedarf*

$$E_{WT} = \frac{\dot{Q}_{Tr}}{t_{Raum} - t_{Außen}} \cdot f(t_{Raum}) \cdot \frac{H_{Betrieb}}{8760} \cdot K_{T/N} \quad \text{in } \frac{kWh}{a}$$

(mit A Fläche [m^2], k k-Zahl [$W/m^2\,K$], Q Wärmeleistung [W], Tr Transmission, R Raumluft), wobei $f(t_{Raum}) \rightarrow WT$ (**Bild 2b**).
Kälteenergiebedarf (Kältearbeit) für *Luftkühlung* (KL):

$$E_{KL} = \dot{V}_{ZL} \cdot f(t_{ZL}) \cdot \frac{H_{Betrieb}}{8760} \cdot K_{SO\,T/N} \quad \text{in } \frac{kWh}{a},$$

wobei $f(t_\tau) \rightarrow KL$ (**Bild 2a**) und der Betriebszeitkorrektur KSO T/N = 1,1 im Tagesbetrieb und 0,9 im Nachtbetrieb.
Elektroenergiebedarf für *Lufttransport* (EL):

$$E_{EL} = \frac{\dot{V}_{ZL} \cdot \frac{\Delta P_{ZLtot}}{\eta_{ZL}} + \dot{V}_{Abl} \cdot \frac{\Delta P_{Abltot}}{\eta_{Abl}}}{3600 \cdot 1000} \cdot H_{Betrieb} \quad \text{in } \frac{kWh}{a}$$

(mit V Luftstrom m^3/h, P Druck Pa, η Wirkungsgrad, H Betriebsstunden h/a, ZL Zuluft, Abl Abluft, tot gesamt).
Falls andere Betriebszeiten als 3024 h/a und 8760 h/a vorliegen, lassen sich die Verbrauchswerte in guter Genauigkeit durch Interpolation „linear“ mit der Betriebszeit abschätzen.
Aus dem Verlauf der Kurven kann man den hohen Energieeinsatz bei hoher relativer Luftfeuchte im Winter und bei niedriger relativer Luftfeuchte im Sommer erkennen.
Der Strombedarf der Ventilatoren für den Lufttransport kann exakt nach der folgenden Gleichung ermittelt werden:

$$E_{LT} = \frac{\dot{V} \Delta p_{ges}}{1000 \eta_v \eta_M} \cdot \Delta H.$$

Hierin sind: E_{LT} Strombedarf im Jahr in kWh/a, $\dot{V}$ Luftdurchsatz im m^3/s, Δp_{ges} Gesamtdruckdifferenz des Ventilators in Pa, H jährliche Betriebsstunden in h/a, η_v Ventilatorwirkungsgrad, η_M Motorwirkungsgrad.
Sofern eine Wärmerückgewinnung vorgenommen wird, muß bei der Einsparung im Wärmeverbrauch der Mehraufwand im Stromverbrauch berücksichtigt werden, auch haben die einzelnen Wärmerückgewinner sehr unterschiedliche Austauschgrade, die in die Wirtschaftlichkeitsberechnung eingehen (s. VDI-Richtlinie 2071 Bl. 2).

8.3.2 Bedienung und Instandhaltung
Operation and maintenance

Zur Ermittlung des Zeit- und Materialaufwands ist ein Programm über die notwendigen Tätigkeiten und den zu erwartenden Verschleiß der Anlagen im Betrieb aufzustellen (VDI-Richtlinie 3801, 3810). Beim *Bedienen* läßt sich der Zeitaufwand dafür noch abschätzen, beim *Instandhalten* ist sowohl die qualitative Ausführung der Anlage als auch die Betriebsüberwachung entscheidend. Wird z. B. eine vorbeugende Instandhaltung betrieben oder erst der Reparaturfall abgewartet? Der Aufwand für das Instandhalten wird in Prozentsätzen der Investitionskosten erfaßt, während für die Bedienung der stündliche Aufwand abzuschätzen ist (s. VDI-Richtlinie 2067 Bl. 1). Zur überschlägigen Ermittlung werden auch bei der Bedienung Prozentsätze der Investitionskosten angenommen, die bei raumlufttechnischen Anlagen wiederum nach Anlagensystemen unterteilt sind (VDI-Richtlinie 2067 Bl. 3). Der Bedienungsaufwand liegt i. allg. bei 2%, die Instandhaltung bei 2 bis 5% der Investitionskosten (VDI 2067 Bl. 1, Beiblatt 1990).

Wartung und Instandhaltung von RLT-Anlagen

Die Wartungs- bzw. Instandhaltungskosten von RLT-, Wärme- und Kälteanlagen lassen sich in Abhängigkeit von den Investitionskosten und den jährlichen Nutzungsstunden der Anlagen ermitteln. Die jährlichen Kosten bewegen sich zwischen
1,5–2,5% bei 3024 h/a im Bürobetrieb und
5,5–7,5% bei 8760 h/a im Vollbetrieb von den Investitionskosten der Gewerke.

Berechnung des Raumbedarfs für RLT-Zentralen. Die Einbaulänge eines Ventilators (Gl. (1)) läßt sich nach VDI 3803 überschläglich wie folgt berechnen:

$$L_{Ventilator} = (2,2 \cdot \dot{V})^{\frac{1}{2}}\,[m], \tag{1}$$

worin $\dot{V}$ in m^3/s der Luftstrom ist.
Damit ist der Querschnitt des Luftaufbereitungsgerätes:

$$A_{Gerät} = \frac{\dot{V}}{w}\,[m^2]. \tag{2}$$

Hierbei ist ω in m/s die Luftanströmgeschwindigkeit innerhalb des Gerätes bezogen auf den Nennquerschnitt.
Die **Länge des RLT-Gerätes** läßt sich nach Gl. (3) überschläglich berechnen:

$$L_{Gerät} = L_{Ventilator} + n \cdot 1,2\,[m], \tag{3}$$

worin n die Anzahl der Luftaufbereitungskomponenten ist, die im Gerät eingebaut werden.
Die erforderliche Nutzfläche der RLT-Zentrale ergibt sich aus

$$A_{RLT\text{-}Zentrale} = L_{Gerät} \cdot (A_{Ventilator})^{\frac{1}{2}} \cdot 3,5\,[m^2]. \tag{4}$$

Anstelle $(A_{Ventilator})^{1/2}$ kann eine beliebige Breite des Gerätes eingesetzt werden. In dieser Fläche ist der Raumbedarf für die Wärme- und Kälteverteilung sowie für die Bedienung und Montage berücksichtigt.

9 Anhang M: Diagramme und Tabellen
Appendix M: Diagrams and tables

Anh. M1 Tabelle 1. Klimadaten nach [1]

Gebiet und Ort	Seehöhe in m	Mittlere Temperatur °C			Extreme Temperatur °C		Mittlere relative Luftfeuchtigkeit in %	
		im Jahr	im wärmsten Monat	im kältesten Monat	maximal	minimal	maximal	minimal
Europa								
Kopenhagen	10	7,7	16,6 Jl	− 0,1 F	29	−13	93 D	72 Ju
Helsinki	10	4,4	16,6 Jl	− 6,9 F	26	−24	89 N	68 Jn
Dublin	10	9,9	15,7 Jl	5,3 Jr	25	− 5	86 Jr	73 Ma
London	40	9,8	17,3 Jl	3,4 Jr	31	− 8	89 Jr	69 Jl
Paris	50	10,3	18,6 Jl	2,5 Jr	34	−11	89 D	69 Ap
Hamburg	30	8,3	16,9 Jl	− 0,3 Jr	30	−12	90 D	69 Ma
Frankfurt a.M.	100	9,5	18,6 Jl	0,1 Jr	33	−13	86 D	66 Ma
Wien	200	9,2	19,6 Jl	− 1,7 Jr	30	−15	85 D	67 Ap
Berlin	40	8,6	18,0 Jl	− 0,7 Jr	32	−15	87 D	65 Jn
Warschau	120	7,3	18,8 Jl	3,4 Jr	32	−21	89 D	68 Ma
Leningrad	10	3,7	17,7 Jl	− 9,3 Jr	29	−29	89 D	65 Jn
Moskau	140	3,9	18,9 Jl	−11,0 Jr	31	−31	87 D	67 Ma
Astrachan	−10	9,4	25,5 Jl	− 7,2 Jr	36	−26	75 D	32 Au
Bukarest	80	10,4	22,8 Jl	− 3,6 Jr	35	−20	87 D	60 Au
Istanbul	70	14,5	23,6 Au	5,2 Jr	34	− 4	74 D	53 Jl
Athen	110	17,7	27,0 Jl	9,3 Jr	38	− 2	75 D	46 Au
Bozen	290	11,7	22,5 Jl	0,0 Jr	34	− 8	83 N	61 Ap
Rom	50	15,4	24,8 Jl	6,7 Jr	35	− 3	74 D	53 Jl
Madrid	650	13,3	24,3 Jl	4,3 Jr	40	− 8	84 D	46 Jl
Afrika								
Tripolis	20	19,7	26,4 Au	11,7 Jr	40	4	67 Jl	63 S
Marrakesch	470	19,6	29,6 Au	10,9 Jr	41	3	66 Jr	47 Jl
Dakar	20	24,2	28,0 S	20,3 F	34	15	87 Au	81 F
Kapstadt	10	16,4	20,7 Jr	12,2 Jl	34	4	81 Jn	66 Jr
Johannesburg	1920	14,6	18,5 Jr	9,0 Jn	30	− 3	74 F	39 Au
Dar es Salam	10	25,5	27,7 Jr	23,1 Au	33	17	85 Ap	79 Jr
Asien								
Jerusalem	750	15,9	23,0 Au	7,0 Jr	36	− 2	74 Jr	41 Ma
Taschkent	480	13,5	27,5 Jl	− 1,0 Jr	40	−20	77 Jr	48 Jl
Peking	40	11,7	26,0 Jl	− 4,7 Jr	37	−15	76 Au	49 Ap
Hongkong	30	22,0	27,6 Jl	14,3 F	36	6	84 Ap	65 N
Tokio	20	13,8	25,4 Au	2,9 Jr	37	− 9	84 Jl	63 F
Delhi	220	25,1	33,4 Jn	14,4 Jr	–	–	68 Au	33 Ap
Bombay	10	26,3	29,2 Ma	23,6 Jr	35	16	87 Au	69 F
Singapur	0	26,3	27,0 Ma	25,5 Jr	38	18	84 D	78 Jl
Djakarta-Java	10	26,0	26,5 O	25,8 Jl	33	20	87 Jl	78 S
Australien, Ozeanien								
Adelaide	40	17,2	23,4 Jr	10,9 Jl	43	2	77 Jl	46 Jr
Auckland	80	15,2	19,6 F	11,1 Au	29	2	82 Jl	73 Jr
Amerika								
Winnipeg	230	0,6	18,7 Jl	−21,7 Jr	33	−40	90 Jr	69 Ma
Washington	40	12,6	24,9 Jl	0,5 Jr	36	−16	79 S	64 Ap
Chikago	250	9,2	22,4 Jl	− 4,6 Jr	35	−26	81 Jr	67 Jl
Los Angeles	110	15,7	20,3 Au	11,7 Jr	38	1	76 Au	67 N
Mexico	2280	15,5	18,3 Ma	11,9 D	30	1	71 S	47 Ap
Habana-Cuba	20	24,8	27,7 Jl	21,3 Jr	36	12	80 S	70 Ap
Valparaiso	40	14,3	17,5 F	11,5 Jl	28	6	78 Ma	66 D
Buenos Aires	20	16,6	23,1 Jr	10,1 Jl	34	0	86 Jn	70 D
Rio de Janeiro	60	22,5	25,6 F	19,7 Jl	36	13	80 F	77 Jl

Jr Januar. – F Februar. – Ma März. – Ap April. – Jn Juni. – Jl Juli. – Au August. – S September. – O Oktober. – N – November. – D Dezember

Anh. M 1 Tabelle 2. Mittlere Zahl der Sonnenscheinstunden pro Einzelmonat und Jahr Zeitraum 1951 bis 1970 nach DIN 4710

Station	Jan.	Febr.	März	April	Mai	Juni	Juli	Aug.	Sept.	Okt.	Nov.	Dez.	Jahr
Hamburg	46,8	61,4	116,2	166,6	209,6	232,5	205,2	185,4	157,8	97,6	45,9	32,2	1559,6
Essen	41,6	61,3	109,6	152,3	191,3	201,4	176,5	167,5	145,1	105,6	52,8	36,4	1441,3
Frankfurt a.M.	44,1	71,4	131,5	169,6	214,5	220,0	218,7	195,6	164,3	104,7	42,8	33,6	1610,6
Trier	41,8	70,4	122,5	161,5	202,9	205,2	210,4	181,4	153,3	101,2	43,9	33,2	1527,9
München	60,2	78,9	133,9	169,7	205,5	215,2	236,5	213,0	180,4	137,3	58,4	41,4	1730,1
Regensburg	52,6	74,4	137,1	174,1	210,6	223,1	238,5	204,8	174,5	118,0	44,5	37,1	1689,4
Berlin	49,2	70,0	138,6	171,6	217,7	247,5	229,2	203,5	181,6	114,2	48,3	34,5	1705,9

Anh. M 1 Tabelle 3. Bisher bevorzugte Kältemittel in Klimakälteanlagen (Hoechst AG) und Ersatzkältemittel

Bezeichnung	Chemische Formel	Internationale Kennziffer	Molmasse g/mol	Siedepunkt bei 1,013 bar °C	Erstarrungspunkt °C	Kritische Temperatur °C	Kritischer Druck bar	Verdampfungswärme (Siedepunkt) kJ/kg	Spezifische Wärme der Flüssigkeit kJ/kgK	Dichte der Flüssigkeit bei 20 °C kg/l	Exponent der Adiabaten 30 °C; 1,013 bar c_p/c_v	RODP-Wert[a])	GWP-Wert[b])	Ersatzkältemittel
Trichlorfluormethan	CCl_3F	R 11	137,38	23,8	−111	198,0	44,0	182,2	0,871	1,49	1,13	1	1	R 123 (vorübergehend)
Dichlordifluormethan	CCl_2F_2	R 12	120,92	−29,8	−158	112,0	41,6	166,0	0,854	1,328	1,139	1	3	R 134a R 152a Blends
Bromchlordifluormethan	$CBrClF_2$	R 12 B1	165,4	−3,72	−160,5	154,6	41,24	132,6	0,737	1,826		3		
Chlordifluormethan	$CHClF_2$	R 22	86,48	−40,8	−160	96,2	49,9	234,7	1,089	1,213	1,178	0,055	0,36	R 717 (NH_3) R 290 (Propan) Blends
1,1,2-Trichlortrifluorethan	$CClF_2$-CCl_2F	R 113	187,39	47,6	−35	214,1	34,1	144,7	0,946	1,582	1,082	0,8	1,4	
1,2-Dichlortetrafluorethan	$CClF_2$-$CClF_2$	R 114	170,93	3,6	−94	145,7	32,6	136,8	0,971	1,473	1,084	1	3,9	
Azeotrop aus R 12 u. R 152a: Difluorethan/ Dichlordifluormethan	CH_3-CHF_2/ CCl_2F_2	R 500	99,29	−33,5	−159	105,5	44,3	201,3	1,214	1,173	1,14	0,74	2,22	
Azeotrop aus R 22 u. R 115: Chlordifluormethan/ Chlorpentafluorethan	$CHClF_2$/ $CClF_2$-CF_3	R 502	111,6	−45,6	−160	82,2	40,8	172,6	1,277	1,240	1,135	0,28	4,02	R 22 (vorübergehend) R 143a R 125 Blends

[a]) Aus Verordnung (EWG) Nr. 3952/92 des Rates der Europäischen Gemeinschaften vom 30. Dezember 1992.
[b]) Quellen: AFEAS-Informationen Dez. 91 und Sept. 92 (Alternative Fluorcarbon Environmental Acceptability Study) und Hoechst AG.
„Blends" = Gemische, vorwiegend aus Komponenten mit RODP-Wert 0 wie: R 32, R 125, R 134a, R 143a und R 290.

Anh. M 1 Tabelle 4. Stufenweiser Verzicht auf Stoffe (hier nur Kältemittel), die zum Abbau der Ozonschicht führen. Nach der Verordnung (EWG) Nr. 3952/92 des Rates der Europäischen Gemeinschaften vom 30. Dezember 1992

Stoffgruppen gemäß Anh. I der Verordnung	I	II	III	VIII
	Fluorchlorkohlen-wasserstoffe	Andere vollhalogen Fluorchlorkohlen-wasserstoffe	Halone	Teilhalogenierte Fluor-chlorkohlenwasserstoffe
Kurzbezeichnung:	FCKW	FCKW	Halon	H-FCKW
Kältemittel	R 11 – $CFCl_3$ R 12 – CF_2Cl_2 R 113 – $C_2F_3Cl_3$ R 114 – $C_2F_4Cl_2$ R 115 – C_2F_5Cl R 500 aus R 12 und R 152a R 502 aus R 22 und R 115	R 13 – CF_3Cl	R 13 B1 – CF_3Br (Halon-1301) R 12 B1 – CF_2BrCl (Halon-1211)	R 22 – CHF_2Cl R 123 – $C_2HF_3Cl_2$ R 124 – C_2HF_4Cl R 141 – $C_2H_3FCl_2$ R 142 – $C_2H_3F_2Cl$ R 225 – $C_3HF_5Cl_2$
Regelung der Produktion und des Verbrauchs:				
1994	15% v. 1986	15% v. 1989	0	
1995	0 bzw. 15%[a]) v. 1986	0	–	
1996	0	–	–	
Mengenmäßige Beschränkungen für die Einfuhr aus Drittländern lt. Anhang II (berechnete Mengen ausgedrückt in Tonnen):				
1994	348	4	0	
1995	0	0	–	
Einfuhr von geregelten Stoffen aus Ländern, die nicht Vertragsparteien sind:				
	untersagt	ab 10. Aug. 93 untersagt	untersagt	
Einfuhr von Erzeugnissen, die geregelte Stoffe enthalten, aus Ländern, die nicht Vertragsparteien sind:				
	ab 27. Mai 93 untersagt	ab 1. Jan. 96 untersagt	ab 27. Mai 93 untersagt	
Ausfuhr von geregelten Stoffen in Länder, die nicht Vertragsparteien sind:				
	ab 1. Jan. 93 untersagt	ab 10. Aug. 93 untersagt	ab 1. Jan 93 untersagt	
Verwendung nach **FCKW-Halon-Verbotsverordnung vom 6. Mai 91** nicht mehr zugelassen in Neuanlagen mit Füllmengen von:				
> 5 kg – stationäre Anlagen	ab 01.01.92	01.01.92	01.01.92	01.01.2000
> 5 kg – mobile Anlagen	ab 01.01.94	01.01.94	01.01.94	01.01.2000
< 5 kg	ab 01.01.95	01.01.95	01.01.95	01.01.2000

[a]) Der Wert 15% gilt für Hersteller in Mitgliedstaaten, in denen der berechnete Umfang der FCKW-Produktion 1986 weniger als 15000 Tonnen betrug.

Erläuterung:
- „Produktion": die Menge der produzierten Stoffe abzüglich der Menge, die durch von den Vertragsparteien zu billigende Technologien vernichtet worden ist, sowie der für die Verwendung als Ausgangsstoff bei der Herstellung anderer Chemikalien verwendeten Menge. Rückgeführte und wiederverwendete Mengen sind nicht als „Produktion" zu betrachten;
- „Ozonabbaupotential": Zahl, die die potentielle Auswirkung eines jeden Stoffes auf die Ozonschicht angibt;
- „berechneter Umfang": eine Menge, die sich durch Multiplikation der Menge jedes Stoffes mit dem festgelegten Ozonabbaupotential dieses Stoffes und durch Addition der Ergebnisse für jede einzelne Gruppe von Stoffen ergibt.

Angaben zu **Tabelle 4** sind entnommen aus:
1. Verordnung (EWG) Nr. 594/91 vom 04.03.1991 über Stoffe, die zu einem bestimmten Abbau der Ozonschicht führen.
2. Verordnung der Bundesrepublik Deutschland zum Verbot von bestimmten die Ozonschicht abbauenden Halogen-Kohlenwasserstoffen (FCKW-Halon-Verbots-Verordnung) vom 06.05.1991.
3. Verordnung (EWG) Nr. 3952/92 vom 30.10.1992 zur Änderung der Verordnung (EWG) Nr. 594/91 über den beschleunigten Verzicht auf Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen.

Anh. M1 Tabelle 5. Reclin 134a, Dampftafel für das Naßdampfgebiet (Hoechst AG)

Temperatur	Druck	Spezifisches Volumen		Dichte		Enthalpie		Verdampfungswärme	Entropie	
		der Flüssigkeit	des Dampfes	der Flüssigkeit	des Dampfes	der Flüssigkeit	des Dampfes		der Flüssigkeit	des Dampfes
t	p	v'	v''	ϱ'	ϱ''	h'	h''	r	s'	s''
°C	bar	l/kg	l/kg	kg/l	kg/m³	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg/K	kJ/kg/K
−60	0,163	0,679	1052,08	1,472	0,950	126,54	359,84	233,30	0,6984	1,7930
−55	0,223	0,686	786,61	1,459	1,271	132,08	363,08	231,00	0,7241	1,7830
−50	0,299	0,692	596,88	1,445	1,675	137,72	366,32	228,60	0,7496	1,7740
−45	0,396	0,699	459,14	1,431	2,178	143,48	369,55	226,08	0,7751	1,7660
−40	0,516	0,706	357,66	1,417	2,796	149,34	372,78	223,44	0,8005	1,7588
−35	0,666	0,713	281,87	1,403	3,548	155,32	375,99	220,67	0,8258	1,7524
−30	0,848	0,720	224,55	1,388	4,453	161,40	379,18	217,78	0,8510	1,7467
−25	1,067	0,728	180,67	1,374	5,535	167,59	382,34	214,75	0,8762	1,7416
−20	1,330	0,736	146,71	1,359	6,816	173,88	385,48	211,59	0,9012	1,7370
−15	1,642	0,744	120,15	1,343	8,323	180,28	388,57	208,29	0,9621	1,7330
−10	2,008	0,753	99,17	1,328	10,084	186,76	391,62	204,85	0,9509	1,7294
−5	2,435	0,762	82,45	1,312	12,128	193,34	394,62	201,28	0,9755	1,7261
0	2,929	0,772	69,01	1,295	14,491	200,00	397,56	197,56	1,0000	1,7233
5	3,497	0,782	58,11	1,279	17,207	206,74	400,44	193,70	1,0243	1,7207
10	4,146	0,793	49,22	1,262	20,319	213,57	403,26	189,69	1,0484	1,7184
15	4,883	0,804	41,89	1,244	23,870	220,46	406,00	185,54	1,0724	1,7163
20	5,716	0,816	35,83	1,226	27,912	227,44	408,66	181,23	1,0961	1,7143
25	6,651	0,828	30,77	1,207	32,501	234,48	411,24	176,76	1,1197	1,7125
30	7,698	0,842	26,52	1,188	37,704	241,61	413,71	172,11	1,1431	1,7108
35	8,865	0,856	22,94	1,168	43,598	248,81	416,08	167,27	1,1664	1,7092
40	10,160	0,871	19,89	1,147	50,273	256,11	418,33	162,23	1,1895	1,7075
45	11,592	0,888	17,29	1,126	57,839	263,50	420,45	156,94	1,2125	1,7058
50	13,171	0,907	15,05	1,103	66,430	271,02	422,41	151,39	1,2355	1,7040
55	14,907	0,927	13,12	1,079	76,212	278,69	424,19	145,51	1,2586	1,7020
60	16,811	0,949	11,44	1,054	87,401	286,53	425,76	139,24	1,2817	1,6997
65	18,894	0,974	9,97	1,027	100,282	294,59	427,09	132,49	1,3052	1,6970
70	21,170	1,003	8,68	0,997	115,242	302,95	428,10	125,15	1,3290	1,6937
75	23,651	1,036	7,53	0,965	132,840	311,68	428,71	117,03	1,3536	1,6897
80	26,353	1,076	6,50	0,929	153,927	320,93	428,81	107,87	1,3791	1,6846
85	29,292	1,127	5,56	0,887	179,915	330,91	428,17	97,26	1,4063	1,6778
90	32,487	1,194	4,68	0,837	213,499	342,02	426,40	84,38	1,4361	1,6684
95	35,985	1,298	3,83	0,771	261,274	355,20	422,55	67,36	1,4709	1,6539
100	39,728	1,544	2,80	0,684	357,099	374,97	411,79	36,38	1,5228	1,6215
101,15	40,640	1,970	1,97	0,508	507,500	392,27	392,27	0,00	1,5687	1,5687

Anh. M2 Tabelle 1. Norm-Außentemperatur, mittlere Wintertemperatur und Heiztage nach DIN 4701 und VDI-Richtlinie 2067

Station	See-höhe	Heiztage		Norm-Außen-temperatur
		Zahl	Mittlere Temperatur	
–	mNN	–	°C	°C
Aachen	202	251	6,3	−12
Augsburg	477	255	4,4	−14
Bamberg	239	255	4,6	−16
Berlin	51	252	4,9	−14 W
Bremen	4	256	5,6	−12 W
Coburg	337	255	4,3	−14
Essen	154	249	6,1	−10
Frankfurt a.M.	125	242	6,0	−12
Freiburg i.Br.	269	237	6,1	−12
Garm.-Partenk.	719	260	3,7	−18
Hamburg	21	257	5,5	−12 W
Hannover	53	257	5,3	−14 W
Bad Hersfeld	212	259	4,9	−14
Hof, Saale	567	267	3,0	−18 W
Husum, Nordsee	3	265	5,2	−10 W
Karlsruhe	114	242	5,9	−12
Kassel	158	253	5,4	−16
Kiel	7	262	5,5	−10 W
Kissingen, Bad	224	256	5,8	−14
Köln	45	242	6,7	−10
Kreuznach, Bad	132	249	5,7	−12
Lingen, Ems	21	255	5,9	−10 W
Lüdenscheid	444	260	4,8	−12 W
München	527	255	4,1	−16
Münster, Westf.	63	253	5,9	−12 W
Neustadt, Weinstr.	143	243	5,9	−10
Nördlingen	425	257	4,3	−16
Nürburg	626	265	3,7	−14 W
Nürnberg	335	254	5,6	−16
Öhringen	276	251	5,3	−14
Passau	409	255	4,0	−14
Regensburg	376	256	4,1	−16
Saarbrücken	191	249	6,0	−12
Stuttgart	286	244	6,0	−12
Trier	144	249	6,2	−10
Ulm, Donau	522	257	4,2	−14
Villingen, Schwarzwald	710	266	3,5	−16 W
Weiden, Oberpf.	438	261	4,8	−16
Würzburg	259	249	5,0	−12

Anh. M 2 Tabelle 2. Gesamtstrahlung durch einfach verglaste Flächen in W/m² nach VDI-Richtlinie 2078, *a* Trübungsfaktor

Jahreszeit	Richtung	Sonnenzeit in h														
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
24. Jan.	NO				26	33	48	57	59	57	48	33	10			
und	O				150	288	266	149	59	57	48	33	10			
20. Nov.	SO				178	416	529	540	450	305	140	35	10			
	S				103	312	484	617	626	617	484	312	103			
$a=3{,}0$	SW				10	35	140	305	450	540	529	416	178			
	W				10	33	48	57	59	149	266	288	150			
	NW				10	33	48	57	59	57	48	33	26			
	N				10	33	48	57	59	57	48	33	10			
	Horizontal				17	78	156	215	237	215	156	78	17			
20. Febr.	NO			33	85	52	65	72	77	72	65	51	29	2		
$a=3{,}0$	O			76	341	414	348	185	77	72	65	51	29	2		
	SO			72	377	572	654	607	494	352	134	51	29	2		
	S			21	198	398	561	662	694	662	561	398	198	21		
	SW			2	29	51	134	352	494	607	654	572	377	72		
	W			2	29	51	65	72	77	185	348	414	341	76		
	NW			2	29	51	65	72	77	72	65	52	85	33		
	N			2	29	51	65	72	77	72	65	51	29	2		
	Horizontal			4	62	172	279	350	378	350	279	172	62	3		
22. März	NO			209	193	102	87	95	98	95	87	73	56	33		
$a=3{,}3$	O			363	516	520	409	221	98	95	87	73	56	33		
	SO			311	523	641	669	612	483	278	118	73	56	33		
	S			65	223	399	546	636	666	636	546	399	223	65		
	SW			33	56	73	118	278	483	612	669	641	523	311		
	W			33	56	73	87	95	98	221	409	520	516	363		
	NW			33	56	73	87	95	98	95	87	102	193	209		
	N			33	56	73	87	95	98	95	87	56	33	33		
	Horizontal			74	194	334	459	543	556	543	459	334	194	74		
20. April	NO		243	335	297	172	104	111	114	111	104	92	76	54	30	
$a=3{,}6$	O		298	497	591	558	427	235	114	111	104	92	76	54	30	
	SO		188	382	539	618	619	551	408	226	105	92	76	54	30	
	S		30	61	166	325	463	546	580	546	463	325	166	61	30	
	SW		30	54	76	92	105	226	408	551	619	618	538	381	188	
	W		30	54	76	92	104	111	114	235	427	541	590	564	379	
	NW		30	54	76	92	104	111	114	111	104	172	297	335	243	
	N		42	54	76	92	104	111	114	111	104	92	76	53	42	
	Horizontal		63	171	335	487	593	664	696	664	593	487	335	171	63	
21. Mai	NO	198	336	394	351	220	122	127	128	127	119	107	90	70	47	24
und	O	193	379	529	590	541	413	252	128	127	119	107	90	70	47	24
23. Juli	SO	78	209	366	497	555	541	469	337	178	119	107	90	70	47	24
$a=4{,}0$	S	24	47	70	126	245	393	435	471	435	393	245	126	70	47	24
	SW	24	47	70	90	107	119	178	337	469	541	555	497	366	209	78
	W	24	47	70	90	107	119	127	128	252	213	541	590	529	379	193
	NW	24	47	70	90	107	119	127	128	127	122	220	351	394	336	198
	N	90	92	72	90	107	119	127	128	127	119	107	90	72	92	90
	Horizontal	48	123	265	421	570	682	746	766	746	682	570	421	265	123	48

Anh. M 2 Tabelle 2 b. Tagesgänge der Kühllastfaktoren S_a für Strahlungswerte hinter Zweifachverglasung (geographische Breite 50°). Monatsmittelwerte minus Standardabweichung für Trübungsfaktor T. **Auslegungsmonat Juli [S_a]**

Himmelsrichtung	Sonnenschutz	Wahre Ortszeit in h																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	4	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		Raumtyp XL																							
Normal	außen/ohne	0,08	0,07	0,07	0,07	0,23	0,47	0,65	0,76	0,84	0,88	0,90	0,91	0,91	0,90	0,87	0,81	0,71	0,55	0,31	0,12	0,09	0,09	0,09	0,08
	innen	0,04	0,04	0,04	0,03	0,22	0,49	0,68	0,81	0,88	0,92	0,94	0,95	0,95	0,93	0,90	0,83	0,72	0,53	0,26	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04
Horizontal	außen/ohne	0,05	0,05	0,05	0,05	0,07	0,14	0,28	0,45	0,62	0,75	0,84	0,88	0,86	0,79	0,67	0,52	0,34	0,20	0,11	0,07	0,07	0,06	0,06	0,06
	innen	0,03	0,03	0,03	0,02	0,06	0,14	0,29	0,48	0,66	0,81	0,90	0,94	0,91	0,83	0,69	0,51	0,32	0,16	0,08	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
NO	außen/ohne	0,03	0,03	0,03	0,03	0,34	0,72	0,85	0,74	0,47	0,29	0,27	0,26	0,25	0,24	0,22	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	innen	0,02	0,02	0,02	0,01	0,38	0,80	0,92	0,78	0,48	0,28	0,27	0,26	0,25	0,24	0,21	0,19	0,16	0,12	0,07	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
O	außen/ohne	0,03	0,03	0,03	0,03	0,24	0,56	0,78	0,86	0,80	0,61	0,36	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,13	0,11	0,07	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	innen	0,02	0,02	0,02	0,01	0,26	0,62	0,85	0,93	0,85	0,63	0,35	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,11	0,09	0,05	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
SO	außen/ohne	0,04	0,04	0,03	0,03	0,11	0,33	0,57	0,76	0,86	0,85	0,73	0,53	0,32	0,23	0,20	0,17	0,15	0,12	0,08	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
	innen	0,02	0,02	0,02	0,02	0,11	0,35	0,62	0,83	0,93	0,91	0,77	0,53	0,30	0,21	0,18	0,15	0,13	0,10	0,06	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02
S	außen/ohne	0,04	0,04	0,04	0,04	0,07	0,11	0,16	0,24	0,42	0,63	0,80	0,87	0,83	0,69	0,48	0,29	0,20	0,15	0,10	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05
	innen	0,02	0,02	0,02	0,02	0,06	0,11	0,15	0,24	0,45	0,69	0,86	0,93	0,88	0,72	0,48	0,27	0,18	0,12	0,07	0,03	0,03	0,03	0,03	0,02
SW	außen/ohne	0,05	0,04	0,04	0,04	0,07	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19	0,26	0,46	0,69	0,83	0,87	0,81	0,64	0,40	0,17	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05
	innen	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,19	0,27	0,50	0,74	0,90	0,93	0,85	0,66	0,39	0,14	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03
W	außen/ohne	0,04	0,04	0,04	0,04	0,06	0,09	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	0,19	0,30	0,55	0,76	0,86	0,82	0,64	0,32	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05
	innen	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05	0,08	0,10	0,13	0,14	0,16	0,17	0,19	0,32	0,60	0,83	0,93	0,88	0,66	0,30	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02
NW	außen/ohne	0,04	0,04	0,04	0,04	0,07	0,11	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,25	0,25	0,26	0,42	0,69	0,86	0,79	0,43	0,09	0,05	0,05	0,05	0,05
	innen	0,02	0,02	0,02	0,02	0,06	0,11	0,15	0,18	0,20	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,45	0,76	0,92	0,83	0,43	0,05	0,03	0,03	0,03	0,02
N	außen/ohne	0,09	0,08	0,08	0,07	0,59	0,77	0,66	0,71	0,79	0,86	0,90	0,92	0,91	0,88	0,83	0,76	0,68	0,80	0,69	0,16	0,11	0,10	0,09	0,09
	innen	0,04	0,04	0,04	0,04	0,64	0,81	0,67	0,74	0,83	0,90	0,94	0,96	0,95	0,91	0,85	0,77	0,69	0,83	0,69	0,08	0,06	0,05	0,05	0,05
		Raumtyp L																							
Normal	außen/ohne	0,19	0,17	0,15	0,14	0,22	0,35	0,47	0,56	0,64	0,70	0,74	0,78	0,80	0,82	0,82	0,80	0,75	0,65	0,50	0,37	0,32	0,28	0,24	0,21
	innen	0,10	0,09	0,08	0,07	0,22	0,43	0,59	0,70	0,78	0,83	0,86	0,88	0,89	0,89	0,87	0,83	0,74	0,59	0,37	0,19	0,17	0,15	0,13	0,11
Horizontal	außen/ohne	0,13	0,11	0,10	0,09	0,10	0,13	0,21	0,32	0,43	0,54	0,63	0,69	0,71	0,70	0,65	0,57	0,47	0,37	0,30	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14
	innen	0,07	0,06	0,05	0,05	0,07	0,13	0,25	0,41	0,57	0,70	0,79	0,84	0,83	0,78	0,68	0,54	0,39	0,26	0,17	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08
NO	außen/ohne	0,07	0,06	0,06	0,05	0,22	0,45	0,57	0,55	0,44	0,35	0,33	0,32	0,30	0,29	0,27	0,25	0,22	0,20	0,16	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08
	innen	0,04	0,03	0,03	0,03	0,32	0,65	0,77	0,68	0,46	0,31	0,30	0,29	0,28	0,26	0,24	0,22	0,19	0,15	0,11	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04
O	außen/ohne	0,07	0,06	0,06	0,05	0,16	0,36	0,51	0,60	0,61	0,54	0,42	0,34	0,31	0,28	0,26	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,11	0,10	0,08	0,08
	innen	0,04	0,03	0,03	0,03	0,22	0,51	0,71	0,79	0,75	0,59	0,38	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13	0,09	0,06	0,06	0,05	0,04	0,04
SO	außen/ohne	0,08	0,07	0,07	0,06	0,10	0,22	0,38	0,51	0,61	0,65	0,62	0,53	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,22	0,18	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09
	innen	0,04	0,04	0,04	0,03	0,11	0,30	0,52	0,70	0,80	0,80	0,71	0,54	0,35	0,28	0,24	0,21	0,18	0,15	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05
S	außen/ohne	0,10	0,09	0,08	0,07	0,08	0,11	0,13	0,18	0,29	0,43	0,56	0,64	0,66	0,61	0,51	0,40	0,34	0,29	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,11
	innen	0,05	0,05	0,04	0,04	0,07	0,10	0,14	0,22	0,38	0,58	0,73	0,81	0,79	0,67	0,50	0,33	0,25	0,20	0,15	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
SW	außen/ohne	0,13	0,11	0,10	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,15	0,16	0,21	0,33	0,48	0,59	0,66	0,66	0,59	0,47	0,34	0,26	0,22	0,19	0,17	0,14
	innen	0,07	0,06	0,05	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18	0,25	0,43	0,63	0,77	0,82	0,77	0,63	0,43	0,23	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08
W	außen/ohne	0,13	0,11	0,10	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,15	0,16	0,17	0,24	0,38	0,53	0,62	0,64	0,57	0,41	0,27	0,22	0,19	0,17	0,15
	innen	0,07	0,06	0,05	0,05	0,06	0,09	0,11	0,12	0,14	0,15	0,16	0,18	0,29	0,51	0,70	0,80	0,78	0,62	0,35	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
NW	außen/ohne	0,13	0,11	0,10	0,09	0,10	0,12	0,14	0,15	0,17	0,19	0,20	0,21	0,22	0,24	0,33	0,50	0,62	0,62	0,46	0,26	0,22	0,19	0,17	0,14
	innen	0,07	0,06	0,05	0,05	0,08	0,11	0,14	0,17	0,19	0,21	0,22	0,24	0,24	0,25	0,40	0,65	0,80	0,74	0,44	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
N	außen/ohne	0,22	0,19	0,17	0,15	0,43	0,55	0,56	0,58	0,65	0,71	0,77	0,80	0,82	0,82	0,80	0,77	0,78	0,79	0,73	0,43	0,36	0,32	0,28	0,24
	innen	0,11	0,10	0,09	0,08	0,55	0,69	0,60	0,68	0,75	0,82	0,87	0,89	0,90	0,88	0,83	0,77	0,71	0,82	0,71	0,23	0,19	0,17	0,15	0,13

Anh. M 2 Tabelle 2 b. (Fortsetzung)

Himmels-richtung	Sonnen-schutz	Wahre Ortszeit in h																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	4	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		Raumtyp M																							
Normal	außen/ohne	0,23	0,21	0,19	0,18	0,25	0,37	0,48	0,58	0,62	0,66	0,70	0,73	0,75	0,76	0,76	0,74	0,69	0,61	0,47	0,36	0,32	0,29	0,27	0,25
	innen	0,12	0,11	0,10	0,09	0,24	0,44	0,60	0,70	0,77	0,81	0,84	0,86	0,86	0,86	0,84	0,79	0,71	0,56	0,36	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13
Horizontal	außen/ohne	0,16	0,14	0,13	0,12	0,13	0,16	0,23	0,33	0,43	0,52	0,59	0,64	0,66	0,64	0,59	0,52	0,43	0,34	0,28	0,24	0,22	0,20	0,18	0,17
	innen	0,08	0,08	0,07	0,06	0,09	0,15	0,26	0,41	0,56	0,68	0,77	0,81	0,80	0,75	0,65	0,52	0,37	0,24	0,17	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09
NO	außen/ohne	0,09	0,08	0,08	0,07	0,23	0,44	0,54	0,51	0,40	0,31	0,30	0,29	0,28	0,27	0,26	0,24	0,22	0,20	0,17	0,14	0,12	0,11	0,10	0,10
	innen	0,05	0,04	0,04	0,04	0,32	0,65	0,76	0,66	0,44	0,30	0,28	0,28	0,27	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,11	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05
O	außen/ohne	0,09	0,08	0,08	0,07	0,18	0,35	0,49	0,56	0,66	0,49	0,37	0,30	0,28	0,26	0,24	0,23	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,10
	innen	0,05	0,04	0,04	0,04	0,23	0,51	0,70	0,77	0,72	0,57	0,36	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,15	0,13	0,10	0,07	0,07	0,06	0,06	0,05
SO	außen/ohne	0,10	0,10	0,09	0,08	0,12	0,23	0,37	0,49	0,57	0,60	0,56	0,47	0,37	0,32	0,29	0,27	0,24	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11
	innen	0,06	0,05	0,05	0,04	0,12	0,30	0,52	0,69	0,78	0,77	0,68	0,51	0,33	0,26	0,23	0,20	0,18	0,15	0,12	0,08	0,08	0,07	0,06	0,06
S	außen/ohne	0,12	0,11	0,10	0,10	0,11	0,13	0,15	0,19	0,29	0,42	0,53	0,59	0,60	0,55	0,46	0,36	0,31	0,27	0,23	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13
	innen	0,06	0,06	0,08	0,05	0,08	0,11	0,15	0,22	0,38	0,57	0,72	0,79	0,76	0,64	0,47	0,31	0,23	0,18	0,14	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07
SW	außen/ohne	0,15	0,13	0,12	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,21	0,33	0,46	0,56	0,61	0,60	0,54	0,42	0,30	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16
	innen	0,08	0,07	0,06	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,25	0,43	0,62	0,75	0,79	0,74	0,60	0,40	0,21	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
W	außen/ohne	0,14	0,13	0,12	0,11	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,17	0,23	0,37	0,50	0,58	0,59	0,52	0,36	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16
	innen	0,07	0,07	0,06	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13	0,14	0,16	0,17	0,18	0,28	0,50	0,69	0,78	0,75	0,59	0,32	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
NW	außen/ohne	0,14	0,13	0,12	0,11	0,12	0,13	0,15	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,32	0,47	0,58	0,57	0,41	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15
	innen	0,07	0,07	0,06	0,06	0,09	0,12	0,15	0,17	0,19	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,40	0,64	0,79	0,72	0,41	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
N	außen/ohne	0,25	0,23	0,21	0,20	0,46	0,66	0,52	0,57	0,63	0,68	0,72	0,75	0,77	0,77	0,75	0,72	0,69	0,75	0,69	0,41	0,35	0,33	0,30	0,28
	innen	0,13	0,12	0,11	0,10	0,67	0,70	0,60	0,67	0,74	0,81	0,85	0,87	0,87	0,85	0,80	0,75	0,69	0,80	0,89	0,22	0,19	0,17	0,16	0,14
		Raumtyp S																							
Normal	außen/ohne	0,28	0,27	0,26	0,26	0,31	0,41	0,49	0,55	0,59	0,63	0,65	0,67	0,68	0,69	0,69	0,69	0,64	0,51	0,47	0,37	0,35	0,33	0,31	0,30
	innen	0,15	0,14	0,14	0,13	0,27	0,46	0,60	0,68	0,75	0,79	0,81	0,83	0,83	0,83	0,81	0,76	0,68	0,55	0,35	0,20	0,15	0,17	0,17	0,16
Horizontal	außen/ohne	0,20	0,19	0,16	0,17	0,18	0,20	0,26	0,33	0,41	0,48	0,54	0,57	0,58	0,57	0,53	0,47	0,40	0,33	0,29	0,26	0,25	0,23	0,22	0,21
	innen	0,10	0,10	0,10	0,09	0,11	0,17	0,28	0,42	0,65	0,67	0,74	0,78	0,76	0,71	0,62	0,49	0,35	0,24	0,17	0,14	0,43	0,12	0,12	0,11
NO	außen/ohne	0,12	0,12	0,11	0,11	0,24	0,41	0,48	0,45	0,36	0,29	0,28	0,27	0,27	0,26	0,25	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13
	innen	0,06	0,06	0,06	0,06	0,33	0,63	0,73	0,83	0,42	0,28	0,27	0,27	0,26	0,25	0,23	0,21	0,18	0,15	0,12	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07
O	außen/ohne	0,12	0,12	0,11	0,11	0,20	0,34	0,45	0,50	0,49	0,43	0,33	0,28	0,26	0,26	0,24	0,23	0,21	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13
	innen	0,07	0,06	0,06	0,06	0,23	0,50	0,68	0,74	0,69	0,63	0,34	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,18	0,14	0,11	0,08	0,08	0,08	0,07	0,07
SO	außen/ohne	0,14	0,14	0,13	0,13	0,16	0,25	0,36	0,45	0,51	0,63	0,50	0,42	0,34	0,30	0,28	0,26	0,24	0,23	0,20	0,18	0,17	0,16	0,16	0,15
	innen	0,08	0,07	0,07	0,07	0,13	0,31	0,51	0,66	0,74	0,74	0,64	0,48	0,31	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,09	0,08	0,06
S	außen/ohne	0,16	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,18	0,21	0,29	0,39	0,48	0,53	0,53	0,49	0,41	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,18	0,17	0,17
	innen	0,08	0,08	0,08	0,07	0,10	0,13	0,17	0,23	0,38	0,56	0,69	0,75	0,72	0,81	0,44	0,29	0,22	0,18	0,14	0,11	0,10	0,10	0,09	0,09
SW	außen/ohne	0,17	0,16	0,16	0,15	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,23	0,32	0,42	0,50	0,54	0,53	0,47	0,38	0,28	0,23	0,22	0,20	0,19	0,18
	innen	0,09	0,09	0,08	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,17	0,19	0,25	0,42	0,60	0,72	0,76	0,70	0,57	0,38	0,20	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10
W	außen/ohne	0,16	0,16	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	0,24	0,35	0,45	0,51	0,52	0,45	0,33	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17
	innen	0,09	0,08	0,08	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16	0,17	0,18	0,19	0,29	0,49	0,68	0,74	0,71	0,58	0,30	0,12	0,11	0,10	0,10	0,08
NW	außen/ohne	0,16	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,22	0,23	0,30	0,42	0,51	0,50	0,36	0,22	0,20	0,19	0,18	0,17
	innen	0,08	0,08	0,07	0,07	0,10	0,13	0,16	0,18	0,20	0,22	0,23	0,24	0,24	0,25	0,39	0,61	0,74	0,68	0,39	0,12	0,10	0,10	0,09	0,09
N	außen/ohne	0,32	0,30	0,29	0,27	0,49	0,57	0,53	0,57	0,61	0,65	0,68	0,70	0,71	0,71	0,70	0,67	0,64	0,70	0,65	0,43	0,39	0,37	0,35	0,33
	innen	0,17	0,16	0,15	0,14	0,58	0,70	0,61	0,67	0,73	0,79	0,83	0,84	0,84	0,82	0,78	0,72	0,67	0,77	0,67	0,22	0,21	0,19	0,18	0,17

M

Anh. M2 Tabelle 3. Stundenhäufigkeit der Außenlufttemperaturen nach DIN 4710 (h/a)

t_{AL}°C:	>33	>30	>27	>24	>21	>18	>15	>12	>9	>6	>3	>0	>−2	>−5	>−8	>−11	>−14	>−24
Berlin Tempelhof	0,6	4,0	16,4	46,2	101,2	192,6	307,3	374,6	332,6	324,1	331,3	343,6	227,3	142,8	68,8	29,1	17,3	**
	0,9	5,1	22,6	61,5	126,9	228,1	341,5	376,7	324,6	329,6	353,6	353,8	226,8	104,1	59,5	25,4	10,4	13,9
	2,1	9,2	31,8	83,5	156,2	271,8	358,9	354,2	326,1	329,7	362,0	334,4	174,6	84,3	38,2	17,9	7,9	**
Betrieb: h/a														** t_{AU} °C bei versch. Feuchte				
8760	3,6	18,3	70,8	191,2	374,3	692,5	1007,7	1105,5	983,3	983,4	1046,9	1031,8	628,7	331,2	166,5	72,4	35,6	13,9
3024	1,2	6,3	24,4	66,0	132,7	239,1	347,9	381,6	339,4	339,5	361,4	356,2	217,0	114,3	57,5	25,0	12,3	4,8
Summe h/$a_{>15°C}$:		8	32	98	231	470	818	1199	*Summen für Bürobetrieb:*				430,9	213,9	99,6			
			Summen h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C										h/a > −2	< −5	< −8			
Essen		1,1	6,9	25,3	65,4	151,1	293,9	426,4	439,3	405,7	396,3	333,2	198,4	90,8	32,1	14,6	3,5	
	0,1	2,4	12,5	40,6	89,8	185,6	345,3	448,9	419,6	393,0	386,4	302,3	179,8	66,5	27,0	9,6	2,4	2,3
	0,7	4,2	19,0	52,9	110,7	244,0	398,0	464,3	401,4	397,3	360,5	308,8	135,1	42,4	20,3	7,5	1,8	
Betrieb: h/a																		
8760	0,8	7,7	38,4	118,8	265,9	580,7	1037,2	1339,6	1260,3	1196,0	1143,2	944,3	513,3	199,7	79,4	31,7	7,7	2,3
3024	0,3	3,5	13,3	41,0	91,8	200,5	358,0	462,4	435,1	412,9	394,6	326,0	177,2	68,9	27,4	10,9	2,7	0,8
Summe h/$a_{>15°C}$:		4	17	58	150	350	708	1171										
				h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C														
Frankfurt am Main	2,4	5,2	21,6	52,2	108,8	191,6	318,2	396,5	365,6	374,5	364,7	355,7	186,8	94,3	30,5	15,5	5,6	
	2,3	9,4	27,3	70,0	132,5	232,0	357,7	389,8	362,8	368,0	361,2	332,2	166,7	69,7	23,9	9,9	3,3	2,1
	2,8	15,7	40,2	87,0	152,9	288,7	381,3	378,5	352,8	360,1	353,0	289,1	130,1	51,1	19,0	6,5	1,4	
Betrieb: h/a														39,9				
8760	7,5	30,3	89,1	209,2	394,2	712,3	1057,2	1164,8	1081,2	1102,6	1078,9	977,0	483,6	255,0	73,4	31,9	10,3	2,1
3024	2,6	10,5	30,8	72,2	136,1	245,9	365,0	402,1	373,2	380,6	372,4	337,3	166,9	88,0	25,3	11,0	3,6	0,7
Summe h/$a_{>15°C}$:	13	44	116	252	498	863	1265											
				h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C														
Hamburg-Fuhlsbüttel	0,0	0,7	5,4	21,1	55,8	129,3	257,0	396,0	399,8	390,3	400,2	353,4	258,1	129,8	44,0	19,3	6,6	
	0,5	2,0	8,0	30,4	79,2	156,6	313,1	402,5	392,5	391,3	375,2	384,7	220,4	104,8	33,7	13,8	4,5	4,2
	0,6	3,7	13,7	40,2	102,0	200,5	358,6	406,8	375,7	398,9	354,6	383,1	174,1	78,4	27,5	10,1	3,6	
Betrieb: h/a														51,9				
8760	1,1	6,4	27,1	91,7	237,0	486,4	928,7	1205,3	1168,0	1180,5	1130,0	1121,2	652,6	364,9	105,2	43,2	14,7	4,2
3024	0,4	2,2	9,4	31,7	81,8	167,9	320,6	416,1	403,2	407,5	390,1	387,0	225,3	126,0	36,3	14,9	5,1	1,4
Summe h/$a_{>15°C}$:		2,6	11,9	43,6	125,4	293,3	613,9	1030,0										
				h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C														
Mannheim	3,1	6,5	26,0	60,5	115,4	204,3	326,9	385,9	355,5	372,5	356,5	309,2	208,2	97,0	42,8	17,5	9,2	**
	1,7	11,8	33,4	79,7	140,1	240,1	354,9	378,6	352,6	361,6	357,0	311,6	185,9	76,0	31,0	14,8	5,8	6,2
	3,6	17,4	46,3	92,1	171,7	286,1	380,6	370,3	362,0	354,2	326,4	306,3	135,5	56,7	23,9	12,8	3,3	**
Betrieb: h/a														** t_{AU} °C bei versch. Feuchte				
8760	8,4	35,7	105,7	232,3	427,2	730,5	1062,4	1134,8	1070,1	1088,3	1039,9	927,1	529,6	229,7	97,7	45,1	18,3	6,2
3024	2,9	12,3	36,5	80,2	147,5	252,2	366,7	391,7	369,4	375,7	359,0	320,0	182,8	79,3	33,7	15,6	6,3	2,1
Summe h/$a_{>15°C}$:	15	52	132	279	532	898	1290											
				h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C														
München-Riem		1,8	13,7	39,4	85,9	147,8	235,8	375,2	360,5	322,1	327,8	322,4	273,8	173,1	87,2	40,5	26,2	
	0,3	3,8	17,4	58,5	105,0	174,7	294,2	376,5	372,3	317,1	331,1	351,7	288,0	145,0	75,1	34,8	21,1	43,0
	1,3	7,5	26,4	73,8	120,3	209,9	337,1	379,4	343,5	313,4	316,6	349,4	233,5	114,1	53,7	29,7	15,2	
Betrieb: h/a																		
8760	1,6	13,1	57,5	171,7	311,2	532,4	867,1	1131,1	1076,3	952,6	975,5	1023,5	795,3	432,2	216,0	105,0	62,5	43,0
3024	0,6	4,5	19,8	59,3	107,4	183,8	299,3	390,5	371,5	328,8	336,7	353,3	274,5	149,2	74,6	36,2	21,6	14,8
Summe h/$a_{>15°C}$:	5,1	24,9	84,2	191,6	375,4	674,7	1065,2											
				h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C														

Anh. M 2 Tabelle 3. (Fortsetzung)

t_{AL} °C:	>33	>30	>27	>24	>21	>18	>15	>12	>9	>6	>3	>0	>−2	>−5	>−8	>−11	>−14	>−24
Nürnberg	2,0	5,4	18,7	50,6	91,0	160,3	157,6	355,1	360,9	325,0	332,3	368,9	277,5	146,5	67,2	35,4	21,5	
	1,2	8,8	24,4	61,3	107,5	182,6	293,0	353,0	355,8	327,4	331,9	387,0	264,5	115,7	54,2	28,7	15,7	42,0
	2,8	12,3	38,8	73,5	132,3	216,6	329,0	355,9	331,1	341,8	345,6	387,8	204,1	88,0	43,3	24,5	12,6	
Betrieb: h/a																		
8760	6,0	26,5	81,9	185,4	330,8	559,5	779,6	1064,0	1047,8	994,2	1009,8	1143,7	746,1	350,2	164,7	88,6	49,8	42,0
3024	2,1	9,1	28,3	64,0	114,2	193,1	269,1	367,3	361,7	343,2	348,6	394,8	257,6	120,9	56,9	30,6	17,2	14,5
Summe $h/a_{>15°C}$:		11,2	39,5	103,5	217,7	410,8	680,0	1047,2										
				h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C														
Stuttgart Hohenheim	0,1	2,1	19,3	36,8	60,2	144,3	256,6	366,5	394,2	350,2	354,9	345,5	246,5	144,8	62,0	28,1	14,4	
	0,2	4,2	15,3	46,9	99,4	180,9	309,3	398,5	385,4	351,9	340,8	349,5	269,7	115,4	45,6	24,6	11,1	16,5
	1,2	6,1	25,7	61,8	121,4	215,4	344,8	395,9	371,4	355,1	347,3	362,5	203,4	88,1	38,8	18,3	7,2	
Betrieb: h/a																		
8760	1,5	12,4	60,3	145,5	281,0	540,6	910,7	1160,9	1151,0	1057,2	1043,0	1057,5	719,6	348,3	146,4	71,0	32,7	16,5
3024	0,5	4,3	20,8	50,2	97,0	186,6	314,4	400,7	397,3	365,0	360,0	365,1	248,4	120,2	50,5	24,5	11,3	5,7
Summe $h/a_{>15°C}$:		4,8	25,6	75,8	172,8	359,5	673,8	1074,6										
					h/a > 21 °C > 18 °C > 15 °C > 12 °C													

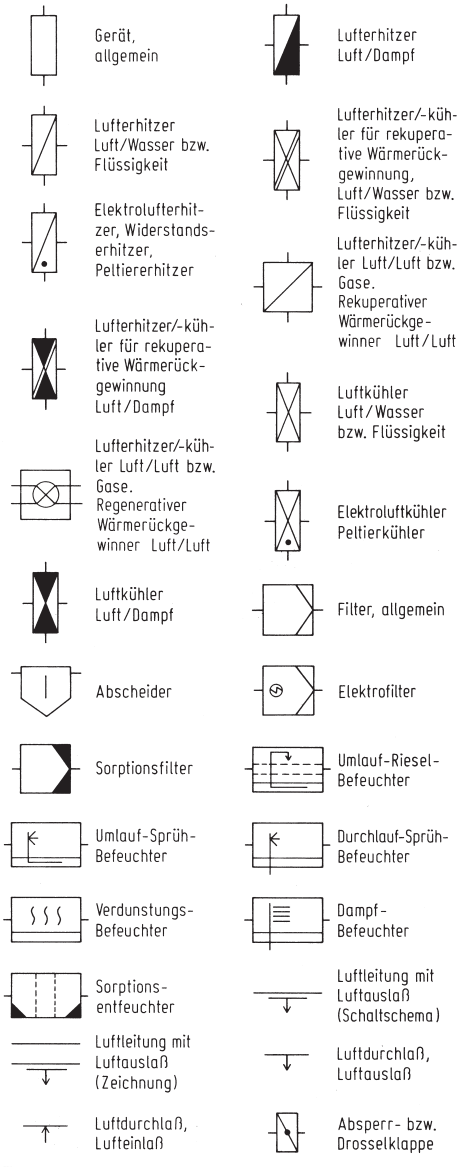
Anh. M 2 Tabelle 4. Zuordnung der Großstädte zu Kühllastzonen

Stadt	Kühllastzone	
	City	Umgebung
Aachen	3	2
Augsburg	3	südl. 2
Berlin (West)	3	
Bielefeld	2	
Bochum	2	
Bonn	3	
Bottrop	2	
Brandenburg	3	
Braunschweig	3	südl. 2
Bremen	2	
Bremerhaven	2	1
Chemnitz	2	
Cottbus	3	
Darmstadt	4	
Dessau	3	
Dortmund	2	
Dresden	4	3 u. 2
Düsseldorf	3	
Duisburg	3	
Erlangen	4	
Erfurt	2	
Essen	3	östl. 2
Frankfurt/Main	4	nördl. 3
Frankfurt/Oder	3	nördl. 2
Freiburg/Brs.	4	östl. 3
Fürth	4	
Gelsenkirchen	2	
Gera	2	
Göttingen	3	2
Halle	4	3
Hamburg	2	
Hamm	3	
Hannover	3	südl. 2
Heidelberg	4	östl. 3
Heilbronn	4	3
Herne	2	
Hildesheim	2	
Jena	3	2
Kaiserslautern	3	2
Karlsruhe	4	östl. 3
Kassel	3	2
Kiel	2	nördl. 1
Koblenz	4	4

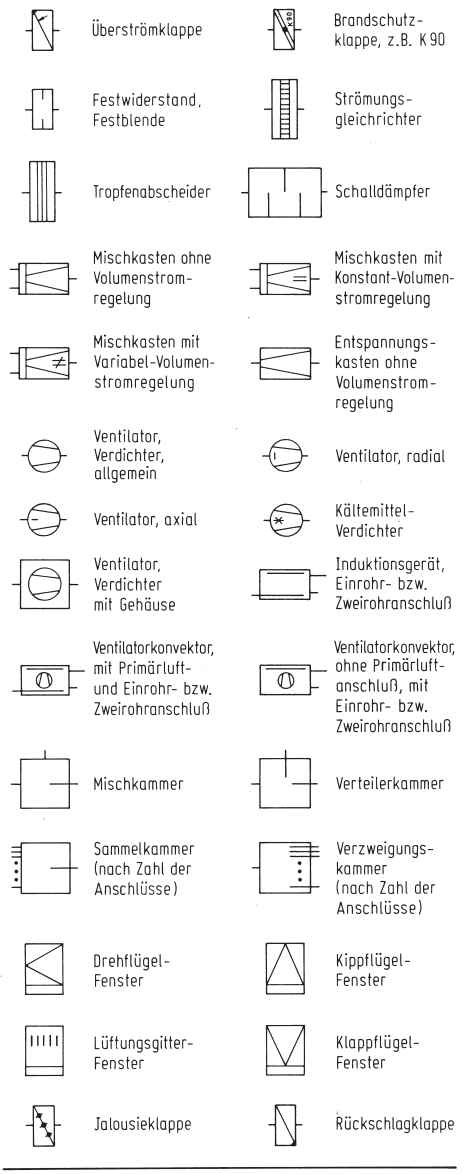
Stadt	Kühllastzone	
	City	Umgebung
Köln	3	
Krefeld	3	
Leipzig	4	3
Leverkusen	3	
Ludwigshafen	4	
Lübeck	2	
Magdeburg	3	westl. 2
Mainz	4	
Mannheim	4	
Meißen	4	nördl. 3
Merseburg	4	westl., östl. 3
Mönchengladbach	3	
Moers	3	
Mülheim/Ruhr	3	
München	3	
Münster	2	
Neuss	3	
Nürnberg	4	
Oberhausen	3	
Offenbach/Main	4	
Oldenburg	2	
Osnabrück	2	
Paderborn	3	östl. 2
Pforzheim	3	
Recklinghausen	2	
Regensburg	3	
Remscheid	2	
Rostock	1	südl. 2
Saarbrücken	3	2
Salzgitter	2	
Siegen	2	
Solingen	2	Tallagen 3
Stralsund	1	
Stuttgart	4	3
Trier	4	3
Wiesbaden	4	
Wilhelmshaven	1	
Wismar	1	
Witten	2	
Wolfsburg	3	
Würzburg	4	3
Wuppertal	3	2
Zwickau	2	südl. 1a

Anh. M4 Tabelle 1. Graphische Symbole für raumlufttechnische Anlagen (Auswahl aus DIN 1946 Teil 1)

Bauelemente



Bauelemente



Anh. M4 Tabelle 1. (Fortsetzung)

Energieversorgung

- Heizkessel Wasser
- Heizkessel Dampf
- Kältemaschine, allgemein; Ausgang Abnahmeseite Kältemittel oder Kühlmedium
- Wärmepumpe, allgemein; Ausgang Abnahmeseite Kältemittel oder Heizmedium
- Kompressionskältemaschine, allgemein
- Kompressionswärmepumpe, allgemein
- Absorptionskältemaschine, allgemein
- Absorptionswärmepumpe, allgemein
- Rückkühlwerk, frei belüftet
- Rückkühlwerk, maschinell belüftet
- Pumpe

Messung, Steuerung, Regelung

- Druckmessung
- Durchflußmessung, Volumenstrommessung
- relative Feuchtemessung
- absolute Feuchtemessung
- Temperaturmessung
- Enthalpiemessung
- Drehzahlmessung
- Raumfühler
- Kanalfühler
- Außenfühler
- Regler, allgemein
- Regler, z.B. PI-Regler
- Schaltschrank (Schaltschema)
- Stellantrieb z.B. für Ventil, elektrisch
- Stellantrieb z.B. für Ventil, elektromagnetisch
- Stellantrieb z.B. für Ventil, pneumatisch
- Stellantrieb z.B. für Ventil, Hand

Anh. M5 Tabelle 1. Leistungsbereiche anschlußfertiger Flüssigkeitskühlsätze. Stand 1993

Kälteerzeuger: Bauart:	Hubkolben-Verdichter hermet./halbherm./offen						Spiral-Verdichter hermet./halbherm.				Schrauben-Verdicht. hermet./halbherm./offen				Turbo-Verdichter halbhermetisch/offen					Absorptionskälte 1 bar Dampf o. Heizwasser	8 bar Dampf	Direktbefeuert
Verflüssiger-Kühlg. mit:	Luft			Wasser			Luft		Wasser		Luft	Wasser			Luft		Wasser			Wasser		
Kältemittel:	R 134a	R 22	NH_3	R 134a	R 22	NH_3	R 134a	R 22	R 134a	R 22	R 22	R 134a	R 22	NH_3	R 134a	R 22	R 123	R 134a	R 22	H_2O / LiBr		
Nennkälteleistung bez. a. Kaltwasser-Austrittstemperatur von 6 °C in kW	800	1450	340	850	1380	1300	100	160	105	160	560	700	3100	3560	1200	1200	4000	bis 5200	bis 15000	bis 5300	bis 5000	bis 5000
	8	7	16	8	10	18	35	50	35	50	400	260	185	95	600	500	400	800	1050	110	350	110

Je nach Bauart und Kältemittel 1 bis 8 Hersteller!

10 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu M 1 Grundlagen

[1] *Jurksch, G.:* Langjährige Durchschnittswerte heiztechnischer Kenngrößen für ausgewählte Orte der BRD. Heizung – Lüftung – Haustechnik 27 (1976) 5–9. – [2] MAK-Wertliste vom Bundesminister für Arbeit und Sozialordnung, Bundesinstitut für Arbeitsschutz Koblenz. – [3] *Wenzel, H. G.:* Die Einwirkung des Klimas auf den arbeitenden Menschen. Heizung – Lüftung – Haustechnik 13 (1962) 149–359. – [4] *Fanger, P. O.:* Thermal Comfort. New York: McGraw-Hill 1973. – [5] *Rietschel; Raiß:* Heiz- und Klimatechnik 15. Aufl., Bd. 1 u. 2. Berlin: Springer 1968, 1970. – [6] *Recknagel/Sprenger, Hönmann:* Taschenbuch für Heizungs- und Klimatechnik, 66. Aufl. München: Oldenbourg 1992/93. – [7] Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV): „Das FCKW-Ozon-Problem“ und Möglichkeiten der Emissionsreduzierung von Fluorchlorkohlenwasserstoffen für die Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik. DKV-Statusbericht 2, 08.87. – [8] *Obert, W.:* Kryopumpen. Ki Klima-Kälte-Heizung 9 (1989) 393–399. – [9] *Maier-Laxhuber, P.; Kaubek, F.:* Von der Entdeckung zur Anwendung: Das neue, umweltfreundliche Kältestoffpaar Zeolith/Wasser. Ki Klima-Kälte-Heizung 1 (1985) 23–26. – [10] *Woehlk, W.:* Die Dampfstrahl-Kälteanlage und ihre Einsatzmöglichkeit. Die Kälte 18 (1966) 485–494. – [11] *VDI-Wärmeatlas*, Abschn. Mh. 4. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984. – [12] *Böttcher, C.:* „Freie Kühlung“ mit ventilatorbelüfteten Kühltürmen – eine energiesparende Kälteerzeugung bei niedrigen Außenluftzuständen. Ki Klima-Kälte-Heizung 5 (1987) 238–242. – [13] *Kruse, H.:* Derzeitiger Stand der FCKW-Problematik – mögliche Ersatzstoffe und ihre Bewertung. Ki Klima-Kälte-Heizung 7/8 (1989) 343–346. – [14] *Hesse, U.; Kruse, H.:* Das FCKW-Problem für die Kältetechnik. Ki Klima-Kälte-Heizung 5 (1988) 173–177. – [15] *DKV aktuell 05:* Derzeitiger Stand der FCKW-Problematik. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e. V., 1989. – [16] RENISO Kältemaschinenöle. Fuchs Tech. Mitt. FTM 120, 09/1985. – [17] *Lenz, H.; Raiß, W.:* Warmwasserheizung mit Radiatoren und Konvektoren. Berlin: Ernst 1956. – [18] *Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV):* Beitrag der deutschen Kälte- und Klima- und Wärmepumpentechnik Verringerung der Treibhausbelastung bis zum Jahr 2005 (TEWI-Bericht). Statusbericht Nr. 13. – [19] *Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Sindelfingen:* Kältemittel-Report 2, überarbeitete Auflage 9/93. – [20] *Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein:* Sicherheit- und Umweltschutz bei Ammoniak-Kälteanlagen. DKV-Statusbericht Nr. 5. 4. Aufl. 01/93. – [21] *GEA Wiegand GmbH, Ettlingen:* Kühlen unter Vakuum Entspannungskühlung. 33 P 19d 04.91. – *DIN 1946 Teil 1:* Raumlufttechnik, Grundlagen. – *DIN 1946 Teil 2:* Raumlufttechnik, Gesundheitstechnische Anforderungen. – *DIN 1946 Teil 4:* Raumlufttechnische Anlagen in Krankenhäusern. – *DIN 4109:* Schallschutz im Hochbau. – *DIN 4710:* Meteorologische Daten. – *DIN 33403:* Klima am Arbeitsplatz und in der Arbeitsumgebung. – *DIN 5035:* Innenraumbeleuchtung bei künstlichem Licht. – E *DIN 7003:* Kälteanlagen und Wärmepumpen mit brennbaren Kältemitteln der Gruppe L 3. – *DIN 8941:* Formelzeichen, Einheiten und Indizes für die Kältetechnik. – *DIN 8943:* Prüfung von Stoffen für den Kältemittelkreislauf; Bestimmung der mit Lösungsmittel extrahierbaren Bestandteile. – *DIN 8944:* Prüfung von Stoffen für den Kältemittelkreislauf; Bestimmung der mit Kältemittel extrahierbaren Bestandteile. – *DIN 8960:* Kältemittel; Anforderungen. – *DIN 8962:* Kältemittel; Kurzzeichen. – *DIN 8972 Teil 1:* Fließbilder kältetechnischer Anlagen; Fließbildarten, Informationsinhalt. – *DIN 8972 Teil 2:* Fließbilder kältetechnischer Anlagen; zeichnerische Ausführung, graphische Symbole. – *DIN 51351:* Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung des Flockpunktes von Kältemaschinen-Ölen. – *DIN 51503 Teil 1:* Schmierstoffe; Kältemaschinen-Öle; Mindestanforderungen. – *DIN 51503 Teil 2:* Schmierstoffe; Kältemaschinen-Öle; Gebrauchte Kältemaschinen-Öle. – *DIN 51590 Teil 1:* Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung des Gehaltes an R12-Unlöslichem in Kältemaschinen-Ölen; Verfahren bei –30° C. – *DIN 51590 Teil 2:* Prüfung von Schmierstoffen; Bestimmung des Gehaltes an R12-Unlöslichem in Kältemaschinen-Ölen; Verfahren bei –40° C. – *DIN 51593:* Prüfung von Schmierstoffen; Prüfung von Kältemaschinenölen auf Kältemittel-Beständigkeit (Philipp-Test).

VDI-Richtlinien: *VDI-Richtlinie 2052:* Raumlufttechnische Anlagen für Küchen. – *VDI-Richtlinie 2053:* Lüftung von Garagen und Tunneln. – *VDI-Richtlinie 2058, Bl. 3:* Beurteilung von Lärm unter Berücksichtigung unterschiedlicher Tätigkeiten. – *VDI-Richtlinie 2081:* Geräuscherzeugung und Lärmminderung in raumlufttechnischen Anlagen. – *VDI-Richtlinie 2082:* Lüftung von Geschäftshäusern und Verkaufsstätten. – *VDI-Richtlinie 2085:* Lüftung von großen Schutzräumen. – *VDI-Richtlinie 2088:* Lüftungsanlagen für Wohnungen. – *VDI-Richtlinie 2262:* Staubbekämpfung am Arbeitsplatz. – *VDI-Richtlinie 2310:* Maximale Immissionswerte. – *VDI-Richtlinie 3802:* Raumlufttechnische Anlagen für Fertigungsstätten. Gesetzliche und behördliche Vorschriften: Die Arbeitsstätten-Verordnung. – Die Arbeitsstätten-Richtlinie (*ASR*) 6/1,3 Raumtemperaturen. – Arbeitsstätten-Richtlinie (*ASR*) 5 Lüftung. – *ZH 1/535:* Sicherheitsregeln für Büro-Arbeitsplätze. – Gerätesicherheitsgesetz; Gesetz über technische Arbeitsmittel (GSG) vom 23. Oktober 1992, geändert am 14.9.1994. – Verordnung über Druckbehälter, Druckgasbehälter und Füllanlagen (Druckbehälterverordnung – *Druckbeh V*) vom 27.02.1980. – *E ISO 5149* Sicherheitstechnische Anforderungen an Kälteanlagen und Wärmepumpen; ISO/DP 5149, Ausgabe 1987. – *UVV VBG 20* Unfallverhütungsvorschriften. Kälteanlagen, Wärmepumpen, Kühleinrichtungen. – *VBG 20 DA* Durchführungsanweisungen zur Unfallverhütungsvorschrift „Kälteanlagen, Wärmepumpen und Kühleinrichtungen“. – Gesetz über die Vermeidung und Entsorgung von Abfällen (Abfallgesetz AbfG) vom 27.08.86. – *FKW-Merkblatt* Merkblatt für den Umgang mit Fluorkohlenwasserstoffen. Hauptverband der gewerblichen Berufsgenossenschaften.

zu M 2 Berechnungs- und Bemessungsgrundlagen der Heiz- und Raumlufttechnik

[1] *Esdorn, H., Brinkmann, W.:* Der Lüftungswärmebedarf von Gebäuden unter Wind- und Auftriebseinflüssen. Gesundheits-Ingenieur 99 (1978) 81–94 u. 103–105. – [2] *Masuch, J.:* Die Berücksichtigung von Wärmespeichervorgängen in den VDI-Kühllastregeln. Heizung – Lüftung – Heiztechnik 21 (1970) 430–434. – [3] *Fitzner, K.:* Luftströmungen in Räumen mittlerer Höhe bei verschiedenen Arten von Luftauslässen. Gesundheits-Ingenieur 97 (1976) 293–300. – [4] *Paikert, P.:* Erfahrungen bei der Projektierung von Luftkühlern mit digitalen Rechnern. Kältetechnik 23 (1971) 8–14. – [5] *Rietschel/Raiß:* Heiz- und Lüftungstechnik, 15. Aufl., Bd. 2 Berlin: Springer 1970. – [6] *Kopp, W.:* Regelung des Heizwasserdurchsatzes in Gebäude-Heizungsanlagen bei Fernwärmeversorgung. Heizung – Lüftung – Haustechnik 22 (1971) 42–47. – [7] *Rákóczy, T.:* Optimierung von Kanälen für raumlufttechnische Anlagen. Ki 6 (1977). – [8] *Rákóczy, T.:* Kanalnetzberechnungen raumlufttechnischer Anlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1979. – [9] *Regenscheit, B.:* Die Berechnung von radial strömenden Frei- und Wandstrahlen sowie von Rechteckstrahlen. Gesundheits-Ingenieur 72 (1971) 193–201. – [10] *Regenscheit, B.:* Die Archimedeszahl. Gesundheits-Ingenieur 71 (1970) 172–177. – [11] *Rákóczy, T.:* Auf-

bau, Funktion und Einsatz von lüftungstechnischer Anlagen mit variablen Volumenstrom. Gesundheits-Ingenieur 95 (1974) H. 7 u. 8. – [12] *Bouwmann, H. B.; van Guest, E.:* Die Luftbewegung in der großen Konzerthalle „Die Doelen" in Rotterdam. Kältetechnik – Klimatisierung 19 (1967) 257–263. – [13] *N. N.:* Neues Laboratorium für Klimatechnik. Heizung – Lüftung – Haustechnik 26 (1975) 150/151.

Normen: *DIN 4108:* Wärmeschutz im Hochbau. – *DIN 4701:* Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden. *Teil 1:* Grundlagen der Berechnung; *Teil 2:* Tabellen, Bilder, Algorithmen. – *DIN 1946 Teil 2:* Raumlufttechnik, Gesundheitstechnische Anforderungen (VDI-Lüftungsregeln). – *DIN 1946 Teil 4:* Raumlufttechnische Anlagen (VDI-Lüftungsregeln) Raumtechnische Anlagen in Krankenhäusern. – *DIN 1946 Blatt 5:* Lüftungstechnische Anlagen (VDI-Lüftungsregeln) Lüftung von Schulen. – *DIN 18 017 Teil 1, 3, 4:* Lüftung von Bädern und Spülaborten ohne Außenfenster.

VDI-Richtlinien: *VDI-Richtlinie 2078:* Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI-Kühllastregeln). – *VDI-Richtlinie 2087:* Luftkanäle, Bemessungsgrundlagen, Schalldämpfung, Temperaturabfall und Wärmeverluste. – *VDI-Richtlinie 2089 Blatt 1:* Heizung, Raumlufttechnik und Brauchwasserbereitung in Hallenbädern. – *VDI-Richtlinie 3802:* Raumlufttechnische Anlagen für Fertigungsstätten. Gesetzliche und behördliche Vorschriften: Energie-Einsparungsgesetz vom 3.6.1976. – Wärmeschutz-Verordnung vom 11.8.1977. – Arbeitsstätten-Richtlinie (ASR) 5 – Lüftung.

zu M 3 Systeme und Bauteile der Heizungstechnik

[1] *Schmidt, P.:* Fußbodenheizsysteme. Gesundheits-Ingenieur 1 u. 2 (1985) 7–11 u. 74–78. – [2] *Laing, K.:* Bringt die Systemtrennung eine Trendwende bei der Fußbodenheizung. Heizungs-Journal 1986. – [3] *Zentralverband Sanitär Heizung Klima* (ZVSHK): Richtlinien für den Kachelofenbau. St. Augustin 1984. – [4] *Zentralverband Heizungskomponenten e. V.* (ZVH): Richtlinie 12.02 für Membrandruckausdehnungsgefäße. Ennepetal-Voerde 1986. – [5] *Mann, W.:* Niedertemperaturstahlheizkessel. Wärmetechnik 5 (1988) 216–221. – [6] *Jannemann, T.:* Entwicklungsstand der Brennwerttechnik. Heizung Lüftung Haustechnik 10 (1985) 501–506. – [7] *Marx, E.:* Wirtschaftliche Betriebsweise von Öl-Gasbrennern in größeren Leistungsbereichen unter Berücksichtigung der Entlastung der Umwelt durch Emissionen. Heizungs-Journal 2 (1988) 26–35. – [8] *Marx, E.:* Messungen und Reduzierung von Emissionen in Feuerungsanlagen in kleinen Leistungsbereichen. Wärmetechnik 4 (1983) 262–268. – [9] *Müller, F.:* Der Montagestand der Solartechnik. Klima Ingenieure 5 (1985) 199–203. – [10] *Mayer, E.:* Elektronische Heizkörperregelung. Klima-Kälte-Heizung 7–8 (1988) 335–338. – [11] *Kreuzberg, J.:* Die neue Heizkostenverordnung und ihr Zusammenhang mit weiteren Folgerungen aus der Energie-Sparpolitik. Heizung Lüftung Haustechnik 7 (1984) 307–316. – [12] Buderus-Handbuch für Heizungs- und Klimatechnik, 32. Ausg., Düsseldorf: VDI-Verlag 1975. – [13] *Bach, H.; Hesslinger, S.:* Warmwasserfußbodenheizung. KWK Aktuell Bd. 21, Karlsruhe: Müller 1978. – [14] *Rolles, W.:* Die bivalente Wärmepumpenanlage. Elektrowärme im technischen Ausbau 35 (1977) A5, A286–A290. – [15] *Dietrich, B.:* Brauchwassererwärmung mit Sonnenenergie. Heizung, Lüftung. Haustechnik 28 (1977) 331–336. – [16] *Goettling, D.; Kuppler, F.:* Heizkostenverteilung. Technische Grundlagen und praktische Anwendung. KWK43. Karlsruhe: Müller.

Normen (Auswahl): *DIN 2403:* Kennzeichnung von Rohrleitungen nach dem Durchflußstoff. – *DIN 2404:* Kennfarben für Heizungsrohrleitungen. – *DIN 2428:* Rohrleitungszeichnungen. – *DIN 3018:* Ölstandsanzeiger. – *DIN 3258:* Flammenüberwachung an Gasgeräten. – *DIN 3320 Teil 1:* Sicherheits-Absperrventile; Begriffe; Größenbemessung; Kennzeichnung. – *DIN 3334/35/36:* Heizungsmischer; Baumaße. – *DIN 3364 Teil 1:* Gasverbrauchseinrichtungen; Raumheizer; Begriffe; Anforderungen, Kennzeichnung; Prüfung; *Teil 2:* Gasgeräte; Raumheizer; Schornsteingebundene Heizeinsätze mit atmosphärischen Brennern. – *DIN 3368 Teil 2:* Gasgeräte; Umlauf-/Kombi-Wasserheizer; Anforderung; Prüfung; *Teil 4:* Gasverbrauchseinrichtungen; Durchlauf-Wasserheizer mit selbsttätiger Anpassung der Wärmebelastung; Anforderung und Prüfung; *Teil 5:* Gasgeräte; Wasserheizer mit geschlossener Verbrennungskammer und mechanischer Verbrennungsluftzuführung o. mechanischer Gasabführung; Anforderung und Prüfung. – *DIN 3372 Teil 1–4:* Gasverbrauchseinrichtungen; Heizstrahler mit Brennern ohne Gebläse; *Teil 6:* Gasgeräte; Heizstrahler; Dunkelstrahler mit Brennern mit Gebläse. – *DIN 3394 Teil 1:* Automatische Stellgeräte, Ventile; Sicherheits-Absperreinrichtungen, Gruppen A, B, C; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 3398 Teil 1–4:* Druckwächter für Gas in Gasverbrauchseinrichtungen; Sicherheitstechnische Anforderungen, Prüfung. – *DIN 3440:* Temperatur-Regel- und -Begrenzungseinrichtungen für Wärmeerzeugungsanlagen; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 3841 Teil 1:* Heizungsarmaturen; Heizkörperventile PN 10; Maße; Werkstoffe; Ausführung. – *DIN 3842:* Heizkörperverschraubungen PN 10. – *DIN 4140 Teil 1, 2:* Dämmen betriebstechnischer Anlagen; Wärmedämmung, Kältedämmung. – *DIN 4701 Teil 1:* Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden; Grundlagen der Berechnung; *Teil 2:* Tabellen; Bilder; Algorithmen; *Teil 3:* Auslegung der Raumheizeinrichtungen. – *DIN 4702 Teil 1:* Heizkessel; Begriffe; Nennleistung; Heiztechnische Anforderungen; Kennzeichnungen; *Teil 2:* Prüfregeln; *Teil 3:* Gas-Spezialheizkessel mit Brenner ohne Gebläse. – *DIN 4703 Teil 1:* Raumheizkörper; Maße; Normwärmeleistungen; *Teil 3:* Begriffe; Grenzabmessungen; Umrechnungen; Einbauhinweise. – *DIN 4704 Teil 1–4:* Prüfung von Raumheizkörpern; Prüfregeln. – *DIN 4705 Teil 1–3:* Berechnung von Schornsteinabmessungen; Begriffe; Berechnungsverfahren. – *DIN 4713 Teil 1–4:* Verbrauchsabhängige Wärmekostenberechnung; Allgemeines; Begriffe; *Teil 5:* Betriebskostenverteilung und Abrechnung. – *DIN 4714 Teil 2:* Aufbau der Heizkostenverteiler; Heizkostenverteiler nach dem Verdunstungsprinzip. – *DIN 4725 Teil 1–4:* Warmwasser-Fußbodenheizung; Begriffe, Prüfung, Auslegung, Konstruktion. – *DIN 4731:* Ölheizeinsätze mit Verdampfungsbrennern; Begriffe; Bau; Leistung; Güte und Prüfung. – *DIN 4732:* Ölherde mit Verdampfungsbrennern. – DIN 4733: Ölspeicher – Wasserheizer mit Verdampfungsbrennern. – *DIN 4736 Teil 1, 2:* Ölversorgungsanlagen für Ölbrenner; Bauelemente; Ölförderaggregate; Steuer- und Sicherheitseinrichtungen; Ölversorgungsbehälter; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 4737 Teil 1, 2:* Ölregler für Verdampfungsbrenner; Sicherheitstechnische Anforderungen u. Prüfung. – *DIN 4739 Teil 2, 3:* Regel-, Steuer- und Zündeinrichtungen für Ölverdampfungsbrenner; Elektrische Steuergeräte; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 4750:* Sicherheitstechnische Anforderungen an Niederdruckdampferzeuger. – *DIN 4751 Teil 1–4:* Heizungsanlagen; Sicherheitstechnische Ausrüstung von Warmwasserheizungen mit Vorlauftemperaturen bis 110 °C. – *DIN 4752:* Heißwasser-Heizungsanlagen mit Vorlauftemperaturen über 110 °C (Absicherung auf Drücke über 0,5 atü); Ausrüstung und Aufstellung. – *DIN 4753 Teil 1–11:* Wassererwärmer und Wassererwärmungsanlagen für Trink- und Betriebswasser; Anforderungen; Kennzeichnungen, Ausrüstung und Prüfung, Korrosionsschutz, Wärmedämmung. – *DIN 4754:* Wärmeübertragungsanlagen mit organischen Flüssigkeiten; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 4755 Teil 1, 2:* Öl-

feuerungsanlagen; Ölfeuerungen in Heizungsanlagen; Sicherheitstechnische Anforderungen. – *DIN 4756:* Gasfeuerungsanlagen; Gasfeuerungen in Heizungsanlagen; Sicherheitstechnische Anforderungen. – *DIN 4757 Teil 1:* Sonnenheizungsanlagen; mit Wasser oder Wassergemischen als Wärmeträger; Anforderungen an die sicherheitstechnische Ausführung. – *Teil 2:* mit organischen Wärmeträgern; *Teil 3:* Sonnenkollektoren; Begriffe; Sicherheitstechnische Anforderungen; Prüfung der Stillstandstemperatur; *Teil 4:* Best. von Wirkungsgrad, Wärmekapazität und Druckabfall. – *DIN 4759 Teil 1:* Wärmeerzeugungsanlagen für mehrere Energiearten; Eine Feststoff-Feuerung und eine Öl- oder Gas-Feuerung und nur ein Schornstein; Technische Anforderungen und Prüfung; *Teil 2:* Einbindung von Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern in bivalent betriebenen Heizungsanlagen. – *DIN 4787 Teil 1:* Ölzerstäubungsbrenner; Begriffe; Sicherheitstechnische Anforderungen; Prüfung; Kennzeichnung. – *DIN 4788 Teil 1–3:* Gasbrenner; Gasbrenner ohne und mit Gebläse, Flammenüberwachungseinrichtungen. – *DIN EN 226:* Ölzerstäubungsbrenner; Anschlußmaße zw. Brenner und Wärmeerzeuger; Deutsche Fassung EN 226: 1987. – *DIN 4794 Teil 1–3, 5, 7:* Ortsfeste Warmlufterzeuger; mit und ohne Wärmeaustauscher; Allgemeine und lufttechn. Anforderungen; Prüfung, Sicherheitstechn. Anforderungen. – *DIN 4795:* Nebenluftvorrichtungen für Hausschornsteine; Begriffe; Sicherheitstechnische Anforderungen; Prüfung; Kennzeichnung. – *DIN 4797:* Heiz- und Raumlufttechnik; Nachströmöffnungen; Bestimmung des Strömungswiderstandes. – *DIN 4798:* Schlauchleitungen für Heizöl EL; Sicherheitstechnische Anforderungen; Prüfung; Kennzeichnung. – *DIN 4800:* Doppelwandige Wassererwärmer; aus Stahl mit zwei festen Böden für stehende und liegende Verwendung. – *DIN 4801:* Einwandige Wassererwärmer mit abschraubbarem Deckel; aus Stahl. – *DIN 4803:* Doppelwandige Wassererwärmer; mit abschraubbarem Deckel; aus Stahl. – *DIN 4805 Teil 1, 2:* Anschlüsse für Heizeinsätze für Wassererwärmer in zentralen Heizungsanlagen; el. Heizeinsätze. – *DIN 4806:* Ausdehnungsgefäße; für Heizungsanlagen. – *DIN 4807 Teil 1:* Begriffe; Gesetzliche Bestimmungen; Prüfung und Kennzeichnung; *Teil 2:* offene und geschlossene Ausdehnungsgefäße für Wasserheizungsanlagen; Auslegung; Anforderungen und Prüfung; *Teil 3:* Membranen aus elastomeren Werkstoffen; Anforderungen und Prüfung. – *DIN 4809 Teil 1, 2:* Kompensatoren aus elastomeren Verbundwerkstoffen für Wasserheizungsanlagen; für eine max. Betriebstemperatur von 100 °C und einen zulässigen Betriebsdruck von 10 bar; Anforderungen und Prüfung, Bau- und Anschlußmaße. – *DIN 6608 Teil 1, 2:* Liegende Blätter (Tanks) aus Stahl; für die unterirdische Lagerung wassergefährdender, brennbarer und nichtbrennbarer Flüssigkeiten. – *DIN 6618 Teil 1–4:* Stehende Behälter (Tanks) aus Stahl; für oberirdische Lagerung brennbarer Flüssigkeiten. – *DIN 6619 Teil 1, 2:* Stehende Behälter; für unterirdische Lagerung brennbarer Flüssigkeiten. – *DIN 6620 Teil 1, 2:* Batteriebehälter (Tanks) aus Stahl; für oberirdische Lagerung brennbarer Flüssigkeiten der Gefahrenklasse AIII; Behälter. – *DIN 6622 Teil 1–3:* Haushaltsbehälter (Tanks) aus Stahl; für oberirdische Lagerung von Heizöl. – *DIN 6623 Teil 1, 2:* Stehende Behälter aus Stahl; mit weniger als 1 000 l Volumen; für oberirdische Lagerung brennbarer Flüssigkeiten. – *DIN 6624 Teil 1, 2:* Liegende Behälter aus Stahl; von 1 000 bis 5 000 l Volumen; für oberirdische Lagerung brennbarer Flüssigkeiten der Gefahrenklasse AIII. – *DIN 6625 Teil 1, 2:* Standortgefertigte Behälter (Tanks) aus Stahl; für die oberirdische Lagerung von wassergefährdenden, brennbaren Flüssigkeiten der Gefahrenklasse AIII und wassergefährdenden, nicht brennbaren Flüssigkeiten; Bau- und Prüfgrundsätze, Berechnung. – *DIN 18 147 Teil 1–5:* Baustoffe und Bauteile für dreischalige Hausschornsteine; Beschreibung; Prüfung und Registrierung von Schornsteinsystemen, Dämmstoffe. – *DIN 18 150 Teil 1, 2:* Baustoffe und Bauteile für Hausschornsteine; Formstücke aus Leichtbeton; einschalige Schornsteine; Anforderungen. – *DIN 18 160 Teil 1, 2, 5, 6:* Hausschornsteine; Anforderungen; Planung und Ausführung, Prüfbescheinigungen. – *DIN 18 880 Teil 1, 2:* Dauerbrandherde für feste Brennstoffe; zur bevorzugten Verfeuerung von Kohleprodukten; Anforderungen; Prüfung; Kennzeichnung. – *DIN 18 882 Teil 1:* Heizungsherde für feste Brennstoffe; Verfeuerung von Kohleprodukten. – *DIN 18 889* Speicher-Kohle/Wasser-Heizer; drucklos für 1 Atü Prüfdruck; Begriffe; Bau; Güte; Leistung; Prüfung. – *DIN 18 890* Dauerbrandöfen für feste Brennstoffe. – *DIN 18 891* Kaminöfen für feste Brennstoffe. – *DIN 18 892 Teil 1, 2:* Dauerbrand-Heizeinsätze für feste Brennstoffe. – *DIN 18 893* Raumheizvermögen von Einzelfeuerstätten; Näherungsverfahren zur Ermittlung der Feuerstättengröße. – *DIN 32 725 Teil 1:* Sicherheits-Absperreinrichtungen für Feuerungsanlagen mit flüssigen Brennstoffen und Flüssiggas in der Flüssigphase; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 32 729* Regel- u. Steuereinrichtungen für Heizungsanlagen; Witterungsgeführte Regler der Vorlauftemperatur. – *DIN 44 567 Teil 1–3:* El. Raumheizgeräte; Direktheizgeräte; Strahlungsheizgeräte; Begriffe, Anforderungen, Prüfung. – *DIN 44 568 Teil 1–3:* El. Raumheizgeräte; Konvektionsheizgeräte mit natürlicher Konvektion; Begriffe, Anforderungen, Prüfung. – *DIN 44 569 Teil 1–3:* El. Raumheizgeräte: Konvektionsheizgeräte mit erzwungener Konvektion; Begriffe, Anforderungen, Prüfung. – *DIN 44 570 Teil 1–4:* El. Raumheizgeräte; Speicherheizgeräte mit nicht steuerbarer Wärmeabgabe; Gebrauchseigenschaften; Begriffe, Anforderungen, Prüfung, Bemessung. – *DIN 44 572 Teil 1–5:* El. Raumheizgeräte; Speicherheizgeräte mit steuerbarer Wärmeabgabe; Gebrauchseigenschaften; Begriffe, Anforderungen, Prüfung, Bemessung. – *DIN 44 573* El. Raumheizgeräte, Anlagen mit Speicherheizung; Begriffe und Klemmenbezeichnungen. – *DIN 44 574 Teil 1–6:* El. Raumheizgeräte; Aufladesteuerung für Speicherheizung; Gebrauchseigenschaften; Begriffe, Prüfung, Anforderungen, Anwendungen. – *DIN 44 576 Teil 1–3:* El. Raumheizung; Fußboden-Speicherheizung; Gebrauchseigenschaften; Begriffe, Prüfungen, Anforderungen, Bemessungen. – *DIN 45 635 Teil 56:* Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallemission; Hüllflächen- und Kanalverfahren; Warmlüfter; Luftheizer, Ventilatorteile von Luftbehandlungsgeräten. – *DIN 55 900 Teil 1, 2:* Beschichtungen für Raumheizkörper; Begriffe; Anforderungen; Prüfung; Grundbeschichtungsstoffe; Industriell hergestellte Grundbeschichtungen. – *VDE 0116:* Elektrische Ausrüstung von Feuerungsanlagen. – *VDE 0631:* Temperaturregler, Temperaturbegrenzer und ähnliche Vorrichtungen.

Richtlinien: Technische Regeln für Gas-Installationen DVGW-TRGI 1972. – *VDI-Richtlinie 2035:* Verhütung von Schäden durch Korrosionen und Steinbildung in Warmwasser-Heizungsanlagen. – *VDI-Richtlinie 2050:* Heizzentralen; Technische Grundsätze für Planung und Ausführung. – *VDI-Richtlinie 2055:* Wärme- und Kälteschutz für betriebs- und haustechnische Anlagen; Berechnungen; Gewährleistungen, Meß- und Prüfverfahren, Gütesicherung, Lieferbedingungen. – *VDI-Richtlinie 2076:* Leistungsnachweis für Wärmeaustauscher für zwei Massenströme. – *VDI-Richtlinie 2089, Bl. 1:* Heizung, Raumlufttechnik in Brauchwasserbereitung in Hallenbädern. – *VDI-Richtlinie 2089, Bl. 2:* Schwimmbäder; Wasseraufbereitung für Schwimmbeckenwasser. – *VDI-Richtlinie 2115:* Auswurfbegrenzung; Zentralheizungskessel mit Koksfeuerung. – *VDI-Richtlinie 2116:* Emissionsminderung; Ölfeuerungen mit Zerstäubungsbrennern. – *VDI-Richtlinie 2117:* Auswurfbegrenzung; Feuerstätten für Heizöl EL mit Verdampfungsbrenner. – *VDI-Richtlinie 2118:* Auswurf-

begrenzung; Feuerstätten für Einzelheizung mit festen Brennstoffen. – *VDI-Richtlinie 2715:* Lärmminderung an Warm- und Heißwasser-Heizungsanlagen. – *VDI-Richtlinie 3811:* Aufteilung des Energieverbrauches für Heizung und Warmwasserbereitung bei kombinierten zentralen Heizungsanlagen. Gesetzliche und behördliche Vorschriften: Musterbauordnung für die Länder des Bundesgebietes, Jan. 1980, Bundesministerium für Wohnungsbau. – Musterfeuerungsverordnung, Feuerung, Jan. 1980 (Argebau). – Schornsteinfegergesetz vom 15.09.69 (BGBL. I, S. 1634) und 22.07.76 (BGBL. I, S. 1873). – Druckbehälterverordnung vom 27.02.80 (BGBL. I 1980, S. 173). – Dampfkesselverordnung vom 27.02.80; geändert 27.04.89 (BGBL. I, Nr. 20/1989, S. 830/842). – Verordnung über brennbare Flüssigkeiten (VbF) vom 27.02.89 (BGBL. I, S. 173). – Technische Regeln für brennbare Flüssigkeiten (TRbF) vom April 1980. – Gesetz zur Ordnung des Wasserhaushaltes (Wasserhaushaltsgesetz) vom 16.10.76 und 23.09.86. – Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA Lärm). (Allgemeine Verwaltungsvorschrift über genehmigungsbedürftige Anlagen nach § 16 der Gewerbeordnung). Bek. der Bundesregierung vom 16.07.68 (Bundesanzeiger Nr. 137 vom 26.07.68). – Gesetz über technische Arbeitsmittel (Maschinenschutzgesetz) vom 26.04.68, Bundesgesetzblatt Teil I, 1968, Nr. 42, vom 28.06.68. – Verordnung über gefährliche Stoffe (Gefahrstoff-VO) vom 28.08.86. – Bundesimmissionsschutzgesetz vom 15.03.74, Bundesgesetzblatt I, S. 721 und Änderung vom 04.03.82 (BGBl. I, S. 281). Hierzu zahlreiche Durchführungsverordnungen und Verwaltungsvorschriften u. a.: Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum BlmSchG: Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft vom 27.02.86 (TA Luft). Erste Verordnung (Kleinfeuerungsanlagen-Verordnung) vom 28.08.74, 05.02.79, 23.02.83, 24.07.85, Neufassung 15.07.88. Dazu Allgemeine Verwaltungsvorschrift vom 19.10.81. Dritte Verordnung (Schwefelgehalt von leichtem Heizöl) vom 15.01.75 und erste Verwaltungs-V. vom 23.06.78. Geändert zum 01.03.88 und 15.07.88. Vierte Verordnung (genehmigungsbedürftige Anlagen) vom 24.07.85. Geändert zum 01.03.88 und 15.07.88. Dreizehnte Verordnung (Verordnung über Großfeuerungsanlagen) vom 22.06.83. – Energieeinsparungsgesetz der Bundesregierung vom 27.07.76 und 20.06.80. Wärmeschutzverordnung – WärmeschutzV vom 16.08.1994. Heizungsanlagen-Verordnung-HeizAnlV vom 22.03.1994. – Heizkostenverordnung vom 23.02.81 und 05.04.84. Verordnung über die gebrauchsabhängige Abrechnung der Heiz- und Warmwasserkosten. Novellierung am 20.01.89.

zu M 4 Systeme und Bauteile der Raumlufttechnik

[1] *Frimberger, R.:* Einführung in Aerodynamik der Bauwerke im Hinblick auf deren Einfluß auf die Funktion von Heizungs- und Lüftungsanlagen, DVGW-Schriftenreihe (1975) Nr. 12, S. 7–24. – [2] *Hansen, N.:* Die Lüftung von Werkshallen, Lüftungstechnik und Klimaanlagen, H. 151. Essen: Vulkan 1967. – [3] *Hausladen, G.:* Wohnungslüftung. Fortschrittsber. VDI-Z. Reihe 6 Nr. 73. Düsseldorf: VDI-Verlag 1980. – [4] *Marchand, D.:* Natürliche Lüftung von Arbeitsräumen, VDI-Bildungswerk, Lehrgang 42-03, Beitrag Nr. 1726. Düsseldorf: VDI-Verlag 1970. – [5] *Moog, W.:* Dimensionierung von Luftführungssystemen, Fortschrittsber. VDI-Z. Reihe 6, Nr. 49. Düsseldorf: VDI-Verlag 1978. – [6] *Rákóczy, T.:* Entwicklungstendenzen der Luftdurchlässe bei raumlufttechnischen Anlagen. Klima-Kälte-Heizung (Ki) (1980) 924–931. – [7] *Lampe, E.; Pfeil, H.; Schmittlutz, R.; Tokarz, M.:* Lüftungs- und Klimaanlagen in der Bauplanung. Berlin: Bau-Verlag 1974. – [8] *Pielke, R.:* Luftkanäle, Lüftungsrohre, Schläuche, Bälge, Dichtungsmaterial, Befestigungsmaterial. Sanitär-, Heizungs- und Klimatechnik (sbz) (1970) H. 20. – [9] *Mürmann, H.:* Auslegung von Luftfiltern. TAB (1979) 223–225. – [10] *GEA* (Luftkühler-Gesellschaft Happel), Werksunterlagen: GEA-Lufterhitzer – Luftkühler – Stahl, verzinkt, Kupfer/Aluminium; GEA-Lufterhitzer – Luftkühler – Stahl, verzinkt, Konstruktions-Richtlinien; Kupfer-Aluminium-Konstruktions-Richtlinien. – [11] *Henne, E.:* Luftfeuchtung. Karlsruhe: Müller 1972. – [12] *Iselt, P.:* Planung und Ausführung von Dampfluftbefeuchtungsanlagen. Ki (1979) 807–812. – [13] *Netz, H.:* Luftbefeuchtung. Heizung – Lüftung – Haustechnik 12 (1961) 139–141. – [14] *Kurtze, G.:* Physik und Technik der Lärmbekämpfung, 2. Aufl. Karlsruhe: Braun 1975. – [15] *Rox*, Köln, Werksunterlagen: Prospekt Nachbehandlungsgeräte. Köln 1980. – [16] *Brockmeyer, H.:* Wärmerückgewinnung in lüftungstechnischen Anlagen am Beispiel des Klein-Wärmepumpen-Systems Versatemp. elektrowärme international 28 (1970) 82–85. – [17] Jahrbuch der Wärmerückgewinnung, 5. Ausgabe. Essen: Vulkan 1985/86. – [18] *Steinbach, W.:* Wärmerückgewinnung und Maßnahmen zur Energieeinsparung in Großbauten. elektrowärme international 36 (1978) 313–319. – [19] *Junker, B.:* Klimaregelung. München: Oldenbourg 1974. – [20] *Rákóczy, T.:* Volumenstromregelung im Kanalnetz und am Ventilator. Gesundh.-Ing. 97 (1976) 153–163. – [21] *Rákóczy, T.:* Erfahrungen bei RLT-Anlagen mit variablem Volumenstrom. Gesundheits-Ingenieur. 103 (1982) H 2. – [22] *Rákóczy, T.:* RLT-Anlagen mit Fensterlüftung und Kühlung. Heizung – Lüftung – Haustechnik 40 (1989) Nr. 3. – [23] *Rákóczy, T.:* Instationäres Rechenverfahren für variable Luftvolumenstromsysteme. Ki 3 (1987).

Normen: *DIN 1946 T 1:* Raumlufttechnik, Grundlagen. – *DIN 4102 T 6:* Brandverhalten von Baustoffen und Bauteilen; Lüftungsleitungen, Begriffe, Anforderungen und Prüfungen. – *DIN 8957 T 1–4:* Raumklimageräte. – *DIN 18 017 T 1:* Lüftung von Bädern und Spülaborten ohne Außenfenster; Einzelschaltanlagen ohne Ventilatoren. – *DIN 18 017 T 3:* Lüftung von Bädern und Spülaborten ohne Außenfenster mit Ventilatoren. – *DIN 18 017 T 4:* Lüftung von Bädern und Spülaborten ohne Außenfenster mit Ventilatoren; rechnerischer Nachweis der ausreichenden Volumenströme. – *DIN 18 032 T 1:* Sporthallen, Hallen für Turnen und Spiele; Richtlinien für Planung und Bau. – *DIN 18 910:* Klima in geschlossenen Ställen; Wasserdampf und Wärmehaushalt im Winter, Lüftung, Beleuchtung. – *DIN 24 145:* Lufttechnische Anlagen; Wickelfalzrohre, Anschlußenden, Verbinder. – *DIN 24 146 T 1 u. 3:* Lufttechnische Anlagen, flexible Rohre. – *DIN 24 147 T 1–13:* Lufttechnische Anlagen, Formstücke. – *DIN 24 151:* Lufttechnische Anlagen; Rohre für Schweißverbindungen. – *DIN 24 152:* Lufttechnische Anlagen; Rohre für Falzverbindungen. – *DIN 24 153:* Lufttechnische Anlagen; Rohre für Bördelverbindungen. – *DIN 24 154 T 2–5:* Lufttechnische Anlagen; Flachflansche. – *DIN 24 155 T 2–4:* Lufttechnische Anlagen; Winkelflansche. – *DIN 24 190:* Kanalbauteile für lufttechnische Anlagen; Blechkanäle gefalzt, geschweißt. – *DIN 24 191:* Blechkanal-Formstücke, gefalzt, geschweißt. – *DIN 24 194 T 1:* Dichtheitsprüfung für Blechkanäle und Blechkanal-Formstücke. – *DIN 25 414:* Lüftungstechnische Anlagen in Kernkraftwerken, Sicherheitstechnische Anforderungen. – *DIN 4740 T 1:* Raumlufttechnische Anlagen; Rohre aus weichmacherfreiem Polyvinylchlorid (PVC-U); Mindestwanddicken. – *DIN 4741 T 1:* Raumlufttechnische Anlagen; Rohre aus Polypropylen (PP); Mindestwanddicken. – *DIN 24 184:* Typprüfung von Schwebstoff-Filtern. – *DIN 24 185:* Prüfung von Luftfiltern. – *DIN 18 379:* VOB-Verdingungsordnung für Bauleistungen, Teil C: Allgemeine technische Vorschriften für Bauleistungen; Raumlufttechnische Anlagen.

Richtlinien: *VDI-Richtlinie 2051:* Raumlufttechnik in Laboratorien. – *VDI-Richtlinie 2052:* Lüftung von Küchen. – *VDI-Richtlinie 2053:* Lüftung von Garagen und Tunneln. – *VDI-Richtlinie 2071, Bl. 1:* Wärmerückgewinnung in raumluft-

M

technischen Anlagen; Begriffe und technische Beschreibungen. – *VDI-Richtlinie 2071, Bl. 2:* Wärmerückgewinnung in raumlufttechnischen Anlagen; Wirtschaftlichkeitsberechnung. – *VDI-Richtlinie 2082:* Lüftung von Geschäftshäusern und Verkaufsstätten. – *VDI-Richtlinie 2083:* Reinraumtechnik. Bl. 1: Grundlagen, Definition und Festlegung der Reinheitsklassen. Bl. 2: Bau, Betrieb und Wartung. Blatt 3: Meßtechnik. – *VDI-Richtlinie 2085:* Lüftung von großen Schutzräumen. – *VDI-Richtlinie 2087:* Luftkanäle. – *VDI-Richtlinie 2088:* Lüftungsanlagen für Wohnungen. – *VDI-Richtlinie 2089, Bl. 1:* Heizung, Raumlufttechnik und Brauchwasserbereitung in Hallenbädern. – *VDI-Richtlinie 2262:* Staubbekämpfung am Arbeitsplatz. – *VDI-Richtlinie 2463, Bl. 1:* Messen von Partikeln in der Außenluft, Übersicht. – *VDI-Richtlinie 2567:* Schallschutz durch Schalldämpfer. – *VDI-Richtlinie 2711:* Schallschutz durch Kapselung. – *VDI-VDE-Richtlinie 3252:* Regelung von RLT-Anlagen, Bl. 1: Grundlagen. – *VDI-Richtlinie 3802:* Raumlufttechnische Anlagen für Fertigungsstätten. – *VDI-Richtlinie 3814 Bl. 1:* Zentrale Leittechnik für betriebstechnische Anlagen in Gebäuden (ZLT-G); Begriffsbestimmungen. – *VDI-Richtlinie 3814 Bl. 2:* Schnittstellen in Planung und Ausführung. – *VDI-Richtlinie 3814 Bl. 3:* Hinweise für den Betreiber. – *VDI-Richtlinie 3814 Bl. 4:* Ausrüstung der BTA zum Anschluß an die ZLT-G. – *VDI-Richtlinie 3803:* Raumlufttechnische Anlagen, Bauliche und Technische Anforderungen. – VDMA-Einheitsblätter: *24 161–24 166:* Lufttechnische Geräte und Anlagen; Ventilatoren. – *24 168:* Lufttechnische Geräte und Anlagen; Luftdurchlässe, Bestimmung des Luftstromes mit der Druckkompensationsmethode (Null-Methode). – *24 175:* Lufttechnische Geräte und Anlagen; Dach-Zentraleinheiten für die Raumlufttechnik; Anforderungen an das Gehäuse. – *24 176:* Lufttechnische Geräte und Anlagen: Leistungsprogramm für die Inspektion. – *24 186:* Lufttechnische Geräte und Anlagen; Leistungsprogramm für die Wartung. – *24 187:* Lufttechnische Geräte und Anlagen; Luftfilter; Datenblatt für Anfragen, Angebot und Bestellung.

Gesetzliche und behördliche Vorschriften: *ASR 5:* Lüftung. – *ASR 34, 1–5:* Umkleideräume. – *ASR 35, 1–4:* Waschräume. – *ASR 37/1:* Toilettenräume. – *ASR 38/2:* Sanitätsräume. – *Bundesanzeiger:* Technische Grundsätze für Ausführung, Prüfung und Abnahme von lüftungstechnischen Bauelementen in Schutzräumen (Beilage Nr. 25/69 zum Bundesanzeiger Nr. 192 vom 5.10.1969) NRW. – Bauaufsichtliche Richtlinie über die brandschutztechnischen Anforderungen an Lüftungsanlagen (Musterentwurf).

zu M 5 Systeme und Bauteile der kältetechnischen Anlagen

[1] *Jakobs, R.M.:* Hermetische Kältemittelverdichter kleiner Leistung. Ki Klima-Kälte-Heizung 10 (1989) 466–475. – [2] *Bosée, R.:* Der Vielzellen-Rotationsverdichter – Macht der Vielzellen-Rotationsverdichter dem herkömmlichen Kolbenverdichter die Stellung streitig? Ki Klima-Kälte-Heizung 11 (1989) 472–477. – [3] *Heyer, I.:* Schraubenverdichter mit variablem Volumenverhältnis. Ki Klima-Kälte-Heizung 6 (1988) 277–284. – [4] *Engelhorn, H.R.; Reinhart, A.:* Untersuchungen an Platten-Wärmeübertragern in einer Kälteanlage. Ki Klima-Kälte-Heizung 7 u. 8 (1989), 338–341. – [5] *Marzulla, H.:* Turbo-Kältesätze in Tandem-Bauweise. Technische Rundsch. (1987) H. 22. – [6] *ASHRAE:* Cooling towers and spray ponds. Guide and Data Book, Fundamentals and Equipment 1965, p. 743–744. – [7] *Altenkirchen, E.:* Absorptionskältemaschinen. Berlin: VEB-Verlag Technik, 1954. – [8] *Nesselmann, K.:* Zur Theorie der Wärmetransformation. Wiss. Veröff. Siemens-Konzern, Band XII, 1933. – [9] *Niebergall, W.:* Sorptions-Kältemaschinen, Handbuch der Kältetechnik, Band 7. Berlin, Heidelberg, New York. Springer: 1981. – [10] Gesetz zur Ordnung des Wasserhaushaltes (Wasserhaushaltsgesetz – WHG) vom 19.08.2002. Bundesgesetzblatt I, S. 1530. – [11] *Dietrich, K.:* 100 Jahre Kältetechnik in der Chemischen Industrie. Ki Klima-Kälte-Heizung 11 (1987), 487–490. – [12] *Paul, J.:* Wasser als Arbeitsmittel für Kühlanlagen, Wärmepumpen und Abwärmekraftwerke. Luft- und Kältetechnik 1 (1991) 15–25. – [13] *Paul, J.:* Binary ice-technologies for the production of pumpable ice-slurries. Proc. Institute of Refrigeration London (1992–93). – [14] *Paul, J.:* Water as Refrigerant and Coolant. Flensburg: Integral Technologie GmbH (1992). – [15] *Paul, J.:* FLO-ICE, ein Durchbruch in der Kälte- und Eistechnologie. Flensburg: Integral Technologie GmbH (1992). – [16] *Paul, J.:* Betrieb von Kälteanlagen mit Wasser als Kältemittel, Binäres Eis als Kälteträger. Flensburg: Integral Technologie GmbH (1992). – [17] *Backes, E; Krug, N.:* FLO-ICE-TEC, Technische Informationen. Magstadt: FLO-ICE.TEC GmbH (1992). Normen und Richtlinien: DIN 1947 Wärmetechnische Abnahmemessungen an Naß-Kühltürmen (VDI-Kühlturm-Regeln). – *DIN 2405:* Rohrleitungen in Kälteanlagen; Kennzeichnung. – *DIN 3158:* Kältemittel-Armaturen; Sicherheitstechnische Festlegungen; Prüfung, Kennzeichnung. – *DIN 3167:* Raumluft-Entfeuchter; Begriff, Prüfung der Gebrauchseigenschaften. – *DIN 4140 T 2:* Dämmen betriebstechnischer Anlagen; Kältedämmung. – *DIN 8905 T 1:* Rohre für Kälteanlagen mit hermetischen und halbhermetischen Verdichtern; Außendurchmesser bis 54 mm; Technische Lieferbedingungen; *T 3* Zusätzliche technische Lieferbedingungen für Kapillar-Drosselrohre. – *DIN 8927:* Offene Verdichter für Kältemaschinen – Normbedingungen für Leistungsangaben, Prüfung, Angaben in Kenndaten-Blättern und auf Typen-Schildern. – *DIN 8928:* Kältemittelverdichter; Angaben der Leistungsdaten. – *DIN 8948:* Trockenmittel für das Trocknen von Kältemitteln; Prüfung. – *DIN 8949:* Trockner für Kältemittel; Prüfung. – *DIN 8955:* Ventilator-Luftkühler; Begriff, Prüfung, Normleistung. – *DIN 8957 T 1:* Raumklimageräte; Begriffe; *T 2* Prüfbedingungen, Prüfumfang, Kennzeichnung; *T 3* Prüfung bei Kühlbetrieb. – *DIN 8964 T 1:* Kreislaufteile für Kälteanlagen mit hermetischen und halbhermetischen Verdichtern, Prüfungen; *T 2* Anforderungen. – *DIN 8970:* Ventilatorbelüftete Verflüssiger und Trocken-Kühltürme; Begriffe, Prüfung, Normwärmeleistung. – *DIN 8971:* Einstufige Verflüssigungssätze für Kältemaschinen; Normbedingungen für Leistungsangaben; Prüfung; Angaben in Kenndaten-Blättern und auf Typen-Schildern. – *DIN 8973* Motorverdichter für Kältemaschinen; Normbedingungen für Leistungsangaben; Prüfung; Angaben in Kenndaten-Blättern und auf Typen-Schildern. – *DIN 8974* Dauerschaltprüfung für hermetische Motorverdichter in Kälteanlagen; Prüfbedingungen. – *DIN 8975 T 1 bis 10* Kälteanlagen; Sicherheitstechnische Grundsätze für Gestaltung, Ausrüstung und Aufstellung. Wird abgelöst durch prEN 378 T 1 bis 4 Kälteanlagen und Wärmepumpen, Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen. – *DIN 8976* Leistungsprüfung von Verdichter-Kältemaschinen. – *DIN 8977* Leistungsprüfung von Kältemittel-Verdichtern. – *DIN 8978* Verschleißprüfung von Kältemittel-Verdichtern. – *DIN 8979* Hochtemperaturprüfung von Motorverdichtern in Kälteanlagen. – *DIN 16 125* Anzeigebereiche, Folge der Teilstriche und Teilpunkte und Bezifferung für Überdruck-Meßgeräte in der Kältetechnik. – *DIN 32 733* Sicherheits-Schalteinrichtungen zur Druckbegrenzung in Kälteanlagen und Wärmepumpen; Anforderung und Prüfung. – *VDI-Richtlinie 3814 Bl. 2* Zentrale Leittechnik für betriebstechnische Anlagen in Gebäuden (ZLT-G); Schnittstellen in Planung und Ausführung; *Bl. 3* Hinweise für den Betreiber; *Bl. 4* Ausrüstung der BTA zum Anschluß an die ZLT-G. – *VDE 0100* „Bestimmungen für das Errichten von Starkstromanlagen mit Nennspannung bis 1000 V". – *VDI 2055* Wärme- und Kälteschutz für betriebs- und haustechnische Anlagen; Berechnun-

gen, Gewährleistungen, Meß- und Prüfverfahren, Gütesicherung, Lieferbedingungen. – *AGI Q 151* Dämmarbeiten; Korrosionsschutz bei Kälte- und Wärmedämmung an betriebstechnischen Anlagen. – *TRB 801* Technische Regeln Druckbehälter. „Besondere Druckbehälter" nach Anhang II zu § 12 DruckbehV. – *VDMA 24176* Lufttechnische Geräte und Anlagen, Leistungsprogramm für die Inspektion. – *VDMA 24186* Leistungsprogramm für die Wartung von lufttechnischen und anderen technischen Ausrüstungen in Gebäuden; Kältetechnische Anlagen. – *VDMA 24243 T 1–5* Kältemaschinen und -anlagen; Emissionsminderung von Kältemitteln, insbesondere Fluorchlorkohlenwasserstoffen, aus Kälteanlagen (s.a. CECOMAF-Code GT 9/88).

zu M 6 Bauteile und Systeme der Wärmepumpenanlagen

[1] *Eder, F.X.:* Vuilleumier-Prozeß ermöglicht regenerative Wärmepumpe und Kältemaschine; Clima Commerce Int. Karlsruhe: Müller 1982, S. 57–59. – [2] *Glaser, H.:* Ein praktischer Vergleichsprozeß für die Absorptions-Wärmepumpe. Ki Klima-Kälte-Heizung (1982) 6, 233–240. – [3] *Loewer, H.:* Technische Möglichkeiten und Entwicklungsstand der Sorptions-Wärmepumpe; Ki Klima-Kälte-Heizung 5 (1981) 255–262. – [4] *Grane, R.; Blumenberg, J.:* Analyse von Wärmespeichersystemen; Ki 10 (1981) 10, 467–472. – [5] *Holldorf, G.; Malewski, Q.:* Cogeneration for the simultaneous supply of power and refrigeration. Trans. 1986 Citrus Eng. Conf. Vol. XXXII, 1–20; Florida, section of ASME 1986. – [6] *Malewski, W.:* Integrated absorption and compression heat pumps cycle using mixed working fluid ammonia and water. Proc. Inst. Refrigeration, Vol. 1982, p. 83–93; Großbritannien, 1985/86.

Normen und Richtlinien: *DIN EN 255 T 1 bis 3* Wärmepumpen; Anschlußfertige Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zum Heizen oder zum Heizen und Kühlen. – *DIN 8900 T 2* Wärmepumpen; anschlußfertige Heizwärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern; Prüfbedingungen, Prüfumfang, Kennzeichnung; *T 3* Prüfung von Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen; *T 4* Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen. – *DIN 8901* Wärmepumpen; Wärmepumpen mit halogenierten Kohlenwasserstoffen, Schutz von Erdreich, Grund- und Oberflächenwasser; Anforderungen und Prüfung. – *DIN 8947* Wärmepumpen; Anschlußfertige Wärmepumpen-Wassererwärmer mit elektrisch angetriebenen Verdichtern; Begriffe, Anforderungen, Prüfungen. – *DIN 8957 T 4* Raumklimageräte; Prüfung bei Heizbetrieb der Kältemaschine/Wärmepumpe. – *DIN 33830 T 1 bis 4* Wärmepumpen; anschlußfertige Heiz- Absorptions-Wärmepumpen. – *DIN 33831 T 1 bis 4* Wärmepumpen; anschlußfertige Heiz-Wärmepumpen mit verbrennungsmotorisch angetriebenen Verdichtern. – *DIN 45635 T 35* Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallemission, Hüllflächenverfahren; Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern. – *VDE E 0700 T 40* Sicherheit elektrischer Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke; Elektrische Luft/Luft-Heizwärmepumpen; *T 222* Heizwärmepumpen; *T 243* Wärmepumpen-Wassererwärmer.

zu M 7 Sonderklima- und Kühlanlagen

[1] Bergverordnung zum Schutz der Gesundheit gegen Klimaeinwirkungen (KlimabergV) 09/1983; Bundesgesetzblatt I, 685. – [2] *Uhlig, H.:* Zusammenhang zwischen Betriebsbedingungen und Leistungen von Wetterkühlern; Glückauf-Forschungsh. 46 (1985) H 4, 171–179. – [3] *Mücke, G.; Uhlig, H.:* Neuentwicklungen in der Klimatechnik des Südafrikanischen Goldbergbaus und ihre Anwendungsmöglichkeiten im Steinkohlebergbau; Glückauf 117 (1981) 1591–1599. – [4] *Reiff, W.; Seidel, D.:* Stand und Entwicklung der Kühltechnik bei der Bergbau AG Lippe; Glückauf 119 (1983) 1193–1201. – [5] *Reichelt, J.:* Tendenzen in der Entwicklung von Kältegeräten, Wärmepumpen und deren Komponenten; Schriftenreihe des Schweizerischen Vereins für Kältetechnik Nr. 11 (1989) 5–21. – [6] *Frank, W.:* Mehr Verkehrssicherheit durch die integrierte Klimaanlage; VDI-Ber. 744 (1989). – [7] *Kern, J.; Wallner, R.:* Impact of the Montreal Protocol on automotive air-conditioning; Rev. Int. Froid Vol. 11 (1988) Juli. – [8] *Weller, W.; Ulmer, W.T.:* Aufbau und Funktion einer Klimaanlage für klinische Untersuchungen zur Prüfung klimatischer Einflüsse auf die Atmung; Int. Arch. Arbeitsmed. 28 (1971) 141–150. – [9] *Bach; Zitzelberger:* Tolerierung von Prüfklimaten, erläutert am Beispiel des Feuchtwarm-Klimas 40/93; Klima- und Kälteingenieur 3 (1975) 79–82. – Normen: DIN 27175 Elektro- und klimatechnische Einrichtungen von Schienenfahrzeugen; Verdichter-Verflüssiger-Satz. – *DIN 50012 T 1 bis 5* Klimate und ihre technische Anwendung; Luftfeuchte-Meßverfahren. – *DIN 50010 T 1* Klimate und ihre Technische Anwendung; Klimabegriffe, Allgemeine Klimabegriffe. – *DIN 50014* –; Normalklimate. – *DIN 50015* –; Konstante Prüfklimate. – *DIN 50016* –; Werkstoff-, Bauelemente- und Geräteprüfung; Beanspruchung im Feuchtwechselklima. – *DIN 50017* –; Kondenswasser-Prüfklimate. – *DIN 50018* –; Prüfung im Kondenswasser-Wechselklima mit schwefeldioxidhaltiger Atmosphäre.

zu M 8 Wirtschaftlichkeit und Energieverbrauch

[1] *Haseköster, H.:* Instandhaltungsleistungen in der Technischen Gebäudeausrüstung; Ki Klima-Kälte-Heizung 9 (1989) 396–392. – [2] *Blümel, K.; Hollan, E.; Kähler, M.; Peter, R.; Jahn, A.:* Entwicklung von Testreferenzjahren (TRY) für Klimaregionen der Bundesrepublik Deutschland; BMFT-FB-T 86-051. – [3] *Grosche, R.; Klein, R.:* EDV-gestützte Gebäudesimulation; Ki Klima-Kälte-Heizung 9 (1985). – [4] *Gabanyi, P.:* Die Energiekennzahl für Gebäude; Sonnenenergie & Wärmepumpe 11 (1986) H. 3. – [5] *Hartmann, K.:* Integrierte Leistungszahl – eine sinnvolle Rechenmethode zur Bestimmung von Teillast-Wirkungsgraden. Ki Klima-Kälte-Heizung 1 (1990) 29–32. – [6] *Amberg, H.U.:* Stromkostensenkung durch Eisspeicher; „elektrowärme international", 46 (1988) H. A 3, A 73–A 77. – [7] *Lenz, H.:* Übergabe, Wartung, Instandhaltung und Betriebskosten von Lüftungs- und Klimaanlagen. Bericht XX, Kongreß für Heizung, Lüftung, Klimatechnik 1974, S. 143–157. – [8] *Masuch, J.; Steinbach, W.:* Energieverbrauchsrechnungen zur Optimierung von Klimaanlagensystemen, lufttechnische Informationen H. 17/18 (1976/77), LTH Lufttechnische GmbH, Stuttgart-Zuffenhausen. – [9] *Rákóczy, T.:* Umluftbetrieb bei RLT-Anlagen für Operationsräume Ki 11 (1983). – [10] *Rákóczy, T.:* Die Kosten von Reinraumanlagen und ihre wirtschaftliche Optimierung. Schriftenreihe SRRT, Reinraumtechnik VIII. Zürich: Wüst 1987. – [11] *Rákóczy, T.:* Wirtschaftlichkeitsberechnung für EDV-Räume. TAB. 1 (1984). – Normen: *DIN 4710:* Meteorologische Daten zur Berechnung des Energieverbrauchs von heiz- und raumlufttechnischen Anlagen. – *DIN 4710 Beiblatt:* Lufttemperatur-Luftfeuchte nach Monatssummen. – Richtlinien: *VDI-Richtlinie 2067:* Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen. – *Bl. 1:* Betriebstechnische und wirtschaftliche Grundlagen. – *Bl. 2:* Raumheizung. – *Bl. 3:* Raumlufttechnik. – *Bl. 4:* Warmwasserversorgung. – *Bl. 5:* Dampfbedarf in Wirtschaftsbetrieben. – *VDI-Richtlinie 2071:* Wärmerückgewinnung in raumlufttechnischen Anlagen. – *Bl. 1:* Begriffe und technische Beschreibung.*Bl. 2:* Wirtschaftlichkeitsberechnung. – *VDI-Richtlinie 2079:* Abnahmeprüfung an raumlufttechnischen Anlagen. – – *VDI-Richtlinie 2080:* Meßverfahren und Meßgeräte für raumlufttechnische Anlagen. – *VDI-Richtlinie 3801:* Betreiben von raumlufttechnischen Anlagen. – *VDI-Richtlinie 3810:* Betreiben von heiztechnischen Anlagen.

N | Grundlagen der Verfahrenstechnik
Fundamentals of process engineering

M. Bohnet, Braunschweig; **D. C. Hempel**, Braunschweig; **A. Mersmann**, München; **J. Schwedes**, Braunschweig, **A. Seidel-Morgenstern**, Magdeburg

Allgemeine Literatur

zu N1 Einführung

Bücher: *Blaß, E.:* Entwicklung verfahrenstechnischer Prozesse. Berlin: Springer 1997. – *Brauer, H.:* Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Frankfurt: Sauerländer 1971. – *Brauer, H.; Mewes, D.:* Stoffaustausch einschließlich chemischer Reaktion. Frankfurt: Sauerländer 1972. – *Dialer, K.; Onken, U.; Leschonski, K.:* Grundzüge der Verfahrenstechnik und Reaktionstechnik. München: Hanser 1986. – *Eck, B.:* Technische Strömungslehre. Bd. 1 Grundlagen, Bd. 2 Anwendungen. Berlin: Springer 1978, 1981. – *Grassmann, P.:* Einführung in die thermische Verfahrenstechnik. Berlin: de Gruyter 1974. – *Grassmann, P.:* Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik. Frankfurt: Sauerländer 1983. – *Kögl, B.; Moser, F.:* Grundlagen der Verfahrenstechnik. Berlin: Springer 1981. – *Mayinger, F.:* Strömung und Wärmeübertragung in Gas-Flüssigkeitsgemischen. Berlin: Springer 1982. – *Mersmann, A.:* Thermische Verfahrenstechnik. Berlin: Springer 1980. – *Molerus, O.:* Fluid-Feststoff-Strömungen. Berlin: Springer 1982. – *Perry's Chemical Engineers' Handbook.* New York: McGraw-Hill 1997. – *Prandtl, L.:* Führer durch die Strömungslehre. Wiesbaden: Vieweg 1969. – *Schlichting, H.:* Grenzschicht-Theorie. Karlsruhe: Braun 1982. – *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry* VCH: Weinheim, ab 1985. – *Vauck, W. R. A.; Müller, H. A.:* Grundoperationen chemischer Verfahrenstechnik. Leipzig und Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1994. – *VDI-Wärmeatlas,* 8. Aufl. Berlin: Springer 1997.

Zeitschriften: *American Institute of Chemical Engineering Journal,* New York: American Institute of Chemical Engineering. – *Canadian Journal of Chemical Engineering,* Ottawa: Canadian Society for Chemical Engineers. – *Chemical Engineering and Processing.* New York: Elsevier Sequoia. – *Chemical Engineering and Technology.* Weinheim: VCH. – *Chemical Engineering Communications.* Amsterdam: Gordon and Breach Publishers. – *Chemical Engineering Science.* Amsterdam: Elsevier. – *Chemie-Ingenieur-Technik.* Weinheim: VCH. – *Chemische Technik.* Leipzig und Stuttgart: Verlag für Grundstoffindustrie. – *Computers and Chemical Engineering.* Amsterdam: Elsevier. – *Multiphase Flow.* Oxford: Pergamon Press.

zu N 2 Mechanische Verfahrenstechnik

Bücher: *Dialer, K.; Onken, U.; Leschonski, K.:* Grundzüge der Verfahrenstechnik und Reaktionstechnik. München: Hanser 1986. – *Höffl, K.:* Zerkleinerungs- und Klassiermaschinen. Berlin: Springer 1986. – *Löffler, F.:* Staubabscheiden. Stuttgart: Thieme 1988. – *Schubert, H.:* Aufbereitung fester mineralischer Rohstoffe. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Bd. 1, 4. Aufl. (1989); Bd. 3, 2. Aufl. (1984). – *Schubert, H.; Heidenreich, E.; Liepe, F.; Neeße, T.:* Mechanische Verfahrenstechnik. Bd. I u. II. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1977, 1979. – *Schwedes, J.:* Fließverhalten von Schüttgütern in Bunkern. Weinheim: Verlag Chemie 1968. – Technik der Gas-Feststoffströmung, Sichten, Abscheiden, Fördern, Wirbelschichten. Düsseldorf: VDI-GVC 1981. – Mechanische Flüssigkeitsabtrennung, Filtrieren, Sedimentieren, Zentrifugieren, Flotieren. Düsseldorf: VDI-GVC 1987.

zu N 3 Thermische Verfahrenstechnik

Bücher: *Grassmann, P.; Widmer, F.:* Einführung in die thermische Verfahrenstechnik. Berlin: de Gruyter 1974. – *Grassmann, P.:* Physikalische Grundlagen der Verfahrenstechnik. Aarau: Sauerländer 1983. – *Kast, W.:* Adsorption aus der Gasphase. Weinheim. Verlag Chemie 1988. – *Krischer, O.; Kast, W.:* Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik. Berlin: Springer 1978. – *Mersmann, A.:* Thermische Verfahrenstechnik. Berlin: Springer 1980. – *Mersmann, A.:* Stoffübertragung. Berlin: Springer 1986. – Perry's Chemical Engineer's Handbook. Singapore: McGraw Hill 1984. – *Rautenbach, R.; Albrecht, R.:* Membrantrennverfahren: Ultrafilter und Umkehrosmose. Aarau: Sauerländer 1981. – *Schlünder, E. U.:* Einführung in die Wärme- und Stoffübertragung. Braunschweig: Vieweg 1975. – *Schlünder, E. U.:* Destillation, Absorption, Extraktion. Stuttgart: Thieme 1986. – Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry. Weinheim: Verlag Chemie 1988.

Zeitschriften: *Mersmann, A.:* Brauchen wir Stoffaustausch-Maschinen? Chem.-Ing.-Tech. 58 (1986) 87–96. – *Mersmann, A.:* Design, of crystallizers. Chem. Eng. Proc. 23 (1988) 213–228. – *Mersmann, A.; Kind, M.:* Chemical engineering aspects of precipitation from solution. Chem. Eng. Technol. 11 (1988) 264–276.

zu N 4 Chemische Verfahrenstechnik

Bücher: *Baerns, M.; Hofman, H.; Renken, A.:* Chemische Reaktionstechnik. Stuttgart: Thieme 1992. – *Ertl, G.; Knözinger, H.; Weitkamp, J.:* Handbook of Heterogeneous Catalysis. Weinheim: Wiley-VCH 1997. – *Fitzer, E.; Fritz, W.; Emig, G.:* Technische Chemie. Berlin: Springer 1995. – *Fogler, S. H.:* Elements of Chemical Reaction Engineering. Prentice-Hall PTR 1998. – *Froment, G. F.; Bischoff, K. B.:* Chemical reactor analysis and design. New York: Wiley 1990. – *Jakubith, M.:* Grundoperationen und chemische Reaktionstechnik. Weinheim: Wiley-VCH 1998. – *Levenspiel, O.:* Chemical Reaction Engineering. New York: Wiley 1999. – *Richardson, J. F.; Peacock, D. G.:* Chemical Engineering, Vol. 3. Chemical & Biochemical Reactors & Process Control. Oxford: Pergamon 1994. – *Westerterp, K. R.; van Swaaij, W. P. M.; Beenackers, A. A. C. M.:* Chemical reactor design and operation. New York: Wiley 1984.

zu N 5 Mehrphasenströmungen

Bücher: *Brauer, H.:* Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Aarau und Frankfurt: Sauerländer 1971. – *Eck, B.:* Technische Strömungslehre. Berlin: Springer 1978/1981. – *Govier, G. W.; Aziz, K.:* The flow of complex mixtures in pipes. New York: von Norstrand Reinhold 1972. – *Mayinger, F.:* Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen. Berlin: Springer 1982. – *Molerus, O.:* Fluid-Feststoff-Strömungen. Berlin: Springer 1982. – *Prandtl, L.:* Strömungslehre. Braunschweig: Vieweg 1944. – *Schlichting, H.:* Grenzschicht-Theorie. Karlsruhe: Braun 1982.

zu N 6 Bioverfahrenstechnik

Bücher: *Atkinson, B.; Mavituna, F.:* Biochemical Engineering and Biotechnology Handbook. New York: Stockton Press 1991. – *Bailey, J. E.; Ollis, D. F.:* Biochemical Engineering Fundamentals. New York: McGraw Hill 1986. – *Fritsche, W.:* Mikrobiologie. Jena: G. Fischer 1990. – *Hempel, D. C.:* Fundamentals of Scale-up for Biotechnological Processes in Stirred Fermentors. In: Finn, R. K. et al. (eds.): Biotechnology Focus. München: Hanser 1988. – *Präve, P.; Faust, U.; Sittig, W.; Sukatsch, D. A. (eds.):* Fundamentals of Biotechnology. Weinheim: VCH 1987. – *Sahm, H.:* Biological Fundamentals. In: Rehm, H.-J.; Reed, G. (eds.): Biotechnology, Vol. 1. Weinheim: VCH 1993. – *Schlegel, H. G.:* Allgemeine Mikrobiologie. Stuttgart: G. Thieme 1992. – *Stephanopoulos, G.:* Bioprocessing. In: Rehm, H.-J.; Reed, G. (eds.): Biotechnology, Vol. 3. Weinheim: VCH 1993. – *Ward, O. P.:* Bioreaktionen: Prinzipien, Verfahren, Produkte. Berlin: Springer 1994.

1 Einführung. Introduction

M. Bohnet, Braunschweig

Verfahrenstechnik ist Stoffwandlungstechnik. Sie befaßt sich mit der industriellen Umwandlung von Ausgangsstoffen in einer Folge von physikalischen, chemischen oder biologischen Prozessen zu verkaufsfähigen Zwischen- oder Endprodukten. Sie hat ihren Ursprung in der chemischen Industrie, wobei die Ingenieure insbesondere die Aufgabe hatten, die vom Chemiker in Laborversuchen erarbeiteten Ergebnisse in den technischen Produktionsmaßstab zu übertragen. Diese (Maschinenbau-)Ingenieure waren dafür verantwortlich, daß die Vorstellungen der Chemiker, Physiker und Biologen interdisziplinär verbunden wurden. Aus ihrer Tätigkeit hat sich eine eigenständige Ingenieurwissenschaft, die Verfahrenstechnik entwickelt. Hier war es zunächst der Apparatebau, der Forderungen an die Entwicklung neuer Fertigungsverfahren und neuer Werkstoffe stellte. Besonders erfolgreich wurden die Kenntnisse des Maschinenbaus bei der Entwicklung der Hochdruckverfahren, z. B. der Ammoniak- und der Methanolsynthese umgesetzt.

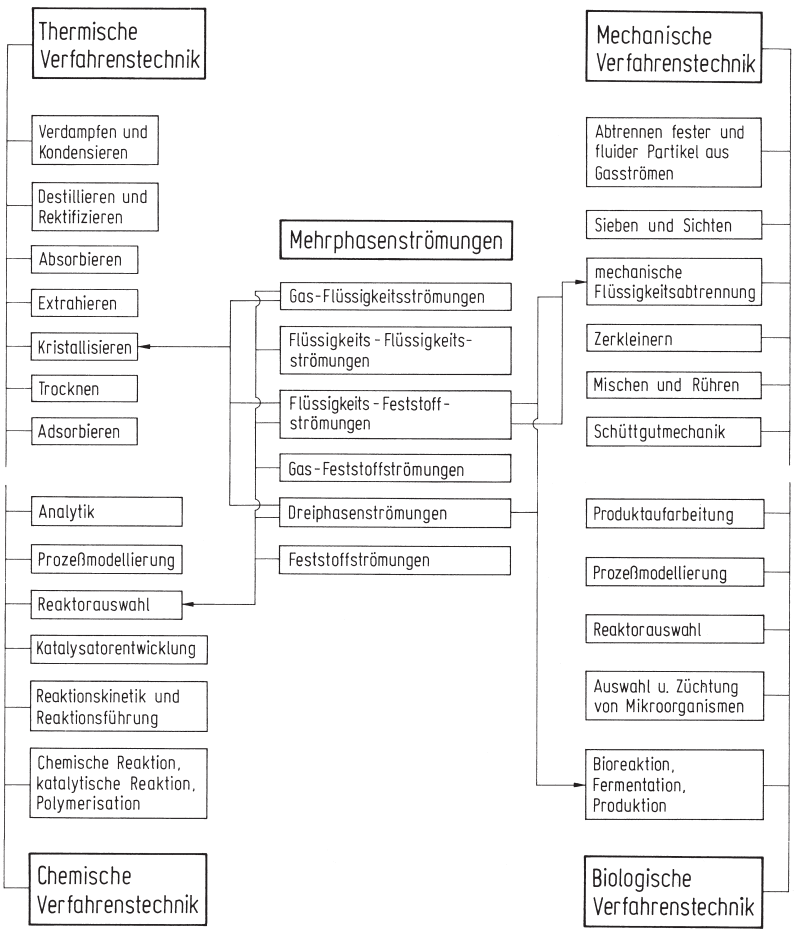


Bild 1. Mehrphasenströmungen als Bindeglied zwischen den vier verfahrenstechnischen Hauptgebieten, letztere erläutert an ausgewählten Verfahrensschritten

Um Stoffe wandeln zu können, ist Energie erforderlich. Dies kann Wärme oder mechanische Energie sein. Darüber hinaus nutzt man ganz wesentlich auch die Möglichkeit der chemischen Umwandlung von Stoffen sowie die Fähigkeit von Mikroorganismen, Stoffe zu wandeln. Die meisten Prozesse spielen sich dabei in Apparaten ab, wobei die Wärmeübergangs- und Stoffübergangsvorgänge an den Phasengrenzen der beteiligten festen, flüssigen oder gasförmigen Phasen ablaufen, die sich innerhalb des Apparats bewegen. In Einzelfällen setzt man auch Stoffaustauschmaschinen ein.

Da in praktisch allen verfahrenstechnischen Prozessen mehrphasige Strömungen vorliegen, stellen die mehrphasigen Strömungen das Bindeglied zwischen vielen Prozeßstufen eines Verfahrens dar. Wärme- und Stoffaustausch werden maßgeblich durch Strömungsvorgänge bestimmt und damit auch der Umsatz und die Ausbeute sowie der Energiebedarf. Die komplexen Verhältnisse macht **Bild 1** deutlich, in dem wichtige Prozeßschritte der thermischen, mechanischen, chemischen und biologischen Verfahrenstechnik über die Mehrphasenströmungen verknüpft sind.

Alle verfahrenstechnischen Prozesse lassen sich in Grundoperationen (unit operations) zerlegen. Dies hat zunächst den Vorteil, daß man die Gesetzmäßigkeiten der stoffwandelnden Vorgänge losgelöst von einem bestimmten Stoffsystem behandeln kann. Die Zusammenfügung der Einzelschritte zum Prozeß ist Aufgabe der Systemverfahrenstechnik, die insbesondere die dynamische Aufeinanderfolge der Teilschritte umzusetzen hat. Hier finden sich dann wichtige Verknüpfungen mit der Meß-, Regel- und Automatisierungstechnik.

Die Schwerpunkte der ingenieurwissenschaftlichen Bearbeitung liegen derzeit noch auf der thermischen, mechanischen und chemischen Verfahrenstechnik, wobei die biologische Verfahrenstechnik in Zukunft zunehmend an Bedeutung gewinnen wird. Ihr Vorteil liegt darin, daß Mikroorganismen in der Lage sind, in einem Syntheseschritt Stoffe zu erzeugen, für die man bei chemischer Umsetzung mehrere Umwandlungsschritte benötigt. Ihr Nachteil liegt in der geringen Konzentration, in der die erzeugten Produkte vorliegen. Die verfahrenstechnische Aufarbeitung der Bioprodukte entscheidet also über Erfolg oder Mißerfolg eines Verfahrens.

2 Mechanische Verfahrenstechnik
Mechanical process engineering

J. Schwedes, Braunschweig

2.1 Einführung. Introduction

Die Mechanische Verfahrenstechnik behandelt die *Wandlung stofflicher Systeme* durch vorwiegend *mechanische Einwirkungen*. Darunter versteht man die Umwandlung und den Transport mechanisch beeinflußbarer disperser Systeme. Mit mechanischen Kräften lassen sich Partikeln (Feststoffpartikeln, Flüssigkeitstropfen, Gasblasen) bis herab auf 1 µm Partikelgröße beeinflussen, in extrem hohen Fliehkraftfeldern noch eine 10er Potenz weiter. Die Mechanische Verfahrenstechnik umfaßt somit den *grobdispersen* Bereich (0,1 µm bis 1 m) im Gegensatz zur Thermischen Verfahrenstechnik, deren Elemente molekulardispers und kolloiddispers sind (s. **N 3**).

Die Stoffumwandlungen durch mechanische Einwirkungen lassen sich in Grundverfahren aufgliedern. Man unterscheidet zwei Hauptgruppen, die Verfahren *mit Änderung* der Partikelgröße und die Verfahren *ohne Änderung* der Partikelgröße. Beide Gruppen können weiter in *Trenn-* und *Vereinigungsverfahren* unterteilt werden. Zur ersten Gruppe gehören das *Zerkleinern* und das *Agglomerieren* (Tablettieren, Brikettieren, Pelletieren, usw.), zur zweiten das *Trennen* (Sortieren, Klassieren, Abscheiden, Filtrieren) und das *Mischen, Kneten* und *Rühren*. Zu den Transportvorgängen zählen das *pneumatische* und *hydraulische* Fördern, das *Lagern* und das *Dosieren* von Schüttgütern.

Zur Charakterisierung der Grundverfahren hat sich eine spezielle Meßtechnik entwickelt, die *Partikelmeßtechnik*. Sie ist eine eigene Meßtechnik der Mechanischen Verfahrenstechnik und dient zur Messung der das disperse System beschreibenden Größen. Das sind *Partikelgrößen, Partikelgrößenverteilung, Partikelform, spezifische Oberfläche, Schüttgutdichte, Porosität* u. a. Die Partikelmeßtechnik ist unabdingbar. Sonst fehlen die wesentlichen Aussagen über die betrachteten Systeme. Diese *Dispersitätsgrößen* haben für die Mechanische Verfahrenstechnik die Bedeutung, die die Zustandsgrößen Druck, Temperatur, Mischungszustand u. a. für die thermischen Verfahren haben. Nur sind sie ungleich schwieriger zu messen.

Im folgenden werden die Grundverfahren Zerkleinern, Agglomerieren, Trennen, Mischen und Bunkern dargestellt, wobei jeweils nach einer kurzen Darlegung der physikalischen Grundlagen exemplarisch auf einige wenige technische Anwendungen eingegangen wird. Auf die Partikelmeßtechik muß aus Platzgründen verzichtet werden. Bezüglich des pneumatischen und hydraulischen Förderns sei auf den Beitrag über Mehrphasenströmungen hingewiesen (s. **N 5**).

2.2 Zerkleinern. Size Reduction

Der Bedeutung des Zerkleinerns wird man sich bewußt, wenn man Art und Menge der industriell zerkleinerten Stoffe betrachtet. Erze werden zerkleinert und aufbereitet, um sie zur Metallgewinnung zu verhütten. Getreide wird gemahlen, um Mehl zum Brotbacken zu erhalten. Die mit Mahlsteinen betriebenen Mühlen gehören zu den ältesten Techniken der Menschen und werden heute noch – zumindest dem Prinzip nach – ähnlich eingesetzt. Nahezu alle anorganischen festen Rohstoffe müssen aufgeschlossen und zerlegt werden, wozu Zerkleinerungsvorgänge nötig sind. Das gleiche gilt heute für die festen Abfälle. Auch sie werden in speziellen Zerkleinerungs- und Trennverfahren aufbereitet, um zumindest anteilmäßig in den industriellen Stoff- und Energiekreislauf zurückgeführt zu werden (Recycling).

Zerkleinerungsprozesse sind sehr energieaufwendig. Weltweit werden nahezu 4% des Gesamtstromverbrauchs dafür benötigt, wobei allein auf die Zementherstellung 1% entfällt. Bei Massenprodukten wie Zement, Kohle und Erzen belastet das Zerkleinern die Herstellungskosten beachtlich, z. B. bei Zement mit fast 25%.

2.2.1 Bruchphysik; Zerkleinerungstechnische Stoffeigenschaften
Fracture physics; comminution properties of solid materials

Eine theoretisch umfassende Beschreibung des Zerkleinerungsverhaltens realer Partikeln ist äußerst problematisch, da zu viele Einflußgrößen bestehen. Man geht deshalb in drei Schritten vor:

- physikalische Betrachtung der Zerkleinerung idealer Partikeln;
- phänomenologische Erfassung des Zerkleinerungsverhaltens realer Partikeln unter idealen Bedingungen;

– Erfassung der Vorgänge in und Optimierung von technischen Zerkleinerungsmaschinen.

Die Bruchphysik lehrt uns, welche Energien nötig sind, um die molekulare Zerreißfestigkeit zu überwinden. Sind wie in allen realen Partikeln *Inhomogenitäten* und *Mikroanrisse* vorhanden, muß die molekulare Zerreißfestigkeit nur an der Rißspitze aufgebracht werden. Die Kerbtheorie liefert die Kenntnis des Spannungsverlaufs in der Umgebung des sich ausbreitenden Risses. An der Rißspitze ist die Energiekonzentration sehr hoch. Es kommt zu mikroplastischen Verformungen und Strukturänderungen. Damit muß für den Rißfortschritt wesentlich mehr Energie bereitgestellt werden als es der Zunahme der freien Grenzflächenenergie entspricht.

Die Erkenntnisse der Bruchphysik und Bruchmechanik nutzen dem Verständnis der Brucherscheinungen, reichen aber nicht aus, das Verhalten von zu zerkleinernden Partikeln aufgrund der physikalischen Einsichten vorauszuberechnen. Hierfür sind zwei Gründe anzuführen:

– Reale Partikeln sind unregelmäßig geformt, d. h. die bei Beanspruchung entstehenden Spannungszustände sind kaum berechenbar.
– Die Kenntnis der Anriß- und Fehlstellen in der Partikel, die für Bruchauslösung und Bruchfortschritt verantwortlich sind, ist gering.

Bei der Beanspruchung eines *Partikelkollektivs* in einer Zerkleinerungsmaschine wird die Lage noch komplizierter, da nicht bekannt ist, wie die von außen zugeführte Energie auf die Einzelpartikeln übertragen wird.

Neben der bruchphysikalischen Betrachtung ist eine *phänomenologische* Behandlung der Zerkleinerung notwendig. Durch umfangreiche Versuche an realen Einzelpartikeln unter definierten Beanspruchungsbedingungen haben sich Erkenntnisse angesammelt, die als „Zerkleinerungstechnische Stoffeigenschaften" bezeichnet werden. Diese lassen sich in zwei Gruppen einteilen: 1. Kennwerte für den *Widerstand gegen die Zerstörung* (Festigkeit, flächenbezogene Reaktionskraft, spezifische Zerkleinerungsarbeit, Bruchwahrscheinlichkeit) und 2. Kennwerte für das *Ergebnis der Beanspruchung* (Verteilungsfunktion der Bruchstücke, erzeugte spezifische Oberfläche). Aus einer Kombination beider Kennwerte lassen sich Aussagen über *Energieausnutzung* und *Mahlbarkeit* machen.

Die zerkleinerungstechnischen Stoffeigenschaften lassen sich *nicht* aus bekannten Stoffeigenschaften wie Elastizitätsmodul, Festigkeit, Querdehnungszahl berechnen. Eine besondere Schwierigkeit bringt die unregelmäßige *Partikelform* und der Einfluß der *Partikelgröße* mit sich. Unterhalb einer gewissen Partikelgröße nimmt die Festigkeit zu, da die Wahrscheinlichkeit für das Vorhandensein bruchauslösender Fehlstellen immer geringer wird. Die Art der Beanspruchung ist ebenfalls von Einfluß. Technisch relevant sind die Beanspruchungen durch Druck (zwischen zwei Flächen), durch Prall (an einer Fläche) und durch das umgebende Medium (im Schergefälle einer Flüssigkeitsströmung).

Mit den Ergebnissen aus Untersuchungen an Einzelpartikeln lassen sich Zerkleinerungsmaschinen beurteilen, wenn man von der Hypothese ausgeht, daß die Beanspruchung einer Einzelpartikel die energiegünstigste Methode darstellt. Als Effektivität wird der Quotient aus Energiebedarf des idealen Prozesses (Einzelpartikel) geteilt durch den der Zerkleinerungsmaschine definiert.

Als Richtwerte können angegeben werden: Backen- und Walzenbrecher 0,7 bis 0,9; Prallbrecher 0,3 bis 0,4; Wälzmühlen 0,07 bis 0,15; Kugelmühlen 0,05 bis 0,1; Prallmühlen 0,01 bis 0,1.

2.2.2 Zerkleinerungsmaschinen. Size Reduction Equipment

Der weitverbreitete Einsatz, das unterschiedliche Stoffverhalten und die unterschiedlichen Zielsetzungen der technischen Zerkleinerung haben zur Entwicklung einer großen Anzahl von Zerkleinerungsmaschinen geführt. Nach der Partikelgröße des Fertigguts unterscheidet man Brecher ($>$ einige mm) und Mühlen ($<$ 1 mm). Im weiteren kann zwischen Trocken- und Naßzerkleinerung und nach der Art der Energiezuführung unterschieden werden.

Brecher. In Backen- und Kegelbrechern (**Bild 1**) wird das Mahlgut durch Druck und Schub in einem Brechraum beansprucht, der sich periodisch öffnet und schließt. Die Beanspruchung entspricht im wesentlichen der Beanspruchung einer Einzelpartikel, woraus die o. g. hohe Effektivität resultiert. Walzenbrecher bestehen aus zwei sich gegensinnig drehenden Walzen, die mit Nocken oder Stacheln versehen werden können, um die Einzugsbedingungen zu verbessern. Mit Backenbrechern können Durchsätze bis zu 600 m^3/h erreicht werden. Die spezifische Zerkleinerungsarbeit liegt im Bereich von 0,2 bis 2 kWh/t.

Wälzmühlen. Diese sind Zerkleinerungsmaschinen, in denen die Beanspruchung zwischen sich aufeinander abwälzenden Flächen geschieht. Die Wälzkörper können kugel- oder rollenförmig sein, Mahlbahnen sind kegel- oder schüsselförmig ausgebildet. Die älteste Bauform ist der Kollergang. Die Krafteinleitung geschieht durch Schwerkraft, Zentrifugalkraft oder durch hydraulische bzw. Federkräfte. Wälzmühlen werden u. a. verwendet, um Steinkohle in Kraftwerken auf die zum Verbrennen nötige Feinheit zu zerkleinern.

Mühlen mit losen Mahlkörpern. Zerkleinerungsmaschinen, bei denen der Mahlbehälter teilweise mit frei beweglichen Mahlkörpern angefüllt ist, haben eine große Bedeutung erlangt. Abhängig davon, ob dem Mahlgut noch eine flüssige Phase zugegeben wird, spricht man von *Trocken-* oder *Naßmahlung*. Die Energiezufuhr kann durch Drehen oder Vibrieren des Mahlbehälters oder durch Rühren des Inhalts bei ortsfestem Mahlbehälter geschehen.

Wichtigster Typ dieser Maschinen ist die *Kugelmühle*. Der kreiszylindrische Mahlraum, der um die horizontale Achse rotiert, ist zu etwa 35% mit Mahlkörpern (Kugeln, Zylinderstücke, Steine) gefüllt. Das Mahlgut wird zwischen den Mahlkörpern durch Druck und Schub und beim freien Fall der Mahlkörper auch durch Prall beansprucht. Im Bereich der Zementindustrie sind Mühlen mit Längen bis zu 16 m im Einsatz. Die Durchmesser liegen als *Rohrmühle* im Bereich bis zu 5 m, als *Autogenmühlen* bis ca. 12 m.

Rührwerkskugelmühlen werden ausschließlich zur Naßmahlung eingesetzt. Ein Rührwerk führt die Energie zu. In diesen Mühlen ist die Energiedichte sehr hoch, weshalb sie vorwiegend zur Feinstzerkleinerung eingesetzt werden.

Prallmühlen. In Prallmühlen, in denen Zerkleinerungen bis in den Bereich um 1 µm ermöglicht werden, findet eine Beanspruchung der Partikeln an einer Fläche statt. Die Partikeln prallen gegen feststehende oder rotierende Platten, Nocken, Stifte oder sonstige Einbauten sowie gegen andere Partikeln

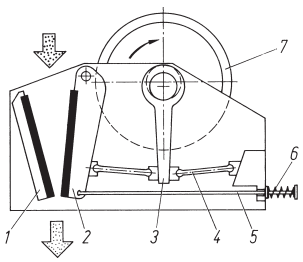


Bild 1. Backenbrecher. *1* Druckplatte, *2* Brechschwinge, *3* Exzenter mit Hubstange, *4* Stützplatte, *5* Zugstange, *6* Rückholfeder, *7* Schwungrad

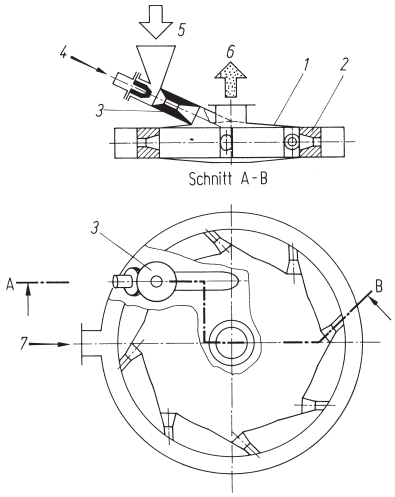


Bild 2. Spiralstrahlmühle, *1* Mahlkammer, *2* Düsenring, *3* Injektor, *4* Injektorluft, *5* Mahlgut, *6* Mahlgut/Luft, *7* Mahlluft

innerhalb des Prozeßraums. Im wesentlichen herrscht eine Einzelpartikelbeanspruchung vor. Bei den *Rotorprallmühlen* übertragen Rotoren die Energie auf die Partikeln. Umfangsgeschwindigkeiten bis 150 m/s sind möglich. Bei zwei gegensinnig drehenden Rotoren sind Relativgeschwindigkeiten bis zu 200 m/s erreichbar. Die Rotorwerkzeuge sind gelenkig aufgehängt (Hammermühlen) oder starr mit dem Rotor verbunden (Stiftmühlen). In Prallmühlen findet meist eine Klassierung statt mit dem Ziel, daß die Partikeln so lange im Mahlraum verweilen, bis die erwünschte Feinheit erreicht ist. Die Klassierung erfolgt über Siebe oder Spiralwindsichtung. Die durch den Rotor in Rotationsströmung gebrachte Luft wird über einen Ventilator nach innen zur Rotorachse gezogen. Durch Verändern der Größe der Auslauföffnung läßt sich die Trenngrenze beeinflussen.

In *Strahlprallmühlen* erfolgt die Energiezufuhr mittels vorgespannter Gase. **Bild 2** zeigt beispielhaft eine Spiralstrahlmühle. Die Treibluft tritt über die schräg angestellten Düsen ein, das Mahlgut wird über einen Injektor eingespeist. Mit Lavaldüsen lassen sich Gasgeschwindigkeiten von 600 m/s bei Luft und 1 100 m/s bei Wasserdampf erreichen. Die Zerkleinerung erfolgt in einer Ringzone im Mahlraum durch gegenseitigen Partikelstoß. Grobe Partikeln gelangen aufgrund der Zentrifugalbeschleunigung an die Wand, werden von den Treibstrahlen erfaßt, erneut in die Zerkleinerungszone transportiert und solange zerkleinert, bis die Widerstandskraft der Gasströmung die Zentrifugalkraft übersteigt und somit eine Ausschleusung mit dem Gas ermöglicht wird.

2.3 Agglomerieren. Agglomeration

Das Agglomerieren ist das Gegenteil des Zerkleinerns. Durch Zusammenführen von Einzelpartikeln und durch die Wirkung von Haftkräften entstehen *Agglomerate*. Je nach Industriezweig und Stoffgruppen haben sich unterschiedliche Begriffe eingebürgert. Man spricht von *Tablettieren, Brikettieren, Kompaktieren, Pelletieren, Sintern, Granulieren, Instantisieren* u. a. m. Durch die Agglomeration werden verbesserte Produkteigenschaften angestrebt. Gegenüber feinen Partikeln neigen Agglomerate nicht zum Stauben, Anhaften und Entmischen. Die Fließ- und Dosiereigenschaften werden verbessert. Die Schüttgutdichte wird erhöht. Ein schnelleres Dispergieren in Flüssigkeiten ist zu erreichen.

2.3.1 Bindemechanismen, Agglomeratfestigkeit
Binding mechanisms, agglomerate strength

Folgende Bindemechanismen halten Agglomerate zusammen:

- Haftung durch Materialbrücken zwischen den Partikeln: Festkörperbrücken, hochviskose Bindemittel, frei bewegliche Flüssigkeiten (Kapillarität);
- Haftung ohne Materialbrücken: van-der-Waals-Kräfte, elektrostatische Kräfte, formschlüssige Bindungen.

Mit Hilfe von Modellrechnungen (glatte, starre, symmetrische Körper) sind Haftkraftberechnungen möglich, die vielfach erheblich von Meßergebnissen an realen Partikeln abweichen, jedoch immer den Einfluß der wesentlichen Größen richtig wiedergeben.

Festkörperbrücken bilden sich im Kontaktbereich von Partikeln bei Temperaturen oberhalb 60% der Schmelztemperatur in Kelvin. Werden feuchte Agglomerate getrocknet und die Flüssigkeit enthält gelöste Stoffe, bilden sich im Kontaktbereich durch Kristallisation ebenfalls Festkörperbrücken. Enthalten Agglomerate eine frei bewegliche Flüssigkeit, wird sich diese bei geringem Feuchtegehalt in Form von Flüssigkeitsbrücken im Partikelkontaktbereich ansammeln. Der kapillare Unterdruck in den Flüssigkeitsbrücken und die Oberflächenspannung der Flüssigkeit bewirken die Anziehung. Mit zunehmendem Feuchtegehalt werden auch die Porenzwischenräume gefüllt. Der kapillare Unterdruck im Agglomerat sorgt für eine hohe Festigkeit.

Van-der-Waals-Kräfte entstehen durch Wechselwirkungen zwischen Dipolmomenten von Atomen und Molekülen und sind stets vorhanden. Sie sind der Partikelgröße bzw. dem Krümmungsradius im Kontaktbereich proportional und haben nur eine geringe Reichweite. Elektrostatische Kräfte treten bei Leitern und Nichtleitern auf. Sie haben eine größere Reichweite als van-der-Waals-Kräfte. Beim Partikelkontakt überwiegen aber die van-der-Waals-Kräfte, so daß häufig die elektrostatischen Kräfte für die Anziehung, die van-der-Waals-Kräfte aber für die Haftung verantwortlich sind.

Vergleicht man die Haftkräfte durch Flüssigkeitsbrücken, van-der-Waals-Kräfte und elektrostatische Kräfte beim kleinstmöglichen Abstand von 0,4 nm (Kontaktabstand), so ergeben Flüssigkeitsbrücken die größte und die Elektrostatik die kleinste Haftkraft. Bei den Flüssigkeitsbrücken, bei van-der-Waals-Kräften und beim elektrischen Leiter sind die Haftkräfte H dem Partikeldurchmesser x proportional (elektrischer Nichtleiter: $H \sim x^2$). Da das Partikelgewicht G proportional x^3 ist, nimmt H/G mit kleiner werdenden Partikeln zu. Deshalb haften kleine Partikeln fester an Wänden als große, obwohl diese die größeren Haftkräfte besitzen.

Beruht die Festigkeit von Agglomeraten auf der Haftkraftübertragung an Partikelkontakten und hat das Agglomerat eine Porosität (Hohlraumanteil) ε, so errechnet sich die Zugfestigkeit σ_z des Agglomerats zu

$$\sigma_z = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\,\frac{H}{x^2}. \qquad (1)$$

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, daß die Festigkeit mit kleiner werdenden Partikeln x zunimmt. Reichen z. B. wegen zu großer Partikeln die van-der-Waals-Kräfte für eine erwünschte Festigkeit nicht aus, müssen die Haftkräfte durch Flüssigkeitszugabe, durch Verwendung viskoser Bindemittel, durch Erwärmen oder Anpressen vergrößert werden.

2.3.2 Agglomerationstechnik. Agglomeration technology

Unter Agglomerationstechnik versteht man das systematische Herstellen von Agglomeraten mit möglichst definierten Eigenschaften. Die beiden wichtigsten Verfahren sind:

- Aufbaugranulation (selbsttätiges Anlagern),
- Preßagglomeration (zwangsläufiges Verpressen).

Aufbaugranulation. Werden Partikeln gegeneinander bewegt (Abrollbewegung, Mischbewegung, Bewegung im Fluid), tritt bei hinreichender Annäherung eine Anlagerung ein, wenn die anziehenden Kräfte größer als die trennenden Kräfte sind. Trennende Kräfte können sein: elastische Rückstellkräfte, Strömungskräfte, Reibungskräfte. Die Aufbaugranulation ist damit ein Wechselspiel zwischen *Haft-* und *Trennkräften* und unterliegt daher einem Selektionsprinzip. Bei der Aufbaugranulation unterscheidet man *Roll-*, *Misch-* und *Fließbettgranulation.* Im Mischer (s. **N 2.5**) und im Fließbett (s. **N 5**) werden Partikeln gegeneinander bewegt, womit die Grundvoraussetzung für die Aufbaugranulation gegeben ist. Für die Rollgranulation wird meist ein rotierender Teller (**Bild 3**) benutzt. Durch die Rollbewegung lagern sich die Partikeln zu kugelförmigen Agglomeraten an (*Schneeballeffekt*), die über den Rand ausgetragen werden. Die Klassierwirkung (große, runde Agglomerate auf der Oberfläche) ist so gut, daß enge Agglomeratgrößenverteilungen erzielt werden können. In der Regel wird Flüssigkeit zugegeben, um die erforderlichen Haftkräfte zu gewährleisten. Die fertigen Feuchtagglomerate (*„Grünlinge“*) erreichen ihre Endfestigkeit häufig erst nach einer anschließenden Trocknung, wobei durch Kristallisation bedingte Festkörperbrücken für die Haftung sorgen.

Preßagglomeration. Beim Verdichten von Haufwerken wird die Porosität ε verringert, die Kontaktstellenzahl nimmt zu und die Haftkräfte H im Partikelkontakt werden durch plastische Verformung erheblich vergrößert. Alle drei Effekte führen zu einer Erhöhung der Agglomeratfestigkeit (s. Gl. (1)). Zwei häufig verwendete Preßverfahren sind in **Bild 4** dargestellt. Das Tablettieren mit Stempel und Matrize (**Bild 4a**) findet in der pharmazeutischen Industrie Anwendung. Moderne Hochleistungsmaschinen stellen bis zu 500 000 Tabletten in der Stunde her. Beim Walzenpressen kommen Glattwalzen (Kompaktieren, **Bild 4b**) oder profilierte Walzen (Brikettieren, **Bild 4c**) zum Einsatz. Zum Agglomerieren feuchter Schüttgüter werden Lochpressen verwendet (ähnlich dem Fleischwolf). Man spricht vom „Formieren“.

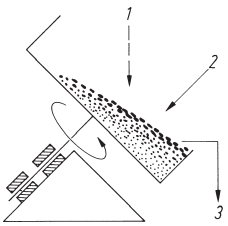


Bild 3. Pelletierteller. *1* Flüssigkeit, *2* Pulver, *3* Agglomerat

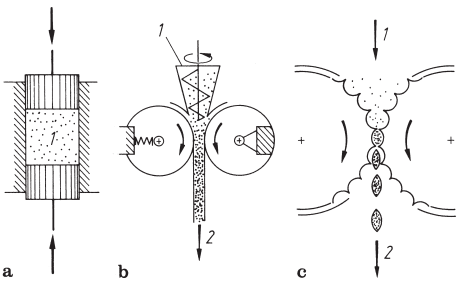


Bild 4a–c. Preßagglomeration. **a** Tablettieren; **b** Kompaktieren; **c** Brikettieren. *1* Pulver, *2* Agglomerat

2.4 Trennen. Separation

Zu den mechanischen Trennverfahren gehören alle Verfahren, bei denen *ein* disperses System in *zwei* oder *mehrere* disperse Systeme mit unterschiedlichen Eigenschaften aufgeteilt wird. Trennt man ein disperses System mit identischer Partikeldichte in *Grobgut* und *Feingut*, spricht man vom *Klassieren*. Erfolgt eine Trennung nach unterschiedlicher Dichte, handelt es sich um *Sortieren*. Des weiteren gehören zu den Trennverfahren die *Abscheideverfahren* . Das sind die Verfahren, bei denen die Partikeln von dem sie umgebenden flüssigen oder gasförmigen Dispersionsmittel *getrennt* bzw. in ihm *aufkonzentriert* werden. Solche Abscheideverfahren benötigt man zur Reinhaltung von Luft und Wasser, aber ebenso bei vielen Produktionsprozessen.
Zur Kennzeichnung der Güte einer Trennung müssen die Partikelgrößenverteilungen von Grob- und Feingut und der Feingut- oder Grobgutmassenanteil bekannt sein. Aus dem Grad der Überschneidung der Verteilungen können *Trenngrenze* und *Trennschärfe* berechnet werden.

2.4.1 Abscheiden von Partikeln aus Gasen
Separation of particles out of gases

Hauptanwendung ist die Luftreinhaltung, wobei eine möglichst vollständige Abscheidung von festen und flüssigen Partikeln angestrebt wird. Die Abtrennung beruht darauf, daß die Partikeln unter der Wirkung verschiedener Kräfte aus dem Gas herausgeführt und gesammelt werden. Da Schwerkraft und Fliehkraft der 3. Potenz der Partikeldurchmesser proportional sind, die Widerstandskräfte bei der Partikelumströmung aber nur der 1. oder 2. Potenz, werden feine Partikeln von der Strömung mitgeschleppt. Im Feinstaubbereich müssen daher andere Mechanismen, vor allem elektrostatische Effekte, ausgenutzt werden. Vier Gruppen von Abscheidern werden technisch genutzt: *Fliehkraftabscheider, Naßabscheider, Filter* und *Elektrofilter*.

Bild 5 zeigt einen Fliehkraftabscheider (*Zyklon*). Das beladene Gas erfährt einen Drall. Auf die Partikeln wirken Fliehkräfte, die zur Abscheidung an der Zyklonwand führen. Das gereinigte Gas verläßt den Zyklon nach Richtungsumkehr durch das zentral eingetauchte Rohr. Zyklone werden mit Durchmessern von 0,02 bis 5 m gebaut und können bei Temperaturen bis über 900 °C eingesetzt werden. Als Endabscheider sind Zyklone häufig nicht ausreichend, da bei großen Gasvolumenströmen die Abscheidung unterhalb 5 µm unbefriedigend ist.
Bei *Naßabscheidern* werden die Partikeln mit einer Waschflüssigkeit in Kontakt gebracht, an oder in dieser gebunden und mit der Waschflüssigkeit aus dem Gasstrom entfernt. Die beladene Waschflüssigkeit muß einer Klärung zugeführt werden. In Naßabscheidern, von denen es verschiedene Bauformen gibt (Rotationszerstäuber, Strahlwäscher, Wirbelwäscher, Venturiwäscher), können auch extrem feine Stäube (0,1 bis 1 µm) abgeschieden werden. Der Energieaufwand ist jedoch hoch.
Bei *Filtern*, die meist aus Faserschichten aufgebaut sind, durchströmt das beladene Gas das sehr poröse Filtermedium. Die Partikeln gelangen durch Trägheitskräfte, Diffusion oder elektrostatische Kräfte an die Filterfasern und werden dort durch Haftkräfte festgehalten. Speicherfilter sind sehr porös (>90%). Die Abscheidung erfolgt im Inneren (Tiefenfiltration). Abreinigungsfilter finden bei Gasströmen mit hoher Staubbeladung Anwendung. Die Abscheidung verlagert sich nach einer kurzen Anfangsphase an die Filteroberfläche. Es entsteht eine Staubschicht mit hoher Filterwirkung. Der Druckverlust steigt an, so daß eine periodische Abreinigung nötig wird.

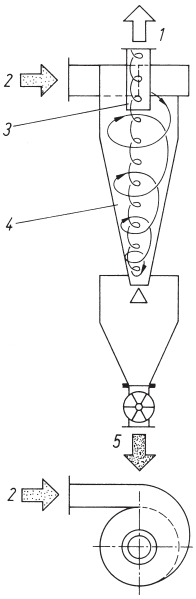


Bild 5. Zyklonabscheider. *1* Reingas, *2* Rohgas, *3* Tauchrohr, *4* Abscheideraum, *5* Staub

Elektrische Abscheider, die vor allem bei sehr feinen Partikeln wirksam sind, werden bevorzugt bei großen Gasvolumenströmen in Kraftwerken, Müllverbrennungsanlagen u. a. eingesetzt. Nach der Aufladung der Partikeln über Sprühelektroden wandern die Partikeln quer zur Gasströmung an die Niederschlagselektroden, die periodisch abgereinigt werden müssen.

2.4.2 Abscheiden von Feststoffpartikeln aus Flüssigkeiten
Separation of solid particles out of fluids

Die Grundaufgabe der Fest-Flüssig-Trennung besteht darin,

- eine möglichst feststofffreie Flüssigkeit zu erhalten (Klären)
- oder einen möglichst trockenen Feststoff zu gewinnen (Entwässern, Eindicken).

Entsprechende Aufgaben sind in vielen Industriezweigen anzutreffen: Entwässern von Kohle und Erzen, Reinigung von Bier und Säften, Trinkwasseraufbereitung, Papierherstellung, Farbpigmentherstellung, viele Prozesse in Chemie und Pharmazie. Zur Lösung der verschiedenen, unterschiedlichen Trennaufgaben stehen drei physikalische Grundvorgänge zur Verfügung, das Sedimentieren, Filtrieren und Auspressen.

Sedimentieren. Partikeln mit gegenüber der Flüssigkeit höherer Dichte bewegen sich in Richtung des Kraftfelds (Schwer- oder Fliehkraft) und bilden ein Sediment. Die klare Flüssigkeit ordnet sich darüber an. Ihre Reinheit ist eine Frage von Zeit und wirkendem Kraftfeld. Die Hohlräume zwischen den Partikeln des Sediments bleiben immer mit Flüssigkeit gefüllt, so daß kein trockener Feststoff gewonnen werden kann.

Filtrieren. Beim Filtriervorgang strömt die Suspension unter Einwirkung einer Kraft (Schwerkraft, Fliehkraft, Druckgefälle) auf ein poröses Filtermittel zu, auf oder in dem die Feststoffpartikeln zurückgehalten werden. Die Flüssigkeit passiert als *Filtrat* das Filtermittel. Die Feststoffpartikeln bilden auf dem Filtermittel eine Feststoffschicht, den *Filterkuchen.* Der Filterkuchen wirkt selbst als Filtermittel und setzt mit der Zeit dem Flüssigkeitsstrom einen immer größeren Widerstand entgegen. Ähnlich wie beim trockenen Abreinigungsfilter ist eine periodische Entfernung des Filterkuchens notwendig. Vor Entnahme wird im Normalfall Luft durch den Filterkuchen geführt, um den Feststoff möglichst weitgehend zu entwässern.

Auspressen. Zur weiteren Entfernung von Restflüssigkeit aus dem Filterkuchen kann der durch Sedimentation oder Filtration entstandene Filterkuchen durch äußere Kräfte im Volumen verringert werden. Das Porenvolumen wird reduziert und die Flüssigkeit verdrängt.

Die Vielzahl der auf dem Markt befindlichen Apparate zur Fest-Flüssig-Trennung lassen sich in drei Gruppen einteilen: Eindicker, Zentrifugen, Filter.

Eindicker. Diese werden im wesentlichen zur Wasserreinigung verwendet und mit rechteckigem Querschnitt (bis ca. 10×40 m, 4 m tief) und mit Kreisfläche (bis 120 m Durchmesser und ca. 2,5 m Tiefe) gebaut. Konstruktives Augenmerk ist auf die *Ausräumvorrichtung* und den Suspensionszulauf zu richten. Die Ausräumvorrichtung (langsam laufende Kratzer und Krälwerke) muß den aussedimentierten Feststoff kontinuierlich entfernen, ohne den Sedimentationsvorgang zu stören. Ähnlich vorsichtig, d. h. gleichmäßig und mit geringer Geschwindigkeit, muß der Zulauf erfolgen. In den letzten Jahren haben *Flockungsklärbecken* zunehmend an Bedeutung gewonnen. Flockmittel werden bei niedrigen Feststoffkonzentrationen und feinen Partikeln zugegeben. Diese Chemikalien lagern sich an die Feststoffe an und bewirken eine Koagulation der feinen Partikeln zu Agglomeraten, die sich dann schneller absetzen.

Zentrifugen. Diese werden als *Siebmantel-* oder *Vollmantel*zentrifugen gebaut. Im zweiten Fall beruht die Fest-Flüssig-Trennung allein auf einer Sedimentation, wogegen bei den Siebmantelzentrifugen Sedimentation und Filtration beteiligt sind. Diese Apparate werden kontinuierlich und absatzweise betrieben. Obwohl absatzweise arbeitende Apparate in kontinuierlichen Prozessen von Nachteil sind, sind sie noch weit verbreitet, weil jeder Filtrationsschritt (Füllen, Trockenschleudern, Waschen) einzeln einstellbar ist und eine schonende Behandlung des Feststoffs, insbesondere beim Ausräumen, ermöglicht wird. **Bild 6** zeigt beispielhaft eine *Schälzentrifuge* mit Rotationssyphon. Durch diesen wird der Wirkung des Fliehkraftfelds ein Saugeffekt überlagert, der bis zum Dampfdruck der Flüssigkeit unter dem Filtermedium gesteigert werden kann. In **Bild 6** nicht dargestellt ist ein radial verschiebliches Messer, über das absatzweise nach Abstellen der Suspensionszufuhr der getrocknete Filterkuchen ausgeschält werden kann.

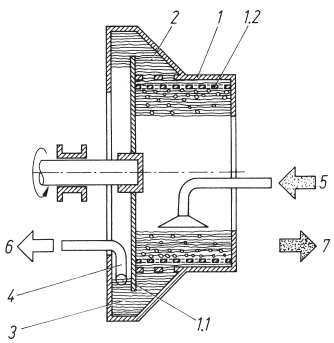


Bild 6. Schälzentrifuge mit Rotationssyphon. *1* Zentrifugentrommel, *1.1* Syphonscheibe, *1.2* Filtermedium, *2* Filtratkammer, *3* Ringtasse, *4* Schälrohr, *5* Suspension, *6* Flüssigkeit, *7* Feststoff

Bei den kontinuierlich betriebenen *Siebmantelzentrifugen* erfolgt der Transport des Filterkuchens über die Gestaltung des Siebkorbs oder über zusätzlich wirkende Kräfte. Bei der *Gleitzentrifuge* ist der Siebkorb konisch ausgeführt. Die Suspensionszugabe erfolgt im engsten Querschnitt. Der sich bildende Filterkuchen gleitet nach außen. Bei der *Schwing-* und *Taumelzentrifuge* sorgen Schwing- und Taumelbewegung für den Transport. Bei der *Schubzentrifuge* erfolgt die Bewegung zwangsweise durch einen oder mehrere sich periodisch in Achsrichtung bewegende zusätzliche Schubböden.
In *Vollmantelzentrifugen* werden extrem hohe Fliehkraftfelder erzeugt. Die bekanntesten Bauarten sind der *Dekanter*, bei dem der Feststofftransport über eine Schnecke erfolgt, die mit einer gegenüber der Drehzahl des Zentrifugenkörpers geringen Differenzdrehzahl rotiert, und der *Separator*, der im wesentlichen zum Abscheiden feinster Partikeln bei geringen Feststoffkonzentrationen oder zum Trennen zweier nicht mischbarer Flüssigkeiten (z. B. Milch : Wasser/Fett-Gemisch) eingesetzt wird. In Dekantern und Separatoren werden Schleuderziffern, das ist das Vielfache der Erdbeschleunigung, bis zu 2 500 bzw. 14 000 erreicht.

Filter. Die praktische Ausführung eines Filtervorgangs läßt sich in vier Schritte unterteilen, die nacheinander auszuführen sind: Kuchenbildung, Kuchenbehandlung (Waschen, Entwässern, Nachpressen), Kuchenabnahme, Reinigung des Filtermittels. Unter *Waschen*, das auch bei Siebmantelzentrifugen möglich ist, versteht man das Durchspülen des Filterkuchens mit einer anderen Flüssigkeit als derjenigen, die die ursprüngliche Suspension gebildet hat.
Einfachstes diskontinuierliches Filter ist das *Sandfilter*. Hier besteht das Filtermittel aus Sand oder Kies. Die älteste Bauart ist die Nutsche, die im Saug- oder Druckbetrieb anzutreffen ist und vor allem im Laborbereich Verwendung findet. Großtechnisch weit verbreitet sind *Rahmenfilter-* und *Kammerfilterpressen* (z. B. Farbstoffherstellung), wo eine große Zahl von Filterplattenpaketen (in manchen Fällen größer als 150) mit Abmessungen bis 2 m × 2 m in einer Einheit zusammengefaßt werden. Filtrationsdrücke bis 15 bar werden realisiert.
Als Vertreter kontinuierlicher Filter ist in **Bild 7** ein *Vakuumfilter* mit Waschband und ablaufendem Filtertuch dargestellt. Über einen entsprechend gestalteten Steuerkopf werden die einzelnen, gegeneinander abgedichteten Zellen zeitlich hintereinander an die Zonen der Kuchenbildung und Kuchenbehandlung (Trockensaugen, Waschen, Trockensaugen, usw.) herangeführt. Zur vereinfachten Kuchenabnahme wird das Filtertuch von der Trommel abgeführt und bei kleinem Krümmungsradius umgelenkt.

2.4.3 Klassieren in Gasen. Classifying in gases

Das Trennen in mehrere Größenklassen in gasförmiger Umgebung nennt man *Windsichten*. Je nach Partikelgröße greifen in einer Gasströmung unterschiedlich große Kräfte an. Unter idealisierten Bedingungen lassen sich Bahnkurven berechnen, die ihrerseits zur Trennung in unterschiedliche Größenklassen verwendet werden können. Die Größe, nach der getrennt wird, ist primär nicht die Partikelgröße, sondern die stationäre Sinkgeschwindigkeit w, die eine Partikel in einem Kraftfeld annimmt.
Bei der *Gegenstrom-Schwerkraftsichtung* mit einer Gasgeschwindigkeit v entgegen der Schwerkraft werden Partikeln mit Sinkgeschwindigkeiten w_g im Schwerefeld, die kleiner als v sind, mit dem Gas ausgetragen (Feingut), wogegen das Grobgut mit Sinkgeschwindigkeiten $w_g > v$ in Richtung der Schwerkraft aussedimentiert.
In einem *Spiralwindsichter*, in dem eine Trennung im Fliehkraftfeld realisiert wird, wird Gas durch einen einstellbaren, rotierenden Leitschaufelkranz entgegen der Fliehkraft nach innen gesaugt. Auf die im Gasstrom dispergierten Partikeln wirken Zentrifugalkraft, Auftriebs- und Widerstandskraft. Ist die Radialkomponente v_r der Gasströmung größer als die Sinkgeschwindigkeit w_b im Fliehkraftfeld, erfolgt ein Abzug nach innen (Feingut). Das Grobgut wird außen gesammelt. Während im Schwerefeld Trennkorngrößen im Bereich 10 bis 100 µm üblich sind, können im Fliehkraftfeld Trennkorngrößen bis hinab zu 1 µm erreicht werden. Die Trennkorngröße, die theoretisch aus der Bedingung $w = v$ folgt, ist jeweils durch Eichversuche zu ermitteln.

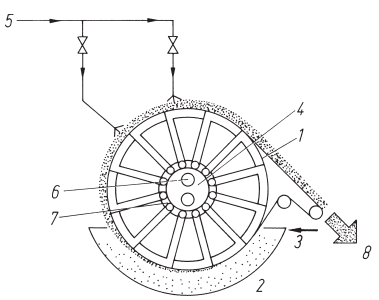


Bild 7. Vakuumfiltrationsanlage. *1* Filtertrommel, *2* Filtertrog, *3* Suspension, *4* Steuerkopf, *5* Waschflüssigkeit, *6* Waschfiltrat, *7* Mutterfiltrat, *8* Feststoff

2.5 Mischen. Mixing

Ziel eines jeden Mischvorgangs ist es, daß auch kleine Teilelemente, Teilvolumina, Teilmengen usw. die zu vermischenden Komponenten in möglichst derselben Zusammensetzung enthalten. In einer realen Mischung ist das selten der Fall. Jede Teilmenge wird in ihrer Zusammensetzung mehr oder weniger von der der Gesamtmenge abweichen. Je größer die Abweichung ist, desto schlechter ist die Mischung. Die Abweichung wird damit zum Gütemaß einer Mischung. Neben der erreichbaren Mischgüte stehen bei der Auslegung von Mischern Fragen der Leistungsaufnahme und der Mischzeit im Vordergrund, wobei Mischzeit und Mischgüte verknüpft sind.
Das *mechanische* Mischen erfolgt durch aufgeprägte Zufallsbewegungen. Die Bewegung der Einzelelemente der Komponenten ist *stochastisch*. Die mathematische Beschreibung des Mischvorgangs als einem Vorgang instationären Konzentrationsausgleichs kann analog der Fickschen Diffusion beschrieben werden, wonach die zeitliche Konzentrationsänderung sowohl durch konvektiven Transport wie durch dispersiven Transport aufgrund stochastischer Partikel- und Fluidbewegung bedingt ist. Geschlossene Lösungen können nur bedingt angegeben werden und sind für Anwendungen meist zu aufwendig.
Die bestmögliche Mischung, die in technischen Geräten erreichbar ist, ist die *gleichmäßige Zufallsmischung*. Auch nach beliebig großen Mischzeiten werden die örtlichen und zeitlichen Konzentrationen schwanken. Sind diese Schwankungen zufällig und liegen sie innerhalb gewisser Grenzen (Vertrauensbereiche), liegt eine gleichmäßige Zufallsmischung vor. Eine Mischungskontrolle erfolgt über Probenahme. Aus der Analyse der Stichproben kann geschlossen werden, ob die Konzentrationsschwankungen innerhalb der Vertrauensbereiche liegen, die für jedes Mischproblem berechenbar sind. Liegen die Schwankungen außerhalb der zulässigen Grenzen, ist entweder noch ungenügend gemischt worden oder Entmischungserscheinungen verhindern das Erreichen des bestmöglichen Ergebnisses.

2.5.1 **Rühren.** Stirring

In der stoffverarbeitenden Industrie ist der *Rührkessel* der wichtigste Misch- und Reaktionsapparat. Die Kesselgrößen liegen meist unter 100 m^3. Meist wird diskontinuierlich gearbeitet. Neben der flüssigen Phase werden auch Gase und/oder Festkörper eingesetzt oder entstehen erst während des Prozesses (z. B. Kristallisation). Der Rührkessel, der meist aus einem Zylinder mit gewölbtem Boden besteht, ist zur Verbesserung der Mischwirkung und zur Erhöhung des Energieeintrags häufig mit Strombrechern versehen. Der Energieeintrag erfolgt über Rührer, die in einer Vielzahl von Bauarten (Propeller-, Schrägblatt-, Scheiben-, Wendel-, Mehrstufen- usw. Rührer) angeboten werden.
Der Zusammenhang zwischen Leistungsaufnahme und Betriebs- und Geometrieparametern läßt sich für jeden Rührer über die dimensionslosen Kenngrößen Newton-Zahl und Reynolds-Zahl darstellen. Damit kann aufgrund von Laborversuchen bei geometrisch ähnlicher Ausführung eine Maßstabsvergrößerung erfolgen, d. h. die Leistungsaufnahme der technischen Ausführung kann vorausberechnet werden. Ähnlich verhält es sich mit der Abschätzung der erforderlichen Mischzeit. Aufgrund umfangreicher Mischzeituntersuchungen für alle gängigen Rührsysteme konnte gezeigt werden, daß das Produkt aus Mischzeit und Rührerdrehzahl, aufgetragen über der Reynolds-Zahl, für jeden Rührer zu einer einzigen Kurve führt.

2.5.2 **Mischen von Feststoffen.** Mixing of solid materials

Beim Mischen von Feststoffen in Form des Schüttguts erfolgt die zum Vermischen notwendige Relativbewegung von Teilbereichen durch die Bewegung der Mischbehälter, durch bewegte Mischelemente bei ortsfesten Behältern oder durch Umwälzung mittels eines Gases, i. allg. Luft. Die Kenntnisse für Auslegungen sind wesentlich geringer als bei Verfahren, bei denen die Trägerphase eine Flüssigkeit ist. Maßstabsvergrößerungen wie beim Rühren über Newton-Zahl, Reynolds-Zahl und das Produkt aus Mischzeit und Rührerdrehzahl sind nur in Einzelfällen möglich. Der Grund liegt in der aufwendigeren Versuchstechnik und den gegenüber einer Flüssigkeit schwerer zu erfassenden Fließeigenschaften von Schüttgütern (s. **N 2.6**).
Apparate zum Mischen von Feststoffen können in drei Gruppen eingeteilt werden: rotierende Mischer, Mischer mit bewegten Mischwerkzeugen und pneumatische Mischer. *Rotierende Mischer*, auch Schwerkraft- oder Freifallmischer genannt, werden bis zu Baugrößen von 10 m^3 angeboten. Im einfachsten Fall rotiert ein zylindrischer Behälter um seine horizontale Achse. Das Schüttgut wird durch die Rotation einseitig angehoben und rutscht über die sich bildende Böschung ab. Eine Mischwirkung stellt sich lediglich an der Oberfläche ein. Vorteile sind einfache Bauart, leichte Reinigung, milde Mischwirkung, geringer Abrieb. Nachteile sind die Beschränkung auf rieselfähige Schüttgüter, die Gefahr des Entmischens nach Partikelgröße und -dichte und lange Mischzeiten. Durch Schrägstellen der Behälter, durch Einbauten oder durch entsprechende nichtzylindrische Form lassen sich die Mischzeiten erheblich reduzieren.
Bei *Mischern mit bewegten Mischwerkzeugen* (Wendel-, Pflugschar-, Schaufel-, Wirbel-, Kegelschnecken- usw. Mischer) erfolgt die Mischwirkung durch eine Scherbeanspruchung im Schüttgut und nur geringfügig an der Schüttgutoberfäche, d. h. die o. g. Entmischungserscheinungen können vermieden werden. Beim *Pflugscharmischer* als Vertreter diese Gruppe sind in einem horizontal liegenden Zylinder auf dem in der Symmetrieachse liegenden Rührwerk an radialen Stäben Pflugscharen angeordnet, die bei Rotation des Rührwerks die Schüttung durchpflügen, d. h. sie verdrängen das

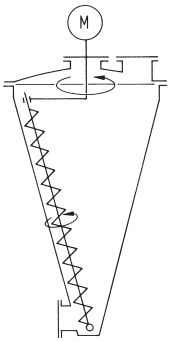


Bild 8. Kegelschneckenmischer

Schüttgut zur Seite. Beim Wiederzusammenfließen hinter den Pflugscharen findet der eigentliche Mischvorgang statt. Verglichen mit den rotierenden Mischern ist der Energiebedarf hoch. Entsprechend größer sind Abrieb (bezogen auf das Schüttgut) und Verschleiß (bezogen auf die Mischelemente). Auch Schüttgüter mit schlechten Fließeigenschaften (hoher Feingutanteil, Feuchtigkeit) können gemischt werden. Beim *Kegelschneckenmischer* als weiterem Vertreter dieser Gruppe (**Bild 8**) fördert eine nahe der konischen Behälterwand geführte Schnecke Schüttgut nach oben. Da die Schnecke über den oben angeordneten Arm gleichzeitig den gesamten Konusmantel abfährt, kommt der gesamte Behälterinhalt in Bewegung. Durch den Zwangstransport können auch feuchte Schüttgüter befriedigend vermischt werden.
Baut man den Boden eines Zylinders mit vertikaler Achse als Belüftungsboden aus, der gas-, aber nicht schüttgut-durchlässig ist, und erzeugt durch Einleiten von Luft durch den Ausströmboden ein Fließbett (s. **N 5**), stellt dieses Fließbett einen idealen Mischer dar. Baugrößen bis 1 000 m^3 in der chemischen Industrie und bis 20 000 m^3 in der Zementindustrie sind realisiert. Durch verstärkte Belüftung in Teilbereichen, die periodisch wechseln, kann ein Umlaufstrom eingestellt werden. Damit können der Luftvolumenstrom und die erforderliche Mischzeit reduziert werden.

2.6 **Bunkern.** Storage in silos

2.6.1 Fließverhalten von Schüttgütern
Flow properties of bulk solids

Das Lagerungs- und Bewegungsverhalten von Schüttgütern ist gegenüber dem von Flüssigkeiten sehr verschieden. Befindet sich eine Flüssigkeit in Ruhe, bildet sie eine horizontale Oberfläche und kann keine Scherkräfte übertragen. In einem Behälter nimmt der Druck linear mit der Tiefe zu und ist nach allen Richtungen gleich. Ein Schüttgut kann dagegen beliebig geformte Oberflächen bilden bis zu Neigungen, die seinem Böschungswinkel entsprechen. Es kann statische Scherkräfte übertragen und die Drücke, die es in einem Bunker auf Boden und Wände ausübt, nehmen nicht linear mit der Tiefe zu, sondern streben einem Maximalwert zu. Zudem ist der Druck von der Richtung abhängig und verschieden beim Füllen und Entleeren. Da ein Schüttgut aber auch keine oder nur geringe Zugkräfte übertragen kann, läßt sich sein Verhalten auch nicht mit den Gesetzen des Festkörpers beschreiben. Das Schüttgut ist also weder eine Flüssigkeit noch ein Festkörper.
Den Schüttgütern sehr nahe kommen die Materialien der *Bodenmechanik*. Im Gegensatz zur Aufgabenstellung der Bodenmechanik, die darum bemüht ist, daß die Beanspruchung ihrer Stoffe in Staudämmen, unter Gebäuden usw. so ist, daß es

nicht zu Gleitvorgängen kommt, strebt der Verfahrenstechniker den Fließzustand meist an. Das Schüttgut soll im Bunker fließen und die Bildung von Brücken, Schächten und toten Zonen muß vermieden werden. Es ist ein Fließkriterium – Fließkriterium im Sinne der Plastizitätslehre – aufzustellen, das besagt, ob ein Schüttgutelement unter bestimmten Spannungszuständen fließt oder nicht. Die Bodenmechanik benutzt in Analogie zur Festkörperreibung das Mohr-Coulombsche Fließkriterium: Wirkt auf einen Körper bzw. ein Schüttgutelement eine Druckkraft N, ist zur Bewegung des Körpers quer zur wirkenden Druckkraft eine Scherkraft S nötig, die, sofern keine Haftkräfte zwischen Körper und Unterlage bzw. im Schüttgut wirken, zu N proportional ist. Bei Gegenwart von Haftkräften ist eine größere Scherkraft nötig. Dividiert man die Kräfte N und S durch die Berührfläche A, erhält man Normalspannung σ und Schubspannung τ und das Mohr-Coulombsche Fließkriterium lautet

$$\tau \leq c + \sigma \tan \varphi. \qquad (2)$$

Darin sind c, *Kohäsion* genannt, der auf Haftkräften beruhende Scherwiderstand bei einer Beanspruchung $\sigma = 0$ und φ der innere Reibungswinkel. Gilt das Kleinerzeichen, ist das Schüttgutelement im statischen Gleichgewicht, d. h. kein Fließen. Erst, wenn das Gleichheitszeichen gilt, ist eine plastische Verformung und damit Fließen möglich.

In der Bodenmechanik muß die Fließgrenze nur in etwa bekannt sein, da sie nicht erreicht werden darf. Die Form der Gleichung ist einfach und in der bodenmechanischen Praxis bewährt. In der Verfahrenstechnik ist eine genaue Kenntnis erforderlich. Die Ermittlung der Fließgrenze geschieht experimentell mit Scherversuchen. Dabei stellt sich heraus, daß die einfache Form der Coulomb-Gleichung nicht haltbar ist und daß ferner ein erheblicher Einfluß der Schüttgutdichte besteht. Letzteres entspricht unserer Erwartung: Je dichter ein Schüttgutelement gepackt ist, desto größer ist bei identischer Normalbeanspruchung der Schwerwiderstand.

Scherversuche werden heute in der Mechanischen Verfahrenstechnik routinemäßig durchgeführt und liefern u. a. folgende Werte: innere Reibungswinkel für beginnendes und stationäres Fließen; Zugfestigkeit, Druckfestigkeit und Kohäsion in Abhängigkeit von der Schüttgutdichte; Reibungswinkel zwischen Schüttgut und beliebigen Wandmaterialien.

2.6.2 Dimensionierung von Bunkern. Design of silos

Beim Bunkern von Schüttgütern treten u. a. folgende Probleme auf:

- *Brückenbildung:* Ein stabiles Gewölbe bringt den Schüttgutfluß zum Erliegen.
- *Schachtbildung:* Nur das Schüttgut, das sich zentral über der Auslauföffnung befindet, fließt aus.
- *Entmischung:* Bildet sich beim Füllen eines Bunkers ein Schüttgutkegel, gelangt das Grobgut in die Peripherie, wogegen sich das Feingut im Zentrum ansammelt. Bildet sich beim Entleeren ein Abflußtrichter, wird zunächst vorwiegend Feingut und gegen Ende vorwiegend Grobgut ausgetragen.
- *Verweilzeitverteilung:* Bei Bunkern mit toten Zonen wird Schüttgut, das beim Füllen in diese Zonen gelangt, erst beim völligen Entleeren ausgetragen, wogegen später eingefülltes Schüttgut sofort wieder ausgetragen wird.

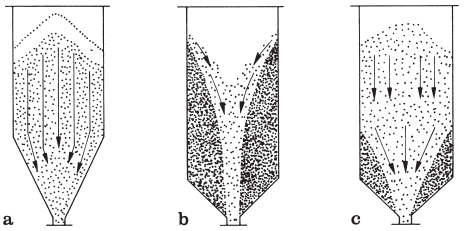


Bild 9. a Massenfluß; **b, c** Kernfluß

Die Reibungsverhältnisse im Schüttgut und an der Wand und die Bunkerausführung in ihrem untersten Bereich beeinflussen das *Fließprofil*. Es wird zwischen *Massenfluß* und *Kernfluß* unterschieden, **Bild 9**. Bei Massenfluß ist die gesamte Füllung in Bewegung, sobald Schüttgut abgezogen wird. Damit dies eintritt, müssen die Wände entsprechend glatt und steil sein. Sind der innere Reibungswinkel und der Wandreibungswinkel bekannt (Scherversuche), kann aus entsprechenden Diagrammen die maximal mögliche Neigung des Auslauftrichters gegen die Vertikale abgelesen werden, die Massenfluß garantiert. Ist Brückenbildung ausgeschlossen, treten weitere Probleme nicht auf. Ist die Neigung des Trichters zu gering oder sind die Wände zu rauh, tritt Kernfluß auf und alle genannten Probleme müssen beachtet werden.

Brückenbildung über der Auslauföffnung ist möglich, wenn die dort herrschende Schüttgutfestigkeit größer als die Spannung ist, die im Auflager einer stabilen Brücke aufgrund des Gewichts der Brücke und der Brückenbelastung herrscht. Diese Auflagerspannung läßt sich für jeden Ort im Bunker abschätzen. Bei stationärem Bunkerbetrieb lassen sich für alle Bunkerbereiche und insbesondere für den Auslauftrichter, in dem die Gefahr der Brückenbildung besteht, die Spannungen im Schüttgut berechnen. Diesen Spannungen entsprechen jeweils Schüttgutdichten, denen ihrerseits aufgrund der Scherversuche Schüttgutfestigkeiten zuzuordnen sind. Damit sind die Verläufe von Auflagerspannung und Schüttgutfestigkeit bekannt. Im Auslauftrichter nehmen beide in Richtung Auslauf ab. Die Auflagerspannung nimmt stärker ab, so daß es zum Schnittpunkt beider Verläufe kommen kann. Unterhalb dieses Schnittpunkts (kritischer Querschnitt) reicht die Schüttgutfestigkeit aus, um eine stabile Brücke zu bilden.

Zur Vermeidung von Brückenbildungen müssen im Bereich zwischen kritischem Querschnitt und geplanter Auslauföffnung Austraghilfen angeordnet werden, die eine Schüttgutbewegung erzwingen. Oberhalb des kritischen Querschnitts ist ein ungehinderter Schwerkraftfluß gewährleistet. Mögliche Austraghilfen sind das gezielte Einblasen von Luft, ein dem Problem angepaßter, sinnvoller Einsatz von Vibrationen oder der Einbau von Rührwerken. Viele Schüttgüter unterliegen beim Lagern in Ruhe einer Zeitverfestigung, die die Schüttgutfestigkeit und damit den kritischen Querschnitt vergrößert. Dieser Zeiteinfluß wie auch Einflüsse von Temperatur und Feuchte können an repräsentativen Proben im Labormaßstab durch Scherversuche quantitativ ermittelt werden.

3 Thermische Verfahrenstechnik
Thermal process engineering

A. Mersmann, München

In Apparaten und Maschinen der Thermischen Verfahrenstechnik werden *fluide* Gemische getrennt. Das Trennprinzip kann
- auf unterschiedlichen Dampfdrücken (Verdampfen, Destillieren, Rektifizieren),
- auf unterschiedlichen Löslichkeiten (Eindampfen, Kristallisieren, Extrahieren, Absorbieren),
- auf unterschiedlichem Sorptionsverhalten (Adsorption, Desorption, Chromatografie, Trocknen),
- auf unterschiedlicher Durchlässigkeit durch Membranen (Dialyse, Umkehrosmose, Ultrafiltration, Pervaporation) und
- auf unterschiedlichen (elektr.) Feldkräften

der einzelnen Komponenten (a, b, c, …, i, …, k) beruhen.
Beim Trennvorgang gehen eine oder mehrere Komponenten von einer Phase (z. B. *feste* S- (Solid-), *flüssige* L- (Liquid-) oder *gasförmige* G-(Gas-)*Phase*) in eine andere Phase über (**Tab. 1**), wobei die Phasenströme im Apparat häufig im Gegenstrom zueinander geführt werden (s. **K 1.1**). Stoffaustauschmaschinen mit bewegten Maschinenteilen sind bisher in der Industrie wenig verbreitet.

3.1 Absorbieren, Rektifizieren, Flüssig-flüssig-Extrahieren
Absorption, rectification, liquid-liquid-extraction

Bild 1 zeigt Prinzipskizzen von Gas-flüssig-Gegenstromkolonnen (Absorber, Rektifikatoren), **Bild 2** dagegen verschiedene Bauformen von Flüssig-flüssig-Gegenstromkolonnen (Extraktoren).
Solche Kolonnen können *Böden* (Sieb-, Glocken-, Ventilböden) oder *Packungen* (geordnete Packungen oder regellose Füllkörperschüttungen) enthalten und werden so konzipiert, daß sowohl große Durchsätze der im *Gegenstrom* geführten Phasen wie eine möglichst große *Grenzfläche* zwischen den Phasen im Hinblick auf einen großen übertragenen Stoffstrom für ein bestimmtes *Partialdruck-* oder *Konzentrationsgefälle* erzielt werden. Große Grenzflächen entstehen durch kleine Blasen oder Tropfen in Boden- bzw. breite dünne Flüssigkeitsfilme oder kleine fluide Partikel auf oder in Packungen von Packungskolonnen bei großem Volumenanteil der Partikel- bzw. Filmphase.

Tabelle 1. Übersicht über thermische Trennverfahren

Trennverfahren (ohne Membranen)	Stoffübergang
Verdampfen/**Kon**densieren	$L \underset{Kon}{\overset{Ver}{\rightleftharpoons}} G$
Kristallisieren/**Lös**en	$L \underset{Lös}{\overset{Kri}{\rightleftharpoons}} S$
Absorbieren/**Des**orbieren	$G \underset{Des}{\overset{Abs}{\rightleftharpoons}} L$
L/L-**Ex**trahieren/**Re**extrahieren	$L^{I} \underset{Re}{\overset{Ex}{\rightleftharpoons}} L^{II}$ oder $G \underset{Re}{\overset{Ex}{\rightleftharpoons}} L$
Rektifizieren	$L \rightleftharpoons G$
Adsorbieren/**Des**orbieren	(G oder L) $\underset{Des}{\overset{Ads}{\rightleftharpoons}}$ S
Trocknen	$S \longrightarrow G$
S/L-Extrahieren	$S \longrightarrow L$

3.1.1 Durchsatz. Throughput

Der Durchmesser solcher Gegenstromapparate ist so groß zu wählen, daß ein *sicherer Gegenstrom* der beiden Phasen gewährleistet ist und nicht Fluten eintritt (eine Phase reißt die andere Phase mit, *Gleichstrom* der Phasen). Handelt es sich um Bodenkolonnen, werden mit zunehmender *Volumenstromdichte* $\dot{v}_c$ der kontinuierlichen oder *kohärenten Phase* (Index c) immer mehr und immer größere fluide Partikel (Blasen oder Tropfen) der *dispersen* oder zerteilten Phase (Index d) mitgerissen, bis schließlich Fluten eintritt. Aus diesem Sachverhalt ergibt sich ein einfaches *Flutpunktdiagramm*, das in **Bild 3** dargestellt und für überschlägige Auslegungen ausreichend genau ist. In Packungskolonnen für die Flüssig-flüssig-Extraktion sowie Absorption und Rektifikation können sich neben fluiden Partikeln (Tropfen bzw. Blasen) auch noch Flüssigkeitsfilme und -rinnsale auf den Packungselementen im Gegenstrom zur anderen Phase bewegen. Die Vorhersage des Flutpunkts ist dann schwieriger, doch erlaubt **Bild 4** überschlägige Berechnungen.

3.1.2 Stofftrennung. Material separation

Während sich der Durchmesser D von *Gegenstromkolonnen* nach zulässigen Phasendurchsätzen und somit nach den Gesetzen der *Mehrphasenströmung* (s. **N 5**) richtet, hängt deren Höhe Z von der Trennschwierigkeit des Gemisches ab, die bei Bodenkolonnen durch die Zahl der Trennstufen n und bei Packungskolonnen durch die Zahl der Übergangseinheiten *NTU* (number of transfer units) beschrieben wird. Die Zahl

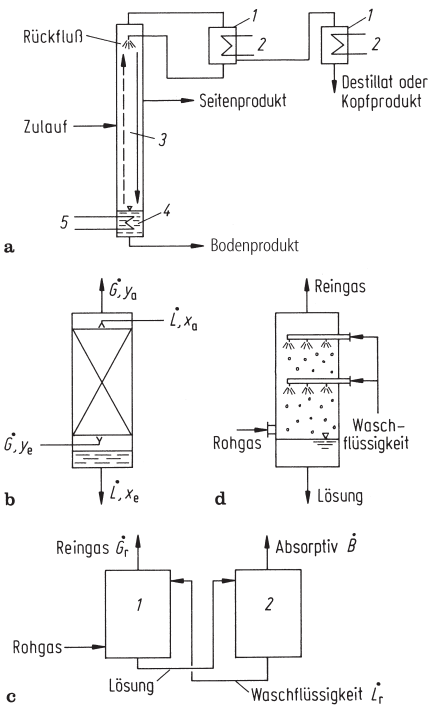


Bild 1 a–d. Rektifizier- und Absorptionsanlagen. **a** Gegenstromrektifizierkolonne, *1* Kondensatoren, *2* Kühlen, *3* Kolonne, *4* Verdampfer, *5* Heizen; **b** Gegenstromabsorber; **c** Absorptions-Desorptionsanlage, *1* Absorber, *2* Desorber; **d** Gegenstromsprühkolonne

N

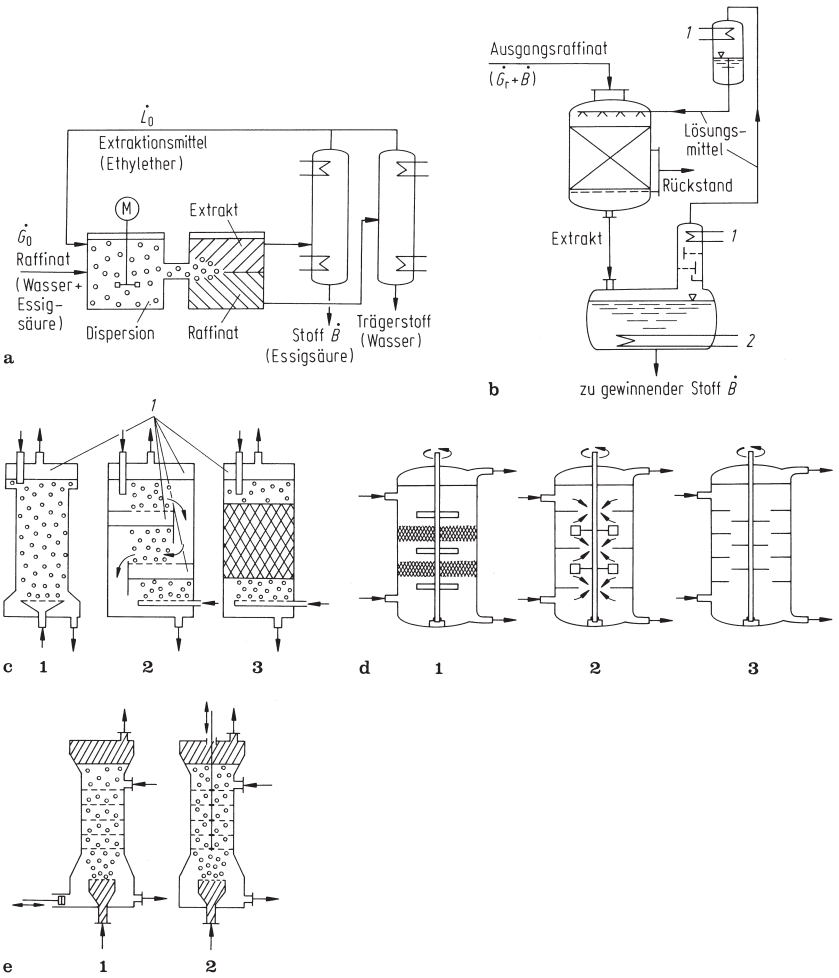


Bild 2a–e. Extraktionsanlagen. **a** Einstufige Flüssig-flüssig-Extraktionsanlage mit zwei nachgeschalteten Rektifizierkolonnen zur Aufbereitung von Extrakt und Raffinat; **b** einstufige Fest-flüssig-Extraktionsanlage mit nachgeschalteter Aufbereitung des Lösungsmittels, *1* Kühlen, *2* Heizen; **c** Gegenstromextraktionsapparaturen, *1* Phasengrenzfläche: **1** Sprühkolonne, **2** Siebbodenkolonne, **3** Füllkörperkolonne; **d** Gegenstromextraktionskolonnen: **1** Scheibelkolonne, **2** Oldeshue-Rushton-Kolonne, **3** Drehscheibenextraktor (Rotating Disc Contactor RDC); **e** pulsierende Siebbodenkolonne mit **1** Flüssigkeitspulsator und **2** Schwingplattenpulsator

der Trennstufen ist gleich der Zahl der Stufen einer Treppenlinie, die sich zwischen einer *Gleichgewichtslinie* $y^* = f(x)$ und einer *Bilanzlinie* $y = f(x)$ in einem Arbeitsdiagramm einzeichnen läßt, **Bild 5** und **Bild 6**. Es ist der *Molenbruch* y (oder die *Beladung* Y) der G-Phase (Index G) abhängig vom Molenbruch x (oder der Beladung X) in der L-Phase (Index L) aufgetragen. Es gelten die Umrechnungen $x = X/(1+X)$ und $y = Y/(1+Y)$. **Bild 5** zeigt ein Arbeitsdiagramm für die Rektifikation binärer Gemische und **Bild 6** für die Absorption oder Flüssig-flüssig-Extraktion für den Fall, daß nur eine Komponente übertragen wird. Handelt es sich um die Rektifikation von Vielstoffgemischen oder die Absorption oder Extraktion mehrerer Komponenten, sind für die einzelnen Komponenten und jeweiligen Kolonnenelemente (Böden bei Bodenkolonnen, differentielle Kolonnenhöhe bei Packungskolonnen) *Stoffbilanzen* zu formulieren und mit Hilfe von Stoffaustausch- und erforderlichenfalls auch Wärmeaustauschvorgängen Konzentrationsänderungen zu beschreiben.

Nach **Bild 5** wird bei der Rektifikation das binäre Gemisch in ein *Destillat D* mit der Konzentration x_D und in ein *Bodenprodukt B* entsprechend x_B zerlegt. Im Falle der Absorption reichert sich die vom Gas abgegebene und vom flüssigen Waschmittel (Lösungsmittel) absorbierte Komponente und bei der Flüssig-flüssig-Extraktion die vom Raffinat abgegebene und vom Extraktionsmittel (Lösungsmittel) extrahierte Komponente jeweils von der Beladung Y_e am einen (hier unten) Ende der Kolonne auf die Beladung Y_a am anderen Ende ab. Entsprechend wird die andere Phase von X_a auf X_e angereichert. Die dargestellten Bilanzlinien $y = f(x)$ bzw. $Y = f(X)$ ergeben sich aufgrund von Stoffbilanzen der übertragenen Komponente (bei der Rektifikation der leichtersiedenden Komponente) als Bilanz um einen Kolonnenabschnitt.

Dagegen stellen Gleichgewichtslinien $y^* = f(x)$ (der Stern steht im folgenden für Gleichgewicht) thermodynamische Aussagen zum Stoffsystem dar; sie können allgemein für den Gesamtdruck p aus der Beziehung

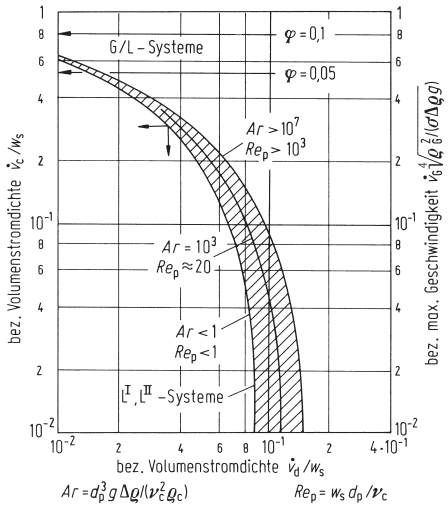


Bild 3. Fluten von Bodenkolonnen für G/L (Absorber und Rektifikatoren) und L^I/L^{II}-Systeme (Extraktoren). (c = continuous phase, d = dispersed phase, p = particle, s = sink)

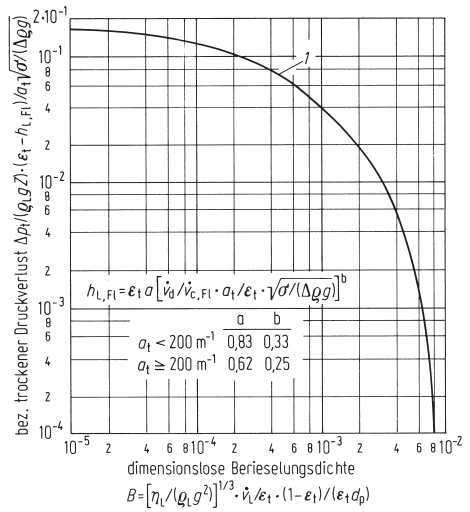


Bild 4. Fluten von Packungskolonnen für G/L-Systeme, a_t, ε_t volumenbezogene trockene Packungsoberfläche bzw. -lückenvolumen, Δp_t Druckverlust des Gases beim Durchströmen der trockenen Packung, $h_{L,Fl}$ auf das Packungsvolumen bezogenes Flüssigkeitsvolumen am Flutpunkt. *1* Flutgrenze

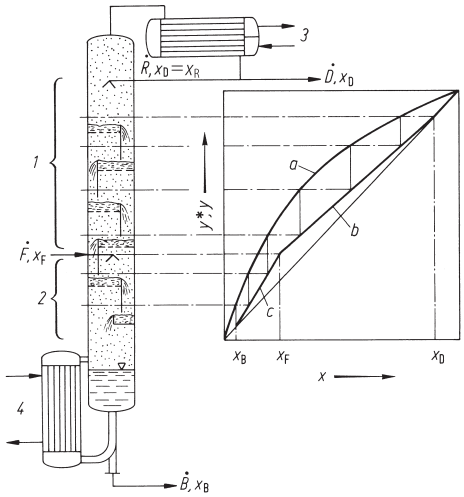


Bild 5. Rektifizierkolonne mit dem dazugehörigen Arbeitsdiagramm. *1* Verstärkungsteil, *2* Abtriebsteil, *3* Kühlen, *4* Heizen, *a* Gleichgewichtskurve, *b* Verstärkungsteil-Bilanzlinie, *c* Abtriebsteil-Bilanzlinie

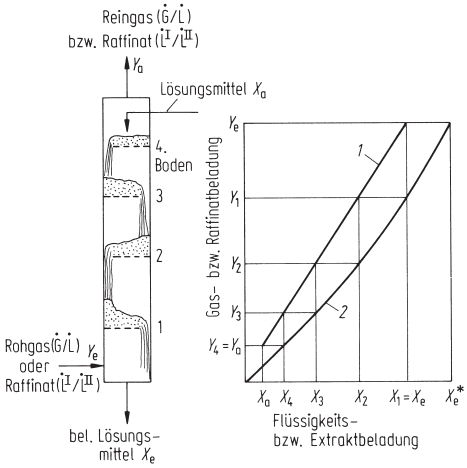


Bild 6. Absorber oder L/L-Extraktor mit dazugehörigem Arbeitsdiagramm. *1* Bilanzlinie $Y = f(X)$, *2* Gleichgewichtslinie $Y^* = f(X)$

$$y_i^* \approx \gamma_i x_i \frac{\varphi_i^0 (p_i^0) p_i^0}{\varphi_i p}$$

zwischen der Konzentration x_i der Komponente i in der L-Phase und der Konzentration y_i^* in der G-Phase (bzw. anderen L-Phase bei der Flüssig-flüssig-Extraktion) berechnet werden. Der *Aktivitätskoeffizient* γ_i beschreibt das reale Verhalten der Komponente i in der kondensierten Phase, während die *Fugazitätskoeffizienten* φ_i und φ_i^0 deren reales Verhalten in Gasen oder Dämpfen berücksichtigen; p_i^0 ist der *Sättigungsdampfdruck* der Komponente i.

Im Falle eines kleinen reduzierten Drucks $p_r = p/p_c$ gilt mit $\varphi_i = \varphi_i^0 \approx 1$ im Falle der Absorption bei kleinen Konzentrationen x_i das Henrysche Gesetz

$$y_i^* = (x_i/p)\gamma_i p_i^0 = x_i (He_i/p).$$

Für die Flüssig-flüssig-Extraktion erhält man für kleine Werte von x_i das Nernstsche Gesetz

$$y_i^* = x_i (\gamma^I/\gamma^{II}) = x_i K.$$

Die Aktivitätskoeffizienten γ_i sind bei idealen Gemischen 1 und bei realen Gemischen mit $0 < \gamma < \infty$ von den Wechselwirkungsenergien der verschiedenen Moleküle in der flüssigen Phase abhängig. Die Fugazitätskoeffizienten φ_i hängen vom reduzierten Druck $p_r = p/p_c$ und der reduzierten Temperatur $T_r = T/T_c$ ab und nehmen bei sehr kleinen Werten von p_r den Wert 1 an (s. **D 9**).

Handelt es sich nicht um Boden-, sondern um Packungskolonnen, ist die Zahl der Übergangseinheiten *NTU* dann gleich der Zahl der Trennstufen n, wenn Bilanz- und Gleichgewichtslinien parallel sind. Andernfalls ergibt sich *NTU* der G-Phase aus

$$NTU_G = \int_{y_e}^{y_a} \frac{dy}{(y^* - y)}.$$

Mit den partiellen *Stoffübergangskoeffizienten* β_G in der G-Phase und β_L in der L-Phase folgt dann die erforderliche Höhe Z der Packung mit dem G-Strom $\dot{G} = \dot{v}_G f \varrho_G / \tilde{M}_G$ in der Kolonne aus

$$Z = NTU \frac{\dot{G}}{af} \left(\frac{\tilde{M}_G}{\varrho_G \beta_G} + \frac{\tilde{M}_L}{\varrho_L \beta_L} m \right).$$

Hierin ist f der durchströmte Querschnitt der Kolonne ($f = D^2\pi/4$ bei zylindrischer Kolonne) und die Größe a die auf das Packungsvolumen bezogene Stoffaustauschfläche (Phasengrenzfläche) zwischen den beiden Phasen. Die Größe $\tilde{M}$ ist die *molare Masse* und $m = \frac{dy^*}{dx}$ das Steigungsmaß der Gleichgewichtskurve. Handelt es sich dagegen um eine Bodenkolonne, ergibt sich die erforderliche Kolonnenhöhe Z zu

$$Z = nH / E_{0G},$$

mit dem G-seitigen Verstärkungsverhältnis

$$E_{0G} = 1 - \exp\left(- \frac{\frac{\beta_G a Z'}{\dot{v}_G}}{1 + m \frac{\beta_G \varrho_G \tilde{M}_L}{\beta_L \varrho_L \tilde{M}_G}} \right).$$

Hierin ist $\dot{v}_G$ die Volumenstromdichte (Volumenstrom/Fläche) des Gasstroms. Der Bodenabstand H wird häufig zwischen 0,2 m (Extraktion) und 0,4 m (Absorption, Rektifikation) gewählt. Diese Gleichungen zeigen, daß die Höhe Z einer Bodenkolonne gleich nH und die Höhe Z einer Packungskolonne dann sehr klein sind, wenn die volumenbezogene Phasengrenzfläche a groß (d. h. kleine Blasen und Tropfen bzw. kleine Füllkörper) und die Stoffübergangskoeffizienten β_G und β_L ebenfalls groß sind. Volumenbezogene Phasengrenzflächen a und Stoffübergangskoeffizienten β_G, β_L, β_c und β_d können aus den Gleichungen nach **Tab. 2** und **Bild 7** abgeschätzt werden.

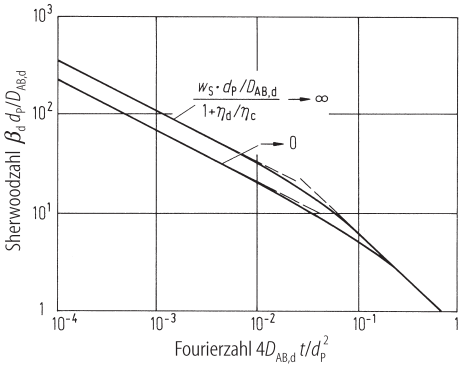


Bild 7. Stoffübergang in fluiden Partikeln

3.2 Verdampfen und Kristallisieren

Evaporation and crystallization

In **Bild 8** sind industriell häufig eingesetzte Verdampfer dargestellt. Die Heizfläche A von Verdampfern ist so zu dimen-

Tabelle 2. Stoffübergang in Gegenstromkolonnen. w_s Steig- oder Sinkgeschwindigkeit fluider Partikel, $\Delta\varrho$ Dichtedifferenz, g Erdbeschleunigung, D_{AB} Diffusionskoeffizienten, d_N Lochdurchmesser bzw. Packungselementabmessung, φ Bodenlochanteil, τ_B Bildungszeit fluider Partikel, a_t volumenbezogene Oberfläche der trockenen Packung, ε Volumenanteil einer Phase, Z' Höhe der Zweiphasenschicht auf dem Boden, $\dot{v}$ Volumenstromdichte

Vol. Stoffstromdichte $\dot{m}_i = a(\Delta c_i)_m \left(\frac{1}{1/\beta_G + m/\beta_L} \right)$	Absorption Rektifikation (Index G, L)	Flüssig-flüssig-Extraktion (Index c, d)
Bodenkolonne		
volumenbezogene Phasengrenzfläche (Tropfenregime)	$a \approx \frac{6\varepsilon_G}{0{,}8\sqrt{\sigma/(\Delta\varrho\, g)}}$ $\varepsilon_G \approx \left(\frac{\dot{v}_G \sqrt{\varrho_G}}{2{,}5 \sqrt[4]{\varphi^2 \sigma \Delta\varrho\, g}} \right)^{0{,}28}$	$a \approx \frac{6\varepsilon_d}{\sqrt[3]{6 d_N \sigma/(\Delta\varrho \cdot g)}}$ $\varepsilon_d \approx \frac{1{,}55}{\dot{v}_d} \sqrt[4]{\frac{\sigma \Delta\varrho\, g}{\varrho_c^2}}$ für $\varepsilon_d < 0{,}05$
Stoffübergangskoeffizienten	$\beta_G \approx \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\dot{v}_G D_{AB,G}}{Z' \varepsilon_G}}$ $\beta_L \approx \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{\dot{v}_G D_{AB,L}}{Z' \varepsilon_G}}$	Tropfenbildung: $\beta_c = \beta_d = f_B \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{D_{AB}}{\tau_B}}$ $1 < f_B < 4$ kugelige Tropfen mit w_s: $\beta_c = f_K \frac{2}{\pi} \sqrt{\frac{w_s D_{AB,c}}{d_p}}$ $f_K \leqq 1$ oszillierende Tropfen $\beta_c \approx 1{,}3 \sqrt[4]{\frac{\sigma D_{AB,c}^2}{d_p^3 \varrho_c}}$ disperse Phase s. **Bild 7**
Packungskolonne		
Stoffübergangskoeffizienten	$\beta_G \approx 0{,}7 \sqrt[3]{\frac{\dot{v}_G^2 D_{AB,G}^2}{d_N \cdot \nu_G}}$ $\beta_L \approx 4 \sqrt{\frac{6 D_{AB,L}}{\pi d_N}} \sqrt{\frac{\dot{v}_L \sigma}{3 d_N \cdot \varrho_L}}$	
volumenbezogene Phasengrenzfläche a	$a = f_L a_t$ nur Filme: $0 < f_L = f(\dot{v}_L) < 1$ Filme und Tropfen: $0 < f_L = f(\dot{v}_L) < \approx 2$	$a \approx \frac{6 \cdot \varepsilon_d}{2{,}4 \sqrt{\sigma/(\Delta\varrho\, g)}}$ $\varepsilon_d \approx \frac{1{,}55}{\dot{v}_d} \sqrt[4]{\frac{\sigma \Delta\varrho\, g}{\varrho_c^2}}$ für $\varepsilon_d < 0{,}05$ und $\frac{\dot{v}_c}{w_s} < 0{,}1$

sionieren, daß der aus dem Brüdenstrom $\dot{M}_i$ resultierende Wärmestrom $\dot{Q}$ entsprechend

$$\dot{Q} = \dot{M}_i \Delta h_{LG} = kA(\Delta\vartheta)_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} A(\Delta\vartheta)_m$$

übertragen wird (s. **D 10.2**). Hierin sind die Größen $(\Delta\vartheta)_m$ die mittlere Temperaturdifferenz zwischen dem Heizmedium und der verdampfenden Lösung und Δh_{LG} die spez. Verdampfungsenthalpie. Angaben zu Wärmeleitfähigkeiten s. **D 10 Tab. 1**.

Die Dampf-Flüssigkeits-Trenngefäße oberhalb der siedenden Flüssigkeitsoberfläche sind so zu dimensionieren, daß ein unzulässiges Mitreißen von Tröpfchen vermieden wird. Als Anhaltswerte der Dampf-Leerrohrgeschwindigkeit können zulässige Dampfgeschwindigkeiten in Rektifizier-Bodenkolonnen dienen (**Bild 3**). Handelt es sich um das Verdampfen eines binären Gemisches mit einem sehr weiten Siedeabstand der beiden Komponenten, ergibt sich die Konzentration der austretenden Lösung aufgrund von Massen- und Stoffbilanzen zu (**Bild 9**)

$$(1 - x_1) = (1 - x_0)\dot{L}_0/\dot{L}_1 = (1 - x_0)/(1 - \dot{G}_1/\dot{L}_0).$$

Zur Energieeinsparung sind Verfahren wie die *Vielstufenverdampfung* oder/und die *Brüdenverdichtung* geeignet. In **Bild 10** sind häufige Schaltungen der Vielstufenverdampfung nach dem Gleichstrom- (in der letzten Verdampferstufe treten niedrige Temperaturen auf, verbunden mit hohen Flüssigkeitsviskositäten und schlechtem Wärmeübergang) und nach dem Gegenstromprinzip (hohe Temperaturen mit Zersetzungsgefahr temperaturempfindlicher Stoffe) dargestellt. Theoretisch läßt sich der spezifische Energieverbrauch bis auf $1/n$ bei n Stufen reduzieren, praktisch liegen die Werte um 10 bis 30% höher. **Bild 11** zeigt das Schaltschema einer Brüdenverdichtung (Wärmepumpe).

Die Leistungsziffer ε = Nutzwärme/Verdichterarbeit = Flächen „bc56“ und „cd45“/Fläche „123456“ ist um so größer, je kleiner das Druckverhältnis bei der Brüdenverdichtung ist.

Zur Kristallisation aus der Lösung ist erforderlich, eine übersättigte Lösung durch Verdampfen von Lösungsmittel, Kühlen, Verdrängen des gelösten Stoffs durch einen dritten Stoff (Verdrängungsmittel) oder durch Reaktion von zwei oder mehreren Edukten zu einem Produkt mit einer die Löslichkeit übersteigenden Konzentration herzustellen.

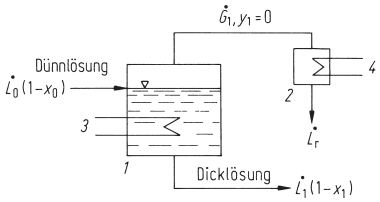


Bild 9. Stoffbilanz eines Eindampfers. *1* Verdampfer, *2* Kondensator, *3* Heizen, *4* Kühlen

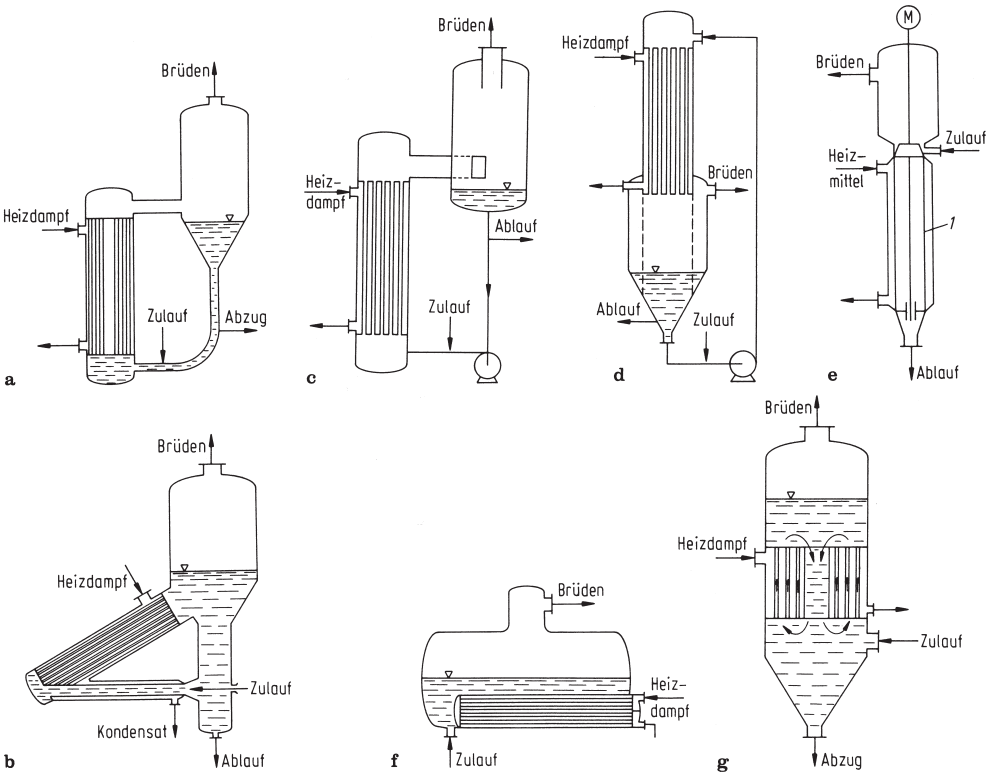


Bild 8a–g. Verdampfer. **a** Umlaufverdampfer, bei dem Heizregister und Ausdampfbehälter getrennt sind; **b** Umlaufverdampfer mit schräg angeordnetem Heizregister; **c** Zwangsumlaufverdampfer mit getrenntem Abscheidegefäß; **d** Fallfilmverdampfer mit innen berieselten Rohren; **e** Dünnschichtverdampfer mit starrem Wischersystem, *1* Wischer; **f** Verdampferblase mit liegendem Rohrbündel; **g** Naturumlaufverdampfer mit weitem inneren Zirkulationsrohr

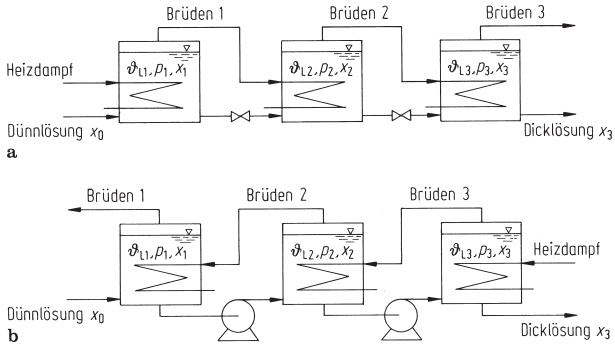


Bild 10a, b. Vielstufenverdampfung. **a** Dreistufige Verdampferanlage bei Gleichstromschaltung; **b** dreistufige Verdampferanlage bei Gegenstromschaltung

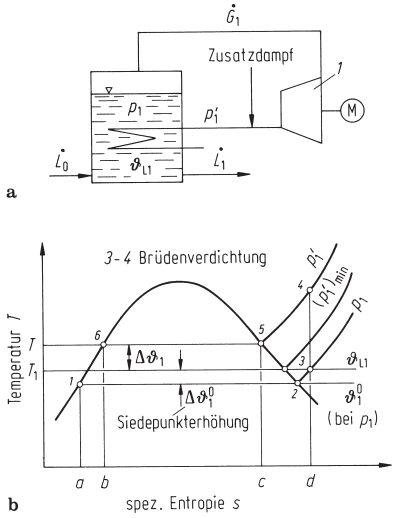


Bild 11. a Brüdenverdichtungsanlage, *1* Verdichter; **b** Darstellung der Brüdenverdichtung im Temperatur-Entropie-Diagramm

Die Verfahren werden entsprechend *Verdampfungs-, Kühlungs-, Verdrängungs-* und *Reaktions-* oder *Fällungskristallisation* genannt. **Bild 12** zeigt einige Kristallisatorbauarten.

Die Übersättigung Δc im *Kristallisator* ist so einzustellen, daß zwar eine wirtschaftlich große Kristallwachstumsgeschwindigkeit erreicht, aber eine unzulässig hohe Rate der (primären oder sekundären) Keimbildung vermieden wird.
In **Bild 13** ist der auf die Kristalldichte c_c bezogene metastabile Bereich Δc abhängig von der dimensionslosen Löslichkeit c^*/c_c für eine Keimbildungsrate von $10^{12}(\mathrm{m^3\ s})^{-1}$ aufgetragen. **Bild 14** zeigt ungefähr zu erwartende mittlere Korngrößen L_{50} abhängig von der relativen Übersättigung $\sigma = \Delta c/c^*$.

3.3 Adsorbieren, Trocknen, Fest-flüssig-Extrahieren

Adsorption, drying, solid-liquid-extraction

Bei *Stofftrennungen* durch Adsorbieren, Trocknen und Fest-flüssig-Extrahieren ist stets eine feste Phase vorhanden, in die oder aus der ein oder mehrere Stoffe übertragen werden. Der Feststoff kann in Form von Partikeln (Fest-, Wander- und Fließbetten, Gegenstrom- und Gleichstromapparate für die Phasenpaarungen S/G und S/L) oder auch als dünne Schicht (z. B. Bänder oder Schüttschichten aus z. B. Papier, Textilien, Holz, land- und forstwirtschaftlichen Produkten wie Körner, Blätter, Fasern usw.) vorliegen.
Bei der *Adsorption* wird Stoff (*Adsorptiv*) aus einem Gas (Gasphasenadsorption) oder aus einer Flüssigkeit (Flüssigphasenadsorption) in ein *Adsorbens* (Aktivkohle und Kohlenstoffmolekularsiebe vorzugsweise für hydrophobe Kompo-

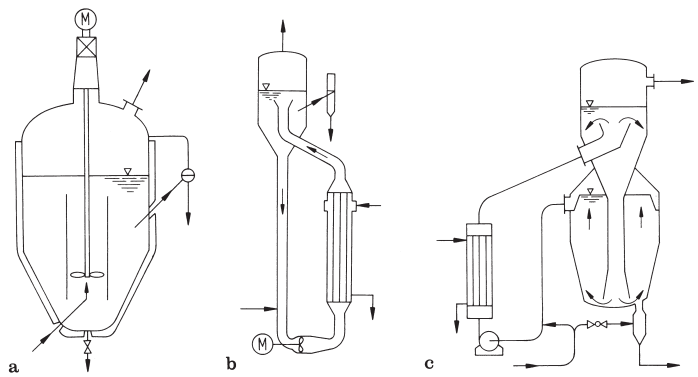


Bild 12a–c. Kristallisatorbauarten (nach Wöhlk, Hofmann). **a** Rührwerk, M Motor; **b** Forced Circulation; **c** Fließbett

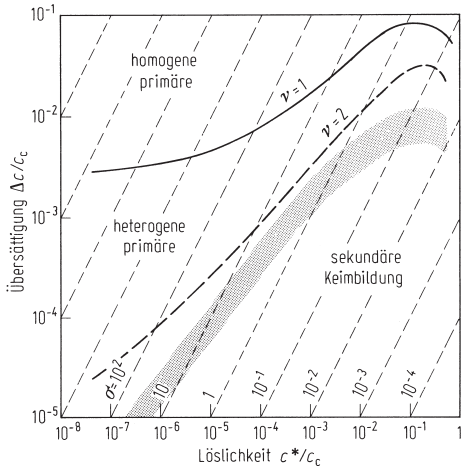


Bild 13. Metastabiler Bereich für eine Keimbildungsrate von 10^{12} Keimen/(m^3 s) für gelöste Stoffe, welche aus Molekülen ($\nu = 1$) bestehen oder in zwei Ionen ($\nu = 2$) dissoziieren. Ungefähre Bereiche dominanter Keimbildungsmechanismen

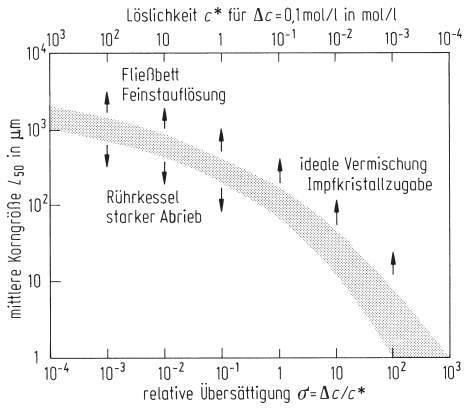


Bild 14. Mittlere Korngrößen abhängig von der relativen Übersättigung σ

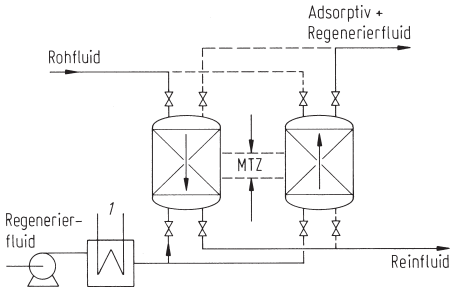


Bild 15. Adsorptionsanlage mit zwei Festbetten (Ad- und Desorber). *1* Heizen

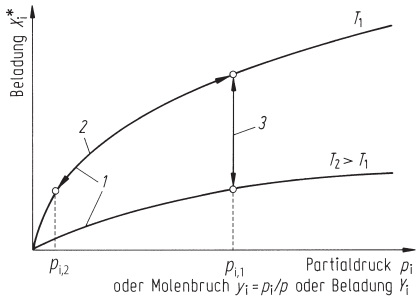


Bild 16. Temperatur- und Druckwechseladsorption dargestellt im Beladungs-Partialdruckdiagramm. *1* Adsorptionsisothermen, *2* Druckwechselverfahren, *3* Temperaturwechselverfahren

nenten; Silicagel, Aluminiumoxid und zeolithische Molekularsiebe für anorganische und organische Stoffe) vorzugsweise in den *Mikroporen* (kleiner als 2 nm) des Adsorbens adsorbiert, nachdem er zunächst *Makroporen* (mit mehr als 50 nm) passiert hat.

Fast immer besteht eine Adsorptionsanlage aus zwei *Festbetten* (**Bild 15**), von denen das eine beladen und das andere durch Temperaturerhöhung (Temperaturwechselverfahren) oder durch Druckabsenkung (Druckwechselverfahren) regeneriert wird, **Bild 16**. Durch das Bett bewegt sich eine Stoffübergangszone, in der der übertragene Stoff von der fluiden Phase an die Kornoberfläche und von dort durch die Makroporen und gegebenenfalls durch die Mikroporen an die „aktiven" Adsorptionsplätze transportiert wird. (Bei der *Desorption* wird dieser Weg in umgekehrter Richtung durchschritten.)

In der Stoffübergangszone (mass transfer zone MTZ, **Bild 15**) fallen die Adsorptivkonzentrationen und die Adsorbensbeladung von den Werten der stromaufwärts befindlichen Gleichgewichtszone auf die der stromabwärts vorhandenen Gleichgewichtszone ab. Wenn die Stoffübergangszone sich dem Bettende nähert, muß das Bett auf Regenerierung durch Temperaturerhöhung oder Druckabsenkung umgeschaltet werden. Das regenerierte Bett wird beladen, das beladene Bett regeneriert. Im Falle einer (technisch nicht möglichen) Rechteck-Durchbruchskurve eines isothermen Betts ergibt sich die *Durchbruchszeit* t_D aufgrund einer Stoffbilanz der übertragenen Komponente i mit der Adsorbensmasse S und dem Volumenstrom $\dot{V}$ der fluiden Phase zu

$$t_D = \frac{SX_i}{\dot{V}c_{0,i}}.$$

Die Durchbruchszeit steigt mit der Beladung X_i des Adsorptivs i auf dem Adsorbens, fällt mit zunehmender Konzentration $c_{0,i}$ dieser Komponente in der fluiden Phase am Eintritt und nimmt mit dem Verhältnis $S/\dot{V}$ zu. Da die Durchbruchskurve mehr oder weniger steil ist und die Adsorptionswärme Bett und Fluid erwärmt, ist die tatsächliche Durchbruchszeit kürzer. Steile Durchbruchskurven ergeben sich für kleine Adsorbenspartikel (in isothermen Betten), große Diffusionskoeffizienten des übertragenen Stoffs in den häufig den Stoffübergang limitierenden Makroporen sowie bei einem für die Adsorption günstigen, aber für die Desorption ungünstigen Phasengleichgewicht.

Während bei der Adsorption die Adsorptionswärme (ungefähr das 1,5fache der Kondensationswärme bei kleiner Adsorbensbeladung X) frei wird, ist diese bei der *isothermen Desorption* zuzuführen. Dies gilt auch für das Trocknen von Feststoffen wie Holz, Papier, Textilien, landwirtschaftliche Produkte, Nahrungs- und Genußmittel, Chemikalien, Pharmazeutika etc. Hierbei ist dem Trocknungsgut im Falle großer Feuchtebeladung X (kg Feuchte/kg trockenes Gut) die *Verdampfungsenthalpie* Δh_{LG} pro kg Feuchte zuzuführen. Je

nach der Art der Wärmeübertragung unterscheidet man Kontakt- (Wärmeleitung), Konvektions- und Strahlungstrockner, **Bild 17**. Solange die Gutoberfläche A dank der Saugwirkung der Poren (Kapillaren) feucht ist und damit im sog. ersten Trocknungsabschnitt getrocknet wird, entscheidet nur der Wärmeübergang aufgrund der mittleren Temperaturdifferenz $(\Delta\vartheta)_m$ entsprechend

$$\dot{Q} = \dot{M}_i \Delta h_{LG} = \alpha A (\Delta\vartheta)_m$$

über die *Trocknungsgeschwindigkeit*

$$\dot{m}_i = \dot{M}_i / A = (\alpha(\Delta\vartheta)_m)/\Delta h_{LG}$$

der Komponente i. **Bild 18** zeigt typische Trocknungsverlaufskurven.
Mit der Stoffbilanz

$$\dot{m}_I = -\varrho_s \cdot s(\mathrm{d}X/\mathrm{d}t)$$

eines Guts mit der Dichte ϱ_s, mit der Schichtdicke s und der volumenbezogenen Gutsoberfläche a läßt sich die Trocknungszeit τ ermitteln, um ein Gut von der Anfangsfeuchte X_α bis zur sog. *Knickpunktsfeuchte* X_{Kn} zu trocknen:

$$\tau_I = \frac{s\varrho_s}{\dot{m}_I}(X_\alpha - X_{Kn}) = \frac{s\varrho_s \Delta h_{LG}}{\alpha(\Delta\vartheta)_m}(X_\alpha - X_{Kn})$$
$$= \frac{\varrho_s \Delta h_{LG}}{\alpha a (\Delta\vartheta)_m}(X_\alpha - X_{Kn}).$$

Wenn die Knickpunktsfeuchte X_{Kn} (**Bild 18**) unterschritten wird, wirkt das feuchte Gut nicht mehr wie eine Flüssigkeitsoberfläche, weil nur noch die feinen Poren aufgrund von Kapillarkräften bis zur Oberfläche gefüllt sind. Nach dem sog. *Trocknungsspiegelmodell* (angenähert gültig bei relativ grobdispersen und deshalb schwach-hygroskopischen Trocknungsgütern) läßt sich die *Endtrocknungsgeschwindigkeit* $\dot{m}_{II,\omega}$ aus folgender Gleichung mit der Wärmeleitfähigkeit λ des Guts und dem Umwegfaktor $\mu_p \approx 5$ ermitteln:

$$\dot{m}_{II,\omega} = \frac{\lambda}{s\Delta h_{LG}}\left(\frac{\vartheta_G - \vartheta_\omega}{1 + (\lambda/\alpha s)}\right)$$
$$= \frac{1}{\frac{1}{\beta_h} + \frac{s\mu_p}{D_{AB,G}} \cdot (1 - (p_i)_m/p)} \frac{(p^0_\omega - p_i)}{RT}.$$

Die „richtige" Trocknungsgeschwindigkeit ergibt sich aus der Gleichheit der Ausdrücke, wobei die Endtemperatur ϑ_ω und der Dampfdruck p^0_ω über die Dampfdruckkurve der durch Trocknen zu entfernenden Komponente verknüpft sind.
Liegt dagegen die Restfeuchte im hygroskopischen Trocknungsgut eher adsorptiv gebunden vor, entspricht das Trocknen der *Desorption*, also der Umkehrung der Gasphasenadsorption. Die Stoffübertragung (und damit Stoffübergangs- oder Trocknungsgeschwindigkeiten sowie Sorptions-, Trocknungs- und Extraktionszeiten) bei der Ad- und Desorption, beim Trocknen wie auch bei der Fest-flüssig-Extraktion von oder an Feststoffe läßt sich mit Hilfe der Gleichung

$$\frac{\Delta X}{\Delta X_\alpha} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \exp\left(-\frac{D_{eff} t \pi^2}{s^2}\right)$$

beschreiben. Aus dieser Gleichung folgt, daß die für eine bestimmte Be- bzw. Entladedifferenz ΔX bezogen auf die maxi-

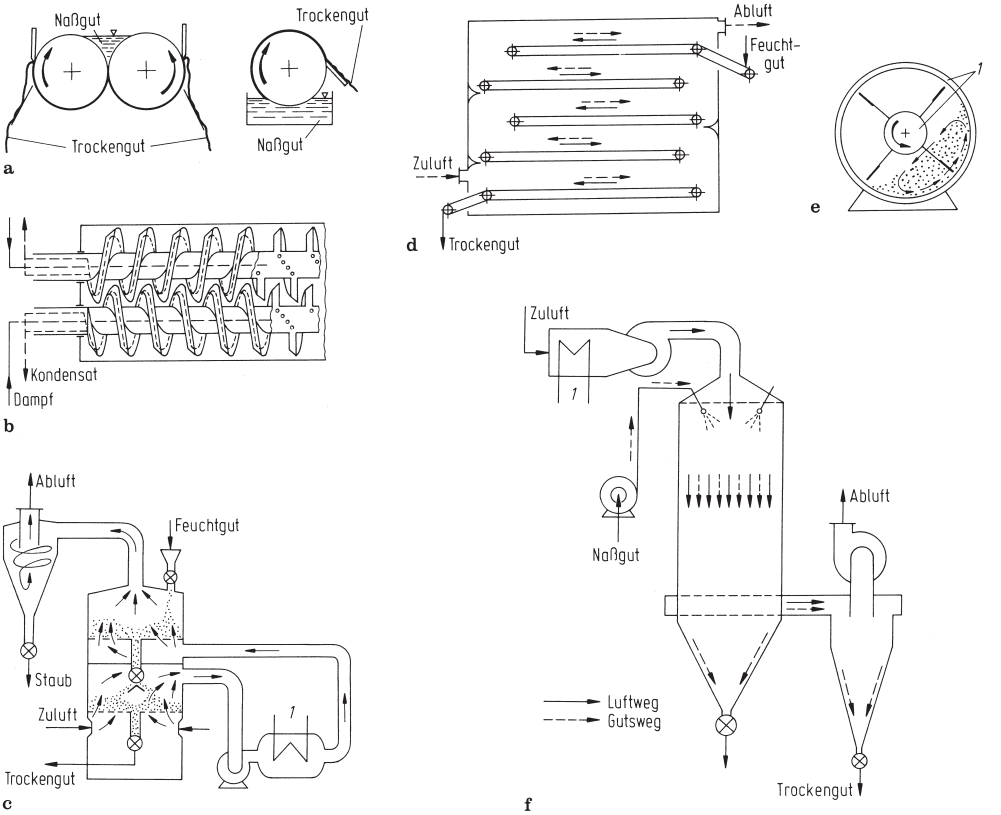


Bild 17a–f. Trocknerbauarten. **a** Walzentrockner; **b** Doppelschnecken-Trockner; **c** zweistufiger Wirbelschichttrockner, *1* Heizen; **d** Fünfbandtrockner; **e** Schaufeltrockner, *1* Heizmittelraum; **f** Gleichstrom-Zerstäubungstrockner, *1* Heizen

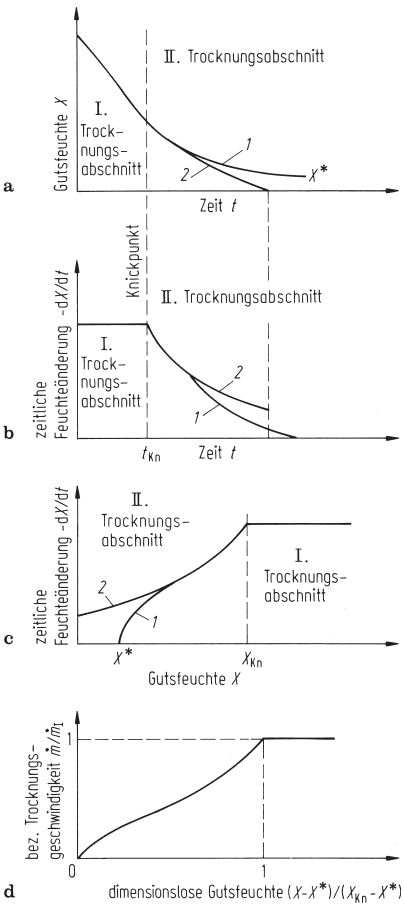


Bild 18. a Gutsfeuchte abhängig von der Zeit; **b** zeitliche Feuchteänderung abhängig von der Zeit und **c** abhängig von der Gutsfeuchte (Erläuterung des I. und II. Trocknungsabschnitts); **d** normierte Trocknungsverlaufskurve. *1* hygroskopisches Gut, *2* nicht hygroskopisches Gut

mal mögliche Ladedifferenz $\Delta X_\alpha = X_\alpha - X^*$ mit der Gleichgewichtsbeladung X^* erforderliche Zeit t um so kürzer ist, je größer der effektive Diffusionskoeffizient D_{eff} des übertragenen Stoffs im Feststoff mit der Schichtdicke s (z. B. in kugeligen Partikeln mit dem Radius $R = s$) ist. So ergibt sich z. B. die *Trocknungszeit* kapillaraktiver hygroskopischer Güter zu

$$\tau \approx \frac{s^2}{\pi^2 D_{\text{eff}}} \cdot \ln(\Delta X / \Delta X_\alpha).$$

Allgemein erhält man im ersten und zweiten Trocknungsabschnitt dann kurze Trocknungszeiten, wenn Schichtdicken s oder Pelletradien R klein sind. Entsprechendes gilt für Extraktionszeiten bei der Fest-flüssig-Extraktion.

3.4 Membrantrennverfahren
Membrane separation processes

Tab. 3 und **Bild 19** geben eine Übersicht über verschiedene Membrantrennverfahren und die dabei wirksamen Triebkräfte. *Diffusion* und *Sorption* bewirken den Stofftransport durch dichte Lösungs-Diffusionsmembranen, während der

Tabelle 3. Membrantrennverfahren

Verfahren	Phase	Triebkraft	Permeat
Osmose	L/L	Konzentrations-differenz	Lösungsmittel
Umkehrosmose Ultrafiltration	L/L	Druckdifferenz	Lösungsmittel
Dialyse	L/L	Konzentrations-differenz	gelöster Stoff
Flüssig-membran-technik	L/L	Konzentrations-differenz und chemische Reaktion	gelöster Stoff/ Ionen
Elektrodialyse	L/L	elektrisches Feld	gelöste Ionen
Gaspermeation	G/G	Druckdifferenz	Gasmoleküle
Pervaporation	L/G	Konzentrations-differenz	Flüssigkeits-komponente

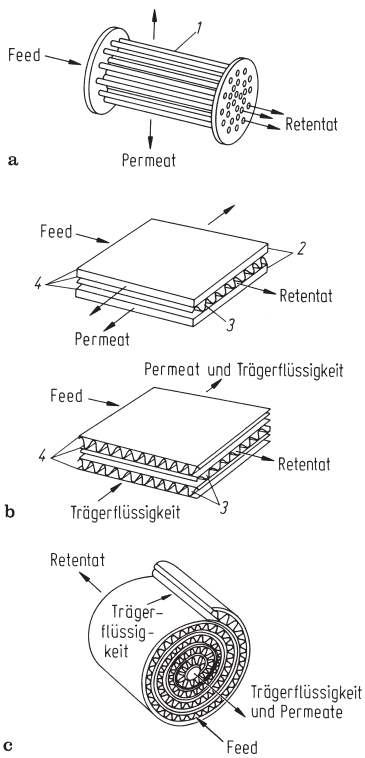


Bild 19a–c. Prinzip von **a** Rohr-, **b** Platten- und **c** Wickelmodulen. *1* hohle, dünnwandige Kunststoffröhrchen, *2* poröse Platten, *3* Abstandshalter, *4* Membran

konvektive Transport in porösen Membranen vorherrscht. Je nach der Geometrie und Konstruktion unterscheidet man *Rohr-* (Hohlfaser-), *Platten-* und *Wickelmodule*, die aus Kunststoffen (Polyethylen, Polypropylen, Polystyrol, Polyamid, Polykarbonat, Polyethylenterephtalat, Polytetrafluorethylen, Silicongummi, Celluloseacetat) bestehen.

Die durch die Membran mit der Fläche A permeierenden Massenstromdichten $\dot{m}_i = \dot{M}_i / A$ der Komponente i sind i. allg. der treibenden Potentialdifferenz Δp_i oder Δc_i direkt und der Membrandicke s umgekehrt proportional. Im Falle der *Dialyse* erhält man mit dem *Permeationskoeffizienten* K_M (Index

M = Membran)

$$\dot{m}_i = K_M (\Delta c_i)_m .$$

Dagegen muß bei der *Umkehrosmose* die transmembrane Druckdifferenz Δp den osmotischen Druck $\Delta\pi_i \approx c_i RT/\tilde{M}_i$ der Lösung mit der Konzentration c_i an gelöstem Stoff i mit der molaren Masse $\tilde{M}_i$ überschreiten, damit eine Permeatflußdichte $\dot{m}_i$ zustande kommt:

$$\dot{m}_i = (P_M/s)(\Delta p - \Delta\pi).$$

Bei der *Ultrafiltration* kommt zum Transportwiderstand durch die Membran (Transportkoeffizient P_M) noch ein weiterer Widerstand aufgrund einer darauf abgelagerten Gelschicht (Transportkoeffizient P_G, Index G = Gel) hinzu:

$$\dot{m}_i = \frac{(P_M + P_G)}{s}(\Delta p - \Delta\pi).$$

Probleme stellen die Membranverschmutzung und die Konzentrationspolarisation dar, die zu einer Rückdiffusion des permeierenden Stoffs von der Gelschicht wegen des dort vorhandenen Konzentrationsanstiegs entgegen der Fließrichtung des Permeats führt.

4 Chemische Verfahrenstechnik
Chemical Process Engineering

A. Seidel-Morgenstern, Magdeburg

4.1 Einleitung. Introduction

Mit chemischen Reaktionen verbundene Stoffwandlungsprozesse besitzen in der Verfahrenstechnik eine zentrale Bedeutung. Die offensichtlichsten Anwendungen liegen dabei im Bereich der chemischen Industrie. Die zielgerichtete Nutzung, die sichere Beherrschung und die quantitative Beschreibung chemischer Reaktionen spielen allerdings auch in vielen anderen Industriezweigen eine wichtige Rolle.

Hauptgegenstand der Chemischen Verfahrenstechnik ist die quantitative Analyse des Ablaufes chemischer Reaktionen und die Berechnung von Reaktoren. Typische Fragestellungen sind:

Ist eine erwünschte chemische Reaktion mit nennenswerten Umsatzgraden durchführbar?

Welche Art der Reaktionsführung ist geeignet, um ein gewünschtes Zielprodukt effektiv herzustellen?

Welcher Reaktortyp ist für die Aufgabenstellung geeignet?

Wie ist ein Reaktor für eine bestimmte Aufgabenstellung zu dimensionieren?

Welches sind die optimalen Reaktionsbedingungen?

Ist eine angestrebte Reaktion sicher beherrschbar?

Um diese und weitere damit im Zusammenhang stehende Fragen zu beantworten, sind verschiedene Teilgebiete für die Chemische Verfahrenstechnik wichtig. Dazu gehören:

- die *Stöchiometrie*, die gewissermaßen die Buchhaltung einer chemischen Reaktion darstellt;
- die *Chemische Thermodynamik*, die Aussagen zur „Wärmetönung“ und zur prinzipiellen Durchführbarkeit einer chemischen Reaktion liefert;
- die *Reaktionskinetik*, die die Geschwindigkeit chemischer Reaktionen quantifiziert und
- die *Berechnung des Umsatzverlaufes* in unterschiedlichen chemischen Reaktoren unter Berücksichtigung verschiedener Betriebsweisen und Gestaltungsprinzipien.

4.2 Stöchiometrie. Stoichiometry

Die Stöchiometrie beschreibt grundlegende Gesetzmäßigkeiten, denen die Änderung der Zusammensetzung eines Reaktionsgemisches während des Ablaufes chemischer Reaktionen unterliegt. Ausgangspunkt ist folgende allgemeine Formulierung einer chemischen Reaktion:

$$\sum_{i=1}^{N} \nu_i A_i = 0. \qquad (1)$$

Mit dieser Gleichung wird die Veränderung der Molzahl von N an einer Reaktion beteiligten chemischen Komponenten $A_1, A_2, \ldots, A_N$ beschrieben. Die ν_i sind die zu jeder Komponente gehörenden reaktionsspezifischen stöchiometrischen Koeffizienten. Als Konvention wird eingeführt, daß die Ausgangsstoffe einer Reaktion (Edukte) mit negativen und die Produkte mit positiven stöchiometrischen Koeffizienten gekennzeichnet werden. So läßt sich beispielsweise die Synthese von Methanol aus Kohlenmonoxid und Wasserstoff folgendermaßen beschreiben:

$$-CO - 2\,H_2 + CH_3OH = 0 \qquad (2)$$

mit $\nu_{CO} = -1$, $\nu_{H_2} = -2$, $\nu_{CH_3OH} = 1$. Laufen gleichzeitig M Reaktionen ab, gilt verallgemeinernd:

$$\sum_{i=1}^{N} \nu_{ij} A_i = 0 \qquad (3)$$

mit $j = 1, M$. Die Koeffizienten ν_{ij} bilden die *stöchiometrische Matrix* $\boldsymbol{\nu}$.

Die Zusammensetzung einer beliebigen Komponente A_i aus L verschiedenen chemischen Elementen B_h $(h = 1, L)$ läßt sich folgendermaßen beschreiben:

$$A_i = \sum_{h=1}^{L} \beta_{hi} B_h \qquad (4)$$

mit $i = 1, N$. Die Matrix $\boldsymbol{\beta}$ wird *Element-Spezies-Matrix* genannt.

Zur Berechnung der Veränderung der Molzahl einer Komponente i infolge einer Reaktion lassen sich unter Einführung einer reaktionsspezifischen und komponentenunabhängigen Reaktionslaufzahl ξ folgende differentiellen bzw. integrierten Bilanzen formulieren:

$$dn_i = \nu_i d\xi$$

bzw.

$$n_i - n_{i0} = \nu_i \xi \qquad (5)$$

mit $i = 1, N$. In der integrierten Form sind die n_{i0} die Stoffmengen der Komponenten zu Beginn der Reaktion. Aus Gl. (5) ergibt sich die wichtige Regel, daß die durch die Reaktion verursachte Veränderung der Stoffmenge einer Komponente i und die entsprechende Veränderung für eine beliebige Komponente k folgendermaßen verknüpft sind:

$$d\xi = \frac{dn_i}{\nu_i} = \frac{dn_k}{\nu_k}$$

bzw.

$$\xi = \frac{n_i - n_{i0}}{\nu_i} = \frac{n_k - n_{k0}}{\nu_k} \qquad (6)$$

mit $i = 1, N$; $k = 1, N$. Für M gleichzeitig ablaufende Reaktionen ist zur Erfassung der Stoffmengenänderung einer Komponente die Berücksichtigung von M Reaktionslaufzahlen ξ_j erforderlich:

$$\mathrm{d}n_\mathrm{i} = \sum_{j=1}^{M} \nu_\mathrm{ij}\,\mathrm{d}\,\xi_\mathrm{j}$$

bzw.

$$n_\mathrm{i} - n_\mathrm{i0} = \sum_{j=1}^{M} \nu_\mathrm{ij}\,\xi_\mathrm{j} \tag{7}$$

mit $i = 1, N$. Dabei gilt auf Grund der Massenerhaltung für alle L an den Reaktionen beteiligten chemischen Elemente:

$$\sum_{i=1}^{N} \beta_\mathrm{hi}\, n_\mathrm{i} = \mathrm{const_h}$$

und folglich

$$\sum_{i=1}^{N} \beta_\mathrm{hi}\, \mathrm{d}n_\mathrm{i} = 0$$

bzw.

$$\sum_{i=1}^{N} \beta_\mathrm{hi}\, \Delta n_\mathrm{i} = 0 \tag{8}$$

mit $h = 1, L$. Unter Verwendung der stöchiometrischen Bilanz, Gl. (6), resultiert für den Zusammenhang zwischen den Elementen der beiden Matrizen $\boldsymbol{\beta}$ und $\boldsymbol{\nu}$:

$$\sum_{i=1}^{N} \beta_\mathrm{hi}\, \nu_\mathrm{ij} = 0 \tag{9}$$

$h = 1, L$; $j = 1, M$. Mit den beschriebenen Gleichungen lassen sich unter Verwendung des Instrumentariums der linearen Algebra u. a. folgende, für eine Reaktorberechnung wichtige Fragen beantworten:
Wie viele und welche Reaktionsgleichungen benötigt man, um die Molzahländerungen aller Komponenten eines Reaktionssystems zu beschreiben?
Von wievielen und welchen Schlüsselkomponenten müssen die Molzahländerungen mindestens bekannt sein, damit eine Berechnung der Molzahländerungen für weitere Komponenten möglich ist?
Wie sind bei einem komplexen Reaktionssystem die gemessenen Molzahländerungen der Komponenten und der Fortschritt der einzelnen Reaktionen miteinander verknüpft?
Für die Beantwortung dieser Fragen sind die Ränge der das konkrete Reaktionssystem beschreibenden Matrizen $\boldsymbol{\nu}$ und $\boldsymbol{\beta}$ von entscheidender Bedeutung.

4.3 Chemische Thermodynamik
Chemical thermodynamics

Die Quantifizierung der mit dem Ablauf chemischer Reaktionen verbundenen energetischen Effekte ist eine wichtige Aufgabe der Chemischen Thermodynamik. Die reaktionsbedingte Änderung der Enthalpie bezeichnet man als Reaktionsenthalpie ΔH_R. Sie ergibt sich aus den Enthalpien der Bildung aller an der Reaktion beteiligten Komponenten aus ihren chemischen Elementen, $\Delta H_\mathrm{B,i}$, und aus den stöchiometrischen Koeffizienten, ν_i:

$$\Delta H_\mathrm{R} = \sum_{i=1}^{N} \nu_\mathrm{i}\, \Delta H_\mathrm{B,i}. \tag{10}$$

Reaktionsenthalpien sind für exotherme Reaktionen negativ und für endotherme Reaktionen positiv. Die Bildungsenthalpien sind bei Standardbedingungen ($p = p^\mathrm{O} = 1$ bar und $T = T^\mathrm{O} = 298,15$ K) für sehr viele Komponenten zugänglich. Die Standardreaktionsenthalpie der exothermen Methanolsynthese, Gl. (2), läßt sich mit Gl. (10) folgendermaßen berechnen:

$$\begin{aligned}\Delta H_\mathrm{R}^\mathrm{O}(p^\mathrm{O}, T^\mathrm{O}) &= -\Delta H_\mathrm{B,CO}^\mathrm{O} - 2\Delta H_\mathrm{B,H_2}^\mathrm{O} + \Delta H_\mathrm{B,CH_3OH}^\mathrm{O} \\ &= -\left(-110{,}6\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{mol}}\right) - 2(0) + \left(-201{,}3\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{mol}}\right) \\ &= -90{,}7\,\frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{mol}}.\end{aligned} \tag{11}$$

Nicht alle Reaktionen können jedoch bei Standardbedingungen durchgeführt werden. Man benötigt folglich Methoden, um die Temperatur- und Druckabhängigkeit der Reaktionsenthalpie zu beschreiben. In der Regel ist dabei die Druckabhängigkeit relativ gering. Für Reaktionen idealer Gase ist ΔH_R vom Druck unabhängig. Der Zusammenhang zwischen Reaktionsenthalpie und Temperatur wird durch die meist zugängliche Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazitäten der an der Reaktion beteiligten Komponenten bestimmt. Es gilt:

$$\Delta H_\mathrm{R}(T) = \Delta H_\mathrm{R}^\mathrm{O}(T^\mathrm{O}) + \sum_{i=1}^{N} \nu_\mathrm{i} \int_{T^\mathrm{O}}^{T} c_{p,i}(T)\,\mathrm{d}T. \tag{12}$$

Chemische Reaktionen streben ein dynamisches Gleichgewicht an, in dem sich das Verhältnis der Konzentrationen von Edukten und Produkten nicht mehr ändert. In einigen Fällen sind in diesem Zustand die Konzentrationen der Edukte vernachlässigbar klein. Derartige Reaktionen verlaufen einseitig bzw. irreversibel. Verbleiben nennenswerte Mengen nicht umgesetzter Edukte, spricht man von reversiblen Reaktionen. Die Berechnung von Gleichgewichtszusammensetzungen ist eine wichtige Aufgabe der Chemischen Thermodynamik. Im Unterschied zu mechanischen Systemen hängt die Lage des Gleichgewichtes bei chemischen Systemen nicht nur vom Energie-, sondern auch vom Ordnungszustand des Systems ab. Das Gleichgewicht ist deshalb durch ein Minimum der freien Reaktionsenthalpie, G_R, gekennzeichnet. Die freie Reaktionsenthalpie hängt vom Druck, der Temperatur und der Zusammmensetzung ab, und es gilt im Gleichgewicht:

$$\mathrm{d}G_\mathrm{R} = \left.\frac{\partial G_\mathrm{R}}{\partial p}\right|_{T,\mathbf{n}} \mathrm{d}p + \left.\frac{\partial G_\mathrm{R}}{\partial T}\right|_{p,\mathbf{n}} \mathrm{d}T + \sum_{i=1}^{N} \left.\frac{\partial G_\mathrm{R}}{\partial n_\mathrm{i}}\right|_{p,T,n_{j\neq i}} \mathrm{d}n_\mathrm{i} = 0. \tag{13}$$

Die partiellen Ableitungen der freien Reaktionsenthalpie nach den Stoffmengen bezeichnet man als chemisches Potential μ_i:

$$\mu_\mathrm{i} = \left.\frac{\partial G_\mathrm{R}}{\partial n_\mathrm{i}}\right|_{p,T,n_{j\neq i}} \tag{14}$$

mit $i = 1, N$. Unter isobaren und isothermen Bedingungen sowie unter Berücksichtigung von Gl. (5) gilt damit im Gleichgewicht:

$$\sum_{i=1}^{N} \mu_i\, \nu_i = 0. \tag{15}$$

Das wesentliche Problem bei der Berechnung von chemischen Gleichgewichten besteht in der korrekten Beschreibung der Abhängigkeit des chemischen Potentials μ_i vom Druck, der Temperatur und der Zusammensetzung. Dabei werden unterschiedliche Standardzustände als Bezugspunkt verwendet. Häufig geht man vom idealen Gas und einem Druck von 1 bar aus. Für diesen Zustand können für unterschiedliche Temperaturen relativ zuverlässig chemische Standardpotentiale, $\mu_\mathrm{i}^\emptyset$ (p^O, T), berechnet werden. Ausgehend von diesen Standardpotentialen gilt für das chemische Potential einer Komponente i bei einem bestimmten Partialdruck p_i:

$$\mu_\mathrm{i}(p_\mathrm{i}, T) = \mu_\mathrm{i}^\emptyset(p^\mathrm{O}, T) + RT \ln \frac{p_\mathrm{i}}{p^\mathrm{O}} \tag{16}$$

mit $i = 1, N$. Verknüpft man die Gleichgewichtsbedingung, Gl. (15), mit Gl. (16), erhält man:

$$\sum_{i=1}^{N} \nu_i \, \mu_i^{\ominus}(p^{\mathrm{O}}, T) = -RT \ln \prod_{i=1}^{N} \left(\frac{p_i}{p^{\mathrm{O}}} \right)^{\nu_i} \tag{17}$$

bzw. unter Verwendung der freien Standardreaktionsenthalpie und einer Gleichgewichtskonstanten K_p:

$$\Delta G_\mathrm{R}^{\ominus}(p^{\mathrm{O}}, T) = -RT \ln K_\mathrm{p}(p^{\mathrm{O}}, T) \tag{18}$$

mit

$$\Delta G_\mathrm{R}^{\ominus}(p^{\mathrm{O}}, T) = \sum_{i=1}^{N} \nu_i \, \mu_i^{\ominus}(p^{\mathrm{O}}, T) \tag{19}$$

und

$$K_\mathrm{p}(p^{\mathrm{O}}, T) = \prod_{i=1}^{N} \left(\frac{p_i}{p^{\mathrm{O}}} \right)^{\nu_i}. \tag{20}$$

Bei Kenntnis von K_p kann mit Gl. (20) unter Verwendung der stöchiometrischen Bilanz die Gleichgewichtszusammensetzung ermittelt werden. In der Regel ist dazu eine iterative Berechnung erforderlich.
Hingewiesen sei auf die Tatsache, daß für reale Reaktionssysteme häufig verschiedene weitere Aspekte zu berücksichtigen sind, die eine Berechnung des chemischen Gleichgewichtes verkomplizieren. Dazu gehören Abweichungen vom Idealverhalten, das simultane Ablaufen von mehreren Reaktionen und das Vorliegen mehrerer Phasen.

4.4 Kinetik chemischer Reaktionen

Kinetics of chemical reactions

Die Überlegungen des vorigen Abschnitts basierten auf der Annahme, daß für die betrachteten chemischen Reaktionen unendlich viel Zeit zur Verfügung steht. Für die Berechnung der tatsächlich in einem Reaktor erzeugbaren Produktmengen benötigt man Angaben zur Reaktionsgeschwindigkeit, d. h. zur zeitlichen Änderung der Stoffmengen der an der Reaktion beteiligten Komponenten. Basierend auf der stöchiometrischen Bilanz, sind diese Stoffmengenänderungen verknüpft (Gl. 6). Dieser Tatsache sowie der Zielstellung, eine maßstabsunabhängige Beschreibung zu erreichen, ist in folgender Definition der Reaktionsgeschwindigkeit r Rechnung getragen:

$$r = \frac{1}{\nu_i V} \frac{\mathrm{d}n_i}{\mathrm{d}t} \tag{21}$$

mit $i = 1, N$. In Gl. (21) stellt V das Reaktionsvolumen dar. Bleibt dieses Volumen während der Reaktion unverändert, ist es möglich, anstelle der Stoffmengenänderungen die Konzentrationsänderungen zu verwenden:

$$r = \frac{1}{\nu_i} \frac{\mathrm{d}c_i}{\mathrm{d}t} \tag{22}$$

mit $i = 1, N$. Neben der in den Gln. (21) und (22) angegebenen volumenbezogenen Reaktionsgeschwindigkeit sind unter Umständen andere Bezüge sinnvoll (Phasengrenzflächen, Katalysatormassen oder -oberflächen).
In der Regel läßt sich die Geschwindigkeit einer Reaktion in einen temperaturabhängigen und in einen konzentrationsabhängigen Anteil aufspalten:

$$r = k(T) f(\boldsymbol{c}) \tag{23}$$

mit $\boldsymbol{c} = (c_1, c_2, ..., c_\mathrm{N})$. Abgesehen von wenigen Ausnahmen erlauben es die entwickelten theoretischen Konzepte gegenwärtig noch nicht, die Reaktionsgeschwindigkeitskonstante $k(T)$ und die Funktion $f(\boldsymbol{c})$ für eine konkrete Reaktion zuverlässig vorherzusagen. In der Regel sind systematische experimentelle Untersuchungen erforderlich.

Die Temperaturabhängigkeit von Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten kann in guter Näherung mit der Arrhenius-Gleichung beschrieben werden:

$$k(T) = k_0 \exp\left(-\frac{E_A}{RT} \right). \tag{24}$$

Dabei sind k_0 der sogenannte Stoßfaktor und E_A die Aktivierungsenergie. Beide Größen können bei Kenntnis einer Reihe von Wertepaaren aus einer logarithmischen Auftragung von $\ln k$ über $1/T$ durch lineare Regression bestimmt werden. Die Dimension von k hängt dabei von der Funktion $f(\boldsymbol{c})$ ab.
Ein Problem bei der korrekten Formulierung von $f(\boldsymbol{c})$ ist die Tatsache, daß die interessierenden Reaktionen häufig über mehrere Zwischenschritte ablaufen, so daß neben den eigentlichen Reaktionspartnern weitere Zwischenprodukte die Kinetik beeinflussen. Deshalb bemüht man sich, unter Einbeziehung dieser Zwischenprodukte plausible Reaktionsmechanismen als Abfolge einfacher Elementarreaktionen zu postulieren. Für die Elementarreaktionen lassen sich auf der Grundlage der sogenannten Stoßtheorie die Konzentrationsabhängigkeiten direkt aus der Stöchiometrie ableiten. Häufig verwendete Elementarreaktionen und die entsprechenden Funktionen $f(\boldsymbol{c})$ sind z. B.:

Rekombinationsreaktionen

$$\begin{aligned} &A + B \rightarrow C \\ &f(\boldsymbol{c}) = c_\mathrm{A} c_\mathrm{B}; \end{aligned} \tag{25}$$

Zerfallsreaktionen

$$\begin{aligned} &C \rightarrow A + B \\ &f(\boldsymbol{c}) = c_\mathrm{C}. \end{aligned} \tag{26}$$

Für eine in einer homogenen Phase ablaufende Bruttoreaktion $A + B \rightarrow C$, die durch eine reversible Aktivierung der Komponente A mittels eines Katalysators K beschleunigt wird, lassen sich die folgenden drei Elementarschritte postulieren:

$$A + K \rightarrow AK \qquad r_1 = k_1 c_\mathrm{A} c_\mathrm{K}, \tag{27}$$

$$AK \rightarrow A + K \qquad r_2 = k_2 c_\mathrm{AK}, \tag{28}$$

$$AK + B \rightarrow C + K \qquad r_3 = k_3 c_\mathrm{AK} c_\mathrm{B}. \tag{29}$$

Häufig ist dabei die Konzentration des Komplexes AK, c_AK, meßtechnisch nicht zugänglich. Zur Berechnung der interessierenden Produktbildungsgeschwindigkeit r_3 aus den meßbaren Konzentrationen c_A, c_B und c_K kann oft auf vereinfachende Annahmen zurückgegriffen werden. Falls der Komplex AK relativ kurzlebig ist und sich nicht im Reaktor anreichert, kann von der Gültigkeit des Bodensteinschen Quasistationaritätsprinzips ausgegangen und postuliert werden:

$$\frac{\mathrm{d}c_{AK}}{\mathrm{d}t} = 0 = r_1 - r_2 - r_3. \tag{30}$$

Daraus folgt $c_\mathrm{AK} = k_1 c_\mathrm{A} c_\mathrm{K} / (k_2 + k_3 c_\mathrm{B})$ und für r_3 ergibt sich:

$$r_3 = \frac{k_1 k_3 c_\mathrm{A} c_\mathrm{B} c_\mathrm{K}}{k_2 + k_3 c_\mathrm{B}}. \tag{31}$$

Generell ist eine realistische Zerlegung einer Bruttoreaktion in Elementarschritte schwierig. Deshalb, und um möglichst einfache Ansätze für eine Reaktorberechnung bereitzustellen, verwendet man häufig formalkinetische Potenzansätze zur Beschreibung der Konzentrationsabhängigkeit der Geschwindigkeit einer Reaktion. Diese Ansätze haben folgende allgemeine Struktur:

$$r = k \prod_{l=1}^{\text{Edukte}} c_l^{n_l}. \tag{32}$$

Die Exponenten n_l in Gl. (32) werden als Reaktionsordnungen der einzelnen Edukte l bezeichnet. Die Summe aller n_l bezeichnet man als Gesamtreaktionsordnung n. Diese Ordnungen lassen sich nur für Elementarreaktionen direkt aus der Stöchiometrie ableiten (vgl. Gln. 25, 26), im allgemeinen müssen sie jedoch auf der Basis von experimentellen Daten durch Anpassung ermittelt werden.

Bei Kenntnis der Konzentrationsabhängigkeit der Reaktionsgeschwindigkeiten können durch Integration sogenannte Zeitgesetze ermittelt werden. Diese beschreiben die Konzentrationsverläufe der einzelnen Komponenten in einem geschlossenen und konstanten Volumen unter isothermen Bedingungen. Den Fall berücksichtigend, daß mehrere Reaktionen ($j = 1, M$) ablaufen und autokatalytische Prozesse keine Rolle spielen, resultiert folgendes System gewöhnlicher Differentialgleichungen:

$$\frac{dc_i}{dt} = \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij} r_j = \sum_{j=1}^{M} \left(\nu_{ij} k_j \prod_{l}^{\text{Edukte}} c_l^{n_{lj}} \right) \tag{33}$$

mit $i = 1, N$. Zur Lösung der Gln. (33) sind Anfangskonzentrationen c_i^0 vorzugeben. Für verschiedene einfache Grenzfälle lassen sich analytische Lösungen ableiten. Einige Zeitgesetze sind in **Tabelle 1** zusammengefaßt. **Bild 1** illustriert für eine Reaktion $A \rightarrow B$ den Einfluß der Reaktionsordnung auf den zeitlichen Verlauf der Konzentration der Komponente A. Man erkennt, daß unter sonst gleichen Bedingungen bei höheren Reaktionsordnungen längere Reaktionszeiten erforderlich sind, um gleiche Umsätze zu erzielen. **Bild 2** zeigt berechnete Konzentrationsverläufe bei Folgereaktionen des Typs $A \rightarrow B \rightarrow C$. Abhängig von den konkreten Geschwindigkeitskonstanten und Reaktionsordnungen kann dabei der zeitliche Konzentrationsverlauf des häufig interessierenden Zwischenprodukts B sehr unterschiedlich sein.

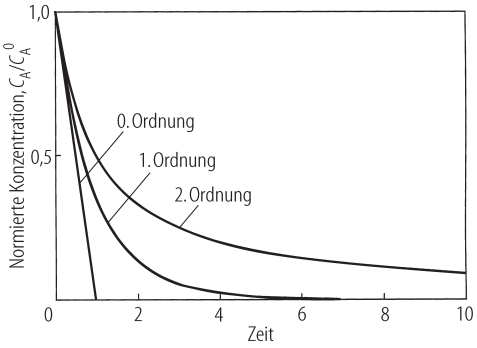


Bild 1. Normierte Konzentrationsverläufe des Edukts A als Funktion der Reaktionsordnung. ($A \rightarrow B$, vgl. **Tabelle 1**, $k = 1$; $n = 0$, 1 oder 2)

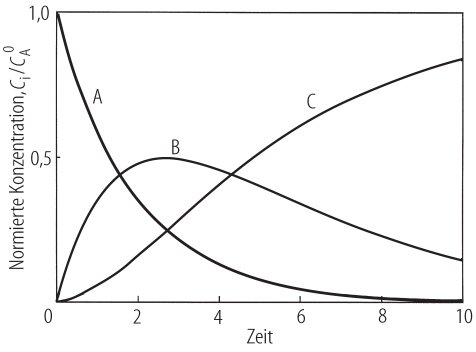


Bild 2. Typische normierte Konzentrationsverläufe der Komponenten einer Folgereaktion. ($A \rightarrow B \rightarrow C$, vgl. **Tabelle 1**, $k_1 = 1$, $k_2 = 0{,}5$)

Für komplexe Reaktionssysteme mit nicht ganzzahligen Reaktionsordnungen können die Zeitgesetze nur numerisch ermittelt werden. Es sei außerdem angemerkt, daß die zuverlässige Beschreibung der Kinetik chemischer Reaktionen weiterhin eine große Herausforderung darstellt. Das trifft insbesondere für heterogen katalysierte Reaktionen zu, bei denen die eigentliche Reaktionskinetik häufig von Stoff- und Wärmetransportprozessen am und im Katalysator überlagert ist.

4.5 Ideale isotherme Reaktoren
Ideal isothermal reactors

Um chemische Reaktionen effizient und sicher durchzuführen, werden die unterschiedlichsten Reaktortypen eingesetzt. Hauptursache für die anzutreffende Vielfalt ist die Spezifik jeder einzelnen chemischen Reaktion.

Wesentliche Klassifizierungskriterien für Reaktoren basieren auf den vorliegenden Phasen- und Strömungsverhältnissen sowie auf den Betriebsweisen. Letztere gestatten eine einfache Einteilung in diskontinuierlich (chargenweise) und kontinuierlich betriebene Reaktoren. Um die verschiedenen Reaktoren einer einheitlichen mathematischen Beschreibung und Bewertung zugänglich zu machen, verwendet man als Ausgangspunkt vereinfachende Modelle. Dabei wird neben der genannten Unterscheidung zwischen diskontinuierlichen und kontinuierlichen Reaktoren weiterhin zwischen den beiden Grenzfällen der idealen Vermischung und der idealen Verdrängung unterschieden. Die wichtigsten Idealreaktoren sind schematisch in **Bild 3** dargestellt. Es handelt sich um

- den ideal durchmischten, diskontinuierlich betriebenen Rührkesselreaktor (Batch reactor, BR),
- das nicht rückvermischte, kontinuierlich betriebene Strömungsrohr (Plug flow tubular reactor, PFTR) und
- den ideal durchmischten, kontinuierlich betriebenen Rührkesselreaktor (Continuous stirred tank reactor, CSTR).

Entsprechend der mit ihrer Einführung verbundenen Zielstellung ist die mathematische Beschreibung der Idealreaktoren einfach. Unter Verwendung der zusätzlichen Annahme, daß im Reaktor isotherme Verhältnisse vorliegen, reduziert sich die Berechnung auf die Lösung der folgenden Stoffbilanz, die für eine Komponente i und ein differentielles Volumenelement die Beiträge der Akkumulation, der Konvektion und der Reaktion berücksichtigt:

$$\frac{\partial c_i}{\partial t} = -\text{div}(u c_i) + \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij} r_j \tag{34}$$

mit $i = 1, N$. Aus Gl. (34) lassen sich die für die drei genannten Idealreaktoren geltenden Bilanzgleichungen ableiten. Für den ideal durchmischten, diskontinuierlich betriebenen Rührkesselreaktor können die zeitlichen Konzentrationsverläufe durch das bereits bekannte System gewöhnlicher Differentialgleichungen beschrieben werden (vgl. Gl. (33) und einige Lösungen in **Tabelle 1**):

$$\text{BR:} \frac{dc_i}{dt} = \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij} r_j \tag{35}$$

mit $i = 1, N$. Für das ideale Strömungsrohr, in dem sich die Konzentrationen entlang einer axialen Koordinate z ändern, gilt unter stationären Bedingungen und unter Annahme einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit u:

$$\text{PFTR:} 0 = -u \frac{dc_i}{dz} + \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij} r_j \tag{36}$$

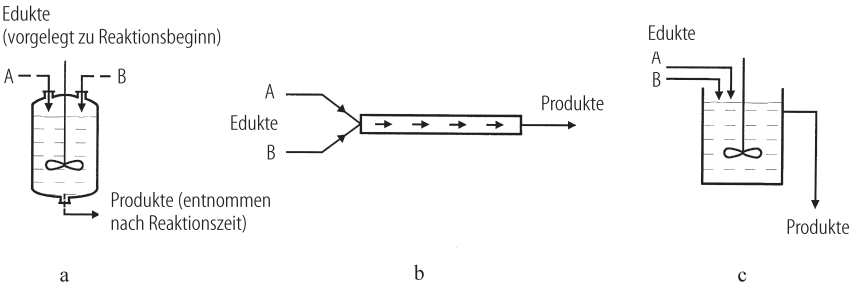


Bild 3a–c. Schematische Darstellung der Idealreaktoren. **a** Diskontinuierlich betriebener Rührkesselreaktor (BR); **b** kontinuierlich betriebenes Strömungsrohr (PFTR); **c** kontinuierlich betriebener Rührkesselreaktor (CSTR)

Tabelle 1. Zeitgesetze einfacher Reaktionen ($t = 0 : c_i = c_i^0$)

Reaktion und Reaktionsordnung n	Konkrete Form von Gl. (33)	Konzentrations-Zeit-Verläufe
Einfache irreversible Reaktionen		
$A \xrightarrow{r=k} B$ $n=0 \quad c_B^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -k$	$c_A = c_A^0 - kt$ $c_B = c_A^0 - c_A$
$A \xrightarrow{r=k\,c_A} B$ $n=1 \quad c_B^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -kc_A$	$c_A = c_A^0 e^{-kt}$ $c_B = c_A^0 - c_A$
$A \xrightarrow{r=k\,c_A^2} B$ $n=2 \quad c_B^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -kc_A^2$	$c_A = \frac{c_A^0}{1 + c_A^0 kt}$ $c_B = c_A^0 - c_A$
$A \xrightarrow{r=k\,c_A^n} B$ $n \neq 1 \quad c_B^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -kc_A^n$	$c_A = \left(c_A^{0\,1-n} + (n-1)kt\right)^{\frac{1}{1-n}}$ $c_B = c_A^0 - c_A$
$A + B \xrightarrow{r=k\,c_A c_B} C$ $n=2 \quad c_B^0 \neq c_A^0 \quad c_C^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -kc_A c_B$	$c_A = c_A^0 \left(1 - \frac{c_B^0 \exp\left((c_A^0 - c_B^0)kt\right) - c_B^0}{c_A^0 \exp\left((c_A^0 - c_B^0)kt\right) - c_B^0}\right)$ $c_B = c_B^0 - c_A^0 + c_A, \quad c_C = c_A^0 - c_A$
Reversible Reaktion		
$A \xleftrightarrow{r_1 = k_1 c_A,\ r_2 = k_2 c_B} B$ $n_1 = n_2 = 1 \quad c_B^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -k_1 c_A + k_2 c_B$	$c_A = c_A^0 \frac{k_1}{k_1 + k_2}\left(\frac{k_2}{k_1} + e^{-(k_1+k_2)t}\right), \quad \frac{k_1}{k_2} = K_c$ $c_B = c_A^0 - c_A$
Irreversible Parallelreaktionen		
$A \xrightarrow{r_1 = k_1 c_A} B$ $A \xrightarrow{r_2 = k_2 c_A} C$ $n_1 = n_2 = 1 \quad c_B^0 = c_C^0 = 0$	$\frac{dc_A}{dt} = -(k_1 + k_2)c_A$ $\frac{dc_B}{dt} = k_1 c_A$	$c_A = c_A^0 e^{-(k_1+k_2)t}$ $c_B = c_A^0 \frac{k_1}{k_1 + k_2}\left(1 - e^{-(k_1+k_2)t}\right)$ $c_C = c_A^0 - c_A - c_B$
Irreversible Folgereaktionen		
$A \xrightarrow{r_1 = k_1 c_A} B \xrightarrow{r_2 = k_2 c_B} C$ $n_1 = n_2 = 1 \quad c_B^0 = c_C^0 = 0$ $k_1 \neq k_2$	$\frac{dc_A}{dt} = -k_1 c_A$ $\frac{dc_B}{dt} = k_1 c_A - k_2 c_B$	$c_A = c_A^0 e^{-k_1 t}$ $c_B = c_A^0 \frac{k_1}{k_2 - k_1}\left(e^{-k_1 t} - e^{-k_2 t}\right)$ $c_C = c_A^0 - c_A - c_B$

mit $i = 1, N$. Gleichung (36) läßt sich nach Einführung der Verweilzeit τ ($\tau = z/u$) umformulieren:

$$\text{PFTR: } \frac{dc_i}{d\tau} = \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij}\, r_j \tag{37}$$

mit $i = 1, N$. Vergleicht man die Gln. (35) und (37), erkennt man die Analogie zwischen den zeitlichen Verläufen der Konzentrationen im BR und den örtlichen Verläufen der Konzentrationen im PFTR.

Zur Formulierung des konvektiven Beitrags in der Stoffbilanz des ideal durchmischten, kontinuierlich betriebenen Rührkesselreaktors ist es ebenfalls zweckmäßig, eine mittlere Verweilzeit τ einzuführen, die sich als Quotient aus dem Reaktorvolumen und dem Volumenstrom berechnen läßt ($\tau = V/\dot{V}$). Folgende Stoffbilanz gilt für stationäre Bedingungen und unter Berücksichtigung der Zulaufkonzentrationen c_i^0:

$$\text{CSTR: } 0 = \frac{c_i^0 - c_i}{\tau} + \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij}\, r_j \tag{38}$$

mit $i = 1, N$. Die Gemeinsamkeiten und Unterschiede zwischen den drei Reaktoren lassen sich für einfache Reaktionen durch eine dimensionslose Betrachtung veranschaulichen. Dazu bietet es sich an, den Umsatz U eines Edukts i als Konzentrationsmaß zu verwenden:

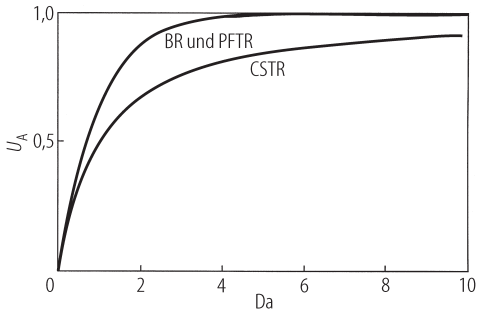


Bild 4. Abhängigkeit des Umsatzes als Funktion der Damköhler-Zahl für eine in den Idealreaktoren durchgeführte Reaktion 1. Ordnung (Gln. 39–42)

$$U_i = \frac{n_i^0 - n_i}{n_i^0}$$

bzw. bei konstantem Volumen:

$$U_i = \frac{c_i^0 - c_i}{c_i^0}. \tag{39}$$

Wesentlich für den Umsatzverlauf ist das Verhältnis aus einer für die Reaktion zur Verfügung stehenden charakteristischen Zeit t_R, mit $t_R = t$ (BR) bzw. $t_R = \tau$ (PFTR und CSTR), sowie einer von der Reaktionskinetik abhängigen charakteristischen Reaktionszeit. Dieses Verhältnis wird als Damköhler-Zahl, *Da*, bezeichnet. Für eine Reaktion 1. Ordnung ($A \rightarrow$ Produkte) mit $r = kc_A$ gilt:

$$Da = t_R\, k. \tag{40}$$

Daraus folgt nach Integration der Stoffbilanzen für die Komponente A ($\mathrm{d}U_A/\mathrm{d}t = k(1 - U_A)$ bzw. $\mathrm{d}U_A/\mathrm{d}\tau = k(1 - U_A)$) der folgende Umsatzverlauf für den BR und den PFTR:

$$U_A = 1 - e^{-Da}. \tag{41}$$

Der sich aus der entsprechenden Bilanz ($U_A/\tau = k(1 - U_A)$) ergebende Umsatz des CSTR ist:

$$U_A = \frac{Da}{1 + Da}. \tag{42}$$

Bild 4 zeigt die durch die Gln. (41) und (42) beschriebenen Verläufe. Neben der Analogie von BR und PFTR erkennt man einen wesentlichen Unterschied zwischen den beiden kontinuierlich betriebenen Reaktoren. Um den gleichen Umsatz zu erzielen, sind bei positiven Reaktionsordnungen im CSTR stets höhere *Da*-Zahlen erforderlich als im PFTR. Eine Erhöhung der *Da*-Zahl kann dabei durch Vergrößerung des Reaktorvolumens und/oder durch eine Absenkung des Volumenstromes erfolgen. Ursache des Unterschiedes ist die durch Vermischung mit den gebildeten Produkten im CSTR hervorgerufene Absenkung der Eduktkonzentrationen und damit der Reaktionsgeschwindigkeit.

4.6 Reale Reaktoren. Real reactors

Die im vorigen Abschnitt beschriebenen isothermen Idealreaktoren basieren auf Annahmen, die die realen Verhältnisse sehr stark vereinfachen. Eine quantitative Beschreibung von in der Industrie eingesetzten Reaktoren erfordert in der Regel eine genauere Berücksichtigung verschiedener Abweichungen vom Idealverhalten. Auf einige besonders wichtige Aspekte soll in diesem Abschnitt kurz eingegangen werden.

Reaktoren können häufig nicht isotherm betrieben werden. Teilweise treten beträchtliche Temperaturgradienten auf. Zur Erfassung von Temperatureinflüssen und zur energetischen Quantifizierung von Reaktionsprozessen ist neben der Stoffbilanz folgende für ein differentielles Volumenelement gültige Energiebilanz zu lösen:

$$\frac{\partial(\bar{\varrho}\,\bar{c}_p\,T)}{\partial t} = -\operatorname{div}\left(\bar{\varrho}\,\bar{c}_p\,uT\right) + \sum_{j=1}^{M}(-\Delta H_{R_j})\,r_j + \operatorname{div}(\bar{\lambda}\operatorname{grad}T). \tag{43}$$

Diese Bilanz weist eine starke Analogie zu Gl. (34) auf. Neben den Beiträgen der Akkumulation, Konvektion und Reaktion wird auch die Möglichkeit des konduktiven Energietransportes erfaßt. Die Größen $\bar{\varrho}$, $\bar{c}_p$ und $\bar{\lambda}$ bezeichnen dabei die mittleren Dichten, Wärmekapazitäten und Wärmeleitfähigkeiten des im Volumenelement vorliegenden Reaktionsgemisches. In der Regel ist in der Energiebilanz ein weiterer Term zu berücksichtigen, der einen über die Reaktorwand erfolgenden Energieaustausch mit einem Kühl- oder Heizmedium bewertet. Die entsprechende Energiebilanz für ein ideales Strömungsrohr (PFTR) im stationären Zustand lautet unter Berücksichtigung der Wärmeübergangszahl α, der Temperatur des Kühl- oder Heizmediums T_M und des Rohrradius R:

$$0 = -\frac{\mathrm{d}(\bar{\varrho}\bar{c}_p uT)}{\mathrm{d}x} + \sum_{j=1}^{M}(-\Delta H_{R_j})\,r_j + \frac{2}{R}\alpha(T_M - T). \tag{44}$$

Es sei darauf hingewiesen, daß kontinuierlich betriebene chemische Reaktoren unter Umständen mehrere stationäre Zustände aufweisen können. Dabei sind in der Regel nicht alle Zustände stabil. Dieser Tatsache ist bei der thermischen Auslegung von Reaktoren Rechnung zu tragen.

Häufig benötigen exotherme Reaktionen vorgeheizte Edukte damit ihre Geschwindigkeit für eine technische Nutzung groß genug ist. Bei den in diesem Fall sinnvoll einsetzbaren autothermen Betriebsweisen wird die durch die Reaktionen freigesetzte Wärme effizient für den Aufheizprozeß genutzt. Zwei typische, industriell eingesetzte Schaltungsvarianten zeigt **Bild 5**.

Untersucht man die Strömungs- und Vermischungsverhältnisse in realen Reaktoren genauer, stellt man in der Regel mehr oder weniger große Abweichungen von den beiden Grenzfällen (perfekte Mischung im BR und CSTR bzw. vollständige Verdrängung im PFTR) fest. Typische Situationen illustriert **Bild 6**. Eine genaue Beschreibung der fluiddynamischen Verhältnisse in chemischen Reaktoren ist in der Regel äußerst kompliziert. In den letzten Jahren konnten allerdings durch die Weiterentwicklung der CFD-Techniken (Computational fluid dynamics) bemerkenswerte Fortschritte erzielt werden. Auf Grund der mit ihrer Anwendung verbundenen hohen Rechenzeiten und der oftmals unzureichenden Kenntnis der erforderlichen Stoffdaten und Parameter ist eine auf detaillierten Modellen basierende Reaktorbeschreibung nach wie vor nicht der Normalfall. Häufig kann zur Berücksichtigung realer Vermischungseffekte vereinfachend auf das klassische Modell der Rührkesselkaskade zurückgegriffen werden. Dabei wird ein kontinuierlich betriebener, stationär ar-

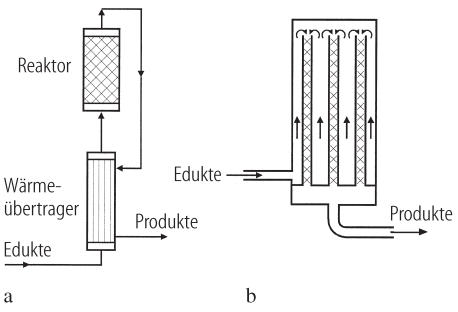


Bild 5 a, b. Autotherme Führung exothermer Reaktionen. **a** Mit separatem Wärmeübertrager; **b** mit integriertem Wärmeaustausch

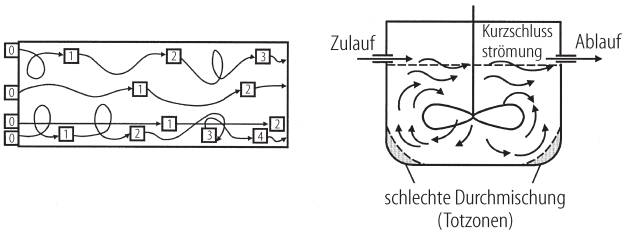


Bild 6a, b. Abweichungen vom idealen Verhalten. **a** Ungleiche Verweilzeiten im Rohrreaktor; **b** Effekte in einem Rührkesselreaktor

beitender Reaktor durch eine Reihenschaltung einer diskreten Anzahl von Rührkesselreaktoren beschrieben. Diese Reaktoren werden jeweils als ideal vermischt (CSTR) betrachtet. Das Prinzip ist in **Bild 7** dargestellt. Die für die N_K Reaktoren einer derartigen Kaskade gültigen Stoffbilanzgleichungen lauten in Erweiterung von Gl. (38):
Rührkesselkaskade:

$$0 = \frac{c_i^{k-1} - c_i^k}{\tau_k} + \sum_{j=1}^{M} \nu_{ij}\, r_j \qquad (45)$$

mit $i = 1,\ N;\ k = 1,\ N_K$. Es läßt sich zeigen, daß diese Bilanzgleichungen für $N_K = 1$ bzw. $N_K \to \infty$ die beiden Grenzfälle des CSTR bzw. des PFTR beschreiben. Das Kaskadenmodell ist damit in der Lage, unter Verwendung eines einzigen Parameters eine Brücke zwischen diesen beiden Idealmodellen zu schlagen. Die äquivalente Rührkesselzahl N_K kann durch die Auswertung von Verweilzeitmessungen mit Markierungssubstanzen abgeschätzt werden.
Ein für die Auswahl und Auslegung von Reaktoren besonders wichtiger Aspekt resultiert aus der Tatsache, daß während des

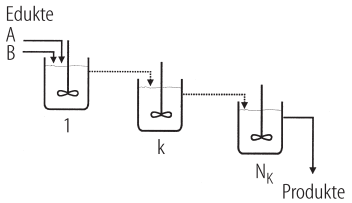


Bild 7. Illustration des Modells der Rührkesselkaskade

Reaktionsablaufes häufig mehrere Phasen koexistieren. In der Regel folgt daraus die Aufgabe, den Austausch zwischen diesen Phasen zu intensivieren und Transportwiderstände zu reduzieren. Den möglichen unterschiedlichen Phasenverhältnissen Rechnung tragend, existiert eine große Zahl verschiedener Reaktortypen. Einige Bauformen und Betriebsweisen sind in den **Bildern 8–10** schematisch dargestellt.

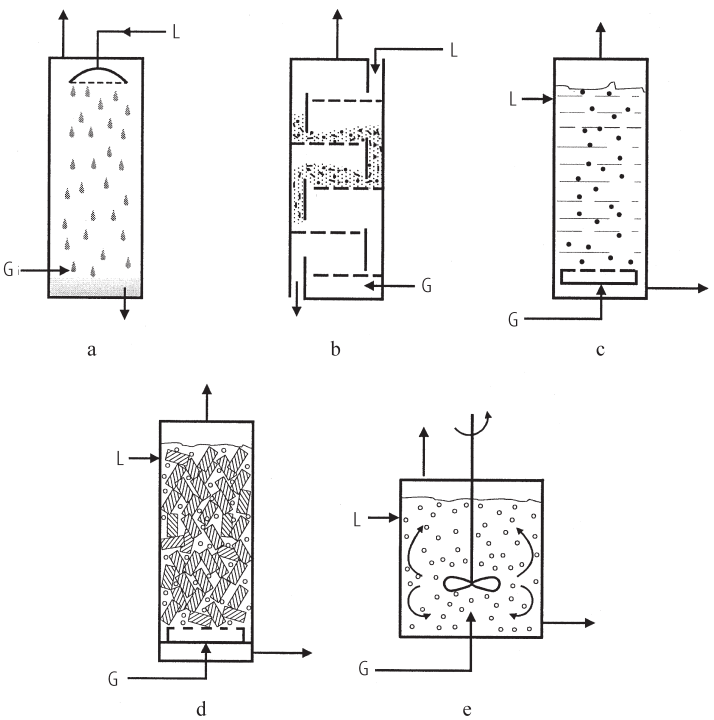


Bild 8a–e. Prinzipien für Gas-Flüssig-Reaktoren. **a** Sprühturm; **b** Bodenkolonne; **c** Blasensäule; **d** gepackte Blasensäule; **e** begaster Rührkessel. *G* Gas, *L* Flüssigkeit

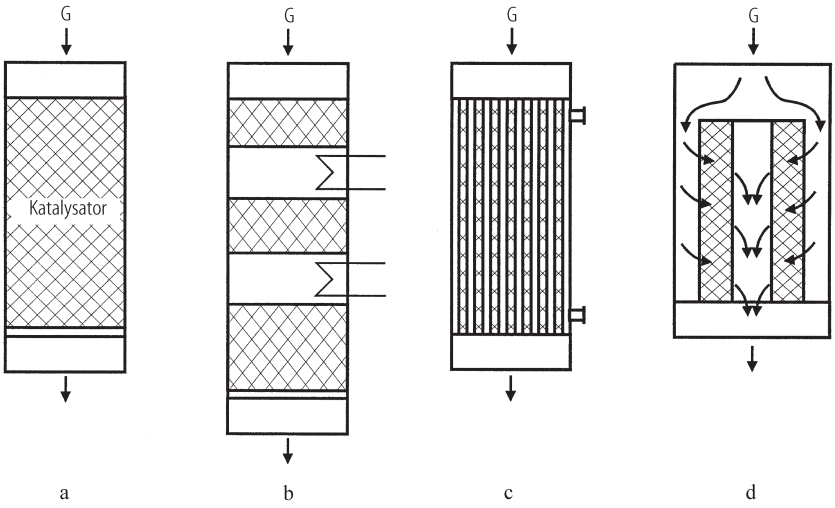


Bild 9a–d. Prinzipien für Festbettreaktoren. **a** Vollraumreaktor; **b** Mehrschichtreaktor (Hordenreaktor); **c** Rohrbündelreaktor; **d** Radialstromreaktor. *G* Gas

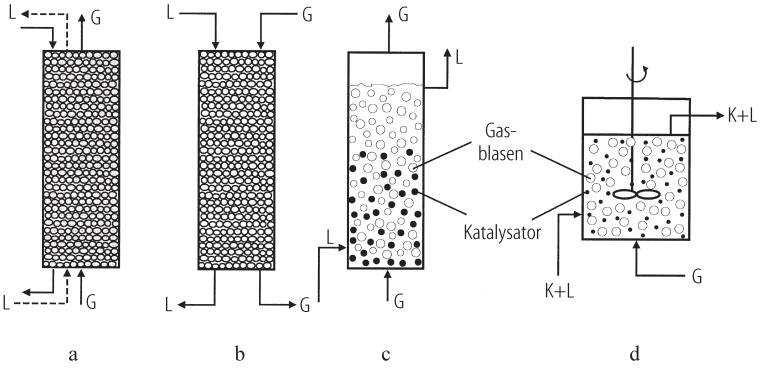


Bild 10a–d. Dreiphasenreaktoren. **a** Dreiphasenfestbett; **b** Rieselbettreaktor; **c** Fließbettreaktor; **d** Rührkesselreaktor mit suspendiertem Katalysator. *G* Gas, *L* Flüssigkeit, *K* Katalysator

Bild 8 illustriert Reaktorprinzipien, die bei Gas-Flüssig-Reaktionen zum Einsatz kommen. Sie unterscheiden sich im wesentlichen hinsichtlich der Art der Zufuhr der beiden Phasen sowie der Techniken, die zum Erreichen eines effizienten Stoffaustausches eingesetzt werden. Unterschiede bestehen weiterhin bei den im Reaktor vorliegenden Anteilen der beiden Phasen (**Bild 8a, b**: relativ wenig Flüssigkeit, **Bild 8c–e**: relativ viel Flüssigkeit).

Viele chemische Reaktionen können durch den Einsatz fester Katalysatoren beträchtlich beschleunigt werden. Dennoch erfordert eine effiziente Reaktionsführung weiterhin häufig höhere Temperaturen, bei denen oft alle Edukte gasförmig vorliegen. Einige der bei der Durchführung von Gas-Feststoff-Reaktionen eingesetzten Festbettreaktoren sind in **Bild 9** dargestellt. Neben dem klassischen Vollraumreaktor haben sich besonders bei stark exothermen Reaktionen andere Prinzipien durchgesetzt, bei denen die Wärmeabfuhr durch abschnittsweise Zwischenkühlung (Hordenreaktor) bzw. durch Einsatz eines Rohrbündels (teilweise mehrere tausend Rohre) realisiert wird. Zur Reduzierung von Druckverlusten durchströmen die Reaktanden Katalysatorschüttungen teilweise radial.

Zahlreiche technisch interessante Reaktionen laufen bei Anwesenheit von drei Phasen ab. In der Regel reagieren dabei Gase und Flüssigkeiten unter Anwesenheit fester Katalysatoren miteinander. Bei diesen Reaktionssystemen kommt der Sicherstellung eines optimalen Stoffaustausches besondere Bedeutung zu. **Bild 10** zeigt Prinzipskizzen verschiedener Reaktoren zur Durchführung von Dreiphasenreaktionen.

Nicht näher eingegangen werden kann hier auf andere bereits etablierte Reaktorprinzipien (z. B. Wirbelschichtreaktoren) und auf verschiedene in der Entwicklung befindliche neue Konzepte. Letztere zielen beispielsweise auf die Nutzung nichtlinearer Effekte durch den Einsatz instationärer periodischer Betriebsweisen oder auf die im Reaktor integrierte Kopplung von Reaktionen mit Stofftrennprozessen (z. B. Destillation, Adsorption oder Membrantrennung) zur Reduzierung der Apparatezahl, zur verbesserten Durchführung reversibler Reaktionen bzw. zur Erhöhung von Selektivitäten beim Auftreten von unerwünschten Nebenreaktionen.

5 Mehrphasenströmungen
Multiphase fluid flow

M. Bohnet, Braunschweig

In den meisten verfahrenstechnischen Prozessen finden an den Phasengrenzflächen disperser Systeme *Wärme-* und *Stofffaustauschvorgänge*, aber auch *chemische Reaktionen* statt. Diese Vorgänge werden ganz wesentlich von den Strömungsverhältnissen beeinflußt. Fortschritte bei der Verbesserung verfahrenstechnischer Prozesse sind oftmals nur zu erreichen, wenn die Strömungsverhältnisse gezielt beeinflußt werden können. Hierzu bedarf es jedoch guter Kenntnisse der physikalischen Vorgänge, die sich in mehrphasigen Systemen abspielen.

5.1 Einphasenströmung. Single phase fluid flow

Grundlage für die Behandlung mehrphasiger Strömungen ist die Einphasenströmung. Abhängig von der Reynolds-Zahl $Re = wd\varrho/\eta$ unterscheidet man laminare und turbulente Strömungen (s. **B 6.2**). Der Übergang von der laminaren zur turbulenten Strömung erfolgt bei Rohrströmung bei einer kritischen Reynolds-Zahl $Re_{krit} \approx 2\,300$. Dabei stellt sich bei *laminarer* Strömung ein *parabolisches*, bei *turbulenter* ein *abgeflachtes Geschwindigkeitsprofil* ein (s. **B 6 Bild 7**).

Laminare Rohrströmung: $\dfrac{w_{ax}}{w_{max}} = 1 - \left(\dfrac{r}{R}\right)^2$; $w = 0{,}5 w_{max}$.

Turbulente Rohrströmung:

$$\frac{w_{ax}}{w_{max}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/7}; \quad w \approx 0{,}817 w_{max}.$$

w mittlere Strömungsgeschwindigkeit, **Bild 1**.

Für den Druckverlust der Rohrströmung gilt (s. **B 6.2**) $\Delta p = \lambda(\varrho/2)w^2 \Delta l/d$. Der Reibungskoeffizient λ hängt bei *laminarer* Strömung nur von der Reynolds-Zahl ab: $\lambda = 64/Re$ für $Re < 2\,300$.

Bei *turbulenter* Strömung beeinflußt auch die Rauhigkeit der Rohrwand den Reibungskoeffizienten. Für hydraulisch glatte Rohre gilt nach Blasius $\lambda = 0{,}3164/(Re^{1/4})$ und für technisch rauhe Rohre mit guter Genauigkeit nach Colebrook

$$\lambda = 1 \Bigg/ \left(2 \lg\left(\frac{2{,}51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{0{,}27}{d/k}\right)\right)^2,$$

wobei k die Rauhigkeitshöhe ist (s. **B 6.2.2**).

Hat das Rohr keinen kreisförmigen Querschnitt, so ist in die Beziehungen der hydraulische Durchmesser $d_h = 4A/U$ (A Querschnittsfläche, U benetzter Umfang) einzusetzen. Angaben über Reibungskoeffizienten, Druckverlustkoeffizienten für Krümmer, Rohrverzweigungen, Querschnittsänderungen s. **B 6.2.4**.

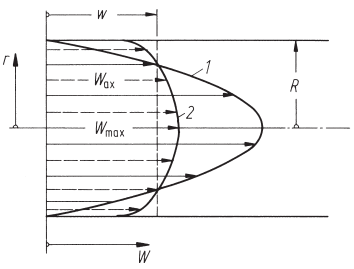


Bild 1. Geschwindigkeitsprofile bei *1* laminarer bzw. *2* turbulenter Rohrströmung

5.2 Widerstand fester und fluider Partikel
Flow resistance of solid and fluid particles

Bei *Zweiphasenströmungen* ist die kontinuierliche Phase Gas (Dampf) oder Flüssigkeit. Die *disperse* Phase kann von *festen Partikeln, Flüssigkeitstropfen* oder *Gasblasen* gebildet werden. Die Strömung des *Zweiphasengemisches* wird ganz entscheidend von der Partikelbewegung bestimmt, die wiederum von der Sink- oder Steiggeschwindigkeit der Partikel abhängt. Bewegt sich eine Partikel in einem ruhenden Fluid ausschließlich unter dem Einfluß der Schwerkraft, so gilt für den Fall der beschleunigungsfreien Bewegung für die *Sink-* oder *Steiggeschwindigkeit*

$$w_s = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{1}{\xi} \frac{|\varrho_p - \varrho|}{\varrho} d_p g}. \tag{1}$$

Bei *festen kugeligen Partikeln* kann für den Widerstandskoeffizienten ξ näherungsweise gesetzt werden, **Bild 2**:

$$\begin{aligned} &\xi = \frac{24}{Re_p} \quad \text{für} \quad Re_p < 4; \\ &\xi = \frac{12}{\sqrt{Re_p}} \quad \text{für} \quad 4 < Re_p < 744; \\ &\xi = 0{,}44 \quad \text{für} \quad Re_p > 744; \quad \text{mit} \quad Re_p = w_s d_p \varrho/\eta. \end{aligned} \tag{2}$$

Der Bereich $10^{-1} < Re_p < 3 \cdot 10^5$ läßt sich auch mit der Beziehung von Yilmaz beschreiben

$$\xi = \frac{24}{Re_p} + \frac{3{,}73}{\sqrt{Re_p}} - \frac{4{,}83 \cdot 10^{-3} Re_p^{0{,}5}}{1 + 3 \cdot 10^{-6} Re_p^{1{,}5}} + 0{,}49. \tag{3}$$

Führt man Kennzahlen ein, so läßt sich ein allgemeingültiges Diagramm zeichnen, **Bild 3**. Darin bedeuten

$$\textit{Sinkkennzahl:} \quad Si = \frac{w_s^3 \varrho}{\eta g} \frac{\varrho}{|\varrho_p - \varrho|}. \tag{4}$$

$$\textit{Archimedeszahl:} \quad Ar = \frac{d_p^3 g}{\eta^2} \varrho |\varrho_p - \varrho|. \tag{5}$$

Bild 3 gilt für formbeständige, kugelige Partikel mit starrer Oberfläche.

Für *nicht-kugelige* Partikel hat Muschelknautz den Widerstandskoeffizienten gemessen. Für $0{,}5 < Re_p < 10^3$ gilt

$$\xi = \frac{A}{Re_p} + \frac{B}{\sqrt{Re_p}} + C, \tag{6}$$

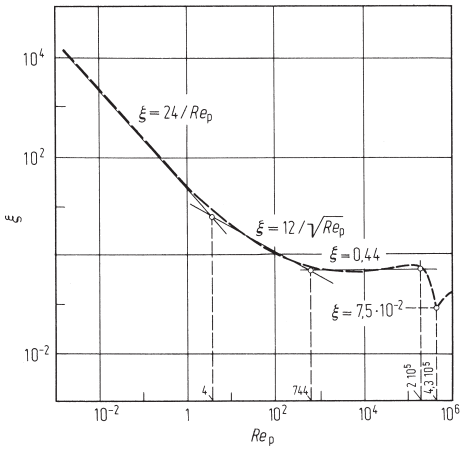


Bild 2. Gemessener Widerstandskoeffizient einer Kugel in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl im Vergleich mit Näherungsbeziehungen

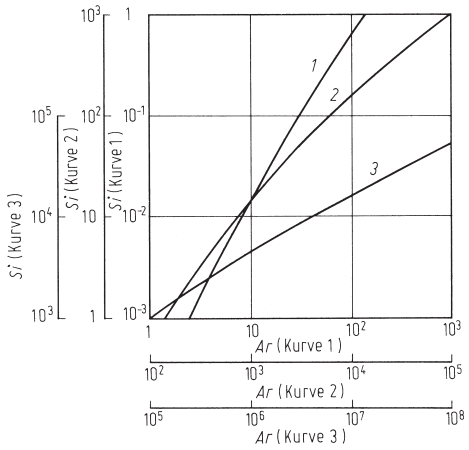


Bild 3. Sinkkennzahl als Funktion der Archimedeszahl für Kugeln

Tabelle 1. Konstanten zur Berechnung des Widerstandskoeffizienten nach Gl. (6)

		d_p	A	B	C	Re_{Gr}	ξ_{Gr}
Kugel	d	1,00 d	21,5	6,5	0,23	1000	0,46
Polyeder	a	1,10 a	24,0	6,0	0,35	800	0,60
Zylinder $l/d_z=1$	d_z	1,08 d_z	23,0	6,0	0,50	600	0,80
Würfel	a	1,24 a	27,0	4,5	0,65	400	0,98
ellipt. Korn	$2d_K$, d_K	0,79 d_K	25,0	6,0	0,40	800	0,65
ellipt. Linse	$d_L/2$, d_L	1,26 d_L	28,0	6,5	0,70	150	1,40

mit den in **Tab. 1** angegebenen Zahlenwerten für einige technisch wichtige Partikelformen. Dabei gilt Gl. (6) nur bis zu den angegebenen Reynolds-Zahlen Re_{Gr}. Besteht die disperse Phase aus einem Fluid, so ist bei laminarer Umströmung der Partikel die Korrektur von Hadamard und Rybczynski zu berücksichtigen:

$$K_{HR} = \frac{1+\eta_p/\eta}{2/3+\eta_p/\eta}; \quad \xi = \frac{24}{Re_p \cdot K_{HR}}. \tag{7}$$

Wenn die Partikel bei turbulenter Anströmung ihre Form bei der Bewegung verändern, gelten die genannten Widerstandsgesetze nicht mehr.

5.3 Feststoff/Fluidströmung. Solids/fluid flow

Eine der wichtigsten Anwendungen dieser Strömungsform ist die Rohrströmung. Ist die kontinuierliche Phase Gas, spricht man von pneumatischer Förderung, ist sie Flüssigkeit, handelt es sich um die hydraulische Förderung.

5.3.1 Pneumatische Förderung. Pneumatic conveying

Bild 4 zeigt verschiedene Förderzustände. Ist die Gasgeschwindigkeit hoch und die Feststoffbeladung $\mu = \dot{M}_p/\dot{M}$

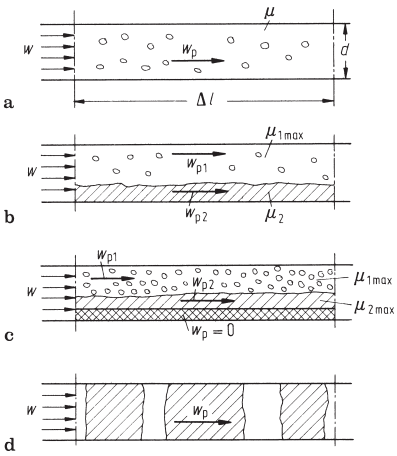


Bild 4 a–d. Förderzustände bei pneumatischer Förderung. **a** Flugförderung; **b** Strähnenförderung; **c** Strähnenförderung über ruhender Ablagerung; **d** Pfropfenförderung

klein, so beobachtet man *Flugförderung*, bei der sich die Partikel nahezu mit Gasgeschwindigkeit bewegen. Verringert man die Gasgeschwindigkeit, so kann bei Überschreiten einer bestimmten Feststoffbeladung das Gas den Feststoff nicht mehr schwebend transportieren. Ein Teil des Feststoffs *sedimentiert* aus und bewegt sich am Rohrboden in Form einer *Strähne* , deren Geschwindigkeit nur noch 10 bis 20% der Gasgeschwindigkeit beträgt. Eine weitere Verringerung der Gasgeschwindigkeit führt zu Strähnenförderung über einer ruhenden Ablagerung bzw. zur Pfropfenförderung. *Anhaltswerte* zu den Förderzuständen: **Tab. 2**. Trägt man über der Gasgeschwindigkeit den bezogenen Druckverlust auf, so ergibt sich für unterschiedliche Feststoffbeladungen das Zustandsdiagramm: **Bild 5**.

Bewegungsgleichungen

Die Feststoffpartikel werden durch den Strömungswiderstand

$$F_w = M_p g \left(\frac{w-w_p}{w_s}\right)^{2-\varkappa} \tag{8}$$

angetrieben. Für den Exponenten des Widerstands kann näherungsweise gesetzt werden:

Stokesscher Bereich:	$Re_p < 4$	$\varkappa = 1$,
Übergangsbereich :	$4 < Re_p < 744$	$\varkappa = 0{,}5$,
Newtonscher Bereich:	$744 < Re_p < 2 \cdot 10^5$	$\varkappa = 0$,

mit $Re_p = (w-w_p) d_p \varrho/\eta$.

Dem Strömungswiderstand entgegengesetzt wirken die *Wandreibungskraft* der Partikel $F_R = M_p w_p^2 \lambda_p^*/2dS$, die *Gewichtskraft* $F_s = M_p g\beta$ und die *Beschleunigungskraft* $F_B = M_p\, dw_p/\,dt$.

Übliche Werte des Partikelwandreibungskoeffizienten sind dabei $\lambda_p^* = 0{,}002$ bis 0,005. Im waagerechten Rohr ist für den Schwerkraftkoeffizienten zu setzen: $\beta = w_s/w$ bei schwebend transportiertem Feststoff, $\beta = 0{,}3$ bis 0,6 bei springender Partikelbewegung und $\beta \approx 0{,}8$ bei Strähnenförderung. Bei Förderung senkrecht nach oben ist $\beta = 1$ und bei Förderung senkrecht nach unten ist $\beta = -1$ zu setzen.

Aus dem Kräftegleichgewicht $F_W - F_R - F_S - F_B = 0$ folgt für die Bewegungsgleichung in einem geraden Rohr

$$\left(\frac{w-w_p}{w_s}\right)^{2-\varkappa} - \frac{w_p^2 \lambda_p^*}{2gd} - \beta - \frac{w_p}{g}\frac{dw_p}{dl} = 0. \tag{9}$$

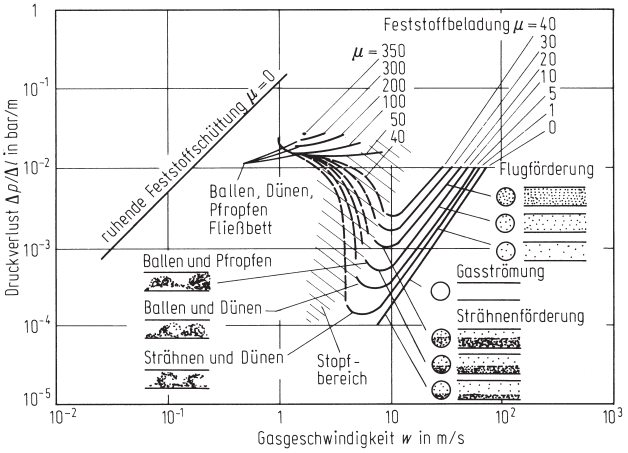


Bild 5. Zustandsdiagramm für die pneumatische Förderung rieselfähiger Schüttgüter (Rohrdurchmesser 100 mm)

Tabelle 2. Anhaltswerte für verschiedene Förderzustände bei pneumatischer Förderung (Rohrdurchmesser 100 mm)

Förderzustand	Gasgeschwindigkeit w m/s	Geschwindigkeitsverhältnis w_p/w	Feststoffbeladung μ	Partikelgröße d_p mm	Druckverlust $\Delta p/100$ m bar
Flugförderung	15…35	0,3…0,7	1…10	1,0	0,1…1
Strähnenförderung	5…20	0,1…0,5	10…100	0,1	1…3
Propfenförderung	2…6	0,6…0,9	50…100	0,5…10	0,5…6

N

Mit den Kennzahlen

$$Fr = \frac{w^2}{dg}; \qquad Fr^* = \frac{w_s^{2-\varkappa} w^{\varkappa}}{dg};$$

$$L^* = \frac{lg}{w_s^{2-\varkappa} w^{\varkappa}}; \quad W_p^* = \frac{w_p}{w}$$

und dem *Wandreibungsparameter* $R^* = Fr^* \lambda_p^*/2$ bzw. dem *Schwerkraftparameter* $S^* = (Fr^*/Fr)\beta$ erhält man die dimensionslose Bewegungsgleichung

$$\frac{dW_p^*}{dL^*} = \frac{1}{W_p^*}\{(1 - W_p^*)^{2-\varkappa} - R^* W_p^{*2} - S^*\}. \tag{10}$$

Bei abwärtsgerichteter Feststofförderung ändert sich das Vorzeichen des Schwerkraftkoeffizienten und damit auch des Schwerkraftparameters. Ist die Feststoffbeschleunigung abgeschlossen, so folgt aus Gl. (10):

$$(1 - W_p^*)^{2-\varkappa} - R^* W_p^{*2} - S^* = 0. \tag{11}$$

Die bezogenen Feststoffgeschwindigkeiten für unterschiedliche Betriebszustände zeigen die **Bilder 6**, **7** und **8**. Die Feststoffgeschwindigkeit bei Beschleunigung im waagerechten Rohr ist **Bild 9** zu entnehmen.

Besonders kritisch hinsichtlich des *Verstopfens* der Rohrleitung sind Krümmer. Durch die Zentrifugalkräfte, die bei der Umlenkung auftreten, findet eine Entmischung von Gas und Feststoff statt. Der Feststoff wird an die Krümmeraußenwand geschleudert und gleitet als *Strähne* durch den Krümmer. Durch die Wandreibung wird die Strähne abgebremst. Für die Abbremsung ist es dabei wichtig, ob sie in einer waagerechten oder senkrechten Ebene stattfindet. Für die Umlenkung waagerecht – senkrecht nach oben folgt aus **Bild 10a** für die Änderung der Feststoffgeschwindigkeit (**Bild 11a**):

$$\frac{w_p}{gR}\frac{dw_p}{d\varepsilon} + \sin\varepsilon + \beta\cos\varepsilon + \frac{w_p^2}{gR}\beta = 0, \tag{12}$$

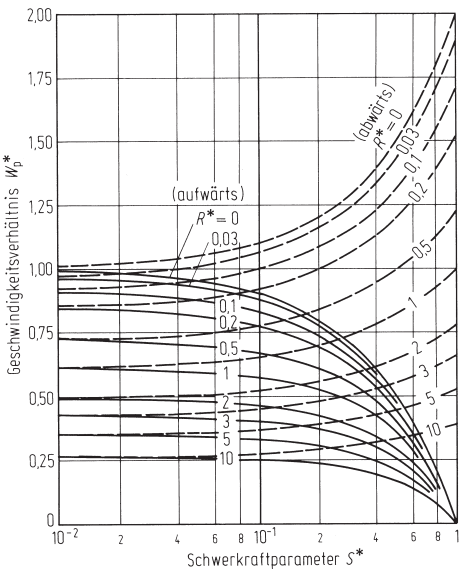


Bild 6. Bezogene Feststoffgeschwindigkeit für den Stokesschen Bereich ($\varkappa = 1$)

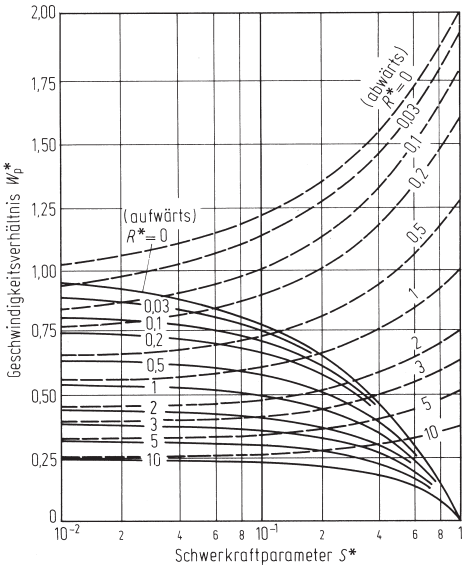


Bild 7. Bezogene Feststoffgeschwindigkeit für den Übergangsbereich ($\varkappa = 0{,}5$)

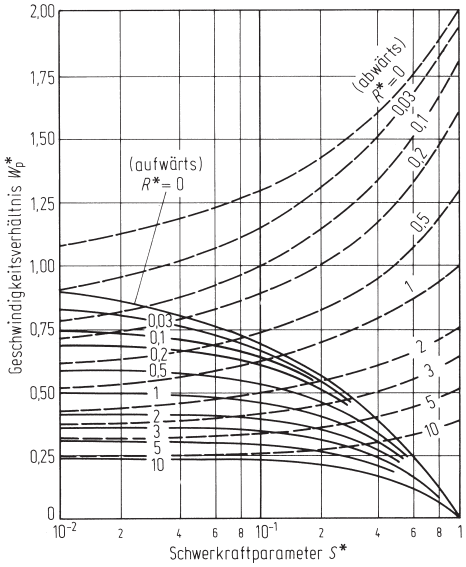


Bild 8. Bezogene Feststoffgeschwindigkeit für den Newtonschen Bereich ($\varkappa = 0$)

und für die Umlenkung senkrecht – waagerecht nach oben entsprechend **Bild 10 b** (**Bild 11 b**):

$$\frac{w_p}{gR}\frac{dw_p}{d\varepsilon} - \cos\varepsilon - \beta\sin\varepsilon + \frac{w_p^2}{gR}\beta = 0. \tag{13}$$

Herrscht Gleichgewicht zwischen Zentrifugalkraft und dem zum Krümmermittelpunkt gerichteten Anteil der Schwerkraft, so wird

$$w_p^2/R = g \cdot \sin\varepsilon. \tag{14}$$

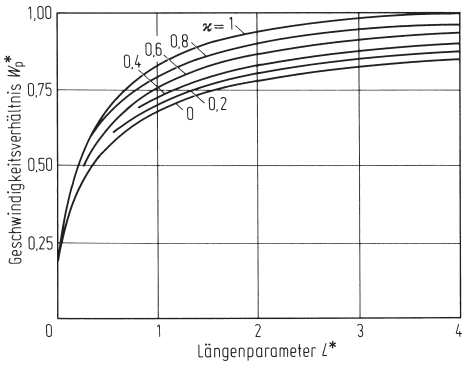


Bild 9. Bezogene Feststoffgeschwindigkeit bei Beschleunigung im waagerechten Rohr

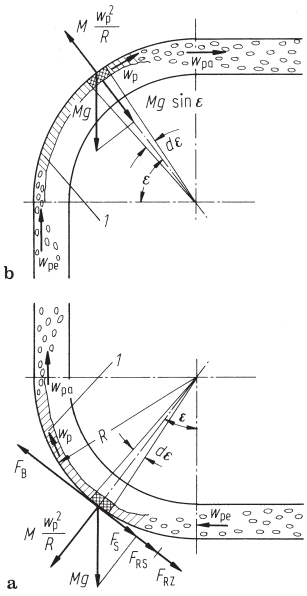


Bild 10 a, b. Kräftegleichgewicht an Feststoffsträhne (*1*) im Krümmer

Die Strähne löst sich von der Krümmerwand ab, eine weitere Abbremsung des Feststoffs erfolgt nicht. Für den *Krümmerparameter* gilt $K^* = gR/w_{p_e}^2$. Erfolgt die Umlenkung in einer waagerechten Ebene, so ist

$$w_p/w_{p_e} = e^{-\beta\varepsilon}. \tag{15}$$

Druckverlust Der Druckverlust bei *pneumatischer* Förderung hängt wesentlich von der Gasgeschwindigkeit und vom Feststoffmassenstrom ab, **Bild 12**. Der Gesamtdruckverlust für die Förderung von Gas und Feststoff ist:

$$\Delta p = \Delta p_g + \Delta p_p = (\lambda + \mu\lambda_p)\frac{\varrho}{2} w^2 \Delta l/d. \tag{16}$$

Der Druckverlustkoeffizient für die Feststofförderung λ_p wird dabei von den Stoffeigenschaften des Feststoffs und der Rohrwand sowie der Beschaffenheit der Rohrwand bestimmt. Für

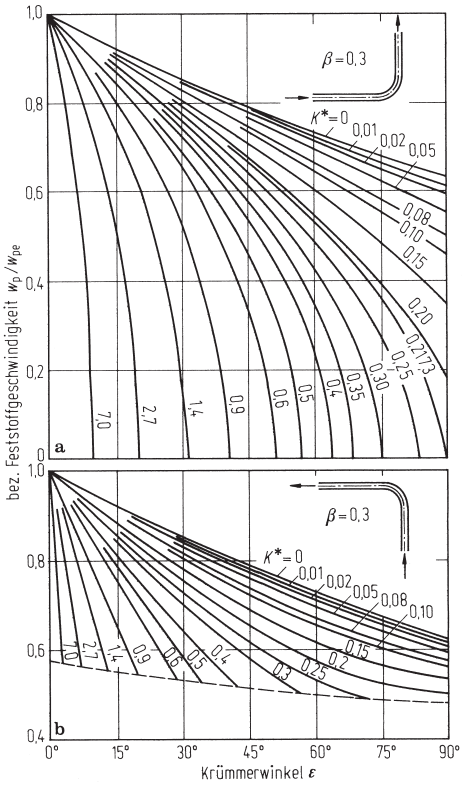


Bild 11 a, b. Bezogene Feststoffgeschwindigkeit bei Abbremsung der Strähne in einem Krümmer

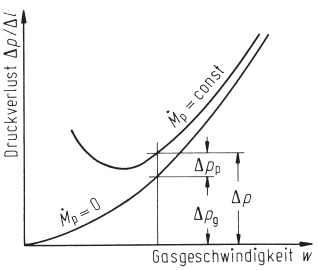


Bild 12. Abhängigkeit des Druckverlustes bei Gas-/Feststoffströmung von der Gasgeschwindigkeit und dem Feststoffmassenstrom

grobkörnige Feststoffe gilt

$$\lambda_p = \frac{w_p}{w}\lambda_p^* + \frac{2\beta}{(w_p/w)Fr} \tag{17}$$

und für feinkörnige Feststoffe

$$\lambda_p = \frac{\mu_1}{\mu}\frac{w_{p_1}}{w}\lambda_p^* + \frac{\mu_2}{\mu}\frac{2\beta}{(w_{p_2}/w)Fr}. \tag{18}$$

Für die Geschwindigkeitsverhältnisse gilt näherungsweise für *feinkörniges Gut* $w_{p_1}/w \approx 0{,}9$ bis 1,0 und $w_{p_2}/w \approx Fr^{1/4}$. Der Beginn der Strähnenbildung kann mit $\mu_1 \approx 2 \cdot 10^{-4} Fr^{5/4}$ abgeschätzt werden. Gemessene Werte für λ_p zeigen **Bild 13** (*feinkörniges Gut*) und **Bild 14** (*grobkörniges Gut*). Ist bei *Pfropfenförderung* die Pfropfenlänge und die Porosität des Feststoffpfropfens bekannt, findet man den Druckverlust mit

$$\frac{\Delta p_p}{\varrho_p(1-\varepsilon_p)g l_p} = \beta_G + [Fr(w_p/w)^2]^{0,2}, \tag{19}$$

wobei die Pfropfengeschwindigkeit mit $w_p/w \approx 1 - 1/w$, abgeschätzt wird. Angaben für die Koeffizienten: **Tab. 3**. Sind die Förderleitungen sehr lang, so kann zur Verringerung des Druckverlusts die Rohrleitung stromabwärts stufenweise erweitert werden. Der Reibungsdruckverlust bei *isothermer Expansion* ist

$$(p^2 - p_0^2)/2p_0 = (\lambda + \mu\lambda_p)(\varrho_0/2)w_0^2 l/d_0. \tag{20}$$

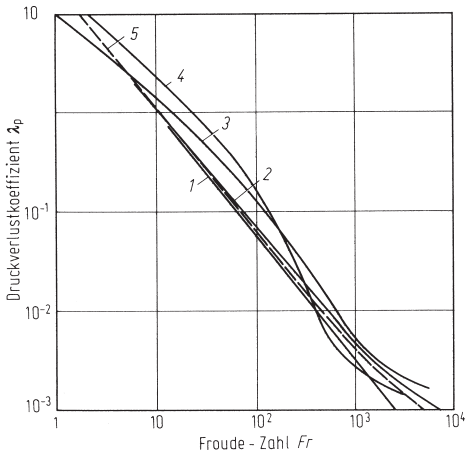


Bild 13. Druckverlustkoeffizient für feinkörnige Feststoffe. *1* Flugasche $d_p = 24\,\mu m$; $w_s = 0{,}04\,m/s$, *2* Katalysator $d_p = 70\,\mu m$; $w_s = 0{,}22\,m/s$, *3* Feuerlöschpulver $d_p = 40\,\mu m$; $w_s = 0{,}11\,m/s$, *4* Quarzsand $d_p = 70\,\mu m$; $w_s = 0{,}38\,m/s$, *5* berechnet mit $\lambda_p^* = 0{,}005$; $\beta = 0{,}5$; $w_{p_1}/w = 1{,}0$; $w_{p_2}/w = 0{,}05 Fr^{0,25}$

Tabelle 3. Wandreibungs-, Schwerkraft- und Gleitreibungskoeffizienten

Feststoff	Rohrwerkstoff	Wandreibungskoeffizient λ_p^*	Schwerkraftkoeffizient β	Gleitreibungskoeffizient β_G
Glaskugeln	Stahl	0,0030		
Quarzkörner	Stahl	0,0066		
Steinkohle	Stahl	0,0021		
Flugasche	Glas	≈0,005	≈0,50 (Strähne)	
Feuerlöschpulver	Glas			
Katalysator	Glas			
Quarzsand	Glas			
Flugasche	Stahl	0,0010	0,65 (Strähne)	
Polystyrol	Stahl	0,0010		0,20
Glaskugeln	Stahl			0,15
Stahlkugeln	Stahl			0,16
Polystyrol	Stahl	0,0200	0,25	
Styropor	Stahl	0,0300	0,30	
Polyethylen	Al-Mg3	0,0050	0,25	
Quarzsand	Stahl			0,40
Polyethylen	Stahl			0,45

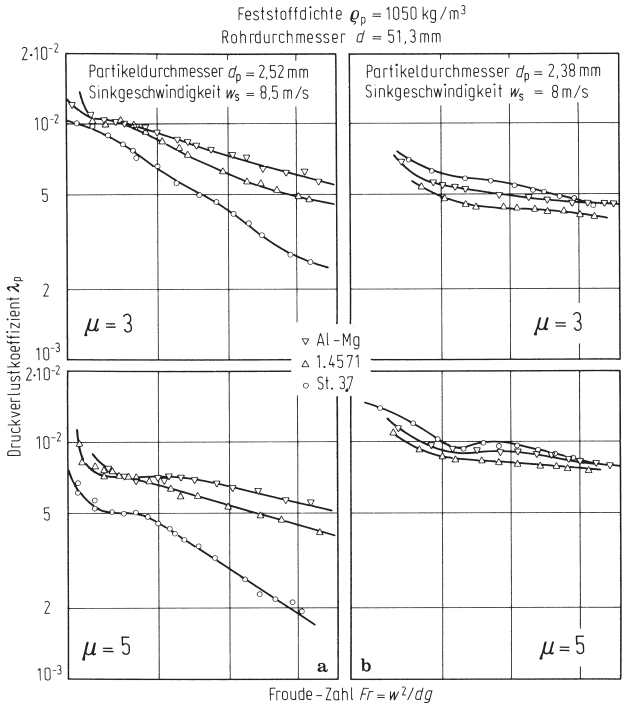


Bild 14a, b. Druckverlustkoeffizient für grobkörnige Feststoffe. **a** Polystyrol-Granulat; **b** Styropor-Granulat

Der Index 0 kennzeichnet die Bedingungen am Ende der Förderleitung. Der Rohrdurchmesser ist stromaufwärts immer dann zu verringern, wenn die Gasgeschwindigkeit einen kritischen Wert erreicht. Als kritische Bedingung gilt:

feinkörniger Feststoff :

$$Fr_{krit} = w_{krit}^2/dg \quad \text{mit} \quad p/p_0 = (d_0/d)^{2,5}, \tag{21}$$

grobkörniger Feststoff :

$$p_{dyn(krit)} = (\varrho_{krit}/2)w_{krit}^2 \quad \text{mit} \quad p/p_0 = (d_0/d)^4. \tag{22}$$

5.3.2 Hydraulische Förderung. Hydraulic conveying

Die *hydraulische* Förderung mit Flüssigkeit als kontinuierlicher Phase zeigt ein ähnliches Druckverlustverhalten wie die pneumatische Förderung. Wegen des wesentlich kleineren Dichtequotienten von Feststoff und Flüssigkeit bewegen sich die frei schwimmenden Partikel nahezu mit Flüssigkeitsgeschwindigkeit. Da hydraulische Förderleitungen häufig geneigt verlegt werden, ist bei der Druckverlustberechnung der hydrostatische Flüssigkeitsdruck zu berücksichtigen:

$$\Delta p = (\lambda_F + c_v\lambda_p)(\varrho/2)w^2\Delta l/d + \varrho g \sin\alpha\,\Delta l \tag{23}$$

mit α als dem Neigungswinkel der Rohrleitung gegen die Waagerechte. Der Reibungsdruckverlustkoeffizient für die Flüssigkeit wird nach N 5.1 berechnet. Für den Druckverlustkoeffizient, der den Feststofftransport beschreibt, gilt

$$\lambda_p = \frac{2\beta}{Fr}\left(\frac{\varrho_p}{\varrho} - 1\right) + \frac{\varrho_p}{\varrho}\left(\frac{w_p}{w}\right)^2\lambda^*{}_p - \lambda_F. \tag{24}$$

Mit $\beta = \sin\alpha + (w_s/w_p)\cos^2\alpha$ und $\lambda_p^* = 10^{-2}$ als guter Näherung. Werte für $\beta_0 = w_s/w_p$ sind in **Bild 15** wiedergegeben. Bei der Auslegung ist darauf zu achten, daß die kritische Fördergeschwindigkeit, bei der sich Feststoffpartikel am Boden ablagern, nicht unterschritten wird. Für die kritische Ge-

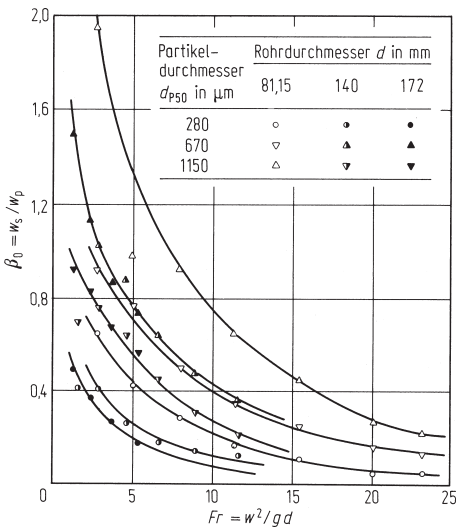


Bild 15. Schwerkraftkoeffizient in Abhängigkeit von der Froude-Zahl für Quarzsand/Wasser-Gemische

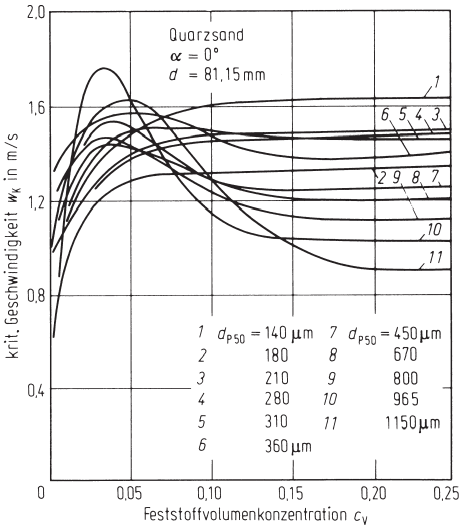


Bild 16. Kritische Geschwindigkeit von Quarzsand/Wasser-Gemischen

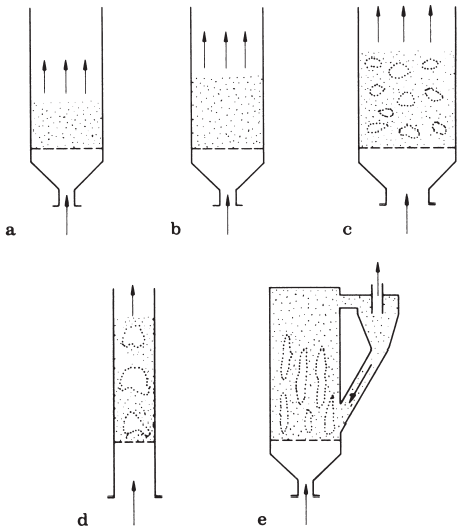


Bild 17a–e. Wirbelschichtzustände. **a** Ruhende Schicht, Festbett; **b** Lockerungszustand; **c** blasenbildende; **d** stoßende; **e** hochexpandierende Wirbelschicht

schwindigkeit gilt

$$w_k = \left[\frac{\pi d^2 c_v}{2\varrho a \lambda_p^{***}} \cdot \left\{(\varrho_p - \varrho) g(\sin\alpha + \lambda_p^{**}\cos\alpha) - \frac{1}{1-\varepsilon}\frac{\Delta p}{\Delta l}\right\}\right]^{1/2} K. \quad (25)$$

In Gl. (25) ist für die Breite der Feststoffsträhne am Rohrboden zu setzen: $a = d\sin(\gamma/2)$. Der Sektorenwinkel γ berechnet sich aus der Feststoffvolumenkonzentration und der Porosität der Feststoffsträhne $\frac{2c_v}{1-\varepsilon} = \frac{\gamma}{180} - \frac{1}{\pi}\sin\gamma$. Weiter ist $\lambda_p^* = 0{,}45$; $\lambda_p^{***} = 0{,}085(d_{P50}/d)^{1/3}$; $\varepsilon = 0{,}4$ und

$$K = \left(\frac{d_{P50}}{2\cdot 10^{-5}}\right)^{1/6}\left(\frac{d_{P50}}{d}\right)^{1/6}\cdot\cos\alpha + w_s\sin\alpha.$$

Gemessene Werte der kritischen Geschwindigkeit zeigt **Bild 16**.

5.3.3 Wirbelschicht. Fluidized bed

In einer Wirbelschicht wird eine Schüttung aus Feststoffpartikeln so von unten durch Gas oder Flüssigkeit angeströmt, daß die Partikel vom Fluid getragen werden. Je nach Gasgeschwindigkeit unterscheidet man die in **Bild 17** gezeigten Fälle. Für die *Lockerungsgeschwindigkeit* gilt

$$w_f = 7{,}19(1-\varepsilon_f)\frac{\eta}{\varrho}O_v \cdot \left\{\left(1 + 0{,}067\frac{\varepsilon_f^3}{(1-\varepsilon_f)^2}\frac{(\varrho_p - \varrho)g\varrho}{\eta^2 O_v^3}\right)^{1/2} - 1\right\} \quad (26)$$

mit ε_f als der Porosität der Schüttung am Lockerungspunkt und O_v als der spezifischen Oberfläche der Schüttung.
Der Druckverlust bei der Durchströmung der ruhenden Schüttung bis zum Erreichen des Lockerungspunkts ist

$$\Delta p = \Psi[(1-\varepsilon)/\varepsilon^3]w^2\varrho h/d_p \quad (27)$$

mit h als der Höhe der Feststoffschüttung.

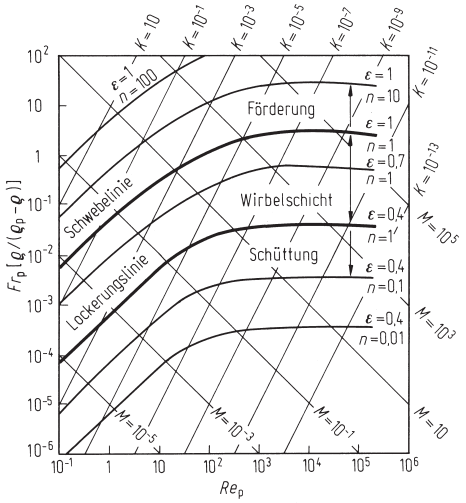


Bild 18. Zustandsdiagramm für Gas-/Feststoff-Systeme

Der Widerstandskoeffizient hängt stark von den Feststoffeigenschaften ab. Für *Gleichkorn-Granulatschüttungen* gilt $\Psi = (150/Re_p)(1-\varepsilon) + 1{,}75$.
Für den Druckverlust bei der Durchströmung der Wirbelschicht gilt

$$\Delta p = hg[(1-\varepsilon)\varrho_p + \varepsilon\varrho]. \quad (28)$$

Am Lockerungspunkt müssen Gln. (27) und (28) den gleichen Wert ergeben. Dort gilt $1 = (\Psi/\varepsilon^3)[\varrho/(\varrho_p - \varrho)]Fr_p$. Diese Gleichung gilt so lange, bis die Feststoffpartikel ausgetragen werden und die Wirbelschicht in die pneumatische Förderung übergeht.
Zur Bestimmung der Strömungszustände bei homogener Wirbelschicht dient das Diagramm, **Bild 18**. Hierin bedeuten definitionsgemäß

$$Fr_p\left(\frac{\varrho}{\varrho_p-\varrho}\right)=\frac{w^2}{d_p g}\left(\frac{\varrho}{\varrho_p-\varrho}\right);\quad Re_p=\frac{w d_p \varrho}{\eta};$$

$$K=\left(\frac{\varrho}{\varrho_p-\varrho}\right)\frac{\eta^2}{\varrho^2 g d_p^3};\quad M=\left(\frac{\varrho}{\varrho_p-\varrho}\right)\frac{\varrho w^3}{g\eta}$$

und n das Verhältnis der Druckkraft zur Massenkraft der Feststoffschüttung. Es gilt also:

ruhende Schüttung:	$\varepsilon = 0,4 = \text{const}$	bei $n \le 1$,
Wirbelschicht:	$0,4 < \varepsilon \le 1$	bei $n = 1$,
Förderung:	$\varepsilon \approx 1$	bei $n \ge 1$.

5.4 Gas-/Flüssigkeitsströmung. Gas/liquid flow

5.4.1 Strömungsform. Flow pattern

Abhängig vom Massenstromverhältnis Gas/Flüssigkeit stellen sich bei Rohrströmung die unterschiedlichsten Phasenverteilungen ein. Ist der Gasgehalt gering, beobachtet man *Blasenströmung*. Mit zunehmendem Gasgehalt gewinnen die Strömungskräfte an Einfluß gegenüber der Schwerkraft. In waagerechten Rohren ändert sich die Phasenverteilung über *Kolben-*, *Schichten-*, *Wellen-*, *Schwall-* und *Pfropfenströmung* hin zur *Film-* bzw. *Nebelströmung*, **Bild 19**. Für die Bestimmung der Strömungsform kann die sog. *Strömungskarte* nach Baker (**Bild 20**) genutzt werden, die neben dem Gas- und Flüssigkeitsmassenstrom zwei Stoffwertefunktionen enthält:

$$\lambda=\left[\left(\frac{\varrho_G}{1{,}2}\right)\left(\frac{1000}{\varrho_F}\right)\right]^{1/2};$$

$$\Psi=\frac{73\cdot 10^{-3}}{\sigma}\left[\frac{\eta_F}{10^{-3}}\left(\frac{1000}{\varrho_F}\right)^2\right]^{1/3}. \qquad (29)$$

Dabei werden die Stoffwerte von Gas und Flüssigkeit jeweils auf die Stoffwerte eines Luft-/Wasser-Gemisches bezogen.

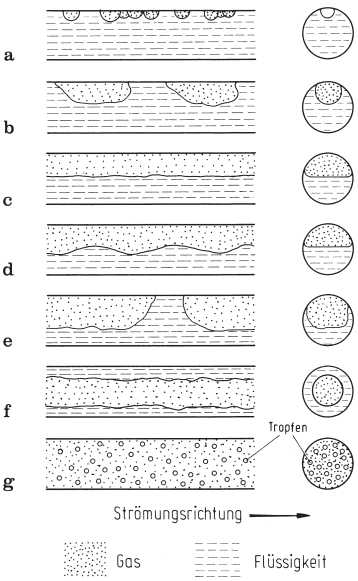


Bild 19a–g. Strömungszustände bei Gas/Flüssigkeitsströmung im waagerechten Rohr. **a** Blasenströmung; **b** Kolbenblasenströmung; **c** Schichtenströmung; **d** Wellenströmung; **e** Schwallströmung; **f** Ringströmung; **g** Nebelströmung

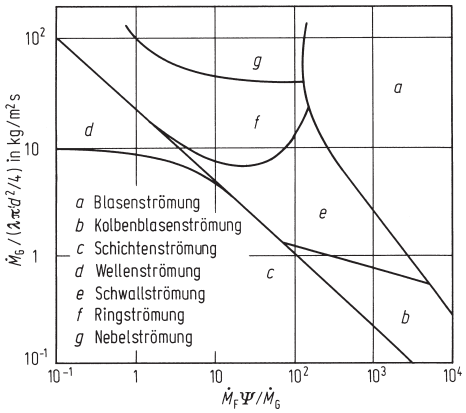


Bild 20. Strömungskarte nach Baker

5.4.2 Druckverlust. Pressure drop

Die genaue Vorausberechnung des Druckverlusts von Gas/Flüssigkeits-Gemischen ist wegen der sehr unterschiedlichen Phasenverteilungen schwierig. Lockhart und Martinelli haben deshalb versucht, den Zweiphasendruckverlust durch Einführen eines *Zweiphasenmultiplikators* aus dem Druckverlust der Einphasenströmung zu berechnen. Dabei ist es gleichgültig, ob man hierzu von der Gas- oder der Flüssigkeitsströmung ausgeht. Es gilt

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{2ph}=\phi_G^2\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_G=\phi_F^2\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_F. \qquad (30)$$

Dabei wird der bezogene Druckverlust $(\Delta p/\Delta l)_G$ bzw. $(\Delta p/\Delta l)_F$ für die Gas- bzw. Flüssigkeitsströmung so berechnet, als wäre im Rohr nur die eine Phase vorhanden. Der Zweiphasenmultiplikator ϕ hängt wesentlich vom Druckverlustverhältnis der beiden Einphasenströmungen

$$X=\left[\frac{(\Delta p/\Delta l)_F}{(\Delta p/\Delta l)_G}\right]^{1/2}. \qquad (31)$$

und davon ab, ob das Gas bzw. die Flüssigkeit laminar oder turbulent strömen. Dies wird im Diagramm, **Bild 21**, durch die vier Kurven berücksichtigt. In technischen Apparaten ist im Regelfall davon auszugehen, daß beide Phasen turbulent strömen. Der Zweiphasenmultiplikator kann auch mit folgen-

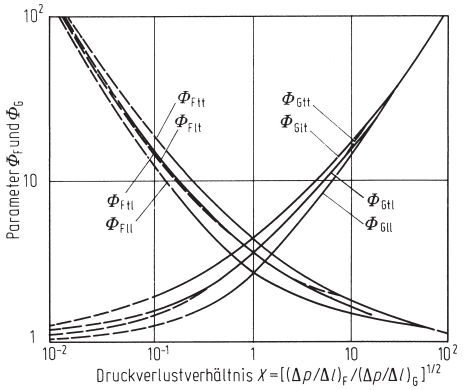


Bild 21. Zweiphasenmultiplikator zur Berechnung des Druckverlusts

N

den Beziehungen berechnet werden:

$$\phi_F^2 = 1 + \frac{c}{X} + \frac{1}{X^2}, \quad \phi_G^2 = 1 + cX + X^2. \tag{32}$$

Für c gelten dabei folgende Werte:

Flüssigkeit	Gas	Bezeichnung	c
turbulent	turbulent	tt	20
laminar	turbulent	lt	12
turbulent	laminar	tl	10
laminar	laminar	ll	5

5.4.3 Filmströmung. Film flow

Technisch von großer Bedeutung ist die Filmströmung an senkrechten Wänden, **Bild 22**. Für die Geschwindigkeitsverteilung gilt bei *Rieselfilmströmung* im Rohr bei laminarer Strömung

$$w = \frac{g\varrho R^2}{4\eta}\left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2 + 2\left(\frac{r_\delta}{R}\right)^2 \ln\left(\frac{r}{R}\right)\right]. \tag{33}$$

Da für die meisten technischen Fälle $r_\delta/R > 0{,}8$ gilt, kann auch für gekrümmte Flächen mit der Beziehung für die ebene Wand gerechnet werden:

$$w = \frac{g\varrho\delta^2}{\eta}\left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^2\right]. \tag{34}$$

Für die mittlere Filmgeschwindigkeit gilt $\bar{w} = (1/3)g\varrho\delta^2/\eta$ und für die Oberflächengeschwindigkeit $w_\delta = 1{,}5\bar{w}$. Über die Einführung der Reynolds-Zahl $Re = \bar{w}\delta\varrho/\eta = \dot{V}\varrho/U\eta$ mit U als der benetzten Fläche folgt für die Filmdicke

$$\delta = (3\eta^2/\varrho^2 g)^{1/3} Re^{1/3}. \tag{35}$$

Führt man die bezogene Filmdicke $\delta^* = (2g\varrho^2/\eta^2 Re^2)\delta^3$ ein, so folgt für den *laminar* strömenden Flüssigkeitsfilm $\delta_l^* = 6/Re$ und für den *turbulent* strömenden Film $\delta_t^* = 0{,}165/Re^{0,4}$. Der Umschlag laminar/turbulent erfolgt bei $Re \approx 400$.

Wird der Rieselfilmströmung eine Gasströmung überlagert, so sind drei Fälle zu unterscheiden:

- Gleichstrom von Flüssigkeit und Gas – abwärts,
- Gegenstrom: Filmströmung abwärts – Gasströmung aufwärts,
- Gleichstrom von Flüssigkeit und Gas – aufwärts.

Die Geschwindigkeitsverteilung des Flüssigkeitsfilms wird jetzt von der Schubspannung τ_δ beeinflußt, die an der Filmoberfläche von der Gasströmung ausgeübt wird

$$w = \frac{g\varrho\delta^2}{\eta}\left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2}\left(\frac{y}{\delta}\right)^2 - \frac{\tau_\delta}{g\varrho\delta}\frac{y}{\delta}\right]. \tag{36}$$

Führt man die dimensionslosen Größen $y^* = y/\delta$, $w^* = w/(g\varrho\delta^2/\eta)$ und $\tau_\delta^* = \tau_\delta/g\varrho\delta$ ein, so folgt

$$w^* = y^*[1 - (1/2)y^* - \tau_\delta^*]. \tag{37}$$

Bild 23 zeigt berechnete dimensionslose Geschwindigkeitsprofile des Flüssigkeitsfilms.

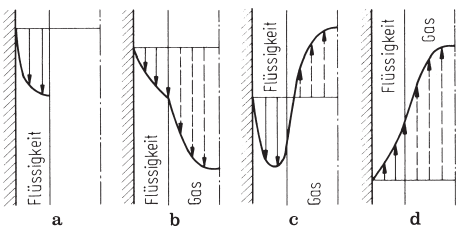


Bild 22a–d. Geschwindigkeitsprofile bei Gas/Flüssigkeitsströmung. **a** Rieselfilm; **b** Gleichstrom abwärts; **c** Gegenstrom; **d** Gleichstrom aufwärts

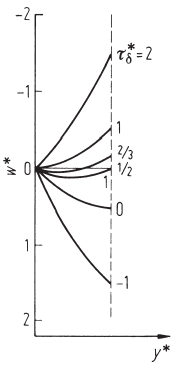


Bild 23. Dimensionsloses Geschwindigkeitsprofil des Flüssigkeitsfilms

6 Bioverfahrenstechnik
Biochemical Engineering

D. C. Hempel, Braunschweig

Mit der Expansion der Industriezweige Biotechnologie und Umwelttechnik bildete sich die Bioverfahrenstechnik („Biochemical Engineering“) als eigenständige Ingenieurdisziplin aus. Um biologische und biochemische Stoffumwandlungsprozesse aus dem Labor in den industriellen Maßstab übertragen und technisch realisieren zu können, sind für den Bioverfahrenstechniker, zusätzlich zu seinem Wissen über das der klassischen Verfahrenstechnik hinaus, auch biologische und chemische Kenntnisse erforderlich. Die Bioverfahrenstechnik bildet somit eine Schnittmenge zwischen Biologie, Chemie und Technik.

Die wesentlichen Aufgaben der Bioverfahrenstechnik im engeren Sinne sind demnach:

1. die *quantitative Erfassung von biotechnologischen Prozessen*, d. h. von stofflichen Umsetzungen durch Biokatalysatoren (Enzyme, Zellen),
2. der Entwurf geeigneter *Bioreaktoren und Apparate* und
3. die Anwendung von Laborergebnissen und theoretischen Konzepten in der technischen Praxis (*Scale-up*).

Zur Erfüllung der Aufgaben stellen die Grundlagen und Arbeitsmethoden der chemischen Reaktions- und Verfahrenstechnik eine wertvolle Hilfe dar. Sie können häufig in modifizierter Form übernommen werden.

Die Bioverfahrenstechnik gewinnt besonders im Zusammenhang mit pharmazeutischen Produkten, Grundchemikalien aus nachwachsenden Rohstoffen, Nahrungsmitteln und Kosmetika sowie in biologischen Verfahren der Umwelttechnik zunehmend an Bedeutung.

6.1 Mikroorganismen mit technischer Bedeutung
Microorganisms of technical importance

Eine immer größer werdende Zahl von Mikroorganismen wird für technische Zwecke verwendet. Aus der Vielzahl von Mikroorganismen sollen einige wenige exemplarisch aufgeführt werden, um die Gestalt und grundsätzlichen biologischen Funktionen von Mikroorganismen darzustellen. Nur so sind physikalische und chemische Ansprüche an Fermentationsprozesse (d. h. an die Kultivierung von Mikroorganismen) und die Kinetik der biologischen Reaktionen zu erklären.

6.1.1 Bakterien. Bacteria

Bakterien gehören zu den *Prokaryonten*, d. h. der Zellkern ist nicht von einer Membran umgeben und die *DNA (Desoxyribonucleinsäure)* liegt frei in der Kernregion. Im den Zellkern umgebenden *Cytoplasma* befinden sich Proteine (einschließlich Enzyme), lösliche RNA (Ribonucleinsäure), Plasmide (extrachromosomale DNA, DNA-Bruchstücke) und Ribosomen („Proteinfabrik“). Die mRNA (Messenger-RNA) dient zur Übertragung von genetischen Informationen von der DNA an die Ribosomen.
Die *Cytoplasmamembran* (semipermeabel) begrenzt das Cytoplasma. Sie hat entscheidende Stoffwechselfunktionen, denn in ihr erfolgen bei Prokaryonten z. B. die für die Lebensfunktionen der Zellen wichtigen energieliefernden Reaktionen (Atmung oder Photosynthese), bei denen *ATP* (*Adenosintriphosphat*) als Energieträger für den Stoffwechsel und die aktive Stoffaufnahme produziert wird. Beim aktiven Transport werden Substrate durch einen in der Cytoplasmamembran befindlichen Träger (*Carrier*) unter Verbrauch von ATP gegen einen Konzentrationsgradienten in das Zellinnere transportiert.
Die *Zellwand* begrenzt die Zelle nach außen und übernimmt die Stützfunktion. Zwischen Zellwand und Cytoplasmamembran befindet sich der sogenannte *periplasmatische Raum*. Aufgrund von unterschiedlicher Durchlässigkeit der Zellwand für einen Kristallviolett-Iod-Komplex ist eine taxonomische Unterscheidung von Bakterien mittels der nach Gram (1884) benannten Gram-Färbung möglich: *gramnegativ* (nicht gefärbt) und *grampositiv* (dunkelviolett gefärbt).
Weitere häufig vorkommende Bestandteile der Zellen sind u. a. Lamellenkörper und Mesosomen (beides Einstülpungen der Cytoplasmamembran), Polysaccharid- und Polyphosphatgrana (Speicher) und Lipidtropfen. Viele Bakterien nutzen eine oder mehrere *Geißeln* zur Fortbewegung. Die *Kapsel* umhüllt die Zelle und besteht aus schleimartigen Polysacchariden; sie hat eine schützende Funktion.
Eine Möglichkeit zur Unterscheidung bietet die *Morphologie*: u. a. Kugeln (*Kokken*), Stäbchen (*Bacillus, Pseudomonas*), gekrümmte Stäbchen (*Vibrionen*), Keulenform (*Corynebacterium*), Spiral- oder Schraubenform (*Spirillen*).
Die Größe und Gestalt von Bakterien kann sehr stark variieren (Kugeln von 0,1 µm ∅ bis zu Stäbchen von 40 µm × 5 µm ∅, häufig 5 µm × 1 µm ∅). Das spezifische Gewicht ist etwa 1,1 g/cm^3, der Wassergehalt beträgt 70–90% und das Gewicht einer Zelle etwa 10^{-12} g.
Bakterien vermehren sich in der Regel durch *Zellteilung*, d. h. durch die Ausbildung zweier identischer Tochterzellen. Erfolgt nach der Teilung keine Trennung der Tochterzellen, entsteht ein vielzelliges *Filament*, das teilweise mycelartig und den Fäden (*Hyphen*) der Pilze ähnlich ist (z. B. *Streptomyceten*, *Actinomyceten*).
Bakterien der Gattungen *Bacillus* und *Clostridium* aus der Familie *Bacillaceae* bilden Sporen aus. Diese *Endosporen* bestehen aus Kernmaterial, Cytoplasma und mehreren Sporenhüllen, die die Keimzelle schützen (Hitzeresistenz, Resistenz gegen Austrocknung, pH-Einflüsse u. a.). Nach dem Auskeimen der Sporen gehen diese resistenten Eigenschaften verloren.
Eine Auswahl technisch wichtiger Bakterien ist in **Tab. 1** zusammengestellt.

6.1.2 Pilze. Funghi

Pilze gehören zu den *Eukaryonten*, bei denen der Zellkern von einer Membran umgeben ist. Eukaryonten sind komplizierter strukturiert und etwa 10mal größer als Prokaryonten. Eine Sonderklasse der Pilze sind die *Hefen* (siehe **N 6.1.3**).
Pilze (außer Hefen) bilden i. allg. vielzellige Fäden (*Hyphen*). Diese bestehen im wesentlichen aus der Zellwand, dem Cytoplasma mit diversen Einschlüssen und dem Zellkern. Eine Hyphe kann Querwände (*Septen*) besitzen oder querwandlos

Tabelle 1. Technisch relevante Bakterien

Familie	Beschreibung	Beteiligung der Gattungen an technischen Prozessen
Pseudomonadaceae	gramnegativ, gerade oder schwach gekrümmte Stäbchen	*Pseudomonas*: Kohlenwasserstoffverwertung, Oxidation von Steroiden *Acetobacter*: Alkoholoxidationen, z. B. Ethanol →Essigsäure; Sorbit →Sorbose
Micrococcaceae	grampositiv, Kugelform	*Micrococcus*: Oxidation von Steroiden, Kohlenwasserstoffverwertung *Methanococcus*: Methanbildung
Lactobacteriaceae	grampositiv, Streptokokken: *Streptococcus* und *Leuconostoc* Stäbchen: *Lactobacillus*	*Streptococcus*: Milchsäuerung, Diacetylbildung *Leuconostoc*: Dextranbildung *Lactobacillus* (Milchsäurebakterien): Milchsäureherstellung, Milchprodukte, Säuregärung
Propionibacteriaceae	grampositiv, anaerob, Stäbchen	*Propionibacterium*: Vitamin B_{12}, Propionsäure, auch in Käse
Enterobacteriaceae	gramnegativ, kurze Stäbchen	*Escherichia* und *Aerobacter*: unterschiedliche Prozesse, z. B. Nucleotidbildung, α-Ketoglutarsäurebildung u. v. a.
Bacillaceae	sporenbildend, grampositiv, Stäbchen, *Bacillus* (aerob), *Clostridium* (anaerob)	*Bacillus*: Polypeptide u. a. Antibiotika, Toxine, Enzyme *Clostridium*: Butanol, Aceton, Buttersäure, Toxine
Corynebacteriaceae	grampositiv, aerob Stäbchen, Keulenform	*Corynebacterium* und *Arthrobacter*: Aminosäuren, Kohlenwasserstoffverwertung
Mycobacteriaceae	grampositiv, Stäbchen, z. T. Verzweigungen bildend	*Mycobacterium*: Verwertung von Kohlenwasserstoffen
Streptomycetaceae	grampositiv, Mycelbildung, Lufthyphen mit exogenen Sporen (Conidien)	*Actinomyceten* und *Streptomyceten*: sehr viele Antibiotika, Enzyme, Vitamin B_{12}

(*nicht septiert*) sein. Die Gesamtmenge der Hyphen bildet das *Mycelium*, das oft gewebeartig verfilzt ist und zu erheblichen Viskositätserhöhungen im Kultivierungsmedium führen kann.
Die energieliefernden Reaktionen sind in Eukaryonten in spezialisierten intrazellulären Körpern (*Organellen*) lokalisiert: In *Mitochondrien* erfolgt der Energiegewinn durch die *oxidative Phosphorylierung* oder in *Chloroplasten* durch die Nutzung der Energie des sichtbaren Lichts (*Photosynthese*). Die *Plasmamembran* ist der Cytoplasmamembran der Prokaryonten sehr ähnlich (semipermeabel). Eukaryontische Mikroorganismen können jedoch auch flüssige und feste Nahrung aufnehmen, wobei membranumschlossene *Vakuolen* bei der Speicherung von Substraten und Metaboliten sowie beim Ausscheiden von Produkten mitwirken.
Pilze vermehren sich sexuell und asexuell. Der letztere Vermehrungsweg ist bei den meisten technischen Prozessen von Bedeutung. Bei der Kernteilung (*Mitose*) wird das genetische Material identisch reproduziert. Die *asexuelle Vermehrung* kann durch endogene Sporen oder überwiegend durch exogene Sporen (*Conidien*) erfolgen, die durch Abschnürungen am Hyphenende (Lufthyphen) entstehen.
Technisch wichtige Pilzfamilien sind in **Tab. 2** aufgelistet.

6.1.3 **Hefen.** Yeasts

Hefen sind eine Sonderklasse der Pilze, bilden jedoch i. allg. keine vielzelligen Hyphen. Für sie ist die einzellige Form, meist rund mit 10 µm ∅, charakteristisch.
In der Regel vermehren sich Hefen durch *Sprossung* (*Knospung*), bei der sich aus der Mutterzelle heraus durch Ausbuchtung eine neue Tochterzelle bildet. Aber auch die Vermehrung über Sporen ist möglich.
Tabelle 3 zeigt technisch wichtige Hefefamilien. Allen gemeinsam ist die Fähigkeit, Kohlenhydrate zu vergären. Die Verwertung der Kohlenstoffquelle kann *aerob* (*Atmung, Respiration*) und *anaerob* (durch *Gärung*) erfolgen. Bei der ersteren werden insbesondere körpereigene Substanzen produziert, während bei der Gärung vorwiegend Produkte wie Ethanol, organische Säuren oder Glycerin ausgeschieden werden.

6.1.4 **Algen.** Algae

Algen bilden den Hauptbestandteil des Planktons im Meer. Sie enthalten immer *Chlorophyll*, d. h. sie gewinnen ihre Energie aus dem sichtbaren Licht und bilden körpereigene Substanzen aus CO_2 und Wasser unter Freisetzung von O_2 (*Photosynthese*). In Dunkelheit ist auch *Respiration* möglich. Algen besitzen Wachstumsvorteile bei hohen Stickstoff- und Phosphorgehalten und führen daher zur *Eutrophierung* von Gewässern.
Die Morphologie der Algen ist vielfältig: einzellig, Zellaggregate, Filamente, pflanzenartig. Außer den auch als Blaualgen bezeichneten *Cyanobakterien* sind alle echten Algen Eukaryonten. Sie vermehren sich sexuell oder asexuell. Der technische Einsatz beschränkt sich heute noch auf die Proteingewinnung (SCP: Single Cell Protein).

6.1.5 **Viren.** Viruses

Die Größe von Viren liegt zwischen 20 nm und 300 nm. Sie werden daher in bakteriendichten Filtern (Porendurchmesser etwa 0,2 µm) nicht abfiltriert.
Viren werden wegen ihrer sehr einfachen Struktur als *nichtzellulär* oder *akaryontisch* bezeichnet. Da sie keinen eigenen oder einen nur sehr unvollkommenen Stoffwechsel besitzen, sind sie keine selbständigen Organismen, sondern nur in Verbindung mit einer lebenden Wirtszelle existenzfähig. Gewöhnlich werden sie daher nach ihrer Wirtszelle benannt (z. B. ist *Escherichia-coli-Bakteriophage* bzw. *Coliphage* ein Virus, das *Escherichia coli* angreift).
Die Massenzüchtung von Viren ist nur in Verbindung mit der Kultivierung mikrobieller, pflanzlicher oder tierischer Wirtszellen möglich. Beispiele für technisch bedeutsame Produkte aus der Virusmassenzucht sind Wirkstoffe gegen die Maul- und Klauenseuche, die Herstellung von Interferonen sowie von insektenpathogenen Viren.

6.1.6 **Pflanzliche und tierische Zellen (Gewebe)** Plant and animal tissues

Die Zellstrukturen pflanzlicher und tierischer Zellen sind prinzipiell von denen der Mikroorganismen zu unterscheiden. Dennoch lassen sie sich mit gleichen oder ähnlichen Methoden wie für Einzeller kultivieren (z. B. Wachstum in Suspension oder fixiert auf Trägern). Ein typisches Merkmal ist ihre meist ausgeprägte *Fragilität*.
Tierische (z. B. Nieren- und Leberzellen, Tumorzellen, Blut- und Lymphocytenzellen) und pflanzliche Zellen (z. B. Farne, Moose, Tabak, einige Blumen, aber auch pathologische Zel-

Tabelle 2. Technisch relevante Pilze

Familie	Beschreibung	Beteiligung der Gattungen an technischen Prozessen
Mucoraceae	*Phycomycetes*: asexuell, endogene Sporen, Mycelium ohne Querwände	*Mucor* und *Rhizopus*: Äpfelsäure, Fumarsäure, Bernsteinsäure, Gluconsäure u. a. organische Säuren
Choanephoraceae	*Phycomycetes:* Mycelium ohne Querwände	*Blakeslea* und *Choanephora*: β-Carotin
Aspergillaceae (sexuelle Form: *Eurotiaceae*)	*Fungi imperfecti* sexuelle Formen: *Ascomyceten*, asexuelle Formen: exogene Sporen, Mycelium mit Querwänden	*Penicillium*: viele Antibiotika (besonders Penicilline), organ. Säuren, Mycotoxine, Enzyme *Aspergillus*: einige Antibiotika, viele organische Säuren (besonders Citronensäure), Aflatoxine u. a. Mycotoxine, Enzyme (Amylasen, Proteasen)
Hypocreaceae	*Ascomycetes* oder asexuelle Formen (*Fusarium*-Arten)	*Gibberella*: Gibberelline (Wuchsstoffe)
Clavicepitaceae	*Ascomycetes*	*Claviceps*: Mutterkorn-Alkaloide, Clavine
Agaricaceae	*Basidiomycetes*	*Agaricus*: Champignonzucht

Tabelle 3. Technisch relevante Hefen

Familie	Beschreibung	Beteiligung der Gattungen an technischen Prozessen
Saccharomycetaceae	Sprossung, auch Sporenbildung, sehr gute Gärfähigkeit	*Saccharomyces*: Bäckerhefe, Bier-, Wein- und Sekthefen, Ethanol
Cryptococcaceae	Sprossung, keine Sporen, Pseudomycel und Mycel können vorhanden sein	*Candida* und *Torulopsis*: SCP (Single Cell Protein), Eiweißbildung aus Kohlenhydraten und Kohlenwasserstoffen, auch Citronensäure

len) lassen sich technisch kultivieren. In künstlicher Kultivierung wachsen sie allerdings meist sehr langsam und *degenerieren* nach häufigen Überimpfungen. Da sie sehr *scherempfindlich* sind, wird der Sauerstoff oftmals blasenfrei über Begasungsschläuche zugeführt.
Die technische Kultivierung pflanzlicher und tierischer Zellen dient dem Zweck der *Produktion von Naturstoffen* (Proteine, Enzyme; mit tierischen Zellen: Wachstumshormone, Interferon, monoklonale Antikörper; mit pflanzlichen Zellen: Alkaloide, Geschmacks- und Duftstoffe, essentielle Öle usw.), der *Aufklärung der Wirkung von Xenobiotica* (Insektizide, Herbizide) und als *Wachstumssubstrat für Viruskulturen*.

6.2 Kultivierungsbedingungen
Conditions of cell cultivation

Mikroorganismen sind *ubiquitär*, d. h. in Erde, Luft und Wasser verbreitet. Ihnen gelingt es, sich dem jeweiligen Lebensraum anzupassen (*Evolution*) und auch unter Extrembedingungen zu existieren. Für das Auffinden (*Screening*) und die Isolierung technisch wichtiger Stämme sind die ökologischen Bedingungen am Standort der Wildstämme das erste wichtige Auswahlkriterium.

6.2.1 Wachstumsbedingungen. Conditions of cell growth

Nährstoffansprüche

Mikroorganismen lassen sich nach *Ernährungstypen* unterscheiden (**Tab. 4**). Die essentiellen Komponenten der Nährlösung sind:

Kohlenstoff. *Heterotrophe Organismen*wachsen beispielsweise auf Zucker, Stärke, organischen Säuren, Kohlenwasserstoffen u. a. Diese Organismen nutzen häufig dieselbe organische (energiereiche) Verbindung als Energiequelle und Elektronenlieferant, d. h. sie sind *chemoorganotroph*.

Autotrophe Organismen nutzen als Kohlenstoffquelle CO_2 (oder CO). Bei der Verwertung von energiearmen Substanzen, wie CO_2 oder CO, benötigen die Organismen immer eine zusätzliche Energiequelle:
Die *chemolithotrophen Organismen* können Energie durch *Oxidation* reduzierter anorganischer Verbindungen gewinnen, z. B. NH_4^+ (Nitrifizierer), H_2S (Schwefelbakterien).
Bei *phototrophen Organismen* wird Licht mit Hilfe photosynthesefähiger Pigmente (*Chlorophyll*) als Energiequelle genutzt, z. B. von Algen, Cyanobakterien, Purpurbakterien.

Stickstoff. Je nach Organismenart und Milieubedingungen werden anorganische Verbindungen (Ammoniumionen, Nitrationen), molekularer Stickstoff (*Azotobacter*) oder komplexe organische Verbindungen (Harnstoff, Aminosäuren, Proteine u. a.) als Stickstoffquelle genutzt.

Schwefel und Phosphor. Mikroorganismen verwerten in der Regel anorganische Verbindungen (Sulfat- und Phosphationen).

Tabelle 4. Ernährungstypen von Mikroorganismen

Bezugsgröße	Ernährungstyp	
Kohlenstoffquelle	organisch	anorganisch (CO_2, CO)
	heterotroph	*autotroph*
Energiegewinnung	chemisch	Licht ($h \cdot \upsilon$)
	chemotroph	*phototroph*
Reduktionsäquivalent (Wasserstoff-Donator entsprechend Elektronenlieferant)	anorganisch (S^{-2}, NH_4^+, NO_2^-, H_2)	organisch
	lithotroph	*organotroph*

Sauerstoff und Wasserstoff. Mikroorganismen entnehmen Sauerstoff und Wasserstoff aus dem Wasser, das immer in ausreichender Menge zur Verfügung stehen muß.

Kalium, Calcium, Magnesium, Eisen u. a. Metallionen werden in Form geeigneter Salze aufgenommen.

Spurenelemente. Mangan, Kupfer, Zink, Molybdän, Nickel und Kobalt sind meist als Verunreinigungen in anderen Nährbodenbestandteilen (Salzen, Substraten) enthalten und müssen daher nicht gezielt dem Medium zugegeben werden.

Aminosäuren, Vitamine, Purine. *Auxotrophe Mikroorganismen* (mit beschränkter Biosynthese) benötigen im Kultivierungsmedium Wachstumsfaktoren, die zum Grundbestandteil der Zelle gehören. Häufig werden (insbesondere im Laborbereich) die gewünschten Wachstumsfaktoren in *komplexen Nährmedien* (Hefeextrakt, Fleischextrakt, Pepton, Malzextrakt) bereitgestellt.

Technische Substrate sind in der Regel komplex und nur teilweise definierte Medien, in denen gelegentlich fehlende Substanzen (Stickstoff, Nährsalze) und organische Vorstufen (*precursor*) für die Produktbildung zu ergänzen sind. Technische Substrate sind z. B. Melasse, Rohrzucker, Molkepulver (Milchzucker), Zellstoffablaugen, Holzzuckerlösungen, Getreide, Moste, Kartoffeln, Maisquellwasser (cornsteep), Sojabohnenmehl, Fischmehl, Kohlenwasserstoffe oder Baumwollsamenmehl. Technische Substrate stehen oftmals als Abfallprodukte anderer Prozesse preiswert zur Verfügung.

Physikochemische Wachstumsansprüche
Wachstum und Produktbildung der Mikroorganismen werden durch das physikochemische Ökosystem beeinflußt:

Wasser. Grundsätzliche Voraussetzung für ein Mikroorganismen-Wachstum ist das *Vorhandensein von Wasser*, aus dem die Mikroorganismen das zur Zellsynthese und zum Energiegewinn erforderliche, meist *gelöste Substrat* aufnehmen. Mikroorganismen können aber Trockenheit überdauern, besonders, wenn sie bei niedrigen Temperaturen austrocknen.

pH-Wert. Bakterien wachsen gut in neutralem bis leicht alkalischem Milieu (pH 6,5–8,5), aber auch Extremwerte sind möglich (*Thiobacilli*: pH 0; *Nitrosomonas*: pH 9). Pilze bevorzugen dagegen ein leicht saures Milieu (pH 5–7). Über pH-Regelung oder Zugabe von *Puffer* (meist anorganische Phosphate) wird der optimale pH-Wert eingestellt.
Die Bildung und Ausscheidung der Stoffwechselprodukte ist ebenfalls pH-abhängig und oftmals unabhängig vom Wachstumsoptimum.

Temperatur. Der optimale Temperaturbereich für das Wachstum muß nicht mit dem Optimum der gewünschten Produktbildung übereinstimmen. *Psychrophile* (oder *kryophile*) Organismen haben bei 4 bis 20 °C ihr Wachstumsoptimum, *mesophile* bei 20 bis 45 °C und *thermophile* bei 45 bis 80 °C. Die meisten technisch eingesetzten Mikroorganismen sind mesophil. Temperaturen oberhalb von 80 °C sind dagegen eher zur Keimabtötung geeignet (siehe **N 6.3.1**).

Sauerstoff. Mikroorganismen werden bezüglich des Einflusses von Sauerstoff auf ihren Energiehaushalt charakterisiert:

- *Obligat aerobe Organismen* benötigen Sauerstoff als *terminalen Elektronenakzeptor* (entsprechend *Wasserstoffakzeptor*). Bei der *Atmung* oder *Respiration* wird Wasserstoff auf molekularen Sauerstoff übertragen. Dabei wird der Kohlenstoff des Substrats meist bis zum CO_2 oxidiert. Aber auch eine unvollständige Oxidation bis zu Essigsäure, Citronensäure, Gluconsäure, Brenztraubensäure u. a. Endprodukten ist möglich.
- *Obligat anaerobe Organismen* wachsen nur in einem sauerstoffreien Milieu; für sie ist Sauerstoff toxisch. Diese Organismen nutzen anorganische terminale Elektronenakzeptoren (Nitrat, Sulfat, Kohlendioxid, Stickoxide), in denen

der Sauerstoff „in gebundener Form“ vorliegt (*anaerobe Atmung*).

Eine andere Möglichkeit der Energiegewinnung von Anaerobiern ist die *Gärung*. Bei ihnen wird kein zusätzlicher Elektronenakzeptor benötigt, und der Wasserstoff wird auf organische Endprodukte (Milchsäure, Buttersäure, Alkohol) übertragen. Die Gärungsprodukte sind noch stark reduziert und energiereich. Entsprechend gering ist bei der Gärung der Energiegewinn der Zelle und die Ausbeute an Zellmaterial.
Mikroorganismen, die sowohl unter Sauerstoffgegenwart als auch -abwesenheit wachsen bzw. Produkte bilden, werden *fakultativ anaerob* genannt.

Osmotischer Druck. In der Regel wachsen Mikroorganismen bei Salzgehalten von 0,1 bis 2 %. *Halotolerante Organismen* tolerieren Salzgehalte bis 10 %, *halophile* wachsen in konzentrierter Salzlösung.

Hydrostatischer Druck. Der hydrostatische Druck hat in der Regel keinen Einfluß auf das Wachstum. Starke plötzliche Druckentspannungen können Mikroorganismen allerdings zum Platzen bringen (Druckentspannung bei Bakterien 500 bar, Hefen und Pilzen 300 bis 400 bar).

Strahlung. Sichtbares Licht ist für *phototrophe Organismen* als Energiequelle notwendig. Elektromagnetische (z. B. ultraviolette) und ionisierende Strahlung schädigen bei zu großer Dosis die DNA und werden zur Sterilisation bzw. Desinfektion eingesetzt.

6.2.2 Phänomenologie des Wachstums
Phenomenology of cell growth

Messung des Wachstums

Das Wachstum einer Zellkultur läßt sich über die Messung der *Zellzahl* (in Zählkammern, Coulter-Counter oder durch Ausplattieren auf festen Nährböden) oder durch Messung der *Zelldichte* (Zellmasse) quantifizieren. Wird die Zelldichte als Kriterium für Wachstum herangezogen, gibt es mehrere Meßmethoden:

Bestimmung des *Trockengewichts* in g_{BTM}/L (über Zentrifugation oder Filtration, Trocknung, Wägung),

Messung der Menge einer *typischen Zellkomponente* (DNA, Proteine) oder der *katalytischen Fähigkeit* (Enzyme),

Bestimmung wachstumsgekoppelter *Stoffwechselgrößen* (Sauerstoffaufnahme, Kohlendioxidabgabe) und

Messung der Trübung einer Zellsuspension (*Extinktion*).

Bei der Messung der Extinktion (Schwächung des Lichts beim Durchstrahlen der Zellsuspension, optische Dichte) ist eine Linearität zwischen Lichtintensität und Zelldichte Voraussetzung (Lambert-Beersches Gesetz), d. h. die Methode ist nur bei Einzelzellen (kein Mycel, keine Flockulation, kein festes Substrat) und geringen Zelldichten geeignet.

Batch-Kultivierung

Ein typischer Wachstumsverlauf einer absatzweisen Kultivierung ist in **Bild 1** dargestellt. Nachdem der Ansatz sterilisiert und beimpft wurde, bleibt die Zellmenge zunächst konstant (*Inkubationsphase, Lagphase*) bis sich der Stoffwechsel der Organismen auf die Kulturbedingungen eingestellt hat (*Accelerationsphase*). Die Geschwindigkeit der Stoffwechselreaktion und damit des Wachstums strebt dem bei den vorliegenden Umweltbedingungen maximalen Wert zu. In dieser unlimitierten Wachstumsphase hat die Wachstumsgeschwindigkeit der Zellen einen konstanten und maximalen Wert. Die Zellmasse nimmt exponentiell zu (*exponentielle Phase*), bis schließlich aufgrund des Verbrauchs essentieller Nährstoffe oder der Ansammlung toxischer Stoffwechselprodukte die Wachstumsrate abnimmt (*Retardationsphase*) und das Wachstum schließlich ganz zum Erliegen kommt (*stationäre Phase*). Bei anhaltendem Nahrungsmangel oder dauerhafter Einwirkung toxischer Stoffwechselprodukte *lysieren* (zerfallen) die Zellen und verstoffwechseln sich selbst (*Absterbephase*, *lethale Phase*).

Diauxie (zweiphasiges Wachstum)

Liegt ein Gemisch mit zwei verwertbaren Nährstoffen vor, kommt es häufig zu einem zweiphasigen Wachstum. In dem Gemisch Glucose und Sorbit wird durch *E. coli* beispielsweise zunächst Glucose genutzt und gleichzeitig die Synthese der zur Sorbitverwertung notwendigen Enzyme unterdrückt (*reprimiert*). Diese werden in einer zweiten Inkubations- und Accelerationsphase erst nach Verbrauch der Glucose produziert, so daß in einer erneuten exponentiellen Wachstumsphase allein Sorbit als Kohlenstoffquelle dient.

Kontinuierliche Kultivierung

Bei einer kontinuierlichen Kultivierung wird fortlaufend frische (u. U. sterile) Nährlösung in den Bioreaktor zu der wachsenden Organismenpopulation gegeben. Mit gleichem Volumenstrom werden simultan dazu Zellen, ihre Stoffwechselprodukte und nicht umgesetztes Substrat abgezogen. Die Wachstumsgeschwindigkeit der Organismen wird dabei durch die Geschwindigkeit der Nährstoffzufuhr reguliert. Andererseits ist der Volumenstrom durch den Reaktor dadurch begrenzt, daß der Organismenzuwachs durch die (organismenspezifische) maximale Wachstumsrate beschränkt ist. Sind die Auswaschverluste größer als durch den maximalen Organismenzuwachs kompensiert werden kann, wird der Kultivierungsansatz an Organismen ausgedünnt (*wash out*).

Exponentielles Wachstum

Bei unlimitiertem Wachstum von Mikroorganismen, die sich durch Zweiteilung (Zellteilung, Sprossung) vermehren, läßt sich die Zellvermehrung ohne Kenntnis der Reaktionskinetik rechnerisch erfassen:

$$N = N_0 \cdot 2^n, \tag{1}$$

mit N_0, der Zellzahl zu Beginn des Wachstums. Die *Generationszahl n* ist mit der (mittleren) *Generationszeit* t_G verknüpft, so daß die Zellzahl zum Zeitpunkt t sich ergibt:

$$N = N_0^{t/t_G}. \tag{2}$$

Wird anstelle der Zellzahl die Zelldichte X (als Biotrockenmasse in g_{BTM}/L) als Maß für das sich autokatalytisch vermehrende System gewählt, so ist die zeitliche Zunahme der Zelldichte der vorhandenen proportional (Reaktionsgesetz 1. Ordnung):

$$\frac{dX}{dt} = \mu X. \tag{3}$$

Die Proportionalitätskonstante wird als *spezifische Wachstumsgeschwindigkeit* bzw. *Wachstumsrate* μ bezeichnet, die

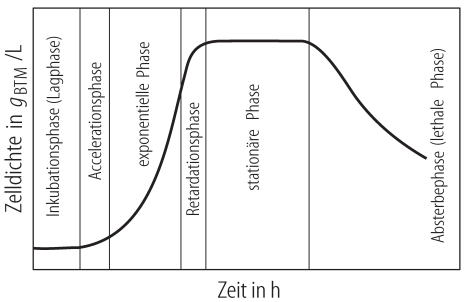


Bild 1. Wachstumsverlauf in einer absatzweisen Kultivierung

bei unlimitiertem Wachstum ihren maximalen Wert μ_{max} annimmt. Die Integration liefert die Zelldichte bei unlimitiertem Wachstum (*Exponentielle Wachstumsphase*):

$$X = X_0 \exp(\mu_{max} t), \quad (4)$$

mit der Anfangszelldichte X_0.
Die *Verdopplungszeit* t_D, die Zeit zur Verdopplung der Zellmasse ($X/X_0 = 2$), ergibt sich aus

$$t_D = \ln 2/\mu_{max}. \quad (5)$$

Generationszeit t_G und Verdopplungszeit t_D sind milieuabhängig. Ihre Zahlenwerte sind nur dann gleich, wenn kein Nährstoffmangel vorliegt (unlimitiertes Wachstum) und die mittlere Zellgröße und Zellmasse der mikrobiellen Individuen zu allen Zeiten gleich bleiben.

6.2.3 Ablauf technischer Fermentationen
Course of technical fermentation

Eine technische Fermentation durchläuft in der Regel die in **Bild 2** aufgezeigten Grundoperationen.

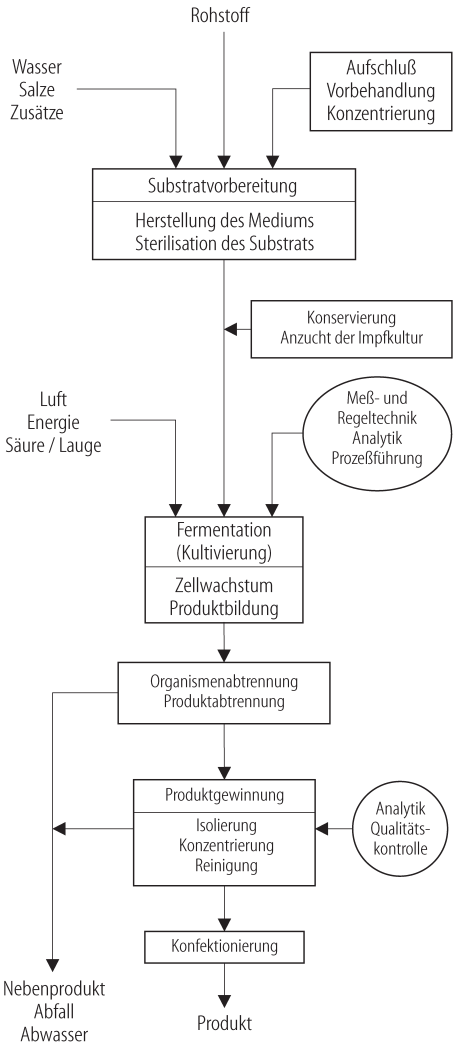


Bild 2. Ablauf technischer Fermentationen

Substratvorbereitung

Die Substratvorbereitung umfaßt im wesentlichen die Herstellung der Nährlösung (Kultivierungsmedium) und die Sterilisation des Substrats sowie der Reaktoren und Apparate.
Die *Herstellung der Nährlösung* ist substratspezifisch. Das Ausgangsmaterial (Rohstoff) muß häufig von Hemmstoffen befreit werden, z. B. von Schwermetallionen. So werden Rüben- und Zuckerrohrmelassen durch Fällung und Zentrifugation geklärt, Zellstoffablaugen durch Erhitzen und Belüften oder durch Neutralisation von SO_2 befreit.
Andere Rohstoffe müssen vor ihrer Verwendung aufgeschlossen werden, damit sie von Mikroorganismen assimiliert werden können. Dazu gehören beispielsweise stärkehaltige Rohstoffe, die durch Mahlen, Dampfbehandlung und/oder enzymatische Verzuckerung vorbereitet werden, sowie cellulosehaltige Rohstoffe, die erst nach Hydrolyse (enzymatisch oder durch Säurebehandlung) von Mikroorganismen umgesetzt werden können.
Die Rohstoffe werden direkt im Bioreaktor (seltener in beheizbaren Vorlagen) mit Wasser angemischt, gelegentlich erhitzt und filtriert. Bevor der Produktionsstamm überimpft wird, durchläuft das Kultivierungsmedium eine *Sterilisation* (meist gemeinsam mit der Produktionsanlage) (siehe **N 6.3**).

Konservierung

Technisch eingesetzte Mikroorganismen werden durch *Umzüchtung* und *Mutantenherstellung* mit dem Ziel optimaler Produktivität dem technischen Prozeß angepaßt. Damit keine Produktivitätsverluste auftreten, muß der *Produktionsstamm* in seinen Eigenschaften möglichst konstant gehalten werden, d. h. es müssen *Überalterung*, *Rückmutationen* und andere *Degenerationen* vermieden werden.

- Das *Überschichten mit inerten Flüssigkeiten* (Paraffinöl) findet besonders bei Pilzen und mycelbildenden Bakterien (z. B. Streptomyceten) Anwendung.
- Durch *Lyophilisieren* (Gefriertrocknung im Vakuum) lassen sich Bakterien und Pilze jahrelang ohne große Aktivitätsverluste konservieren.
- Mit einer schonenden *Vakuum-Sprühtrocknung* ist eine begrenzte Lagerung von Bakterien und Hefen möglich.
- Fast alle Organismen lassen sich *schocktiefgefroren* (in flüssigem Stickstoff oder Kohlendioxid), häufig mit Glycerin vermischt und/oder mit Paraffin überschichtet, über Jahre hinweg ohne Aktivitätsverluste bei –80 °C lagern. Für eine begrenzte Zeit (je nach Organismenart Wochen bis Monate) ist die Lagerung in feuchtem Zustand auch bei –18 °C möglich.

Anzucht der Impfkultur (Inokulum)

Der Verlauf der Fermentation ist häufig von der Menge und Aktivität der überimpften Mikroorganismen abhängig. Um eine relativ große Menge an aktivem *Inokulum* überimpfen zu können, wird die Kultur aus der Konserve stufenweise vermehrt (*Impflinie*) bis ausreichend Impfmaterial vorhanden ist (**Bild 3**).
Üblicherweise wird das Volumen in den Impfschritten um den Faktor 10 erhöht, in einigen Fällen (z. B. bei einigen Hefearten) müssen kleinere Impfschritte (Faktor 3) vorgenommen werden. Um das Infektionsrisiko gering zu halten, werden aus Sicherheitsgründen bei jedem Impfschritt mindestens zwei Vorkulturen bereitgehalten.
Wichtige Kriterien für eine optimierte Impflinie sind:

- ein aktives Inokulum, das vorzugsweise aus dem letzten Drittel der exponentiellen Wachstumsphase der Vorkultur entnommen wird,
- Kulturmedien in der Vorkultur, die der Nährlösung im Produktionsfermenter möglichst ähnlich sind (häufig werden in den ersten Laborstufen Optimalmedien gewählt) und

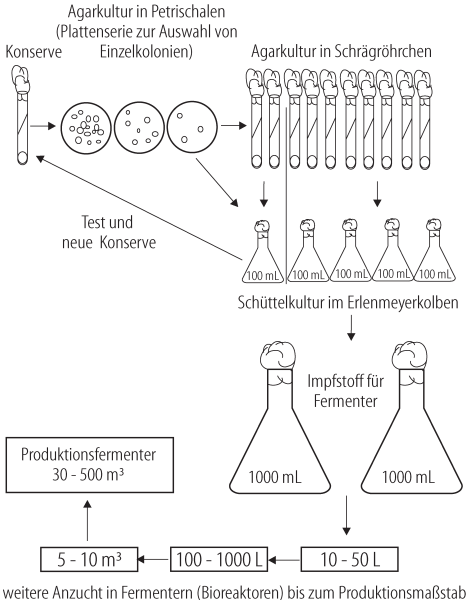


Bild 3. Impflinie, Anzucht einer Impfkultur (Inokulum)

– möglichst große Impfgutmengen, da es einerseits unwirtschaftlich ist, die großvolumigen Produktionsreaktoren zur Anzucht einzusetzen, und andererseits größere Verluste von intrazellulären Aktivatoren (Vitamine, Cofaktoren, Ionen) durch Diffusion vermieden werden sollen.

Bei einigen Prozessen kann auf eine derartige Impflinie verzichtet werden, indem entweder ein Teil der Kulturlösung im Bioreaktor als Impfgut verbleibt (semikontinuierlich) oder in kontinuierlicher Kultivierung ständig Kulturlösung abgeführt und Nährlösung zugegeben wird.

Fermentation und Produktaufarbeitung

Hinsichtlich der biochemischen Reaktion stellt der Mikroorganismus als Individuum den eigentlichen, mikroskopischen Reaktor dar. Der Fermenter (Bioreaktor) hält die Umweltbedingungen für die Mikroorganismen aufrecht, sorgt für die Substratzufuhr und die Abfuhr von Produkten und Prozeßwärme. Für die Bewertung des Bioreaktors gelten demnach dieselben Kriterien wie in chemisch-technischen Reaktoren, z. B. Mischgüte, Stoffübertragungseigenschaften, Leistungseintrag, Wärmeaustausch (siehe **N 6.4**).

Innerhalb der Zellen übernehmen *Enzyme* die Aufgabe von Katalysatoren, d. h. die Fermentation läßt sich als biochemische Reaktion definieren, die *durch Enzymsysteme katalysiert* wird und in der die Enzyme je nach Bedarf von intakten Organismen synthetisiert werden. Die Reaktionsabläufe und *Reaktionskinetiken* gehorchen somit Gesetzmäßigkeiten, wie sie in derselben oder ähnlicher Form von chemischen Reaktionen bekannt sind. Auch die auf die Fermentation folgende Aufarbeitung, z. B. die Abtrennung der Mikroorganismen und Produkte sowie die Isolierung, Konzentrierung, Reinigung und Konfektionierung des Produkts laufen nach Verfahren ab, die in modifizierter Form aus der chemischen, thermischen oder mechanischen Verfahrenstechnik übernommen werden können (s. hierzu **N 2**, **N 3** und **N 4**).

Prozeßbeispiel

Fermentationsprozesse können hinsichtlich des Produkts eingeteilt werden in Prozesse zur *Produktion von Biomasse, Produktion von Stoffwechselprodukten* der Mikroorganismen (primäre und sekundäre Stoffwechselprodukte sowie indirekt im Stoffwechsel gebildete Produkte) und zur *mikrobiellen* (bzw. *enzymatischen*) *Stoffumwandlung*. Aus der Vielzahl von Fermentationsprozessen kann als Beispiel einer technischen Fermentation das Fließbild der Produktion von Penicillin (**Bild 4**) herangezogen werden. Jeder Fermentationsprozeß erfordert insbesondere auch in der Aufarbeitung eine Anzahl spezieller, charakteristischer Arbeitsschritte, die in ihrer Gesamtheit teilweise sehr kostenintensiv sind.

6.3 Sterilisation. Sterilization

Vor Beimpfung eines Kultivierungsansatzes werden zum Ausschluß von Fremdkeimen Geräte, Apparaturen und die Nährlösung sterilisiert; bei aeroben Prozessen muß mit steriler Luft belüftet werden. Darüber hinaus werden häufig Nährsubstrat-Bestandteile nachdosiert, die vor der Zugabe sterilisiert werden müssen. Für die Sterilisation gibt es verschiedene anwendungsspezifische Methoden:

1. *Hitzesterilisation*: Geräte, Leitungen und Apparate, Nährlösungen und Luft, Schaumdämpfungsmittel;
2. *Sterilfiltration*: hitzeempfindliche Nährlösungen und Luft;
3. *Sterilisation durch chemische Substanzen*: Desinfektion von Räumen, Arbeitsflächen, Geräten, Leitungen und Apparaten durch Detergentien, aktivchlorhaltige und phenolische Verbindungen, Alkohol, Formaldehyd u. a.;
4. *Sterilisation durch Bestrahlung*: Luftentkeimung in Räumen (UV-Strahlen bei 240 bis 280 nm).

6.3.1 Hitzesterilisation. Sterilization with heat

Die Hitzesterilisation ist die am weitesten verbreitete Methode. In **Bild 5** sind Sterilisationsergebnisse unter der Einwirkung von feuchter Hitze (Wasser oder gespannter Dampf) für vegetative Mikroorganismen (*Escherichia coli*) und für Sporen von *Bacillus stearothermophilus* dargestellt. Die Absterberate von vegetativen Mikroorganismen (**Bild 5a**) folgt meistens formal einer *Reaktionskinetik 1. Ordnung*, so daß sich die Anzahl der lebenden Organismen berechnen läßt aus

$$\frac{N}{N_0} = \exp(-k\,t). \tag{6}$$

N_0 ist die Anfangs-Lebendkeimzahl und k die im wesentlichen von der Temperatur abhängige Geschwindigkeitskonstante der Absterbekinetik, die sich durch die klassische *Gleichung von Arrhenius* ausdrücken läßt:

$$k = k_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right). \tag{7}$$

T ist die absolute Temperatur, R die allgemeine Gaskonstante, E die Aktivierungsenergie für chemische Veränderungen in der Zelle, die zum Tod führen, und k_0 ein Häufigkeits- oder Frequenzfaktor.

Neben der Temperatur ist der Abtötungseffekt noch abhängig von Milieubedingungen (pH-Wert, Ionenstärke, Zuckergehalt usw.). Außerdem bestehen Abhängigkeiten vom Wassergehalt und Alter der Zellen und Sporen.

Aus **Bild 5b** wird deutlich, daß Sporen der Hitzesterilisation einen erheblich höheren Widerstand als vegetative Zellen bieten. Außerdem folgt die Absterbekinetik der Sporen nicht einer Reaktion 1. Ordnung. Bakteriensporen haben eine um den Faktor 10^6 größere Hitzeresistenz als vegetative Bakterien, Pilze (und Hefen) sowie die meisten Viren und Bakteriophagen und eine um den Faktor 10^5 größere als Pilzsporen. Um ein sicheres Sterilisationsergebnis zu erzielen, wird die Hitzesterilisation des Fermentationsansatzes auf der Grundlage des Abtötens von Bakteriensporen ausgelegt. Als Leitorganismus

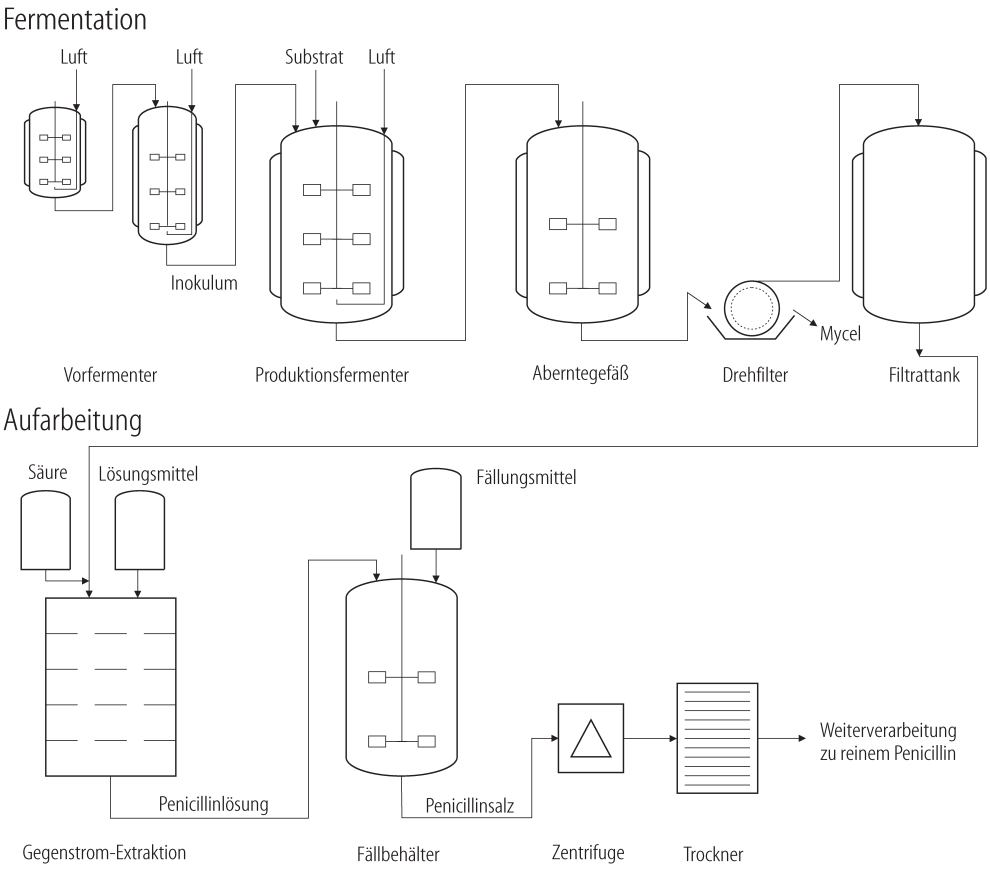


Bild 4. Fließbild einer Penicillinanlage

werden dabei in der Regel Sporen des thermophilen *Bacillus stearothermophilus* gewählt. Da mit keinem Sterilisationsverfahren eine absolute Sterilität zu erreichen ist, bietet auch die Hitzesterilisation nur eine gewisse Wahrscheinlichkeit, mit der die anfängliche Kontamination auf ein gewünschtes Maß reduziert wird.

Da unter Einwirkung von Hitze auch Nährbestandteile thermisch zerstört werden (im wesentlichen Vitamine und Proteine, aber auch Zucker durch Karamelisierung u. a.) muß die Zeitdauer der Hitzeeinwirkung so kurz wie möglich gewählt werden. In **Bild 6** sind *dezimale Reduktionszeiten* (Abtötungseffekt entsprechend $N/N_0 = 0{,}1$) von Sporensuspensionen bei Einwirkung von feuchter Hitze dargestellt. Für den gleichen Sterilisationseffekt werden mit zunehmender Temperatur kürzere Zeiten benötigt. Da die Aktivierungsenergien zur thermischen Zerstörung von Nährstoffkomponenten geringer sind als zum Abtöten von Mikroorganismen, sind bei gleichem Sterilisationseffekt die Verluste an Nährstoffkomponenten bei Temperaturerhöhung geringer. Ziel sollte folglich eine möglichst hohe Sterilisationstemperatur bei entsprechend kurzen Sterilisationszeiten sein.

Sterilisation in feuchter Hitze

In erhitztem Wasser kann bei Temperaturen unter 100 °C *teilentkeimt*, d. h. nur vegetative Mikroorganismen werden abgetötet (Pasteurisation bei 60 bis 90 °C), oder *fraktioniert sterilisiert* werden. Bei letzterem können durch wiederholtes Er-

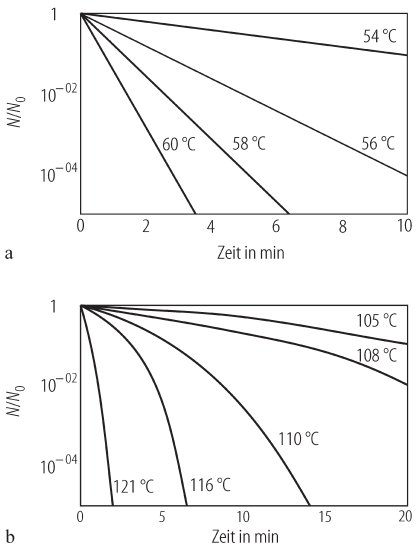


Bild 5 a, b. Einwirkung von feuchter Hitze (Wasser oder gespannter Dampf) auf die Lebendkeimzahl von **a** *Escherichia coli* und **b** Sporen von *Bacillus stearothermophilus*

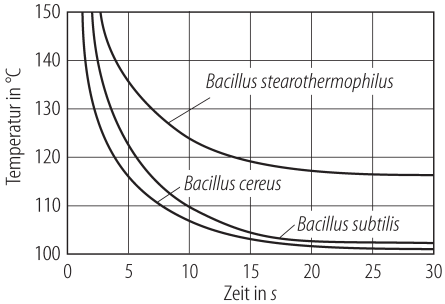


Bild 6. Dezimale Reduktionszeit ($N/N_0 = 0{,}1$) von Sporensuspensionen unter Einwirkung von feuchter Hitze

hitzen und Auskeimen bei Raumtemperatur auch Sporenbildner abgetötet werden. In fast allen industriellen Fermentationen werden mit einer einmaligen Sterilisationsbehandlung die gesamte Anlage und die Nährlösung durch gespannten Dampf (bei 120 bis 150 °C) sterilisiert.

In der *Batch-Sterilisation* werden durch Manteltemperierung oder durch direktes Einleiten von gespanntem Dampf der Bioreaktor, die Zu- und Ableitungen und das Substrat im Reaktor auf etwa 121 °C erhitzt und für eine Dauer von 10 bis 20 Minuten gehalten. Der gesamte Sterilisationsvorgang umfaßt abhängig von der Reaktorgröße einen Zeitraum von 3 bis 5 Stunden (vgl. **Bild 7**).

Im Laborbereich werden Kleinstreaktoren, Gläser, Kolben und Flaschen im sogenannten *Autoklaven* etwa 30 Minuten bei 121 °C im Wasserdampf sterilisiert.

Zur Schonung von Substraten, Vitaminen u. ä. werden häufig *kontinuierliche Sterilisationsverfahren* eingesetzt, bei denen die Nährlösung vor dem Einbringen in den Bioreaktor über Wärmetauscher oder mit direkter Dampfinjektion innerhalb weniger Minuten auf 130 bis 150 °C ultrahocherhitzt wird (Haltezeit etwa 1–2 Minuten, vgl. **Bild 7**, thermische Belastung von Milch beispielsweise nur für einige Sekunden). Nachteilig bei diesen Verfahren ist die getrennt erforderliche Sterilisation des Bioreaktors sowie der Zu- und Ableitungen.

Sterilisation in trockener Hitze

Durch trockene Hitze in einem Ofen (0,5 bis 2 Stunden bei 160 bis 180 °C) werden hitzeunempfindliche Geräte im Labor (Glasgefäße, Pipetten) sowie Antischaummittel (Öle, Fette) sterilisiert. Im industriellen Bereich werden häufig Temperaturen von 240 bis 360 °C bei sehr kurzen Zeiten verwendet, um z. B. als Hitzefalle die Abluft aus dem Fermenter zu sterilisieren.

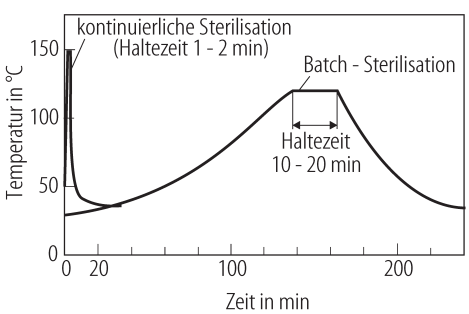


Bild 7. Typischer Temperaturverlauf der Sterilisation

6.3.2 Sterilfiltration. Sterile filtration

Nährlösungen, die thermolabile Substanzen enthalten, und Gase, wie die Zu- und Abluft, werden durch Filtration entkeimt.

Zur *Sterilfiltration von flüssigen Medien* haben sich Membranfilter mit Porengrößen zwischen 0,2 bis 0,45 µm als geeignet erwiesen. Die Mikroorganismen werden hierbei in erster Linie aufgrund eines Siebeffekts an der Oberfläche der Membranen abgeschieden. Filtermaterialien sind natürliche Polymere (Zellulosederivate) und synthetische Polymere (z. B. Polycarbonat, Polysulfon, Teflon, u. a.). Sie werden mit Porengrößen von 0,01 bis 0,5 µm hergestellt. In diesen als *bakteriendichte Filter* bezeichneten Filtermaterialien ist die sichere Abtrennung von Viren (20 bis 300 nm) und genetischem Material nicht möglich. Da die Filtrationsgeschwindigkeit nicht nur von Druck, Viskosität und Porengröße, sondern auch von Partikelgehalt und -größe abhängt, ist es vorteilhaft, einen Vorfilter zur Abtrennung gröberer Bestandteile einzusetzen.

Die *Sterilfiltration von Luft* kann ebenfalls durch bakteriendichte Filter geschehen. Als Materialien werden mikroporige Metall-, Porzellan- und Glassinterfritten (Porengröße $< 0{,}2$ µm) oder Zellulosemembranfilter genutzt. Auch hydrophobe synthetische Polymermembranen (z. B. Teflon) haben sich in der Luft-Sterilfiltration bewährt. Zur Schonung dieser sogenannten Absolut-Membranfilter wird häufig zur Rückhaltung von Flüssigkeitstropfen und gröberen Partikeln ein Vorabscheider (Hitzefalle, Tiefenfilter) eingesetzt. Wegen relativ hoher Druckverluste werden Absolut-Membranfilter meist nur in kleinen Anlagen verwendet.

Durch ein dichtgepacktes Fasermaterial entsteht ein grobporiger Filter, in dem eine Partikelabtrennung aus der Luft nicht durch Siebeffekte, sondern durch Aufprallwirkung und adsorptive Bindung an den Fasern erfolgt. Als Materialien dienen hierfür Baumwollfasern (Watte), Kunststoffasern sowie auch Fasern aus Glas und Aktivkohle. Häufig werden die brüchigen Fasern mit hochelastischen Polymeren vernetzt und dadurch haltbarer gemacht (sog. HOSCH-Filter, *Hochleistungs-Schwebstoffilter*). Da derartige Filter reine Trockenluftfilter sind, in denen elektrostatische Kräfte, van der Waalssche Kräfte und die Brownsche Molekularbewegung zur Filterung genutzt werden, müssen sie nach der Dampfsterilisation intensiv getrocknet werden.

Häufig ist es notwendig, auch die Abluft der Fermentation zu sterilisieren, insbesondere bei der Gefahr von Kontaminationen durch Rückwachsen von Fremdkeimen entgegen dem Abluftstrom oder bei der Kultivierung von pathogenen Mikroorganismen und Viren zum Schutz der Umwelt. Hierbei wird prinzipiell die gleiche Sterilfiltration wie bei der Zuluft eingesetzt. Zusätzlich besteht aber auch die Möglichkeit, eine Luftsterilisation durch Hitze vorzunehmen (Hitzefalle, bei 240 bis 360 °C).

6.4 Bioreaktoren. Bioreactors

Biotechnologische Prozesse werden im Labor meist in Glasgefäßen, in technischen Anlagen in Metallgefäßen aus nichtrostendem Stahl durchgeführt. Aber auch andere Reaktormaterialien (Steingut, Holzbottiche) sind prinzipiell möglich.

6.4.1 Oberflächenkultivierung. Surface fermentations

Kennzeichen der Oberflächenkultivierung sind kontinuierliche Gas- und (flüssige oder feste) Substratphasen, d. h. die Mikroorganismen wachsen auf der Oberfläche des Substrats und bilden dort eine häufig zusammenhängende Schicht (Kahmhaut, Myceldecke). Das Mikroorganismenwachstum und die Produktbildung sind von der Größe der Oberfläche abhängig, welche die Intensität der Substrat- und Sauerstoffversorgung bedingt.

Im Labormaßstab dienen *Petrischalen, Kolleschalen, Schrägröhrchen* und *Fernbach-Kolben* als Kultivierungsgefäße. Im technischen Maßstab werden große, flache Schalen (*Gärtassen*) mit Substrat befüllt, sterilisiert, beimpft und zur Organismenzüchtung in geeignet temperierte, belüftete und ggf. befeuchtete Bruträume oder Gärtassenbehälter eingesetzt.
Oberflächenkultivierungen werden heute nur noch selten zur Produktion von Wertstoffen verwendet (Ausnahmen: Citronensäure, Enzyme, Impfstoffe), da sie viel Raum beanspruchen, personal- und kostenintensiv sind, sich nur mit hohem Aufwand monoseptisch durchführen lassen und meist geringere Raum-Zeit-Ausbeuten als Submersverfahren aufweisen. Zu den Oberflächenverfahren gehören auch die in der Abwasserreinigung eingesetzten Tropfkörpersäulen, in denen die Mikroorganismen auf Trägersubstanzen (Steinmaterial, Schotter, Kunststoff) aufwachsen und mit Nährlösung (hier Abwasser) beregnet werden.

6.4.2 Submerskultivierung. Submerse fermentations

Die meisten biotechnologischen Verfahren werden submers, d. h. in einem wäßrigen Medium, durchgeführt. Submersverfahren sind kompakter als Oberflächenverfahren, erfordern eine gute Durchmischung der festen, flüssigen und gasförmigen Reaktionskomponenten sowie ggf. eine intensive Belüftung zur Sauerstoffversorgung bzw. zur Entfernung von Produktgasen wie CO_2.
Die einfachsten Gefäße für Submerskultivierungen im Laborbereich sind *Erlenmeyerkolben*, die in Schüttelmaschinen durchmischt und belüftet werden. In technischen aeroben, submersen Kultivierungen sind Reaktionsapparate gebräuchlich, wie sie in der chemischen Technik für Gas-Flüssigphase-Reaktionen eingesetzt werden. **Bild 8** zeigt eine Auswahl von *Gas-Flüssigphase-Reaktoren*. Die angegebenen Werte für den *volumenbezogenen Leistungseintrag P/V*, den *volumenbezogenen Stoffübergangskoeffizienten* $k_L a$ für Sauerstoff an der Gas-Flüssigkeits-Phasengrenzfläche und den auf die Reaktorquerschnittsfläche bezogenen *Gasdurchsatz B* (entsprechend der Gasleerrohrgeschwindigkeit) sind Durchschnittswerte.

Rührkesselreaktor

Etwa 75% aller in der chemischen und biologischen Technik eingesetzten Reaktoren sind *Rührkessel*. Beim Rührkesselre-

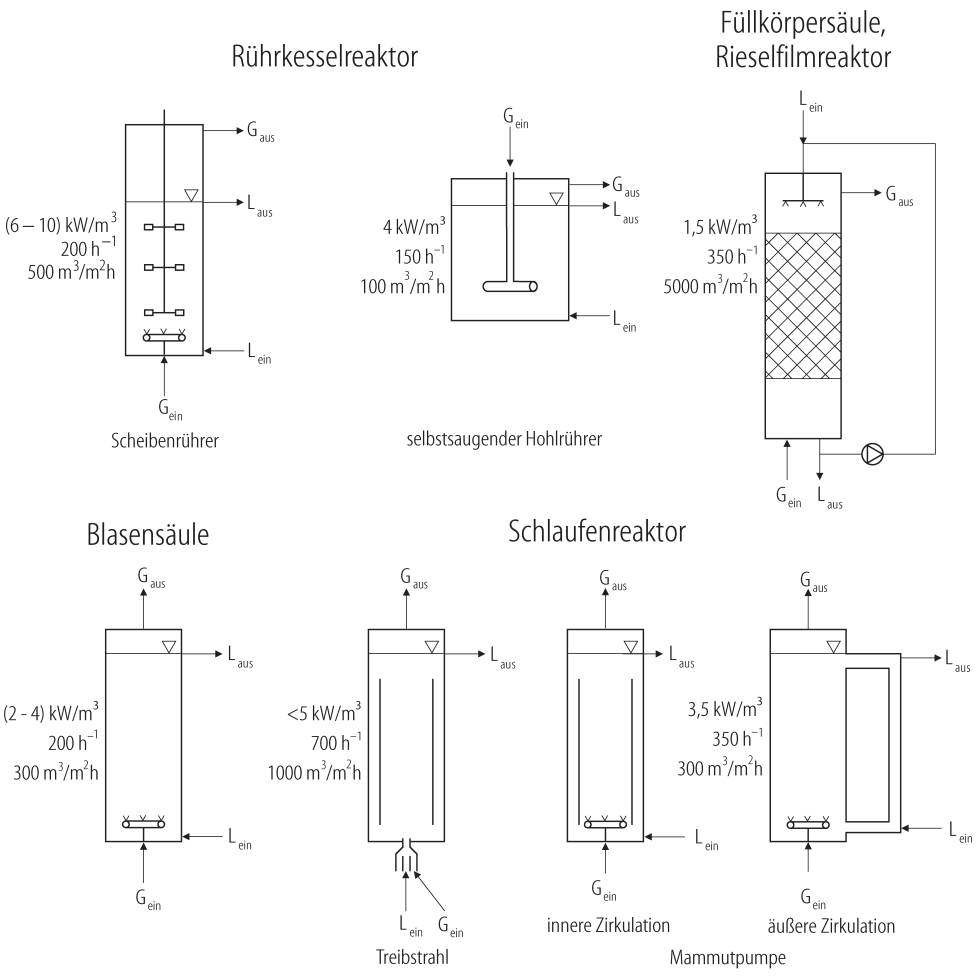


Bild 8. Gas-Flüssigphase-Reaktoren. (Zahlenangaben: Volumenbezogener Leistungseintrag in kW/m³, volumenbezogener Stoffübergangskoeffizient in h^{-1}, flächenbezogener Gasdurchsatz in m³/m² h)

aktor mit *selbstansaugendem Hohlrührer* wird das Gas ohne zusätzliches Gasförderorgan über eine Hohlwelle selbsttätig angesaugt und in der Flüssigkeit dispergiert. Da die Sogwirkung Bauhöhen von maximal 3 m erlaubt, ist der Anwendungsbereich begrenzt.

Üblicherweise wird das Gas mit Hilfe eines zusätzlichen Förderorgans (*Begasungsrohr, Lochring*) unterhalb des Rührers eingetragen. Der Begaserlochdurchmesser (etwa 0,5 bis 5 mm) ist abhängig von den Anforderungen an eine gleichmäßige Durchströmung und die Vermeidung von Durchregnen und Verstopfen. Der maximal durch den Rührer verteilbare Gasdurchsatz wird erreicht, wenn der Rührer gerade noch nicht vollständig vom Gas „überflutet" ist, so daß die Pump- und Dispergierungswirkung des Rührers zusammenbricht.

Der gebräuchlichste Rührertyp im Bioreaktor ist der *Scheibenrührer* mit 6 Schaufeln auf einer Scheibe und einem Durchmesser entsprechend einem Drittel des Behälterdurchmessers $d/D = 1/3$ (DIN 28 131). Er wird in etwa 90% aller Rührkesselfermenter eingesetzt und eignet sich besonders für die Dispergierung und Begasung von Flüssigkeiten geringer Viskositäten bis etwa 1 Pas. Um ein Rotieren der Flüssigkeit und das Entstehen von Tromben zu vermeiden, werden i. allg. vier senkrecht stehende Prallbleche (*Strombrecher, Baffles*) auf dem Behälterumfang verteilt angeordnet.

Bestimmen vorrangig Homogenisieren und Suspendieren die Rühraufgabe, werden in dünnflüssigen Medien (Viskositäten bis 0,5 Pas) *Schrägblatt-*, *Schaufel-* und *Propellerrührer* eingesetzt. Bei höheren Viskositäten wird eine axiale Zirkulation der Flüssigkeit dadurch begünstigt, in dem die Rührerbalken im Wandbereich in anderer Richtung geneigt sind als im Bereich der Rührerwelle (z. B. *MIG-Rührer*).

Im typisch begasten Rührwerksbioreaktor sind mehrere Scheibenrührer (meist 3) auf einer Welle angeordnet (vgl. **Bild 9**). Gelegentlich werden auch mehrere unterschiedliche Rührertypen auf einer Welle kombiniert, z. B. bei sehr großen Behältern ein Scheibenrührer zur Dispergierung und zwei Schrägblattrührer oder Propellerrührer zur Homogenisierung. In einer Industrievereinbarung wurde ein Höhe/Durchmesserverhältnis $H/D = 3$ für den Rührbehälter standardisiert. Das genannte geometrische Verhältnis und die Anordnung mehrerer Rührer auf einer Welle dienen einer guten Durchmischung und Gasnutzung. Sie sind insbesondere dann vorteilhaft, wenn hochviskose Medien entstehen, beispielsweise durch sehr hohe Zelldichten, durch die Produktion viskoser Produkte oder durch Flocken- und Pelletbildung bei Mycelbildnern und in Mischkulturen. Beim Rühren und Begasen von strukturviskosen Flüssigkeiten können Probleme auftreten, da die Gasblasen bevorzugt in der Zone größter Geschwindigkeitsgradienten, d. h. in der Nähe der Rührerwelle, aufsteigen.

Zur Vermeidung von Kontaminationen sind die Wellendurchführung, alle Zufluß- und Auslaßventile, Meßstutzen und Leitungen dampfüberlagert.

Blasensäule und Schlaufenreaktor

Klassische Reaktionsgefäße für Gas-Flüssigphase-Reaktionen sind *Blasensäulen* und *Schlaufenreaktoren* (vgl. **Bild 8**), die nur deshalb in der Fermentation dem Rührkessel nicht vorgezogen werden, weil ihre Anpassung an die Kultivierungsbedingungen schwieriger ist (wechselnde Produkte, unterschiedliche Füllhöhen), und ihr Einsatz auf dünnflüssige Medien mit einer Viskosität bis 0,3 Pas beschränkt ist. Da sie konstruktiv einfacher und preiswerter als Rührkessel sind, werden sie bevorzugt bei Massenproduktionen (z. B. Bäckerhefe, Citronensäure, Ethanol) und in der Abwasserreinigung eingesetzt.

Als *Gasverteiler* und Impulsgeber für die Flüssigkeitsbewegung in Blasensäulen und Schlaufenreaktoren sind Sinterplatten, Lochplatten und Lochringe üblich (Mammutpumpe, Airlift-Reaktor). Außerdem werden Gas und Flüssigkeit mit erhöhter kinetischer Energie über einen Treibstrahl durch Zweistoffdüsen (Injektoren für Gas und Flüssigkeit) eingetragen.

Beim *Schlaufenreaktor* mit innerer Zirkulation (durch Einbringen eines koaxialen Leitrohrs) oder mit äußerer Zirkulation (durch einen Bypass) wird das Vermischen der Flüssigkeit gegenüber der einfachen Blasensäule ohne Einbauten intensiviert. Außerdem wird durch die gerichtete Strömungsführung die Flüssigkeitsgeschwindigkeit erhöht und damit das Suspendieren von Feststoff begünstigt. Durch die Zirkulationsströmung ist eine breite Verweilzeitverteilung der flüssigen Phase wie in einem Rührkessel möglich. Der entgegengesetzte Effekt einer engen Verweilzeitverteilung wie in einem Strömungsrohr oder in einer Kaskade wird durch Unterteilung der Blasensäule in mehrere Stufen durch Einbauten (meist Lochplatten) erreicht.

Reaktoren für immobilisierte Mikroorganismen und Enzyme (Mehrphasenreaktoren)

Neben den hauptsächlich eingesetzten, oben beschriebenen Bioreaktoren wurden für spezielle Anwendungen zugeschnittene Reaktorsysteme entwickelt. Zu diesen gehören *Mehrphasenreaktoren*, in denen Mikroorganismen oder Enzyme als Biokatalysatoren an Trägern fixiert vorliegen (*Immobilisierung*). Die gebräuchlichsten Methoden zur Fixierung von Biomaterial sind physikalische Einschlußverfahren in quervernetzten Polymeren oder in Mikrokapseln und chemische bzw. physikochemische Bindungen an Trägern durch Adsorption und kovalente Bindungen von Enzymen oder durch mikrobiellen Bewuchs von Oberflächen in Form eines Biofilms, ein in der Natur weit verbreitetes Phänomen.

Hauptvorteile der Immobilisierung liegen in der leichten Abtrennbarkeit des biologischen Materials vom Produktstrom und dessen Rückhaltung im Reaktor. Außerdem sind immobilisierte Mikroorganismen oder Enzyme gegen ungünstige Einflüsse geschützt, Prozeßverläufe sind leicht zu kontrollieren, und die Produktsynthese ist unter definierten, optimalen Bedingungen durchführbar.

Als Reaktoren mit fixierter Biomasse können *Festbettreaktoren*, *Fließbettreaktoren* (Wirbelschichtreaktoren, Schlaufenreaktoren), *Suspensions-Rührkesselreaktoren* und Spezialreaktoren (z. B. Rotations-Scheibenreaktoren) eingesetzt werden. Die Füllkörpersäule (vgl. **Bild 8**) gehört als Tropfkörpersäule (*Rieselfilmreaktor*) zu den Reaktoren für die Oberflächenfermentation. Dieser in der Abwassertechnik gebräuchliche Apparat läßt sehr große Gasbelastungen zu.

Membranreaktoren sind prinzipiell ebenfalls Mehrphasenreaktoren, in denen Mikroorganismen und Enzyme (als feste Phase) durch Membranen zurückgehalten werden und damit dem Prozeß in kontinuierlicher Weise zur Verfügung stehen. Außer der Rückhaltung des biologischen Materials können Membranreaktoren auch mit dem Ziel eingesetzt werden, das Produkt ständig dem Prozeß zu entziehen und damit einerseits Produktbildung und -abtrennung zu vereinen und andererseits eine mögliche *Produktinhibierung* zu vermeiden. Neben Flachmembran-Reaktoren kommen vor allem *Hohlfaserreaktoren* zum Einsatz, in denen semipermeable Hohlmembranbündel eingebaut sind.

Zellkulturreaktoren

Kennzeichen für die Kultivierung von tierischen und pflanzlichen Zellen ist ihre hohe Scherempfindlichkeit, die zur Entwicklung verschiedener scherarmer *Zellkulturreaktoren* führte. Da Zellflocken und Gewebeteile insbesondere durch die von aufsteigenden, koaleszierenden oder desintegrierenden und zerplatzenden Blasen verursachte Scherung geschädigt werden, sind Reaktoren mit Membranbegasung von Vorteil. Bei ihnen wird der Sauerstoff blasenfrei über Membranschläuche (meist aus Silikon) diffusiv zugeführt. Allerdings

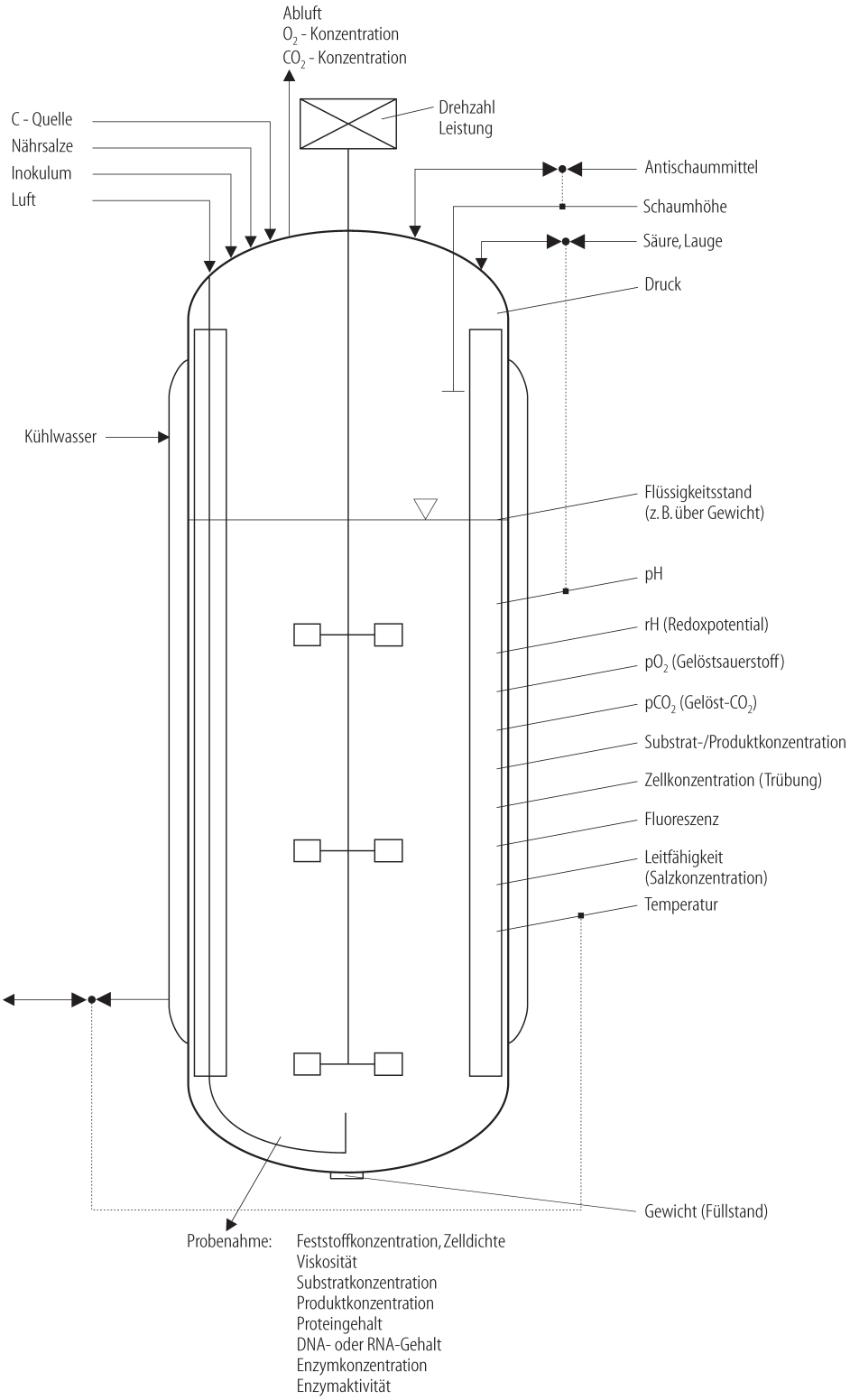


Bild 9. Meß- und Regelgrößen eines Bioreaktors (Standardgeometrie des Rührkesselreaktors: $H/D = 3$, $d/D = 1/3$)

ist ein Scale-up derartiger Reaktoren nur in Grenzen bis etwa 1 m^3 sinnvoll.

6.4.3 Meß- und Regelungstechnik
Measurement and control

Für den Betrieb des Bioreaktors, der die optimalen Umweltbedingungen für die Mikroorganismen garantieren soll, ist eine Fülle von Analysen und Meßdaten erforderlich, welche zur Aufrechterhaltung dieses Optimums mit möglichst hoher zeitlicher Dichte erfaßt werden muß. **Bild 9** zeigt Beispiele dieser *Meß- und Regelgrößen* in einem Bioreaktor, in **Tab. 5** sind die zugehörigen Meßmethoden zusammengestellt.
Neben den online im Bioreaktor (in situ) oder am Austritt bzw. im Bypass gemessenen Größen werden außerdem offline gewonnene Analysenwerte aus Probenahmen zur Kontrolle und Dokumentation des Prozesses herangezogen. Diese im Labor ermittelten Werte liegen für den Regeleingriff oftmals zu spät vor.
Von großer Bedeutung für die Steuerung des Prozesses sind nicht nur die direkt gewonnenen Meßgrößen, sondern auch davon abgeleitete, indirekte Einflußgrößen, sogenannte *Gateway-Parameter*, die einen engen Bezug zum eigentlichen biochemischen Prozeß herstellen (z. B. Wachstumsrate und Substrataufnahmerate statt Zell- und Substratkonzentration, volumenbezogener Stoffübergangskoeffizient, Sauerstoffverbrauchsrate und Respirationsquotient statt Sauerstoff- und Kohlendioxidkonzentration in der Abluft und im Medium sowie Produktivität und Kohlenstoffbilanz statt Substrat- und Produktkonzentration). Durch Einsatz eines geeigneten mathematischen Simulationsprogramms ist mit Hilfe der Gateway-Parameter eine *Prozeßsteuerung* möglich, die über die einfache Grenzwertregelung (z. B. für pH-Wert, Temperatur, pO_2, Schaum) oder über andere konventionelle Regelkonzepte hinaus auf den aktuellen Zustand des biologischen Systems reagiert. Voraussetzungen für diese Regelungsstrategie sind detaillierte Kenntnisse über die biochemischen Reaktionen und ihre Wechselwirkungen mit extrazellulären Stoff- und Energietransportvorgängen sowie möglichst auch mit intrazellulären Stoff- und Energieflüssen.

Tabelle 5. Meßmethoden wichtiger Fermentationsparameter

Meßgröße	Meßmethoden
Temperatur	Thermoelement[b], Widerstandsthermometer
pH-Wert	potentiometrisch[a], kalorimetrisch[a]
rH (Redoxpotential)	polarographisch[a]
pO_2 (Gelöstsauerstoff)	polarographisch[a]
pCO_2 (Gelöst-CO_2)	zurückgeführt auf pH-Wert[a]
O_2 in Abluft	UV- oder Elektronenspektroskopie
CO_2 in Abluft	IR- oder UV-Absorption
Druck	Rohrfeder, Membranvorlage, elektronische Deformationsmessung (z. B. Dehnungsmeßstreifen)
Flüssigkeitsstand	Schwimmer, Druckmeßdose (Gewicht), Kapazitätsmeßfühler
Schaumhöhe	elektrischer Kontakt[b]
Durchfluß, Fließgeschwindigkeit	Blende, Schwebekörper, induktiv, Heißfilmanemometer[b]
Drehzahl	induktiv, Spannungsimpuls, Lichtsensorik
Drehmoment	Dehnungsmeßstreifen, Torsionsstab (induktiv)
Leistung	elektrisch, mechanisch
Zellkonzentration	Extinktionsmessung[b], Wägung
Viskosität	Drehmomentbestimmung
Substrat-, Produktkonzentration	vom jeweiligen Substrat bzw. Produkt abhängig?(chromatographisch, ionensensitiv, spektrometrisch, photometrisch u. a.)
Enzymaktivität	vom jeweiligen Substrat bzw. Produkt abhängig

[a] drucküberlagerte Elektroden, Problem: Fest- und Schleimstoffe
[b] Problem: Fest- und Schleimstoffe

6.4.4 Schaumzerstörung. Foam destruction

Stoffwechselprodukte und extrazelluläre Proteine bewirken sehr häufig eine starke Schaumbildung, die zu Problemen im Fermentationsprozeß führen kann, z. B. zum Aufschwemmen von Zellen im Schaum und möglichen Austritt über die Abluftleitung, wodurch die Gefahr der Kontamination erhöht wird. Zur Schaumvermeidung oder -zerstörung gibt es folgende Methoden:
- Veränderung der Betriebsparameter (Luftdurchsatz, Drehzahl),
- Zugabe von *chemischen Antischaummitteln* (Öl-Wasser-Emulsionen, Paraffine, Silikonöle, Tenside),
- *mechanische Schaumzerstörung* mittels Zentrifugalkraft,
- *Beregnung* des Schaums.

Allerdings haben Schaumbekämpfungsmaßnahmen auch negative Auswirkungen auf den Prozeß. Die Verminderung von Drehzahl und Luftdurchsatz reduziert den Sauerstoffeintrag, chemische Schaumdämpfungsmittel erschweren die Aufarbeitung. Mechanische Schaumzerstörer sind für feste Substrate und Mycelbildner wenig geeignet und das Aufregnen von Flüssigkeiten muß mit im Kreislauf geführter Nährlösung kontaminationssicher erfolgen.

6.4.5 Steriler Betrieb. Sterile operation

Zur Aufrechterhaltung der gewünschten aseptischen Bedingungen werden an die Fermentationsanlagen konstruktive und technische Anforderungen gestellt, die eine Kontamination mit Fremdkeimen verhindern bzw. erschweren. In **Tab. 6** sind

Tabelle 6. Technische Anforderungen zum Erhalt aseptischer Bedingungen

Anlagenteil	Anforderungen
Reaktorkessel	Dampfsterilisation unter Druck, Resistenz gegenüber chemischen Substanzen und Korrosion
Rührerlager und Rührerflansch	abgedichtete bzw. versiegelte Rührerlager durch mehrere Lagen aus Dichtungsmaterial bzw. durch exakt plangeschliffene Dichtungsflächen (Hülsensiegel)
Lufteinlaß	Filter zur Sterilisation der Luft
Luftaustritt	Filter und/oder Hitzefalle zur Vermeidung von Kontaminationen
Ventile	Spezialventile, z. B. für aseptische Bedingungen ausgelegte Quetsch- und Diaphragmaventile, Resistenz gegenüber chemischen Substanzen, Korrosion, erhöhten Temperaturen und Drücken
Leitungen für Zu- und Abflüsse, Beimpfung und Probenahme	Dampfsterilisation vor und nach Gebrauch, zugeführte Stoffe müssen bei Bedarf hitzesterilisierbar oder filtrierbar sein
Rohrleitungen	Vermeidung von Totzonen und Ausbuchtungen, Gefälle zur Drainage an ausgewählten Punkten

einige Kriterien zur Auslegung und zum Betrieb von Bioreaktoren zum Erhalt der aseptischen Bedingungen („Sterilfermentation“) zusammengestellt.

6.5 Kinetik enzymatischer Reaktionen
Kinetic of enzyme reactions

6.5.1 Katalytische Wirkung der Enzyme
Catalytic effects of enzymes

In lebenden Zellen übernehmen *Enzyme* die Aufgabe von *Katalysatoren*, die die Aktivierungsenergie für eine bestimmte Reaktion herabsetzen und damit die Reaktionen ermöglichen bzw. beschleunigen. Um die Aktivierungsenergie herabzusetzen, ist ein enger Kontakt zwischen Enzym und Substrat eine wichtige Voraussetzung, die durch instabile Komplexe des Enzymmoleküls mit dem Substratmolekül am *katalytisch aktiven Zentrum* erfüllt wird. Auch außerhalb der Zellen behalten die Enzymmoleküle ihre katalytische Fähigkeit.
Enzyme sind langkettige Proteinmoleküle (bis zu 10^6 g/mol), die aus *Aminosäuren* aufgebaut sind, und deren Spezifität durch die Art, Reihenfolge und räumliche Anordnung der Aminosäurenkette (*Polypeptidkette*) gegeben ist. Sie lassen sich nach *Reaktionstypen* einteilen, z. B. *Oxidoreduktasen*, die Oxidation und Reduktion katalysieren, *Transferasen*, die Molekülgruppen oder Moleküle übertragen, *Hydrolasen*, die unter Einbau von Wasser Bindungen spalten, *Dehydrogenasen*, die dehydrierende Wirkung haben (indem Wasser frei wird), *Isomerasen*, die Atome oder Molekülgruppen intramolekular umlagern, usw. und werden oft nach dem Substrat, auf dem sie wirken, benannt (z. B. *Saccharase* spaltet Saccharose, *Protease* spaltet Proteine). Enzyme sind substratspezifisch und häufig sehr reaktionsspezifisch. Sie zeigen eine ausgeprägte Temperatur- und pH-Wert-Abhängigkeit.
Der Stoffwechsel von Zellen hält nur unter bestimmten Milieubedingungen (pH-Wert, Stoffkonzentration, Sauerstoffgehalt usw.) eine gewünschte Richtung ein. Die *Regulation des Stoffwechsels* erfolgt dabei auf zwei Wegen:

Steuerung der Enzymbildung

Substratabbauende Enzyme (*katabolische Enzyme*) werden gebildet, wenn das betreffende Substrat in der Nährlösung vorliegt. Das Substrat induziert also die Enzymbildung. Enzyme des Glucoseabbaus sind jedoch ständig vorhanden (konstitutiv).
Enzyme, die der Synthese von Zellmolekülen dienen (*anabolische Enzyme*), werden normalerweise immer gebildet; die Menge unterliegt aber ebenfalls einer Regulation.

Veränderung der Enzymaktivität

Enzyme bündeln durch eine räumliche Faltung des langkettigen Moleküls die reaktiven Gruppen und bilden dadurch das *katalytisch aktive Zentrum* und mindestens noch eine zweite Bindungstelle, das *regulatorische Zentrum.* Zur Bindung des Substrats am katalytisch aktiven Zentrum sind ladungsmäßige und sterische (räumliche) Eigenschaften des Substrats Voraussetzung, an denen es vom Enzym “erkannt“ wird. (Schlüssel-Schloß-Prinzip von E. Fischer (1894): Das Substrat paßt zum Enzym wie der Schlüssel zum Schloß.)
Substanzen, die wegen geringer struktureller Unterschiede irrtümlich als Substrat wahrgenommen werden, konkurrieren um den Platz im katalytischen Zentrum (*kompetitive Hemmung*).

Effektoren steigern (*Aktivatoren*) oder vermindern (*Inhibitoren*) durch Anlagerung am regulatorischen Zentrum und dadurch verursachter konformativer Änderung des Enzyms die Enzymaktivität. Endprodukte können Effektoren sein, wobei sie i. d. R. die Enzymaktivität hemmen (Feedback-Regulation).

6.5.2 Michaelis-Menten-Kinetik
Michaelis-Menten-Kinetic

Enzymkatalysierte Reaktionen zeigen ein Phänomen, das von heterogen katalytischen Reaktionen bekannt ist: die *Sättigung der Enzyme* am katalytischen Zentrum mit Substratmolekülen, so daß die Reaktionsgeschwindigkeit mit zunehmender Substratkonzentration unabhängig von dieser wird. Die Reaktionsgeschwindigkeit der enzymkatalysierten Reaktion folgt damit bei niedriger Substratkonzentration formal einem Gesetz 1. Ordnung und bei hohen Konzentrationen einem Reaktionsgesetz 0. Ordnung, **Bild 10**.
Die Substratsättigung ist Grundlage der von *Michaelis und Menten* (1913) aufgestellten Theorie der Enzymwirkung und Enzymkinetik. Danach gehorcht die enzymkatalysierte Reaktion formal dem Reaktionsschema:

$$E + S \underset{k_{-1}}{\overset{k_{+1}}{\rightleftarrows}} ES \xrightarrow{k_{+2}} E + P, \tag{8}$$

E freies Enzym, S Substrat, ES Enzymsubstratkomplex, P Produkt, k_{+1}, k_{-1}, k_{+2} Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten. Durch das Gleichsetzen von Bildungsgeschwindigkeit und Zerfallsgeschwindigkeit des Enzymsubstratkomplexes, d. h. bei Einhalten eines Fließgleichgewichts (steady state) von *ES*, und der Definition einer *maximalen (Brutto-)Reaktionsgeschwindigkeit* υ_{max}, bei der die Gesamtheit der Enzyme im *ES*-Komplex gebunden ist, folgt die Michaelis-Menten-Gleichung der *Enzymkinetik (Einfach-Substratlimitierung)*. Die Reaktionsgeschwindigkeit der enzymkatalysierten Reaktion ergibt sich danach aus:

$$\upsilon = \upsilon_{max} \frac{S}{K_M + S}. \tag{9}$$

K_M ist die Michaelis-Menten-Konstante des Fließgleichgewichts:

$$K_M \equiv \frac{k_{-1} + k_{+2}}{k_{+1}} \tag{10}$$

und S die Substratkonzentration. Es gilt $K_M = S$ bei $\upsilon = \frac{1}{2}\upsilon_{max}$, vgl. **Bild 10**.
Im allgemeinen kann das Enzym mehrere verschiedene Substrate umsetzen; ein Faktum, das in der Anwendung der enzymkinetischen Ansätze auf das mikrobielle Wachstum von Bedeutung ist, wenn im Prinzip alle Komponenten des Nährmediums limitierend wirken können. Die Kinetik der *Mehrfach-Substratlimitierung* kann bei n Substraten näherungsweise formuliert werden durch

$$\upsilon = \upsilon_{max} \prod_i^n \frac{S_i}{K_{Mi} + S_i}. \tag{11}$$

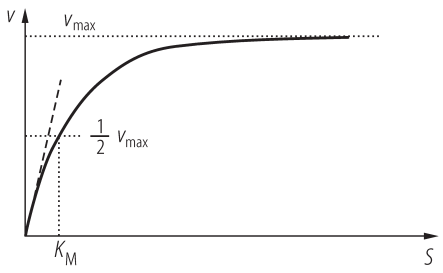


Bild 10. Substratlimitierte Reaktionskinetik enzymkatalysierter Reaktionen (Michaelis-Menten-Kinetik)

6.5.3 Transformationen der Michaelis-Menten-Gleichung

Transformation of Michaelis-Menten-equation

Die maximale Reaktionsgeschwindigkeit υ_{max} und die Michaelis-Menten-Konstante K_M lassen sich aus Meßergebnissen bestimmen. Dazu ist eine Linearisierung der Michaelis-Menten-Gleichung von Vorteil, die Streuungen, systematische Abweichungen, Fehlmessungen und prinzipielle Gesetzmäßigkeiten deutlicher visuell erkennen läßt (Modellerkennung).

Lineweaver-Burk (1934); Reziprokdarstellung von Gl. (9):

$$\frac{1}{\upsilon} = \frac{K_M}{\upsilon_{max}} \frac{1}{S} + \frac{1}{\upsilon_{max}}. \tag{12}$$

Eadie-Hofstee (1942); es folgt aus Gl. (12):

$$\upsilon = -K_M \frac{\upsilon}{S} + \upsilon_{max}. \tag{13}$$

Hanes-Woolf (1932); es folgt aus Gl. (12):

$$\frac{S}{\upsilon} = \frac{K_M}{\upsilon_{max}} + \frac{1}{\upsilon_{max}} S. \tag{14}$$

Cornish-Bowden (1974). Für jedes experimentell bestimmte Wertepaar (υ_i, S_i) folgt aus Gl. (13):

$$K_M = \frac{\upsilon_2 - \upsilon_1}{\frac{\upsilon_1}{S_1} - \frac{\upsilon_2}{S_2}} = \frac{\upsilon_3 - \upsilon_2}{\frac{\upsilon_2}{S_2} - \frac{\upsilon_3}{S_3}} = \ldots \tag{15}$$

und

$$\upsilon_{max} = \frac{S_2 - S_1}{\frac{S_2}{\upsilon_2} - \frac{S_1}{\upsilon_1}} = \frac{S_3 - S_2}{\frac{S_3}{\upsilon_3} - \frac{S_2}{\upsilon_2}} = \ldots \tag{16}$$

υ_{max} und K_M lassen sich aus jedem Wertepaar berechnen und über rechnerische oder grafische Mittelwertbildung (**Bild 11**) bestimmen.

Ein Vergleich der statistischen Kennwerte υ_{max} und K_M von unterschiedlichen Transformationen ist direkt nicht, sondern nur durch Berechnung von $\upsilon = f(S)$ im Originalraum (**Bild 10**) möglich. Die „wirklichen" Koeffizienten sind durch nichtlineare Regressionsrechnung im Originalraum zu bestimmen. Es ist jedoch fast immer zutreffend, daß die im transformierten Raum berechneten Koeffizienten auch im Originalraum gelten.

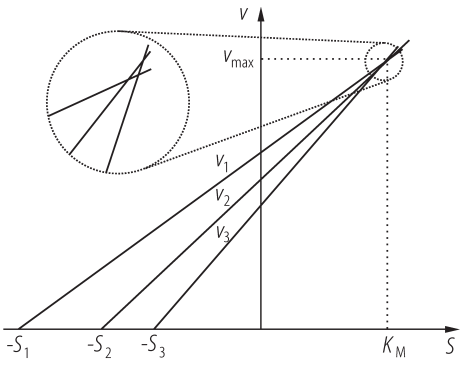


Bild 11. Graphische Mittelwertbildung nach Cornish-Bowden zur experimentellen Bestimmung von υ_{max} und K_M

6.5.4 Einfluß von Temperatur, pH-Wert, Inhibitoren und Aktivatoren

Influence of temperature, pH, inhibiting and activating compounds

Temperatur

Sowohl die Kinetik der Enzymkatalyse als auch gegenläufig dazu die der Enzymdenaturierung sind temperaturabhängig. Die Temperaturabhängigkeit kann durch die klassische Arrheniusbeziehung (vgl. Gl. (7)) ausreichend genau ausgedrückt werden. Die Überlagerung der beiden gegenläufigen Phänomene ist annähernd additiv möglich (Ansatz von Hinshelwood). Es existiert eine Optimaltemperatur, bei der die resultierende Reaktionsgeschwindigkeit ein Maximum besitzt.

pH-Wert

Auch bezüglich des pH-Wertes existiert ein Optimum, bei dem die Aktivität der Enzyme und damit die Geschwindigkeit der biochemischen Reaktion maximal ist. Der optimale pH-Wert ist keine feste, unveränderliche Eigenschaft des Enzyms, sondern kann vom Substrat, vom Produkt und von der Art der Pufferung abhängen.

Effektoren

Effektoren sind Stoffe, die aktivierend oder hemmend auf den enzymatischen Prozeß einwirken, indem sie am katalytischen Zentrum und/oder am regulatorischen Zentrum reversibel oder irreversibel angreifen. **Bild 12** zeigt die Auswirkungen unterschiedlicher Effektoren auf die Reaktionsgeschwindigkeit enzymkatalysierter Reaktionen.

Inhibitoren

Kompetitive Hemmung. Der Inhibitor greift in Konkurrenz zum Substrat am katalytisch aktiven Zentrum des freien Enzyms an. Im Prinzip können auch unmittelbare Reaktionsprodukte kompetitiv hemmend wirken:

$$\upsilon = \upsilon_{max} \frac{S}{K_M \left(1 + \frac{I}{K_I}\right) + S}, \tag{17}$$

I Inhibitor-Konzentration, K_I Fließgleichgewichts-Konstante der Hemmreaktion (Hemmungskonstante).

Nichtkompetitive Hemmung. Diese Hemmung wird durch Substanzen hervorgerufen, die eine regulatorisch aktive Stelle am freien Enzym und am Enzymsubstratkomplex besetzen und damit indirekt die Affinität des katalytischen Zentrums zum Substrat erniedrigen:

$$\upsilon = \upsilon_{max} \left(\frac{K_I}{K_I + I}\right) \frac{S}{K_M + S}. \tag{18}$$

Unkompetitive Hemmung. Bei diesem (seltenen) Hemmtyp reagiert der Inhibitor nur mit dem Enzymsubstratkomplex, d. h. erst durch die Anlagerung des Substrats am Enzym wird die Bindungsstelle für den Inhibitor geschaffen, so daß ein katalytisch inaktiver Komplex entsteht:

$$\upsilon = \upsilon_{max} \frac{S}{K_M + S\left(1 + \frac{I}{K_I}\right)}. \tag{19}$$

Substratüberschußhemmung. In vielen Fällen kann ein Überschuß an Substrat hemmend auf die enzymatische Reaktion wirken, wenn mehr als ein Substratmolekül mit dem Enzymsubstratkomplex unter Bildung von inaktiven Komplexen ES2, ES3, ..., ESn reagiert, die nicht in der Lage sind, in Produkt und Enzym zu zerfallen (vgl. Gl. (8)). Bei Bildung eines ES2-Komplexes folgt (Haldane, 1939):

$$\upsilon = \upsilon_{max} \frac{S}{K_M + S + \frac{S^2}{K_I}}. \tag{20}$$

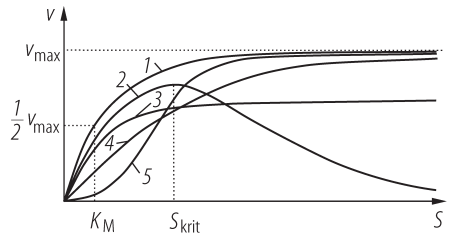


Bild 12. Wirkung von Effektoren auf die Reaktionsgeschwindigkeit enzymkatalysierter Reaktionen. *1* Michaelis-Menten-Kinetik, *2* Substratüberschußhemmung, *3* nichtkompetitive Hemmung, *4* kompetitive Hemmung, *5* Substrataktivierung (homotrop regulatorische Enzyme)

Die kritische Substratkonzentration, ab der die Hemmung größer wird als die Katalyse, ergibt sich aus (vgl. **Bild 12**, Kurve ②):

$$S_{krit} = \sqrt{K_M \cdot K_I}. \tag{21}$$

Bei deutlichem Substratüberschuß können sich multiple inaktive ES_n-Komplexe bilden (Yano und Koga, 1969), wobei die Bindung von mehr als drei Substratmolekülen sehr unwahrscheinlich ist:

$$v = v_{max} \frac{S}{K_M + S + \frac{S^n}{K_{I,n}}}; \quad n = 2, 3, ... \tag{22}$$

Aktivatoren

Homotrop regulatorische Enzyme. Bei homotrop regulatorischen Enzymen ist das Substratmolekül selbst ein Modulator, der durch Bindung am regulatorischen Zentrum die katalytische Aktivität vergrößert (kooperativer Effekt). Charakteristisch hierfür ist ein sigmoidaler Verlauf von $v = f(S)$, (vgl. **Bild 12**, Kurve ⑤**):**

$$v = v_{max} \frac{S^n}{K_M + S^n}. \tag{23}$$

Heterotrop regulatorische Enzyme. Heterotrop regulatorische Enzyme erfahren Stimulanz durch einen Aktivator, der ein anderes Molekül als das Substrat ist und der beispielsweise am Enzym angreift (auch am Enzymsubstratkomplex ist das möglich):

$$v = v_{max} \frac{S}{K_M \left(1 + \frac{K_A}{A}\right) + S}, \tag{24}$$

A Aktivatorkonzentration, K_A Aktivierungskonstante.

Aktivierung des Substrats. Außer der Stimulanz durch einen Aktivator, der am Enzym angreift, gibt es auch Fälle, bei denen das Substrat mit dem Aktivator reagiert und nur in dieser aktivierten Form vom Enzym katalytisch umgewandelt werden kann. Dabei gilt formal die gleiche Reaktionsgeschwindigkeitsgleichung wie beim heterotrop regulatorischen Enzym, Gl. (24).

6.6 Kinetik des mikrobiellen Wachstums
Kinetic of microbial growth

In Analogie zur Enzymkinetik läßt sich das Wachstum einer Population von Zellen quantitativ ermitteln, mit dem Ziel, die Zunahme der Biomasse mit der Zeit in funktionaler Abhängigkeit von Umweltbedingungen und dem inneren Zustand der Zellen zu beschreiben. Dabei muß i. d. R. nicht die Kinetik der Einzelschritte der Biosynthese detailliert herangezogen werden. Es genügt in fast allen Fällen mit hinreichender Genauigkeit die *Kinetik des Gesamtwachstums*, d. h. die zeitliche Änderung einer unstrukturierten Zellmasse, zu betrachten.

6.6.1 Substratlimitiertes Wachstum
Substrate limitation of growth

Unlimitiertes Wachstum ist nur möglich, wenn alle Bedingungen und Faktoren, die das Wachstum beeinflussen, im optimalen Zustand bzw. in optimaler Größe vorliegen. Bei unlimitiertem Wachstum verläuft die zeitliche Zellzunahme mit der maximal möglichen spezifischen Wachstumsrate μ_{max} und ist proportional zur jeweils vorhandenen Zelldichte X:

$$\left.\frac{dX}{dt}\right|_{unlimitiert} = \mu_{max} X. \tag{25}$$

Die Integration von Gl.(25) ergibt die Zelldichte mit der Anfangszelldichte X_0 bei der Zeit $t = 0$ (vgl. Gl.(4)):

$$X = X_0 \exp(\mu_{max} t). \tag{26}$$

Die Zellmasse nimmt so lange exponentiell mit der Zeit zu (*exponentielle Wachstumsphase*) bis es in der Umgebung der Zellen zu einer Verarmung von Nährstoffen und/oder zu einer Anreicherung von hemmenden Stoffwechselprodukten kommt (*Retardationsphase*). Die Geschwindigkeit des Wachstums wird dann durch die *spezifische Wachstumsrate* $\mu < \mu_{max}$ gekennzeichnet, bis die Zellzunahme schließlich ganz zum Erliegen kommt (*stationäre Phase*), vgl. **Bild 1**.
Im Schrifttum wird von Limitierung (Begrenzung) des Wachstums gesprochen, wenn die Optimalwerte der Zustandsgrößen unterschritten werden und von *Inhibierung* (Hemmung), wenn sie überschritten werden. In völliger Übereinstimmung mit Gl.(25) ist die spezifische Wachstumsrate $\mu < \mu_{max}$ definiert durch:

$$\mu \equiv \frac{1}{X} \frac{dX}{dt}. \tag{27}$$

Ausbeute- oder Zellertragskoeffizient

Die Wachstumskurven beispielsweise von *Escherichia coli* zeigen bei Variation der Glucosekonzentration den in **Bild 13** gezeigten Verlauf. In diesem (einfachen) Fall ist der Verlauf der Wachstumskurven unabhängig von der Substratkonzentration. Der maximale Wert der Zellmasse ist dagegen eine Funktion der Anfangskonzentration des Substrats Glucose.

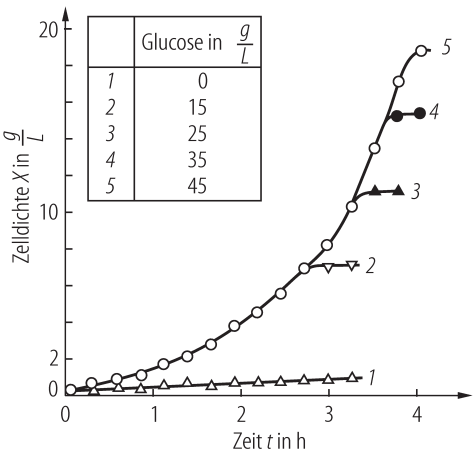


Bild 13. Wachstum von *E. coli* in einem Glucose-Mineralsalzmedium mit Glucoselimitierung

N

Der Zusammenhang von Zellmasseproduktion in Abhängigkeit vom Substratverbrauch wird durch den *Ausbeute- oder Zellertragskoeffizienten* ausgedrückt:

$$Y_{X/S} \equiv -\frac{dX/dt}{dS/dt}; \quad [Y_{X/S}] = \frac{g_{BTM}}{g_S}, \tag{28}$$

mit S der Substratkonzentration bzw. im Index dem Substrat und BTM (im Index) der Biotrockenmasse.
In dem o. g. Beispiel (**Bild 13**) besteht eine Linearität zwischen Zellertrag und Anfangskonzentration des Substrats, d. h. der Zellertragskoeffizient ergibt sich für alle Anfangskonzentrationen zu $Y_{X/S} = 0,45 g_{BTM}/g_{Glucose}$ und ist konstant. Im allgemeinen, insbesondere während des instationären Wachstumsverlaufs muß der Ausbeutekoeffizient nicht gleich bleiben, d. h. $Y_{X/S} \neq$ konstant wegen der sich ändernden Enzymaktivitäten und Stoffwechselprozesse.

Monod-Wachstumskinetik

Der in **Bild 10** gezeigte Verlauf der Reaktionsgeschwindigkeit enzymkatalysierter Reaktionen ist prinzipiell auch bei der Auftragung der spezifischen Wachstumsrate als Funktion der aktuellen Substratkonzentration zu beobachten. Unter Annahme eines den Gesamtprozeß reaktionsbestimmenden enzymatischen Schritts (bottle neck) und einer Unabhängigkeit des Ausbeutekoeffizienten vom Wachstumszustand sowie einer Proportionalität zwischen Enzym- und Zellkonzentration hat *Monod* (1949) ein *Wachstumsgesetz* postuliert, das der Michaelis-Menten-Kinetik für Enzymreaktionen formal entspricht (vgl. Gl. (9)):

$$\mu = \mu_{max} \frac{S}{K_S + S}. \tag{29}$$

Die *Substratlimitierungskonstante* K_S ist wie die maximale spezifische Wachstumsrate μ_{max} keine Organismenkonstante. Beide sind nur in Verbindung mit Wachstumsparametern, wie beispielsweise Substratzusammensetzung, pH-Wert und Temperatur für die jeweilige Organismenart konstant.
Sind während des Wachstums mehrere Stoffe limitierend, so kann dies analog zu Gl. (11) durch Erweiterung der Monod-Kinetik berücksichtigt werden (*Mehrfach-Substratlimitierung*)

$$\mu(S_1, S_2, ..., S_n) = \mu_{max} \prod_i^n \frac{S_i}{K_{Si} + S_i}. \tag{30}$$

Weitere Ansätze zur Wachstumskinetik

Der Umstand, daß es in vielen Fällen auch zu erheblichen Abweichungen zwischen Modellrechnung und Experiment kommen kann, hat zur Entwicklung einer ganzen Reihe anderer (zum Teil empirischer) Ansätze zur Beschreibung des Wachstums geführt. Im theoretisch begründbaren *Wachstumsmodell von Fujimoto* (1963) (bzw. empirisch von *Contois*, 1959)

$$\mu = \mu_{max} \frac{S}{KX + S} \tag{31}$$

ist die Substratlimitierungskonstante von der Zelldichte abhängig, d. h. $K_S = KX$. Diese Kinetik kann in gewissen Grenzen den konkurrierenden Einfluß hoher Zelldichten berücksichtigen (m nimmt danach mit steigendem X ab). Das aus mathematisch logischer Überlegung formulierte, empirische, *logistische Wachstumsgesetz* (Verhulst,1837),

$$\frac{dX}{dt} = \mu_{max} X \left(1 - \frac{X}{X_{max}}\right) \tag{32}$$

läßt sich als Kombination der unlimitierten Zellbildungsgeschwindigkeit 1. Ordnung (vgl. Gl. (25)) mit einer Sterberate 2. Ordnung interpretieren. Die Verallgemeinerung führt zu dem Ansatz

$$\frac{dX}{dt} = \mu_{max} X \left(1 - \frac{X^m}{X_{max}^m}\right); \quad m \geq 1. \tag{33}$$

Der empirische Ansatz zur Wachstumskinetik von Moser (1958)

$$\mu = \mu_{max} \frac{S^n}{K_S + S^n} \tag{34}$$

entspricht formal dem sigmoidalen Verlauf der Kinetik homotrop regulatorischer Enzyme, Gl. (23).

6.6.2 Wachstumshemmung. Inhibition of growth

Eine Hemmung des Wachstums kann sowohl durch die Anwesenheit unerwünschter (inhibierender) Fremdstoffe, bei Überschreiten der optimalen Konzentration eines für das Wachstum notwendigen Stoffes (Substrat) als auch durch die Bildung von Stoffwechselprodukten („Selbstmordsubstrate" mit hemmenden Intermediaten) auftreten. Die Kinetik des gehemmten Wachstums läßt sich wie das substratlimitierte Wachstum formal wie enzymkatalysierte Reaktionen behandeln, vgl. Gln. (17) bis (22).

Kompetitive Hemmung

$$\mu = \mu_{max} \frac{S}{K_S \left(1 + \frac{I}{K_I}\right) + S}. \tag{35}$$

Nichtkompetitive Hemmung

$$\mu = \mu_{max} \left(\frac{K_I}{K_I + I}\right) \frac{S}{K_S + S}. \tag{36}$$

Weitere empirische, logistische Gesetze zur Beschreibung der nichtkompetitiven Hemmung, die die maximale Wachstumsrate unter Einwirkung von Inhibitoren senken, sind

$$\mu = \mu_{max} \exp(-K_I I) \frac{S}{K_S + S}, \tag{37}$$

$$\mu = \mu_{max} (1 - K_I I) \frac{S}{K_S + S}. \tag{38}$$

Substratüberschußhemmung (Monod-Haldane)

$$\mu = \mu_{max} \frac{S}{K_S + S + \frac{S^2}{K_I}}. \tag{39}$$

Alternativ zum hyperbolischen Einfluß der Substratüberschußhemmung ist auch ein sigmoidaler der allgemeinen Form möglich:

$$\mu = \mu_{max} \frac{S}{K_S + S\left(1 + \frac{S^n}{K_I}\right)}; \; n \geq 1. \tag{40}$$

Welche Gleichung zur Beschreibung der Wachstumshemmung herangezogen wird, ist wegen ihrer formalen Eigenschaft allein von der Zweckmäßigkeit und der Übereinstimmung mit dem Experiment abhängig und muß, von Substrat- und Inhibitorkonzentration beeinflußt, angepaßt werden.

6.6.3 Wachstum mit Transportlimitierung
Transport limitation of growth

Eine Limitierung des Wachstums kann auch hervorgerufen werden, wenn der Transport von Nährstoffen der geschwindigkeitsbestimmende Schritt ist. Während in üblicher Fermentation das Substrat in ausreichender Menge vorhanden ist, wird das Wachstum in aeroben Kultivierungen häufig durch den Sauerstofftransport an der Gas-Flüssigkeits-Phasengrenze limitiert. Die Bilanzgleichungen für Zellmasse und Sauerstoff lauten dann

$$\frac{dX}{dt} = \mu X \tag{41}$$

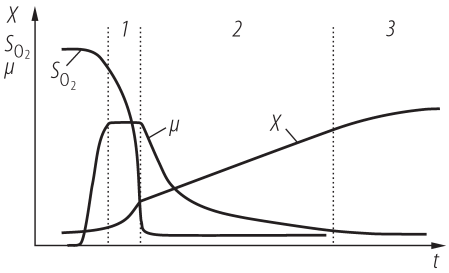


Bild 14. Wachstum mit Transportlimitierung *1* exponentielle Wachstumsphase *2* lineare Wachstumsphase *3* Übergang zur stationären Phase

bzw.

$$\frac{dS_{O_2}}{dt} = -\frac{1}{Y_{X/O_2}}\mu X + k_L a\,\overline{\Delta S_{O_2}}. \tag{42}$$

Der erste Term der rechten Seite von Gl. (42) beschreibt den über den Ausbeutekoeffizienten Y_{X/O_2} entsprechend Gl. (28) erfaßten Sauerstoffverbrauch im Organismus, der zweite die Nachlieferung von Sauerstoff durch Transport aus der Gasphase. kLa ist hierin der volumenbezogene Stoffübergangskoeffizient von Sauerstoff an der Gas-Flüssigkeits-Phasengrenze (vgl. **Bild 8**) und $\overline{\Delta S_{O_2}}$ das mittlere (logarithmische) Konzentrationsgefälle zwischen Flüssigkeit und Phasengrenze.
Der Wachstumsverlauf unter Transportlimitierung sieht qualitativ wie in **Bild 14** dargestellt aus. Nach der exponentiellen Phase folgt eine lange *lineare Wachstumsphase* aufgrund der Transportlimitierung, bei der die Sauerstoffkonzentration S_{O_2} quasi konstant ist (Fließgleichgewicht zwischen Verbrauch und Nachschub). Ist die Biomassekonzentration schließlich so groß, daß der zugeführte Sauerstoff allein zur Biomasseerhaltung verbraucht wird, folgt der übliche Übergang (Retardationsphase) zur stationären Phase, vgl. **Bild 1**.

6.6.4 Wachstum in kontinuierlicher Kultivierung
Continuous cultivation

Kontinuierlich bedeutet in der Bioreaktionstechnik eine konstante oder geregelte Zugabe des Substrats und simultan dazu ein ständiger Abfluß von Stoffwechselprodukten und neu gebildeten Zellen.
Beim *Chemostaten* wird der Wachstumsprozeß durch das Konstanthalten der Konzentration einer wachstumslimitierenden (chemischen) Substanz über den Feed-Volumenstrom $\dot{V}_F$ gesteuert (**Bild 15**) . Der Chemostat ist dadurch selbstregulierend und strebt einem stabilen Zustand zu. In diesem extern kontrollierten Prozeß werden Zelldichte, Substrat- und Produktkonzentration über die *Durchflußrate bzw. Verdünnungsrate*, dem Kehrwert der mittleren Verweilzeit bestimmt:

$$D \equiv \frac{\dot{V}_F}{V}. \tag{43}$$

Es stellt sich abhängig von der Durchflußrate D die spezifische Wachstumsrate $\mu < \mu_{max}$ ein.
Der *Turbidostat* wird intern kontrolliert, indem die Populationsdichte beispielsweise mit Hilfe der Trübungsmessung (Extinktion) und durch Steuerung des Zuflusses an Nährlösung auf einen konstanten Wert gehalten wird.
Andere Kontrollsysteme (Regelungssysteme), wie der *Nutriostat* (Kontrolle der Nährstoffe) und der *Oxystat* (Kontrolle des Sauerstoffs in der Nährlösung bzw. in der Abluft) sind dem Turbidostaten völlig äquivalent.

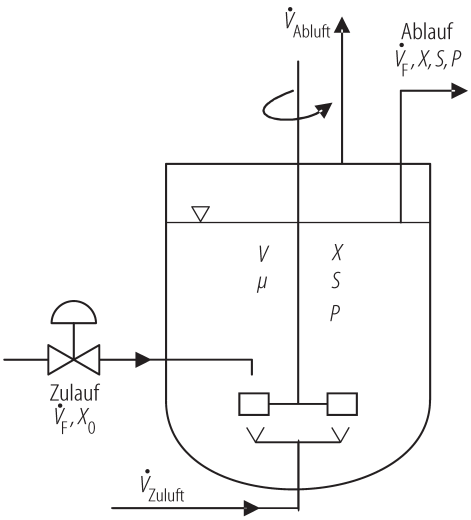


Bild 15. Kontinuierliche Kultivierung (Chemostat)

Bilanz für die Zellmasse

Aus der Bilanz für die Zellmasse im homogen durchmischten Bioreaktor (vgl. **Bild 15**)

$$\frac{dX}{dt} = D(X_0 - X) + \mu X, \tag{44}$$

folgt im stationären Betrieb ($dX/dt = 0$) und bei $X_0 = 0$:

$$\mu = D, \tag{45}$$

die Grundgleichung der kontinuierlichen Kultivierung. Im Fließgleichgewicht des stationären Betriebs wird also die spezifische Wachstumsrate von der Durchflußrate vorgegeben, und es gilt wegen $\mu < \mu_{max}$ und $S \le S_0$ (vgl. **Bild 16**)

$$0 < D \le D_{max} < \mu_{max}. \tag{46}$$

Ist $D > D_{max}$ kommt es zum Auswaschen der Zellkultur. Beim Vorgang des Auswaschens läßt sich mit der Durchflußrate $D_1 > \mu_{max}$ und $X_0 = 0$ die maximale spezifische Wachstumsrate näherungsweise aus der Bilanzgleichung, Gl. (44) bestimmen:

$$\frac{d\ln X}{dt} = \mu_{max} - D_1. \tag{47}$$

Bilanzen für Substrat und Produkt

Die *Bilanzen* für *Substrat* und *Produkt* lauten

$$\frac{dS}{dt} = D(S_0 - S) - \frac{1}{Y_{X/S}}\mu X \tag{48}$$

bzw.

$$\frac{dP}{dt} = D(P_0 - P) - Y_{P/X}\,\mu X. \tag{49}$$

Hierin sind P die Produktkonzentration, $Y_{X/S}$ der Zellertragskoeffizient, Gl. (28) und $Y_{P/X}$ der Produktertragskoeffizient

$$Y_{P/X} \equiv \frac{dP/dt}{dX/dt}. \tag{50}$$

Beim Wachstum mit einer einfachen Substratlimitierung (Ansatz von Monod Gl. (29)) folgen im stationären Zustand die Zelldichte aus

$$X = Y_{X/S}\left(S_0 - \frac{DK_S}{\mu_{max} - D}\right) \tag{51}$$

N

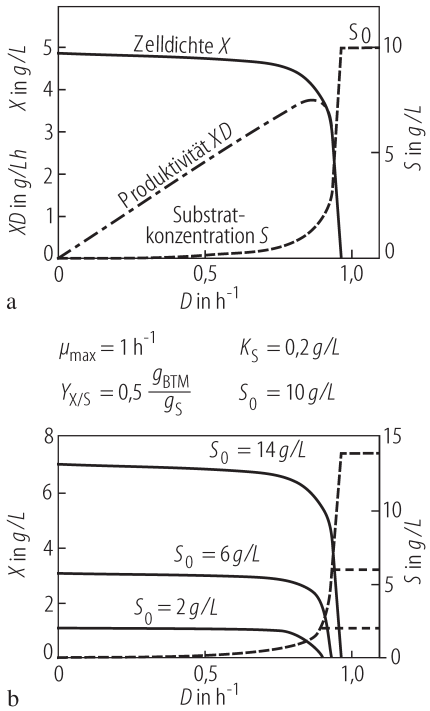


Bild 16. Zelldichte, Substratkonzentration und Produktivität an Zellmasse einer kontinuierlichen Kultivierung (Chemostat)

und die Substratkonzentration aus

$$S = \frac{DK_S}{\mu_{max} - D}. \tag{52}$$

Die Konzentration S am Reaktoraustritt ist unabhängig von der Eintrittskonzentration S_0. Eine Änderung von S_0 wirkt sich nur auf X aus (vgl. **Bild 16 b**).
Die Produktivität an Zellmasse ergibt sich aus

$$Pr = DX = DY_{X/S}\left(S_0 - \frac{DK_S}{\mu_{max} - D}\right). \tag{53}$$

Die kritische (bzw. maximale) Durchflußrate beim Auswaschpunkt ($X = 0$, $S = S_0$) folgt bei Gültigkeit der Monod-Kinetik aus Gl. (29) mit $\mu = D_{max}$:

$$D_{max} = \mu_{max}\frac{S_0}{K_S + S_0}. \tag{54}$$

Bild 16 zeigt die Zelldichte, Substratkonzentration und Produktivität eines kontinuierlich betriebenen Bioreaktors, wie sie für fast alle mikrobiellen Prozesse so bestätigt wurden.
Mögliche *Abweichungen vom Idealverhalten* sind:
- K_S ist nicht konstant, sondern eine Funktion von X (vgl. Wachstumsmodell von Fujimoto, Gl. (31)).
- Wachstumseffektoren (Inhibitoren oder Aktivatoren) beeinflussen den Prozeß.
- Der Ertragskoeffizient $Y_{X/S}$ hängt von der spezifischen Wachstumsrate ab, beispielsweise wenn bei langsam wachsenden Zellen ein großer Anteil des Substrats als Energiequelle zur Zellerhaltung genutzt wird.
- Die Mikroorganismen haften an der Wand (Zellrückhaltung durch Immobilisierung).
- Ungenügende Durchmischung im Reaktor führt zu Transportproblemen, vgl. auch **N 6.6.3**.

Wachstumseffektoren

Der Einfluß von Wachstumseffektoren läßt sich auch in kontinuierlicher Kultivierung mit den bereits genannten kinetischen Ansätzen (Gln. (35) bis (40)) berücksichtigen. Im Fall der Substratüberschußhemmung, vgl. Gln. (39) und (40), ergibt sich die Besonderheit von mehrfachen stationären Zuständen. Aus der Substratbilanz (Gl . 48) folgt im stationären Betriebszustand ($dS/dt = 0$):

$$D(S_0 - S) = \frac{1}{Y_{X/S}}\mu X, \tag{55}$$

d. h. Substratzufuhr ($D(S_0 - S)$) und -verbrauch ($\mu X / Y_{X/S}$) sind im stationären Zustand gleich, was zu zwei stabilen (Punkte ① und ③ in **Bild 17**) und einem instabilen, stationären Betriebszustand (Punkt ②) führt.
Unter Substratüberschußhemmung zeigt der kontinuierlich betriebene Bioreaktor demnach einen stabilen (sich selbst einstellenden) und einen instabilen Betriebsbereich, **Bild 18**. Bei Gültigkeit der Monod-Haldane-Kinetik (Gl. (39)) ergibt sich die Substratkonzentration aus

$$S = -\tfrac{1}{2}\left(1 - \frac{\mu_{max}}{D}\right)K_I \pm \sqrt{\tfrac{1}{4}\left(1 - \frac{\mu_{max}}{D}\right)^2 K_I^2 - K_I K_S}. \tag{56}$$

Zellrückhaltung und -rückführung

Durch Ausscheiden von Polymeren (meist Exopolysaccharide) vermögen Mikroorganismen an Wandungen und festen Oberflächen zu haften (Immobilisierung). Dies führt in vielen Prozessen durch Ausbildung von Biofilmen zu einer gewünschten Rückhaltung an Biomasse. Das unkontrollierte

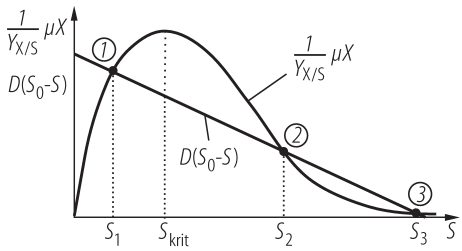


Bild 17. Substratverbrauchs- und Substratzufuhrrate bei kontinuierlichem Betrieb mit Substratüberschußhemmung

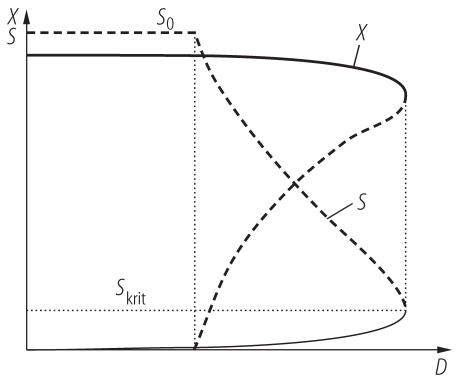


Bild 18. Zelldichte und Substratkonzentration bei kontinuierlichem Betrieb mit Substratüberschußhemmung ($S \leq S_{krit}$: stabiler Betriebszustand)

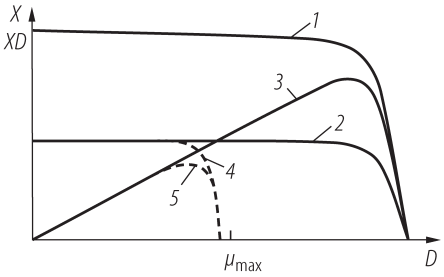


Bild 19. Zelldichte und Produktivität eines Bioreaktors bei kontinuierlicher Kultivierung mit Rückführung der Biomasse *1–3* und ohne *4*, *5*. *1* Zelldichte im Bioreaktor, *2* Zelldichte im Auslauf, *3* Produktivität *XD*, *4* Zelldichte ohne Rückführung, *5* Produktivität ohne Rückführung

und zufällige *Wandwachstum* führt dagegen zu unerwünschten Ablagerungen. In den Bilanzgleichungen für Biomasse, Substrat und Produkt (Gln. (44), (48) und (49)) läßt sich das Wandwachstum durch Einführen einer (zusätzlichen) immobilisierten Zellmasse berücksichtigen.

Über *Immobilisierung* (Trägerfixierung von Zellen) und über externe oder interne *Zellabtrennung* (Sedimentation, Flotation, Zentrifugation, Filter) lassen sich Zellen rückhalten oder rückführen, so daß die Verweilzeit der Biomasse im System von der Verweilzeit der Flüssigkeit entkoppelt und somit die Biomassekonzentration erhöht wird.

Aus den Bilanzgleichungen eines Reaktors mit Zellrückführung ergeben sich stationäre Zustände, bei denen die Durchflußrate D sehr viel größer ist als die spezifische Wachstumsrate μ, und auch Zustände $D > \mu_{max}$ können realisiert werden (**Bild 19**).

6.6.5 Fed-Batch-Kultivierung. Fed-batch cultivation

Oft ist es hilfreich, bestimmte Komponenten der Nährlösung während des Verlaufs der Kultivierung im Batchbetrieb nachzuspeisen (*Fed-Batch-Kultivierung*):

- Zugabe von Precursor (Vorstufen des Produkts),
- Einhalten niedriger Nährstoffniveaus, wenn Substratüberschußhemmung vorliegt,
- Nachspeisen von Substrat zur Erzielung hoher Zelldichten (Hochzelldichtefermentation),
- Einhalten niedriger Konzentrationen von leicht metabolisierbaren Kohlenstoffquellen, beispielsweise Glucose (Vermeidung der sog. Katabolit-Repression),
- Aufrechterhalten einer Batch-Kultivierung über längere Zeiträume.

Wird das Nährmedium kontinuierlich zugegeben, ohne daß Kulturflüssigkeit abfließt, ergibt sich eine der Bilanzgleichung des Chemostaten formal identische Bilanzgleichung für die Biomasse, vgl. Gl. (44) mit $X_0 = 0$:

$$\frac{dX}{dt} = \mu X - D_{(t)} X. \tag{57}$$

In der *Verdünnungsrate* einer Fed-Batch-Kultivierung, die hier der Durchflußrate in kontinuierlicher Kultivierung, Gl. (43), formal entspricht, sind jedoch das Volumen und im allgemeinen auch der Feed-Volumenstrom nicht konstant sondern zeitveränderlich:

$$D_{(t)} \equiv \frac{\dot{V}_{F(t)}}{V_{(t)}}. \tag{58}$$

Unter Berücksichtigung der zeitlich variablen Verdünnungsrate gelten die Gesetzmäßigkeiten der kontinuierlichen Kultivierung formal auch für die Fed-Batch-Kultivierung.

6.6.6 Zellerhaltung. Maintenance of cells

In den meisten Fällen, in denen eine Wachstumslimitierung durch die Kohlenstoffquelle auftritt, ist der Zellertragskoeffizient $Y_{X/S}$ (vgl. Gl. (28)) von der spezifischen Wachstumsrate μ abhängig, da energielieferndes Substrat außer zur Synthese von Zellmaterial zusätzlich für die Erhaltung der Zellstruktur verbraucht wird.

Der Gesamtverbrauch an Substrat läßt sich nach einem Ansatz von Pirt (1965) additiv aus den Anteilen für Wachstum und Zellerhaltung ermitteln:

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{\mu X}{(Y_{X/S})_W} - mX = -\frac{\mu X}{Y_{X/S}}. \tag{59}$$

Hierin ist m der Zellerhaltungskoeffizient, $Y_{X/S}$ der wachstumsabhängige Zellertragskoeffizient inklusive Zellerhaltung und $(Y_{X/S})_W$ ein von μ unabhängig angenommener Zellertragskoeffizient. Der Ansatz Gl. (59) erfüllt die Annahme, daß der Zellerhaltungsstoffwechsel proportional zur Zelldichte und unabhängig von der spezifischen Wachstumsrate ist. $(Y_{X/S})_W$ und m lassen sich experimentell bestimmen über die Auftragung von

$$\frac{1}{Y_{X/S}} = \frac{1}{(Y_{X/S})_W} + m\frac{1}{\mu}. \tag{60}$$

Die *Bilanzgleichung für das Substrat in kontinuierlicher Kultivierung* (vgl. Gl. (48)) lautet bei Berücksichtigung des Substratverbrauchs für Zellerhaltung:

$$\frac{dS}{dt} = D(S_0 - S) - \frac{\mu X}{(Y_{X/S})_W} - mX \tag{61}$$

Bei der Auftragung der stationären Werte für die Zelldichte über der Durchflußrate (**Bild 20**) wird deutlich, daß mit abnehmender Durchflußrate (d. h. wegen $\mu = D$ abnehmender spezifischer Wachstumsrate) der relative Anteil des Substratverbrauchs für den Erhaltungsstoffwechsel größer wird, und die Zelldichte mit abnehmender Durchflußrate deswegen sinken muß, um den Erhaltungsstoffwechsel aufrecht zu halten (vgl. hierzu auch **Bild 16**).

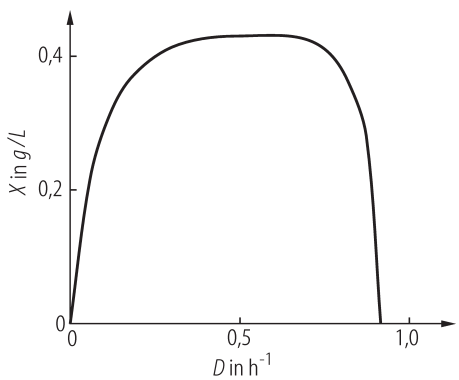


Bild 20. Kontinuierliche Kultivierung mit Erhaltungsstoffwechsel

O | Maschinendynamik
Machine dynamics

P. W. Gold, Aachen, und **R. Nordmann**, Darmstadt
Kapitel O1 basiert auf den Ausführungen von K. H. Küttner

Allgemeine Literatur

zu O 1 Kurbelbetrieb, Massenkräfte und -momente

Bücher: *Haffner, K. E.; Mass, H.:* Theorie der Triebwerksschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. In *List, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 3. Wien: Springer 1984. – *Haffner, K. E.; Mass, H.:* Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. In *List, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 4. Wien: Springer 1985. – *Holzweissig, F.; Dresig, H.:* Lehrbuch der Maschinendynamik, 2. Aufl. Wien: Springer 1982. – *Küttner, K. H.:* Kolbenmaschinen, 5. Aufl. Stuttgart: Teubner 1984. – *Lang, O. R.:* Triebwerke schnellaufender Verbrennungsmotoren, Konstruktionsbücher, Bd. 22. Berlin: Springer 1966. – *Maas, H.; Klier, H.:* Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. In: *List, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 2. Wien: Springer 1981. – *Ziegler, G.:* Maschinendynamik. München: Hanser 1977.

zu O 2 Schwingungen

Bücher: *Biezeno, C. B.; Grammel, R.:* Technische Dynamik, 2. Aufl., Bd. 2. Berlin: Springer 1953. Reprint 1971. – *Klotter, K.:* Technische Schwingungslehre, Bd. 1, 3. Aufl. u. Bd. 2, 2. Aufl. Berlin: Springer 1981 u. 1960. – *Profos, P.:* Einführung in die Systemdynamik. Stuttgart: Teubner 1982.

zu O 3 Maschinenakustik

Bücher: *Heckl, M.; Müller, H. A.* (Hrsg.): Taschenbuch der Technischen Akustik. Berlin: Springer 1994. – *Kurtze, G.; Schmidt, H.; Westphal, W.:* Physik und Technik der Lärmbekämpfung, 2. Aufl. Karlsruhe: Braun 1975. – *Schirmer, W.* u. a.: Lärmbekämpfung. Berlin: Tribüne 1971. – *Schmidt, H.* : Schalltechnisches Tagebuch. Düsseldorf: VDI-Verlag 1976. – *VDI-Berichte 239:* Lärmarm Konstruieren. Düsseldorf: VDI-Verlag 1975.

Normen und Richtlinien: Akustik, Grundbegriffe. – *DIN 45 635:* Geräuschmessung an Maschinen. – *DIN EN ISO 9614-1:* Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen, Teil 1: Messungen an diskreten Punkten. Berlin: Beuth 1995. – *DIN EN ISO 9614-2:* Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen, Teil 2: Messungen mit kontinuierlicher Abtastung. Brüssel: CEN 1996. – *VDI 3720 Blatt 1 bis Blatt 8:* Lärmarm Konstruieren.

---

1 Kurbeltrieb, Massenkräfte und -momente, Schwungradberechnung
Crank mechanism, forces and moments of inertia, flywheel calculation

K. H. Küttner, Berlin
Überarbeitet von **R. Nordmann**, Darmstadt

Die vom Medium am Kolben und von den Massen der Triebwerksteile erzeugten Kräfte und Momente dienen zur Berechnung der Maschine einschließlich Triebwerk, der Gleichförmigkeit ihres Gangs, der Drehschwingungen [1] der Kurbelwelle (s. **O 2**), der Massenwirkungen in der Umgebung und von Resonanzerscheinungen [2].

1.1 Drehkraftdiagramm von Mehrzylindermaschinen
Graph of torque fluctuations in multicylinder reciprocating machines

Einfluß hierauf haben die Bauart der Maschine, der Versatz ihrer Kurbeln, die oszillierenden Triebwerksmassen und der Druck des Mediums im Zylinder sowie die Zündfolge [3] bei Motoren.

Druckverlauf. Der Druckverlauf wird als $p = f(\varphi)$ dem Kathodenstrahloszillogramm (**P 4 Bild 43**) oder als $p = f(x)$ dem Indikatordiagramm (**P 1 Bild 2**) entnommen [4]. Hierbei dient der dimensionslose Wert (s. **P 1** Gl. (21))

$$\xi = \frac{x}{r} = 1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin^2\varphi + \frac{\lambda^3}{8}\sin^4\varphi + \ldots \qquad (1)$$

der Umrechnung des Kolbenwegs x in den Kurbelwinkel $\varphi = \omega t$, wofür meist die ersten drei Glieder genügen.

Drehmoment. Die Kolbenkraft $F_{K(\varphi)}$ setzt sich aus der Gasdruckkraft F_s und der Massenkraft F_o zusammen (nach **P 1.3.3**). Sie bestimmt zusammen mit der Kinematik des Kurbeltriebs das Drehmoment eines Triebwerks

$$M_d = F_T(\varphi) r = F_K(\varphi) \cdot r \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi}} \right) \qquad (2)$$

mit der Periode $\varphi_A = 360° a_T$ ($a_T = 2$ beim Viertaktmotor, sonst $a_T = 1$), F_T Tangentialkraft und den Nullstellen nach **P 1.3.3**. Bei steigender Drehzahl entlasten die Massenkräfte zunächst die Gaskräfte, um sie dann später zu übersteigen, was sich auch auf die Drehmomentenschwankungen auswirkt (s. **P 1 Bild 10**).

Gesamtmoment. Das Gesamtmoment für eine Maschine mit mehreren Zylindern (Anzahl z) ergibt sich durch phasengerechte Überlagerung der Drehmomente der Einzeltriebwerke (Gl. (2)). Dabei ist zu berücksichtigen, welche Bauart (Reihenmaschine, V-Maschine) vorliegt, wie der Kurbelversatz ist und ob alle Kolben gleich sind.
Bei Reihenmaschinen beträgt es

$$M_{d\,ges} = \sum M_d[\varphi + (K-1)\varphi_p]. \qquad (3)$$

Bei einer Periode $\varphi_p = \varphi_A / z$, also dem Winkel zwischen zwei Kurbeln, wiederholt sich das Gesamtmoment. Dabei nehmen die Momentenschwankungen mit zunehmender Zylinderzahl ab.

Bild 1 zeigt Drehmomentendiagramme für verschiedene Verdichter und Motoren. Beim einstufigen W-Verdichter erkennt man deutlich die Überlagerung der drei Einzelmomente M_{d_1}, M_{d_2}, M_{d_3} zum Gesamtmoment $M_{d\,ges}$ (**Bild 1 a**). Dargestellt

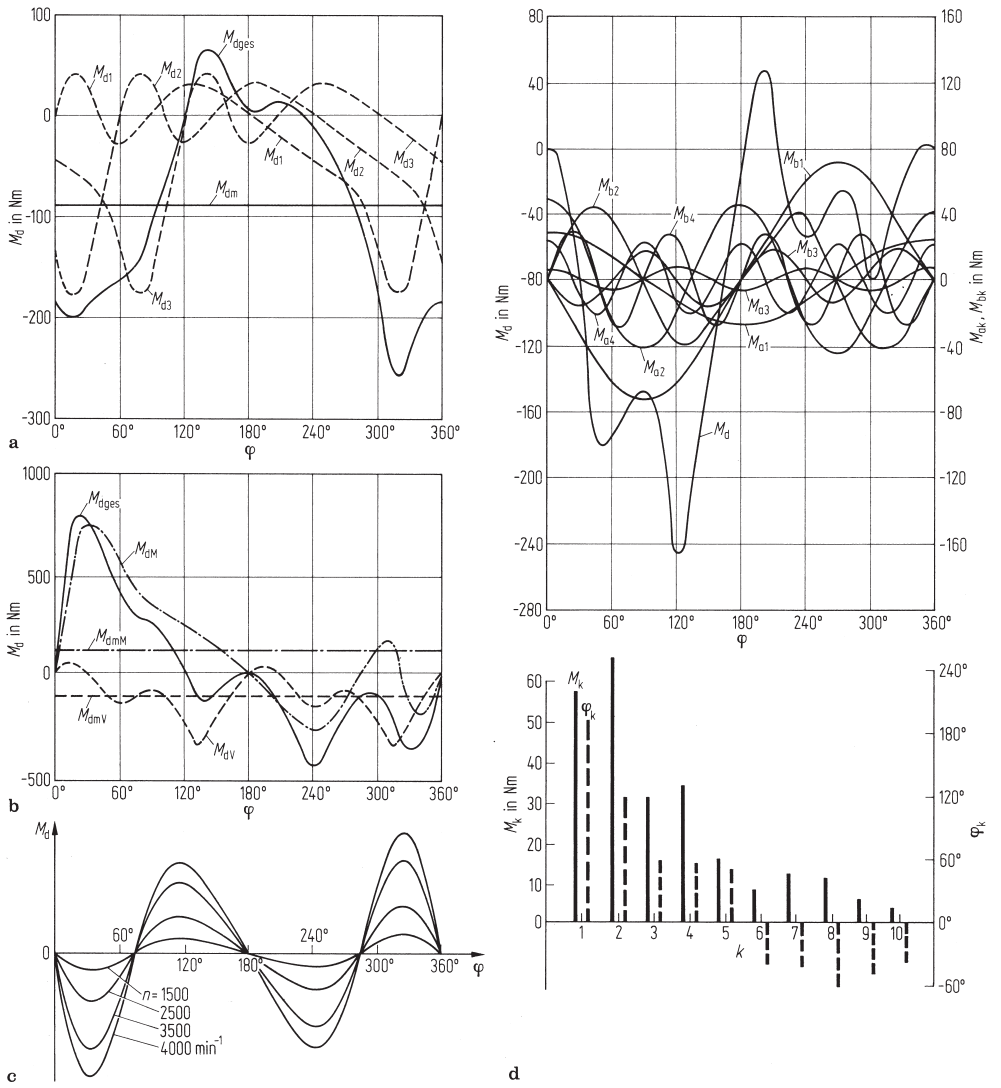


Bild 1 a–d. Drehmomentendiagramme. **a** Einstufiger W-Verdichter $\gamma_F = 60°$; **b** Viertaktmotor M mit einstufigen Kolbenverdichter V mit je zwei Zylindern in Reihe, $M_{dmM} = -M_{dmV}$, $\varphi_{PM} = \varphi_{PV}$; **c** Zweitaktmotor beim Leerlauf; **d** harmonische Analyse des Moments eines zweistufigen Verdichters mit Spektrum der Momentenamplituden und ihrer Phasenwinkel $M_k = \sqrt{M_{ka}^2 + M_{kb}^2}$ bzw. $\tan \varphi_k = M_{ak}/M_{bk}$

ist auch das mittlere Drehmoment M_{dm}. Bei der Kupplung von Kraft- und Arbeitsmaschinen sind beide Drehmomente zu berücksichtigen (**Bild 1 b**). Für Schwingungsuntersuchungen ist eine harmonische Analyse des Drehmomentenverlaufs vorzunehmen (**Bild 1 d**). Hier bedeuten die M_{ak} bzw. die M_{bk} die cos- bzw. sin-Glieder der Fourierreihe.

Mittleres Moment. Es beträgt

$$M_{dm} = \frac{1}{\varphi_P} \int_0^{\varphi_P} M_{d\,ges}\, d\varphi \tag{4}$$

und wird durch Integration von $M_{d\,ges}$ über eine Periode ermittelt. Im Beharrungszustand ist es dem Mittelwert der angekuppelten Maschine gleich und von den Massenkräften unabhängig.

Schwungrad. Ein Schwungrad hat die Aufgabe, Abweichungen des Moments $(M_d - M_{dm})$ so aufzunehmen, daß die Ungleichförmigkeit der Drehbewegung möglichst gering bleibt. Die ausgetauschte Energie im Winkelbereich φ_k bis φ_{k+1} ist (**Bild 2**)

$$W_s = \int_{\varphi_k}^{\varphi_{k+1}} (M_d - M_{dm})\, d\varphi. \tag{5}$$

Dabei treten die φ_k bzw. φ_{k+1} an den Stellen auf, wo $M_d = M_{dm}$ ist.

Trägheitsmoment. Aus dem Energiesatz folgt mit $W_{s\max} = J(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)/2$, dem Mittelwert $\omega_m = (\omega_{max} + \omega_{min})/2$ und dem Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_m$ nach **Tab. 1**.

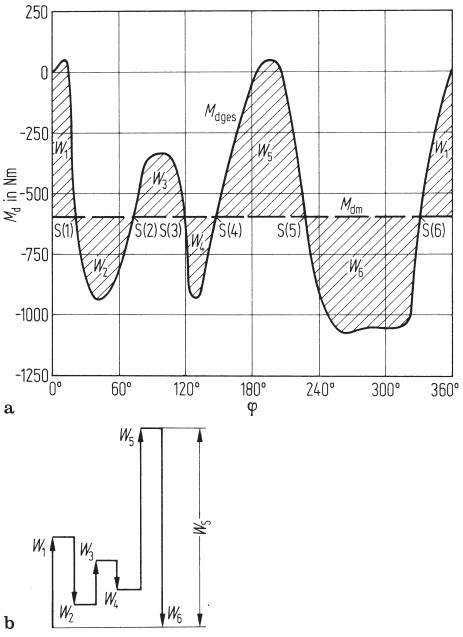


Bild 2a, b. Ermittlung des Arbeitsvermögens. **a** Drehmoment; **b** Energieverlauf

Tabelle 1. Anhaltswerte für Ungleichförmigkeitsgrade

Schiffspropeller	1/30
Pumpen und Gebläse	1/30 ... 1/50
Werkzeugmaschinen	1/50
Kolbenverdichter	1/50 ... 1/100
Fahrzeugmotoren	1/150 ... 1/300
Generatoren:	
– Drehstrom	1/125 ... 1/300
– Gleichstrom	1/100 ... 1/200

$$J = \frac{W_{s\max}}{\delta\omega_m^2} = \frac{W_{s\max}}{4\pi^2\delta n^2} \tag{6}$$

mit $W_{s\max}$ kinetischer Energie und n Drehfrequenz. Es umfaßt auch die Anteile der angekuppelten Maschine und der Triebwerke und ist vom Schwungrad aufzubringen, das ebenfalls der Regelung dient [5]. Anhaltswerte für Viertaktmotoren [6] folgen mit der indizierten Leistung P_i und der Konstanten k nach **Tab. 2** aus

$$J = k\frac{P_i}{\delta(n/100)^3}. \tag{7}$$

Bei gleicher Leistung nimmt also das Trägheitsmoment mit der dritten Potenz der Drehzahl, der Zylinderzahl und dem Ungleichförmigkeitsgrad ab.

Auslegung. Das Schwungrad (**Bild 3**) besteht aus k-Scheiben mit der Breite b_k, dem Außen- bzw. Innendurchmesser D_k und d_k und hat die Dichte ϱ. Seine Masse bzw. sein Trägheitsmoment beträgt also

$$\begin{aligned} m_s &= \frac{\pi}{4}\varrho\sum(D_k^2 - d_k^2)b_k \\ J &= \frac{1}{8}\sum m_k(D_k^2 + d_k^2) = \frac{\pi}{32}\varrho\sum(D_k^4 - d_k^4)b_k, \end{aligned} \tag{8}$$

wobei $D_{k+1} = d_k$ ist.

Tabelle 2. Konstante k in kgm ^{2}/(KW min^3) für Viertaktmotoren

Zylinderzahl	1	2	3	4	5	6	7
Dieselmotor	17,5	7,2	4,3	0,92	1,63	0,54	0,7
Ottomotor	6,0	2,5	1,3	0,5	0,24	0,12	–

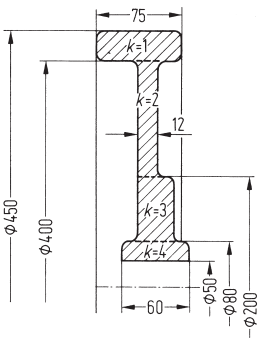


Bild 3. Scheibenschwungrad

Hiernach hat der äußere Kranz den größten Einfluß und nimmt etwa 90% des Trägheitsmoments bei Scheiben- und 95% bei Speichenschwungrädern [7, 8] auf. Zur besseren Materialausnutzung soll der äußere Durchmesser so groß sein, wie es die Fliehkraftspannungen zulassen. Die Grenzen liegen bei den Umfangsgeschwindigkeiten $u = 50$ m/s bei Grauguß- und $u = 75$ m/s bei Stahlgußrädern.

1.2 Massenkräfte und Momente

Forces and moments of inertia

Bei den Massenkräften eines Triebwerks unterscheiden wir Kräfte, die sich aus Drehbewegungen ergeben, und Kräfte, die aus translatorischen Bewegungen resultieren. Es sind dies die rotierenden Kräfte $F_r = m_r r\omega^2$ bzw. die in der Zylinderachse wirkenden Kräfte I. und II. Ordnung $F_I = m_o r\omega^2\cos\varphi = P_I\cos\varphi$ und $F_{II} = \lambda P_I\cos 2\varphi$ nach P1 Gl. (36), wobei die höheren Harmonischen vernachlässigt wurden. Bei Mehrzylindermaschinen müssen die resultierenden Kräfte und Momente durch vektorielle Addition gebildet werden. Die Addition erfolgt gemäß der Stellung der Kurbeln und der Lage der Mittellinien. Bei Motoren sind die Massen m_r und m_o der Triebwerke nach **P1**, die Zylinderabstände a und die Differenz $\Delta\alpha_k$ des Kurbelversatzes konstant und ihre Schwerelinie SS liegt in der Kurbelwellenmitte, **Bild 4**. Die Kräfte und Momente verursachen Schwingungen in Triebwerk und Maschine [11], insbesondere Torsionsschwingungen der Kurbelwelle [12].

1.2.1 Analytische Verfahren

Methods of coordinate geometry

Reihenmaschinen. Der Abstand h_k und der Versatz α_k der k-Kurbel von z-Zylindern beträgt mit der Taktzahl a_T (**Bild 4a**)

$$\alpha_k = (n-1)360°a_T/z, \quad h_k = [0{,}5(z+1) - k]a = \nu_k a, \tag{9}$$

wobei $\nu_k = 0{,}5(z+1) - k$ und a Zylinderabstand. Der Zähler $k = 1$ bis z bezeichnet die Triebwerke längs der Kurbelwelle von der Kupplung ab, und der Zähler $n = 1$ bis z bestimmt den Winkel α_k und rechnet in der Drehrichtung.

Rotierende Momente. Zur Ermittlung der Momente M_{rx}, M_{ry} werden die Komponenten $F_r\sin(\varphi+\alpha_k)$, $F_r\cos(\varphi+\alpha_k)$ der rotierenden Kräfte mit dem jeweiligen Hebelarm h_k multipliziert und aufaddiert.

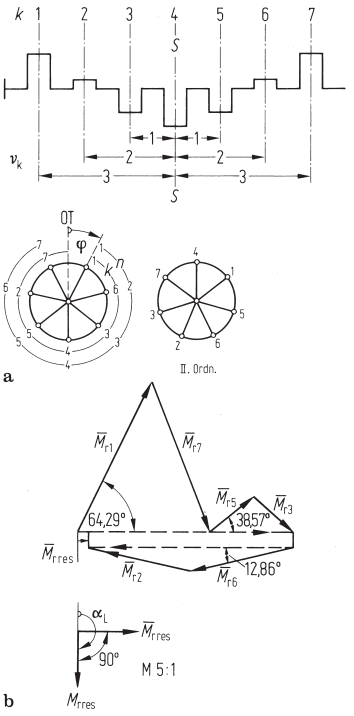


Bild 4 a, b. 7-Zylinder-Reihenmotor. **a** Kurbelschema mit Stern I. und II. Ordnung; **b** vektorielle Ermittlung des resultierenden rotierenden Moments

$$M_{rx} = F_r \sum h_k \sin(\varphi + \alpha_k) \quad \text{und}$$

$$M_{ry} = F_r \sum h_k \cos(\varphi + \alpha_k).$$

Mit den dimensionslosen Konstanten

$$c_{r1} = \sum v_k \cos\alpha_k \quad \text{und} \quad c_{r2} = \sum v_k \sin\alpha_k \tag{10}$$

folgt daraus für die Resultierende und ihren Lagewinkel

$$M_{rres} = \sqrt{M_{rx}^2 + M_{ry}^2}, \quad \tan\chi = M_{rx}/M_{ry} = c_{r2}/c_{r1} \tag{11}$$

bzw. mit $c_r = \sqrt{c_{r1}^2 + c_{r2}^2}$

$$M_{rres} = F_r\, a\, c_r \quad \text{und} \quad \alpha_L = 90° + \varphi + \chi. \tag{12}$$

Momente m-ter Ordnung. Mit den Kraftamplituden $P_{mk} = F_{mk}/\cos(m\varphi)$ nach P1 Gl. (35) die in den Zylindermittellinien wirken, gilt analog zum obigen Ansatz

$$M_{mres} = \sum P_{mk} h_k \cos m(\varphi + \alpha_k).$$

Das Maximum folgt hieraus mit $dM_{mres}/d\varphi = 0$

$$\tan m\varphi = -\sum P_m h_k \sin m\alpha_k / \sum P_m h_k \cos m\alpha_k, \tag{13}$$

wobei der Winkel φ für seine Berechnung und Richtung maßgebend ist. Sind die Kolben, also die Kräfte P_{mk} gleich, so ergibt sich mit den Konstanten

$$c_{m1} = \sum v_k \cos m\alpha_k \quad \text{und} \quad c_{m2} = \sum v_k \sin m\alpha_k \tag{14}$$

für den Momentanwert der Momente bzw. ihr Maximum mit

$$\begin{aligned} c_m &= \sqrt{c_{m1}^2 + c_{m2}^2}, \\ M_{mres} &= P_m a (c_{m1}\cos m\varphi - c_{m2}\sin m\varphi), \\ M_{mmax} &= P_m\, a\, c_m. \end{aligned} \tag{15}$$

Sie treten auf bei dem Kurbelwinkel

$$\varphi = \arctan(-c_{m2}/c_{m1})/m. \tag{16}$$

Hierbei ist $c_{I1} = c_{r1}$ und $c_{I2} = c_{r2}$.

Kräfte. Für sie gilt in Gln. (9) und (14) $h_k = a v_k = 1$. Damit folgt für ihre Konstanten

$$k_{m1} = \sum \cos m a_k \quad \text{und} \quad k_{m2} = \sum \sin m a_k. \tag{17}$$

Günstige Kurbelfolgen. Die Kräfte verschwinden, wenn die Kurbelsterne m-ter Ordnung mit den Winkeln $m\alpha_k$ (**Bild 4 a**) symmetrisch sind. Zweitaktmaschinen (**Bild 5**) haben die kleinsten Momente, wenn ihr Kurbelstern I. Ordnung in der Reihenfolge 1, z, 2, $z-1$, n, $n(z-n+1)$ durchlaufen wird [9, 13]. In Viertaktmaschinen heben sich die Momente auf, wenn bei je zwei Kurbeln der Winkel α_k und der Betrag ihrer Hebelarme h_k gleich sind.

V-Maschinen. Beim Zweizylinder-Motor bilden die um eine Schubstangenbreite versetzten Mittellinien der Triebwerke A und B den Gabelwinkel $\gamma = \varphi_A + \varphi_B$, **Bild 6**. Die vertikalen bzw. horizontalen Komponenten der Kraft I. Ordnung betragen dann, da $\varphi_A = \gamma/2 + \varphi_k$ und $\varphi_B = \gamma/2 - \varphi_k$ ist, mit $F_{IA} = P_{IA}\cos\varphi_A$ und $F_{IB} = P_{IB}\cos\varphi_B$

$$F_{Ix} = (F_{IA} - F_{IB})\sin(\gamma/2)$$

und

$$F_{Iy} = (F_{IA} + F_{IB})\cos(\gamma/2).$$

Ihre Resultierende und deren Lagewinkel sind damit

$$F_I = \sqrt{F_{Ix}^2 + F_{Iy}^2} \quad \text{bzw.} \quad \tan\alpha_I = F_{Ix}/F_{Iy}. \tag{18}$$

Für gleiche Kolbenmassen wird dann mit $P_{IA} = P_{IB} = P_I$

$$F_{Ix} = 2P_I \sin^2(\gamma/2)\sin\varphi_k$$

und

$$F_{Iy} = 2P_I \cos^2(\gamma/2)\cos\varphi_k. \tag{19}$$

Bei $\gamma = 90°$ folgt aus Gln. (18) und (19) $F_I = P_I$ und $\alpha_I = \varphi$. Die Kräfte I. Ordnung sind durch Gegengewichte an den Wangen ausgleichbar. Ihre Extremwerte treten bei $\cos\varphi = 1$ bzw. 0 auf und stellen die Halbachsen der Ellipsen nach Gl. (19) dar und betragen hiernach

$$F_{Ia} = 2P_I\cos^2(\gamma/2) \quad \text{und} \quad F_{Ib} = 2P_I\sin^2(\gamma/2). \tag{20}$$

Sie liegen vertikal bzw. horizontal und für $\gamma < 90°$ ist F_{Ia} das Maximum und F_{Ib} das Minimum (s. **Tab. 3**). Für die Kräfte II. Ordnung gilt dann, mit den Komponenten $F_{IIA} = P_{IIA}\cos 2\varphi_A$ und $F_{IIB} = P_{IIB}\cos 2\varphi_B$

$$F_{IIx} = (F_{IIA} - F_{IIB})\sin(\gamma/2)$$

und

$$F_{IIy} = (F_{IIA} + F_{IIB})\cos(\gamma/2)$$

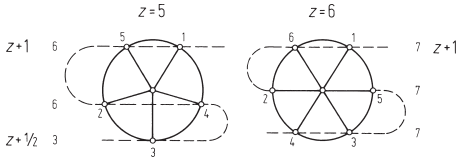


Bild 5. Günstige Kurbelfolgen für Zweitaktmotoren mit gerader und ungerader Zylinderzahl

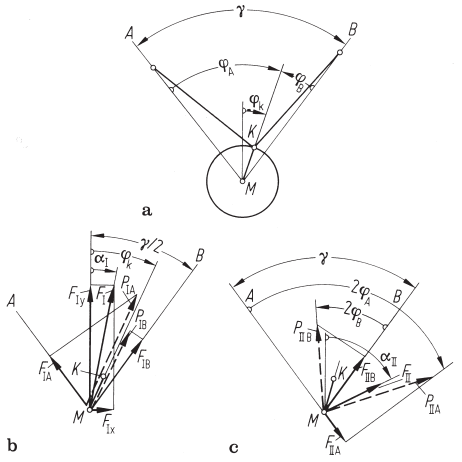


Bild 6a–c. V-Maschine. **a** Anordnung der Triebwerke; **b** Ermittlung der Kraft I. Ordnung aus den Komponenten; **c** vektorielle Ermittlung der Kraft II. Ordnung

Tabelle 3. Extremwerte der Massenkräfte von V-Maschinen $P_\mathrm{I} = m_\mathrm{o} r\omega^2$ und $P_\mathrm{II} = \lambda P_\mathrm{I}$

γ in °	$F_\mathrm{Ia}/P_\mathrm{I}$	$F_\mathrm{Ib}/P_\mathrm{I}$	$F_\mathrm{IIa}/P_\mathrm{II}$	$F_\mathrm{IIb}/P_\mathrm{II}$
30	1,867	0.134	1,673	0,259
45	1,707	0,293	1,307	0,541
60	1,50	0,50	0,866	0,866
75	1,259	0,741	0,411	1,176
90	1,0	1,0	0	1,414
120	0,5	1,50	0,5	1,50
180	0,0	2,0	0	0

mit den Resultierenden und Lagewinkel $F_\mathrm{II} = \sqrt{F_\mathrm{IIx}^2 + F_\mathrm{IIy}^2}$ und $\tan\alpha_\mathrm{II} = F_\mathrm{IIx}/F_\mathrm{IIy}$. Bei gleichen Kolbenmassen gilt

$$F_\mathrm{IIx} = 2P_\mathrm{II}\sin(\gamma/2)\sin\gamma\sin 2\varphi_\mathrm{k},$$
$$F_\mathrm{IIy} = 2P_\mathrm{II}\cos(\gamma/2)\cos\gamma\cos 2\varphi_\mathrm{k}. \qquad (21)$$

Ihre Extremwerte, die bei $\cos 2\varphi_\mathrm{k} = 1$ bzw. 0 auftreten, sind

$$F_\mathrm{IIa} = 2P_\mathrm{II}\cos(\gamma/2)\cos\gamma$$

und

$$F_\mathrm{IIb} = 2P_\mathrm{II}\sin(\gamma/2)\sin\gamma. \qquad (22)$$

Hierbei ist F_IIa das Maximum und F_IIb das Minimum, wenn $\gamma < 60°$ ist (s. **Tab. 3**).
Die rotierenden Kräfte folgen aus P1

$$F_\mathrm{r} = m_\mathrm{rV} r\omega^2 \quad \text{mit} \quad m_\mathrm{rV} = m_\mathrm{rKW} + 2m_\mathrm{rSt}. \qquad (23)$$

V-Reihenmaschinen, Bild 7. Bei gleichen Kolbenmassen betragen die Komponenten der Momente I. Ordnung nach Gln. (15) und (20) mit $c_\mathrm{I1} = c_\mathrm{r1}$ und $c_\mathrm{I2} = c_\mathrm{r2}$

$$M_\mathrm{Ix} = 2P_\mathrm{I}a\sin^2(\gamma/2)(c_\mathrm{r1}\sin\varphi + c_\mathrm{r2}\cos\varphi),$$
$$M_\mathrm{Iy} = 2P_\mathrm{I}a\cos^2(\gamma/2)(c_\mathrm{r1}\cos\varphi - c_\mathrm{r2}\sin\varphi). \qquad (24)$$

Für die Momente II. Ordnung gilt dann mit Gl. (15) mit $m = \mathrm{II}$

$$M_\mathrm{IIx} = 2P_\mathrm{II}a\sin\gamma\sin(\gamma/2)(c_\mathrm{I1}\sin 2\varphi + c_\mathrm{I2}\cos 2\varphi),$$
$$M_\mathrm{IIy} = 2P_\mathrm{II}a\cos\gamma\cos(\gamma/2)(c_\mathrm{I1}\cos 2\varphi - c_\mathrm{I2}\sin 2\varphi). \qquad (25)$$

Resultierende und Lagewinkel ergeben sich aus Gl. (11). Die Extremwerte der Momente I. Ordnung folgen mit $c_\mathrm{r} = \sqrt{c_\mathrm{r1}^2 + c_\mathrm{r2}^2}$

$$M_\mathrm{Ia} = 2P_\mathrm{I}ac_\mathrm{r}\cos^2(\gamma/2) \text{ und } M_\mathrm{Ib} = 2P_\mathrm{I}ac_\mathrm{r}\sin^2(\gamma/2). \qquad (26)$$

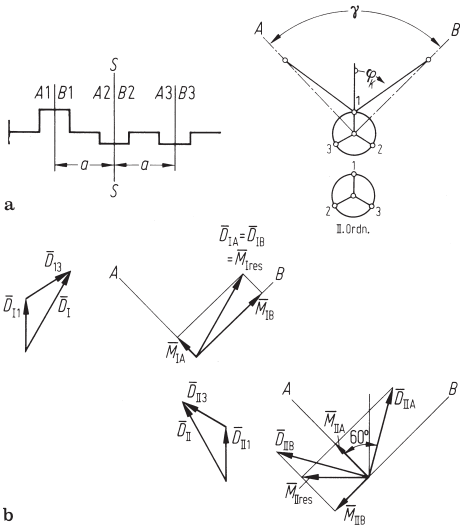


Bild 7a, b. V-Reihenmaschinen. **a** Schematischer Aufbau und Momente I. Ordnung; **b** Kurbelstern II. Ordnung mit Momenten

Für die Momente II. Ordnung gilt dann mit c_I1 und c_I2 nach Gl. (17) und mit $c_\mathrm{II} = \sqrt{c_\mathrm{I1}^2 + c_\mathrm{I2}^2}$

$$M_\mathrm{IIa} = 2P_\mathrm{II}ac_\mathrm{II}\cos\gamma\cos\gamma/2$$

und

$$M_\mathrm{IIb} = 2P_\mathrm{II}ac_\mathrm{II}\sin\gamma\sin(\gamma/2). \qquad (27)$$

Die rotierenden Momente werden wie bei der Reihenmaschine berechnet. **Tab. 4** zeigt die Massenkräfte und Momente der wichtigsten Motorenbauarten.

Beispiel: Massenkräfte und Momente eines Motors mit der Kurbelfolge 1, 6, 3, 4, 5, 2, 7 in einfacher bzw. in V-Reihenbauart mit 60° bzw. 90° Gabelwinkel.

Reihenmotor. Der Kurbelversatz und die Hebelarme betragen bei $z = 7$ Zylindern nach Gl. (9) und **Bild 4**

$$\alpha_\mathrm{k} = (n-1)51{,}43° \quad \text{und} \quad \nu_\mathrm{k} = h_\mathrm{k}/a = 4 - k.$$

Der Kurbelwinkel ist $\varphi = 51{,}43°/2 = 25{,}72°$. Aus der mit diesen Werten ermittelten **Tab. 5** folgt mit Gln. (10) und (17) $c_\mathrm{r1} = 0{,}1160$ und $c_\mathrm{r2} = 0{,}2407$ bzw. $c_\mathrm{r} = 0{,}2672$ und $k_\mathrm{r1} = k_\mathrm{r2} = 0$. Damit gilt für das resultierende bzw. das maximale Moment I. Ordnung

$$M_\mathrm{rres}/(F_\mathrm{r}a) = M_\mathrm{Ires}/(P_\mathrm{I}a) = 0{,}2672.$$

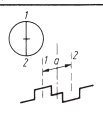
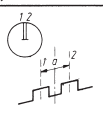
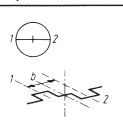
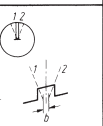
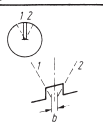
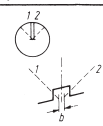
Der Vektor des rotierenden Moments hat nach Gl. (12) mit $\arctan(0{,}2407/0{,}116) = 64{,}28°$ den Lagewinkel

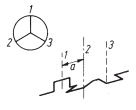
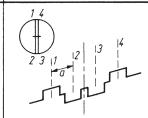
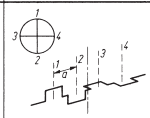
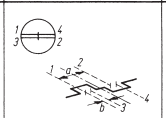
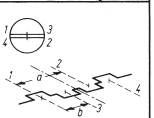
$$\alpha_\mathrm{L} = 90° + 25{,}72° + 64{,}28° = 180°.$$

Das maximale Moment I. Ordnung tritt beim Kurbelwinkel $\varphi = -64{,}26°$ bzw. 115,75° also bei der Drehung der Kurbel *1* um 90° auf. Das Moment ist Null bei $\varphi = 64{,}28°$ bzw. 154,28°. Für das Moment II. Ordnung wird die **Tab. 5** für $2\alpha_\mathrm{k}$ neu berechnet. Nach Gln. (14) folgt hieraus $c_\mathrm{II1} = 0{,}7862$ und $c_\mathrm{II2} = 0{,}6270$, also $c_\mathrm{II} = 1{,}006$ und $k_\mathrm{II1} = k_\mathrm{II2} = 0$. Das Maximum des Moments II. Ordnung ist $M_\mathrm{IIres\,max}/(\lambda P_\mathrm{I}a) = 1{,}006$. Es tritt mit $\arctan(-c_\mathrm{II2}/c_\mathrm{II1}) = 38{,}57°$ bei $\varphi = (90 - 38{,}57)° = 25{,}71°$ d.h. in der gezeichneten Lage auf. Aus einer grafischen Lösung folgt

$$M_\mathrm{r} = 2F_\mathrm{r}a(3\cos 64{,}28° + \cos 38{,}57° - 2\cos 12{,}86°)$$
$$= 0{,}2672F_\mathrm{r}a.$$

Tabelle 4. Freie Massenkräfte und -momente verschiedener Zylinderanordnungen (zusammengestellt nach [3, 6, 11, 12, 16])

Bezeichnung	2 Zylinder Reihe [1,2,3]	2 Zylinder Reihe [1,2,3]	2 Zylinder Boxer [1,2,3]	2 Zylinder 45° V [1*,2,3,4]	2 Zylinder 60° V [1*,2,3,4]	2 Zylinder 90° V [1*,2,3,4]
Kurbelstern I. Ordnung Schemaskizze der Kurbelwelle						
Aufbau der Kurbelwelle	2 Kröpfungen	2 Kröpfungen	2 Kröpfungen	1 Kröpfung	1 Kröpfung	1 Kröpfung
Zündabstände	180° – 540°	360° – 360°	360° – 360°	405° – 315°	420° – 300°	450° – 270°
Freie Kräfte (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 $2P_{II}$	$2P_I$ $2P_{II}$	0 0	v. $1{,}707P_I$; h. $0{,}293P_I$ v. $1{,}31P_{II}$; h. $0{,}34P_{II}$	v. $1{,}5P_I$; h. $0{,}5P_I$ v. und h. $0{,}865P_{II}$	v. und h. $1{,}0P_I$ v. $0P_{II}$; h. $1{,}414P_{II}$
Freie Momente (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	$a \cdot P_I$ 0	0 0	$b \cdot P_I$ $b \cdot P_{II}$	$b \cdot F_I$ $b \cdot F_{II}$	$b \cdot F_I$ $b \cdot F_{II}$	$b \cdot F_I$ $b \cdot F_{II}$
Freie Kräfte höherer Ordnung Freie Momente höherer Ordnung	$2\,(P_{IV}+P_{VI}+\ldots)$ 0	$2\,(P_{IV}+P_{VI}+\ldots)$ 0	0 $b\cdot(P_{IV}+P_{VI}+\ldots)$	$0{,}765P_{IV}$; $0{,}765P_{VI}$ $0{,}765\cdot b\cdot P_{IV}$; $0{,}765\cdot b\cdot P_{VI}$	$\sqrt{3}P_{IV}$ $b\cdot P_{IV}$; $b\cdot\frac{1}{2}\sqrt{3}P_{VI}$	$\sqrt{2}P_{IV}$; $\sqrt{2}P_{VI}$ $b\cdot\frac{1}{2}\sqrt{2}P_{IV}$; $b\cdot\frac{1}{2}\sqrt{2}P_{VI}$
Gegengewichte: übliche Anzahl Größe Aufwand	2 $<(F_r+0{,}5P_I)$ groß	2 $F_r+0{,}5P_I$ groß	2 $<(F_r+0{,}5P_I)$ groß	2 $\frac{1}{2}(F_r+\ldots P_I)$ groß	2 $\frac{1}{2}(F_r+\ldots P_I)$ groß	2 $\frac{1}{2}(F_r+\ldots P_I)$ groß
Drehschwingungen, kritische Drehschwingverhalten	0,5; 1,5; 2; 2,5;… gut	1; 2; 3;… gut	1; 2; 3;… gut	s. [10, 13]	s. [10, 13]	s. [10, 13]
Allgem. dynamisches Verhalten	brauchbar	brauchbar	brauchbar	mäßig	mäßig	brauchbar
Beurteilung	brauchbar	brauchbar	brauchbar	mäßig	mäßig	brauchbar

Bezeichnung	3 Zylinder Reihe [1,2,3,5]	4 Zylinder Reihe [1,2,3]	4 Zylinder Reihe [1,2]	4 Zylinder 2×180° V [1*,2,3,4]	4 Zylinder Boxer [1,2,3]
Kurbelstern I. Ordnung Schemaskizze der Kurbelwelle					
Aufbau der Kurbelwelle	3×120° Kröpfungen	4 Kröpfungen	2×2 um 90° versetzte Kr.	2 Kröpfungen	4 Kröpfungen
Zündabstände	240° – 240°	180° – 180° – 180° – 180°	Z.T. 90° – 90° – 90° – 90°	180° – 180° – 180° – 180°	180° – 180° – 180° – 180°
Freie Kräfte (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 0	0 $4P_{II}$	0 0	0 0	0 0
Freie Momente (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	$\sqrt{3}\cdot a\cdot P_I$ $\sqrt{3}\cdot a\cdot P_{II}$	0 0	$\sqrt{2}\cdot a\cdot P_I$ $4\cdot a\cdot P_{II}$	$a\cdot F_I$ $2b\cdot F_{II}$	0 $2b\cdot P_{II}$
Freie Kräfte höherer Ordnung Freie Momente höherer Ordnung	$3P_{VI}$ $\sqrt{3}\cdot a\cdot P_{IV}$	$4\,(P_{IV}+P_{VI}+\ldots)$ 0	$4P_{IV}$ $4\cdot a\cdot P_{VI}$	0 $2b\cdot F_{IV}$; $2b\cdot F_{VI}$	0 $2b\cdot P_{IV}$; $2b\cdot P_{VI}$
Gegengewichte: übliche Anzahl Größe Aufwand	4 $<(F_r+\frac{1}{2}P_I)$	4 $\ll(F_r+\frac{1}{2}P_I)$ mäßig	4 $F_r+0{,}5P_I$ groß	4 $\frac{1}{2}F_r+\ldots\frac{1}{2}P_I$ mäßig	4 $\ll(F_r+0{,}5P_I)$ klein
Drehschwingungen, kritische Drehschwingverhalten	1,5; 3; 4,5;… gut	2; 4; 6;… mäßig	4; 6; 8;… gut	2; 4; 6;…[10,13] mäßig	2; 4; 6;… gut
Allgem. dynamisches Verhalten	mittel	gut	mäßig	schlecht	gut
Beurteilung	mittel	mittel	mäßig	schlecht	gut

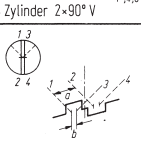
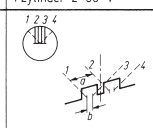
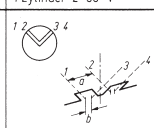
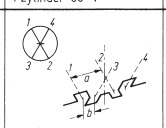
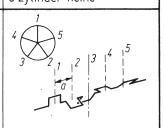
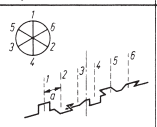
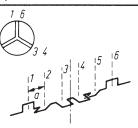
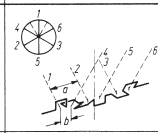
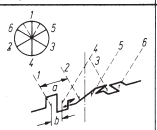
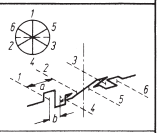
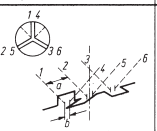
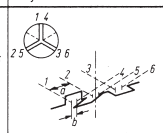
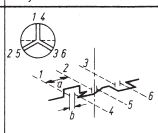
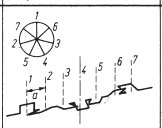
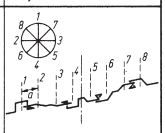
Bezeichnung	4 Zylinder 2×90° V [1*,4,6]	4 Zylinder 2×90° V [1*,3,4,6]	4 Zylinder 2×90° V [1*,3,4,6]	4 Zylinder 60° V [1,3,7]	5 Zylinder Reihe [1,2,3]
Kurbelstern I. Ordnung Schemaskizze der Kurbelwelle					
Aufbau der Kurbelwelle	2 Kröpfungen	2 Kröpfungen	2 Kröpfungen, 90° versetzt	2×120° Kröpfg., 60° versetzt	5×72° Kröpfungen
Zündabstände	90° – 180° – 270° – 180°	90° – 270° – 90° – 270°	180° – 90° – 270° – 180°	180° – 180° – 180° – 180°	5×144°
Freie Kräfte (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 v. $0P_{II}$; h. $2\sqrt{2}P_{II}$	$2F_I$ $2F_{II}$	$\sqrt{2}F_I$ 0	0 $2\sqrt{3}P_{II}$	0 0
Freie Momente (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	$a\cdot F_I$ $2b\cdot F_{II}$	$b\cdot F_I$ 0	$a/2\sqrt{2}F_I$; $b/2\sqrt{2}F_I$ $2a\cdot F_{II}$	$a\cdot P_I$ $b\cdot P_{II}$	$0{,}449\cdot a\cdot P_I$ $4{,}98\cdot a\cdot P_{II}$
Freie Kräfte höherer Ordnung Freie Momente höherer Ordnung	0 $2b\cdot F_{IV}$; $2b\cdot F_{VI}$	$2F_{IV}$; $2F_{VI}$ $b\cdot\sqrt{F_{IV}}$; $b\cdot\sqrt{F_{VI}}$	$2F_{IV}$; $2F_{VI}$ $b\cdot\sqrt{F_{IV}}$; $b\cdot\sqrt{F_{VI}}$	$2\sqrt{3}\,(P_{IV}+P_{VI})$ $b\,(P_{IV}+P_{VI})$	0 $0{,}449\cdot a\cdot P_{IV}$; $0{,}449\cdot a\cdot P_{VI}$
Gegengewichte: übliche Anzahl Größe Aufwand	4 $\frac{1}{2}(F_r+P_I)$ mäßig	4 $\frac{1}{2}F_r+\frac{1}{2}P_I$ klein	4 $\frac{1}{2}F_r+\frac{1}{2}P_I$ klein	4 $F_r+\frac{1}{2}P_I$ klein	5 $F_r+\frac{1}{2}P_I$ mittel
Drehschwingungen, kritische Drehschwingverhalten	0,5; 1,5; 2,5;…[10,13] gut	1; 3; 4; 5;…[10,13] gut	0,5; 1; 1,5; 2,5;…[10,13] gut	2; 4; 6;… mäßig	1; 1,5; 2,5; 3,5; 4;… mäßig
Allgem. dynamisches Verhalten	mäßig	mäßig	mäßig	mäßig	mäßig
Beurteilung	mäßig	mäßig	mäßig	mäßig	mäßig

Tabelle 4. (Fortsetzung)

Bezeichnung	6 Zylinder Reihe [1,2,3]	6 Zylinder Reihe [1,2,3,5]	6 Zylinder 60° V [1*,2,3]	6 Zylinder 60° V [1*,2,3]	6 Zylinder Boxer [1,2,3]
Kurbelstern I. Ordnung Schemaskizze der Kurbelwelle					
Aufbau der Kurbelwelle	6×60° Kröpfungen	6×120° Kröpfungen	6×60° Kröpfungen	3×180° Kröpfg., 120° versetzt	6×180° Kröpfg., 120° versetzt
Zündabstände	120°-120°-180°-120°-120°-60°	6×120°	6×120°	6×120°	6×120°
Freie Kräfte (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 0	0 0	0 0	0 0	0 0
Freie Momente (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 $2\sqrt{3}\cdot a\cdot F_{II}$	0 0	0 $3/2\cdot a\cdot F_{II}$	0 $3/2\cdot a\cdot F_{II}$	0 0
Freie Kräfte höherer Ordnung Freie Momente höherer Ordnung	$6\,P_{VI}$ 0	$6\,P_{VI}$ 0	$3\sqrt{3}\,F_{VI}$ $3/2\cdot a\cdot F_{IV}$; $3/2\cdot b\cdot F_{VI}$	$3\sqrt{3}\,F_{VI}$ $3/2\cdot b\cdot F_{VI}$	0 $3\cdot b\cdot P_{VI}$
Gegengewichte: übliche Anzahl Größe Aufwand	6 $F_r+1/2\,P_I$ mittel	6 $\ll(F_r+1/2\,P_I)$ klein	6 $F_r+1/2\,P_I$ groß	6 $1/2\,F_r+1/2\,P_I$ mittel	6 $<(1/2\,F_r+1/2\,P_I)$ klein
Drehschwingungen, kritische Drehschwingverhalten	1,5; 3; 4,5; 6;... mäßig	3; 6; 9;... gut	3; 6; 9;... mäßig	3; 6; 9;... brauchbar	3; 6; 9;... gut
Allgem. dynamisches Verhalten	mäßig	gut	mäßig	brauchbar	gut
Beurteilung	mäßig	gut	mäßig	brauchbar	gut

Bezeichnung	6 Zylinder 3×90° V [1*,2,3,6]	6 Zylinder 3×120° V [1*,2,3]	6 Zylinder 3×180° V [1*,3,6]	7 Zylinder Reihe [1,2,3]	8 Zylinder Reihe [1,2,3]
Kurbelstern I. Ordnung Schemaskizze der Kurbelwelle					
Aufbau der Kurbelwelle	3 Kröpfungen, 120° versetzt	3 Kröpfungen, 120° versetzt	3 Kröpfungen, 120° versetzt	7×51,43° Kröpfungen	8×90° Kröpfg., 1×45° versetzt
Zündabstände	150°-90°-150°-90°-150°-90°	6×120°	120°-120°-60°-120°-120°-180°	7×102,86°	90°-90°-90°-90°-45°-90°-90°-135°, Zweitakt: 8×45°
Freie Kräfte (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 0	0 0	0 0	0 0	0 0
Freie Momente (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	$\sqrt{3}\cdot a\cdot F_I$ $\sqrt{6}\cdot a\cdot F_{II}$	$1{,}5\sqrt{3}\cdot a\cdot F_I$ $1{,}5\sqrt{3}\cdot a\cdot F_{II}$	$2\sqrt{3}\cdot a\cdot F_I$ 0	$0{,}267\cdot a\cdot P_I$ $1{,}006\cdot a\cdot P_{II}$	$0{,}448\cdot a\cdot P_I$ 0
Freie Kräfte höherer Ordnung Freie Momente höherer Ordnung	$3\sqrt{2}\,F_{VI}$ $\sqrt{6}\cdot a\cdot F_{IV}$; $3/2\sqrt{2}\cdot b\cdot F_{VI}$	$3\,F_{VI}$ $3/2\sqrt{3}\cdot a\cdot F_{IV}$; $3/2\sqrt{3}\cdot b\cdot F_{VI}$	0 $3\cdot b\cdot F_{VI}$	0 $9{,}845\cdot a\cdot P_{IV}$; $0{,}263\cdot a\cdot P_{VI}$	0 $16\cdot a\cdot P_{IV}$
Gegengewichte: übliche Anzahl Größe Aufwand	6 $1/2\,F_r+1/2\,P_I$ mittel	6 $1/2\,F_r+1/2\,P_I$ mittel	6 $<(1/2\,F_r+1/2\,P_I)$ gut	7 $F_r+1/2\,P_I$ groß	8 $(F_r+1/2\,P_I)$ groß
Drehschwingungen, kritische Drehschwingverhalten	1,5; 3; 4,5;... gut	3; 6; 9;... gut	0,5; 1,5; 2,5; 3,5; 4,5;... mäßig	1; 2,5; 3,5; 4,5; 6; 7; 8; mäßig	2; 2,5; 3,5; 4; 4,5;... mäßig
Allgem. dynamisches Verhalten	gut	brauchbar	brauchbar	brauchbar	brauchbar
Beurteilung	mäßig	schlecht	brauchbar	brauchbar	brauchbar

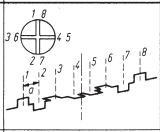
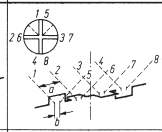
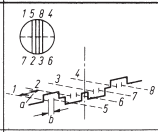
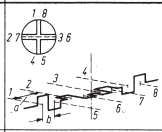
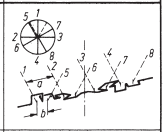
Bezeichnung	8 Zylinder Reihe [1,2,3]	8 Zylinder 4×90° V [1*,3,4,6]	8 Zylinder 4×180° V [1*,3,4]	8 Zylinder Boxer [1,2,3]	8 Zylinder 60° V [1,2,3]
Kurbelstern I. Ordnung Schemaskizze der Kurbelwelle					
Aufbau der Kurbelwelle	4×180° Kröpfg., 2×90° vers.	4 Kröpfungen, 90° versetzt	4 Kröpfungen, 180° versetzt	4×180° Kröpfg., 90° versetzt	4×30° Kröpfg., 90° versetzt
Zündabstände	8×90°	8×90°	4×180° Doppelzündung	8×90°	8×90°
Freie Kräfte (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 0	0 0	0 0	0 0	0 0
Freie Momente (ohne Ausgleich) I. Ordnung II. Ordnung	0 0	$\sqrt{10}\cdot a\cdot F_I$ 0	0 $4\cdot b\cdot F_{II}$	0 0	$(3{,}054\pm0{,}818)\,a\cdot P_I$ 0
Freie Kräfte höherer Ordnung Freie Momente höherer Ordnung	$8\,P_{IV}$ 0	$4\sqrt{2}\,F_{IV}$ $2\sqrt{2}\cdot b\cdot F_{IV}$	0 $4\cdot b\cdot F_{IV}$; $4\cdot b\cdot F_{VI}$	0 $4\cdot b\cdot P_{IV}$; $4\cdot b\cdot P_{VIII}$	$4\sqrt{3}\,P_{IV}$ $2\cdot b\cdot P_{IV}$
Gegengewichte: übliche Anzahl Größe Aufwand	8 $(F_r+1/2\,P_I)$ groß	8 $F_r+1/2\,P_I$ mittel	4 $<(F_r+1/2\,P_I)$ klein	8 $F_r+1/2\,P_I$ mäßig	8 $F_r+1/2\,P_I$ mittel
Drehschwingungen, kritische Drehschwingverhalten	4; 8; 12; ... mäßig	4; 8; 12;... mittel	2; 4; 6;... mittel	4; 8; 12;... brauchbar	4; 8; 12;... brauchbar
Allgem. dynamisches Verhalten	brauchbar	gut	mäßig	gut	brauchbar
Beurteilung	brauchbar	gut	brauchbar	gut	brauchbar

Tabelle 5. Zur Berechnung der Massenkräfte und Momente eines Reihenmotors (s. Beispiel)

n	k	α_k in °	$\cos\alpha_k$	$\sin\alpha_k$	ν_k	$\nu_k\cos\alpha_k$	$\nu_k\sin\alpha_k$
1	1	0,0	1,0	0	3	3,0	0,0
2	6	51,43	0,6235	0,7818	−2	−1,2470	−1,5636
3	3	102,86	−0,2225	0,9750	1	−0,2225	0,9750
4	4	154,29	−0,9010	0,4339	0	0,0	0,0
5	5	205,72	−0,9010	−0,4339	−1	0,9010	0,4339
6	2	257,15	−0,2225	−0,9750	2	−0,4450	−1,9500
7	1	308,58	0,6235	−0,7818	−3	−1,8705	2,3454
			0	0		0,1166	0,2407
			$=k_{y1}$	$=k_{y2}$		$=c_{y1}$	$=c_{y2}$

Dabei ist der Vektor $\overline{M}_{res}$ noch um 90° im Uhrzeigersinn zu drehen. Kräfte treten keine auf, da $k_{r1}=k_{r2}=k_{II1}=k_{II2}=0$ bzw. die Kurbelsterne symmetrisch sind.

V-Reihenmaschinen. Beim Gabelwinkel $\gamma=60°$ betragen die Extremwerte der Momente I. Ordnung nach Gln. (26)

$$M_{Ia}/(P_I a)=2\cdot 0{,}2672\cos^2 30°=0{,}4008$$

und

$$M_{Ib}/(P_I a)=2\cdot 0{,}2672\sin^2 30=0{,}1336$$

und der Momente II. Ordnung nach Gl. (27)

$$M_{IIa}/(\lambda P_I a)=M_{IIb}/(\lambda P_I a)=2\cdot 1{,}006\cos 30°\cos 60°$$
$$=0{,}8712.$$

Für den Gabelwinkel $\gamma=90°$ gilt entsprechend:
$M_{Ia}/(P_I a)=M_{Ib}/(P_I a)=0{,}2672$;
$M_{IIa}/(\lambda P_I a)=0,\quad M_{IIb}/(\lambda P_I a)=\sqrt{2}$.

1.2.2 Ausgleich der Kräfte und Momente
Compensation of forces and moments

Massenkräfte und -momente können gefährliche Resonanzerscheinungen in der Umgebung hervorrufen. Daher sind sie an der Maschine auszugleichen oder durch Abstimmung der Fundamente zu vermeiden [17, 18].

Rotierende Massen. Ihre Kräfte und Momente werden durch Gegengewichte (**P 1 Bild 7**) an einer oder allen Kurbeln ausgeglichen. Sind die Kräfte Null, genügen für die Momente Gegengewichte an den äußeren Kurbelwangen, wobei allerdings innere Momente in der Welle verbleiben [6].

Oszillierende Massen. Sie werden durch gegenläufige mit der gegebenen oder der doppelten Drehzahl rotierende Gewichte (**Bild 8 a**) ausgeglichen. Ihre zueinander senkrechten Komponenten kompensieren die Massen und die freien Fliehkräfte. Sie werden von der Kurbelwelle aus angetrieben und liegen darunter in der Schwereebene damit keine zusätzlichen Momente entstehen. Zum Momentenausgleich liegen diese Gewichte vor bzw. hinter der Kurbelwelle. Ihr Antrieb erfolgt mit einem Zahnrad vom Wellenzapfen aus mit Hilfswellen, **Bild 9**. Beim Lancasterantrieb (**Bild 8 b**) wird hierzu ein Zahnkeilriemen benutzt.

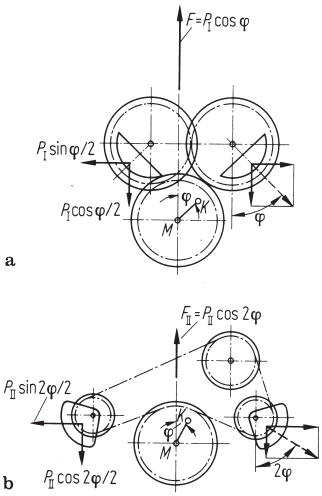


Bild 8 a, b. Ausgleich oszillierender Kräfte. **a** Gegenläufiges Getriebe für Kräfte I. Ordnung; **b** Lancaster-Antrieb für Kräfte II. Ordnung

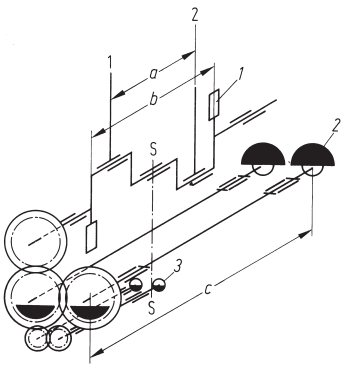


Bild 9. Ausgleich von Massenwirkungen durch Gegengewichte. *1* an den Kurbelwangen für rotierende Momente, *2* an den Wellenenden für Momente I. Ordnung, *3* in der Schwerebene für Kräfte II. Ordnung

2 Schwingungen. Vibrations

R. Nordmann, Darmstadt

2.1 Problematik der Maschinenschwingungen
Vibration problems at machines

In der Maschinendynamik untersucht man allgemein die Wechselwirkungen zwischen *Kräften* und *Bewegungen* an Maschinen. Dabei gibt es neben einer geforderten Dynamik, die für die Maschinenfunktion verlangt wird, auch eine unerwünschte Dynamik. Maschinen und Maschinenbauteile sind nämlich sowohl elastische als auch mit Masse behaftete Gebilde und stellen damit schwingungsfähige Systeme dar. Wenn zeitveränderliche Kräfte und/oder aufgezwungene Bewegungen angreifen, stellen sich *Maschinenschwingungen* ein. Im Vergleich zu den geforderten Bewegungen handelt es sich dabei zwar i. allg. um kleine Bewegungen, die aber unter bestimmten Bedingungen recht gefährlich sein können. Besonders gefürchtet sind die sog. *Resonanzerscheinungen*, bei denen eine Frequenz der Anregung mit einer Eigenfrequenz der Maschinenstruktur übereinstimmt und damit zu einer Verstärkung der Schwingungsamplituden führt. Auch die *selbsterregten Schwingungen*, die durch das Vorhandensein einer Energiequelle aufrechterhalten werden, stellen eine andauernde dynamische Belastung dar.

Problematisch sind Maschinenschwingungen immer dann, wenn zu hohe Materialbeanspruchungen erreicht werden. Falls zulässige Spannungswerte der Werkstoffe überschritten werden, kann es zu Werkstoffschädigungen kommen. Um die Funktionsfähigkeit von Maschinen zu gewährleisten, müssen oft auch Verformungsgrenzen eingehalten werden. So dürfen bei Turbinen und Elektromotoren die *Rotorschwingungen* nicht so groß werden, daß es zu Überbrückungen des Spiels zwischen Rotor und Gehäuse kommt. Schwingungen stellen auch eine Belästigung für die Umwelt dar. Dies gilt nicht nur für die oft als unangenehm empfundenen Schwingbewegungen, sondern vor allem für den durch Schwingungen verursachten Lärm (*Körperschall*). Schließlich wirken sich Schwingungen bei Fertigungsprozessen ungünstig auf die Bearbeitungsqualität der Werkstücke aus. Bei Werkzeugmaschinen strebt man daher an, die Relativbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück möglichst klein zu halten.

Ein typisches Beispiel für Maschinenschwingungen findet man im Motor eines Kraftfahrzeugs. Beim Kurbeltrieb interessiert zum einen die für die Maschinenfunktion erforderliche Dynamik. Dabei geht es um die Frage, wie sich die einzelnen Kolben und die Kurbelwelle unter der Wirkung der angreifenden Gasdruckkräfte bewegen (s. **P 1**). Die Kurbelwelle selbst stellt ein schwingungsfähiges System dar, das durch die über die Schubstange eingeleiteten Gas- und Massenkräfte insbesondere zu Dreh- und Biegeschwingungen angeregt wird (s. **O 1**). Dabei können sich Resonanzeffekte einstellen, wenn eine der Erregerfrequenzen mit einer Eigenfrequenz der Kurbelwelle zusammenfällt. Um gefährliche Schwingungszustände zu vermeiden, ist es daher wichtig, sowohl die verursachenden Erregerkräfte hinsichtlich Amplituden und Frequenzen als auch die dynamischen Eigenschaften der Kurbelwelle (Eigenfrequenzen, Dämpfungen, Eigenvektoren) zu kennen.

Mit dem Problem der Maschinenschwingungen muß sich der Ingenieur sowohl während der Entwicklung und Konstruktion als auch bei der Erprobung und beim späteren Betrieb von Maschinen (Maschinenüberwachung und Diagnose) beschäftigen. Dazu stehen ihm heute moderne rechnerische und experimentelle Werkzeuge zur Verfügung.

2.2 Einige Grundbegriffe. Fundamentals

Zunächst sollen einige wichtige Begriffe aus dem Gebiet der Maschinenschwingungen erläutert werden.

2.2.1 Mechanisches Ersatzsystem. Mechanical model

Bei allen Untersuchungen ist es ratsam, von bestimmten Modellvorstellungen für die schwingende Maschine auszugehen. Deshalb wird dem Realsystem durch bestimmte Vernachlässigungen und Idealisierungen zunächst ein mechanisches *Ersatzsystem* (Schwingungsmodell) zugeordnet (s. **O 2.6**), das z. B. aus einfachen mechanischen Elementen (Massen, Dämpfer, Federn, Stäbe, Balken usw.) aufgebaut ist und eine bestimmte Anzahl N von mechanischen Bewegungsfreiheitsgraden (Verschiebungen, Winkel) besitzt.

2.2.2 Bewegungsgleichungen, Systemmatrizen
Equations of motion, system matrices

Wendet man die mechanischen Grundgleichungen (Newton, d'Alembert, Prinzip der virtuellen Arbeit, s. **B 3** bzw. **C 2.4.9**) für das mechanische Ersatzsystem an, so gelangt man zu den Bewegungsgleichungen, die den Zusammenhang zwischen den zeitveränderlichen Eingangsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ und den Ausgangsgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ ausdrücken. Diese Gleichungen können linear oder nichtlinear sein. Bei vielen praktischen Aufgaben kommt man mit linearen Modellen zurecht, insbesondere wenn man von der Überlegung kleiner Schwingbewegungen um eine statische Gleichgewichtslage ausgeht.

Wir beschränken uns hier auf die Darstellung linearer, zeitinvarianter Schwingungssysteme mit deterministischen Eingangsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$. Für die Behandlung *nichtlinearer* Systeme s. **B 4.3** und [1–4]. Unter den genannten Voraussetzungen erhält man unabhängig von der jeweiligen Anzahl der verwendeten Freiheitsgrade ein System von linearen, zeitinvarianten Bewegungsgleichungen 2. Ordnung (zeitinvariant bedeutet, daß $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$ und $\boldsymbol{K}$ nicht von der Zeit abhängen):

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}}(t)+\boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{x}}(t)+\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}(t)=\boldsymbol{F}(t) \tag{1}$$

- $\boldsymbol{M}$ quadratische $N\times N$ Massenmatrix. $\boldsymbol{M}$ enthält die Trägheitskoffizienten des Systems. Sie ist symmetrisch.
- $\boldsymbol{D}$ quadratische $N\times N$ Dämpfungsmatrix. $\boldsymbol{D}$ enthält die Dämpfungskoeffizienten des Systems. $\boldsymbol{D}$ kann auch nichtsymmetrisch sein (gyroskopische Effekte, Gleitlager- und Dichtspaltkräfte in Turbomaschinen).
- $\boldsymbol{K}$ quadratische $N\times N$ Steifigkeitsmatrix. $\boldsymbol{K}$ enthält die Steifigkeitskoeffizienten des Systems. $\boldsymbol{K}$ kann auch nichtsymmetrisch sein (zirkulatorische Kräfte, Gleitlager- und Dichtspaltkräfte).
- $\boldsymbol{F}(t)$ $N\times 1$ Vektor der zeitabhängigen Erregerkräfte. Weg- oder Beschleunigungserregungen können in Krafterregungen überführt werden.
- $\boldsymbol{x}(t)$ $N\times 1$ Vektor der zeitabhängigen Verschiebungen bzw. Winkel. $\dot{\boldsymbol{x}}$, $\ddot{\boldsymbol{x}}$ sind die zugeordneten Geschwindigkeiten bzw. Beschleunigungen.

Die Bewegungsgleichungen Gl. (1) drücken das Kräfte- bzw. Momentengleichgewicht unter Berücksichtigung der Trägheitskräfte aus. Sie sind im Rahmen der genannten Voraussetzungen (Linearität, zeitinvariante Matrizen) gültig und können sowohl für unterschiedliche Maschinentypen als auch für unterschiedliche Schwingungsarten (Biegeschwingungen, Torsionsschwingungen, allgemein räumliche Schwingungen) angewendet werden.

Es ist naheliegend, eine grafische Darstellung für das Schwingungssystem zu verwenden. Dies kann mit Hilfe des Blockschaltbilds geschehen, durch das Eingangs- und Ausgangsgrößen miteinander verknüpft werden, **Bild 1**. In das System gehen bestimmte Eingangsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ als Krafterregungen (z. B. Unwuchtkräfte, Prozeßkräfte, Stöße usw.) oder als Fußpunkterregungen (Bodenstörungen) ein. Das System verarbeitet diese Eingänge entsprechend seinem Übertragungsverhalten und antwortet mit den Ausgangsgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ bzw. den daraus abgeleiteten Geschwindigkeiten $\dot{\boldsymbol{x}}(t)$ und Beschleunigungen $\ddot{\boldsymbol{x}}(t)$. Das Übertragungsverhalten wird durch die Systemstruktur, d. h. durch die beschreibenden physikalischen Gesetze, und durch die in diese eingehenden Systemparameter $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$ und $\boldsymbol{K}$ bestimmt. Sind $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$ und $\boldsymbol{K}$ sowie der Vektor der Erregung $\boldsymbol{F}(t)$ bekannt (z. B. periodische oder stoßartige Erregung an bestimmten Freiheitsgraden), dann können zunächst die Eigenschwingungsgrößen und dann die Antwortgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ (s. **O 2.2** und **O 2.7**) rechnerisch bestimmt werden.

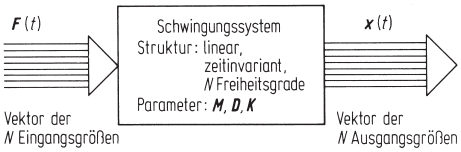


Bild 1. Blockschaltbild für ein Schwingungssystem mit physikalischen Parametern

2.2.3 Modale Parameter: Eigenfrequenzen, modale Dämpfungen, Eigenvektoren

Modal parameters: Natural frequencies, modal damping, eigenvectors

Eigenschwingungen. Jedes lineare Schwingungssystem hat ein bestimmtes Eigenschwingungsverhalten, das durch seine Eigenfrequenzen, seine Abklingfaktoren und seine Eigenvektoren (Schwingungsformen) bestimmt ist.

Bringt man z. B. an dem in **Bild 2** dargestellten Ventilatorläufer kurzzeitig eine Störung in Form eines Kraftstoßes $F_k(t)$ auf, dann führt das Schwingungssystem Eigenschwingungen aus, die sich aus mehreren Teilschwingungen zusammensetzen $(n = 1, 2, \ldots N)$:

$$\boldsymbol{x}(t) = \sum_{n=1}^{N} A_n e^{\alpha_n t} \{\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Re}} \cos(\omega_n t + \psi_n) - \boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Im}} \sin(\omega_n t + \psi_n)\}. \tag{2}$$

Jede Teilschwingung besteht aus einer Exponentialfunktion, die das Abklingen bzw. Aufklingen (im Fall instabiler Systeme) beschreibt, und harmonischen Sinus- bzw. Kosinusfunktionen, die das Schwingungsverhalten bestimmen.

Zur n-ten Teillösung gehören ω_n Eigenkreisfrequenz $[s^{-1}]$, $-\alpha_n$ Abklingfaktor $[s^{-1}]$, $\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Re}}$, $\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Im}}$ Realteil und Imaginärteil des *Eigenvektors* $\boldsymbol{\varphi}$, die Konstanten A_n, ψ_n werden über Anfangsbedingungen angepaßt.

Durch Messung der Stoßantwort (Impulsantwort) $x_l(t)$ bzw. der Beschleunigung $\ddot{x}_l(t)$ beim Freiheitsgrad l lassen sich nach einer Signalanalyse die Eigenschwingungsgrößen ω_n, α_n und bei Aufnahme weiterer Signale an anderen Stellen auch die Eigenvektorkomponenten $\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Re}}$, $\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Im}}$ ermitteln. Man bezeichnet sie auch als modale Parameter.

Die Kenntnis dieser Größen ist außerordentlich wichtig, da sie die dynamischen Eigenschaften eines schwingungsfähigen Systems charakterisieren. Damit läßt sich u. a. beurteilen, bei welchen Frequenzen Resonanzeffekte zu erwarten sind und wie hoch die Resonanzamplituden sind (Dämpfungsvermögen). Der Eigenvektor gibt an, welche Verformung auftritt, wenn das System mit der zugehörigen Eigenfrequenz schwingt. Diese Verformung stellt sich z. B. näherungsweise ein, wenn man harmonisch mit einer Frequenz anregt, die einer Eigenfrequenz entspricht.

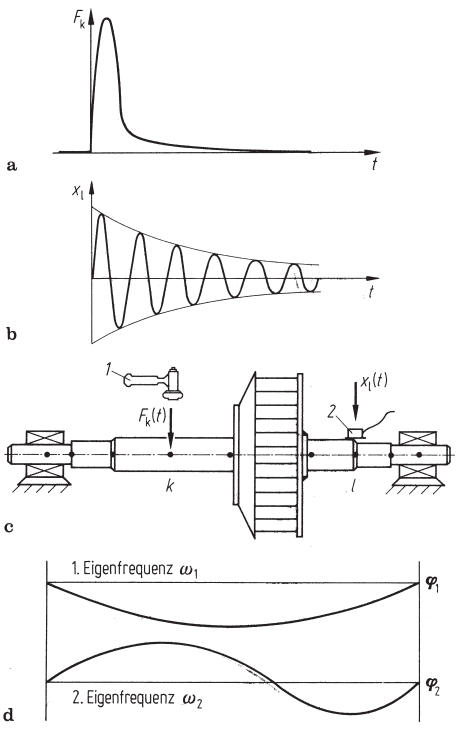


Bild 2. Eigenschwingungsgrößen eines Ventilatorläufers. **a** Zeitabhängiger Verlauf der Kraft; **b** zeitabhängiges Abklingen der Schwingungen; **c** prinzipieller Aufbau des Ventilatorläufers, *1* Kraftstoßerreger, *2* Schwingungsaufnehmer; **d** Verlauf der Eigenvektoren

Eigenwertanalyse. Rein rechnerisch erhält man die modalen Kenngrößen, wenn man in Gl. (1) die rechte Seite $\boldsymbol{F}(t) = 0$ setzt (homogene Gleichungen) und mit dem Ansatz

$$\begin{aligned} \boldsymbol{x}(t) &= \boldsymbol{\varphi}\, e^{\lambda t}, \\ \dot{\boldsymbol{x}}(t) &= \lambda \boldsymbol{\varphi}\, e^{\lambda t}, \\ \ddot{\boldsymbol{x}}(t) &= \lambda^2 \boldsymbol{\varphi}\, e^{\lambda t}, \end{aligned} \tag{3}$$

das Eigenwertproblem

$$(\lambda^2 \boldsymbol{M} + \lambda \boldsymbol{D} + \boldsymbol{K})\, \boldsymbol{\varphi} = 0 \tag{4}$$

aufstellt. Dieses hat bei oszillatorischem Verhalten die Lösungen $(n = 1, 2, 3 \ldots N)$

$$\lambda_n = \alpha_n + \mathrm{i}\,\omega_n; \quad \lambda_n^* = \alpha_n - \mathrm{i}\,\omega_n \quad \text{Eigenwerte}, \tag{5}$$

$$\boldsymbol{\varphi}_n = \boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Re}} + \mathrm{i}\,\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Im}}; \quad \boldsymbol{\varphi}_n^* = \boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Re}} - \mathrm{i}\,\boldsymbol{\varphi}_n^{\mathrm{Im}} \quad \text{Eigenvektoren}. \tag{6}$$

In vielen praktischen Fällen ist es schwierig, eine *Dämpfungsmatrix* aufzubauen. Bei schwach gedämpften Strukturen, die im Maschinenbau häufig vorkommen (torsions- und biegeelastische Rotoren in Wälzlagern, Turbinenschaufeln, Stahlfundamente), hilft man sich mit der Annahme von *„modalen Dämpfungen"*. Man geht so vor, daß man zuerst das Eigenwertproblem für das ungedämpfte System $(\boldsymbol{D} = 0)$ in der rein reellen Form

$$(\boldsymbol{K} - \omega^2 \cdot \boldsymbol{M})\, \boldsymbol{\varphi} = 0 \tag{7}$$

löst und damit die Eigenkreisfrequenzen ω_n und die zugehörigen reellen Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_n$ bestimmt. Die Dämpfungen, die bei dieser Berechnung nicht anfallen, schätzt man ab oder ermittelt sie aus einem Versuch. Jeder Eigenkreisfrequenz ω_n wird dann ein Abklingfaktor $-\alpha_n$ bzw. ein modaler Dämpfungswert (Dämpfungsgrad) $D_n = -\alpha_n/\omega_n$ zugeordnet.

In der Praxis arbeitet man häufig mit den folgenden Größen:

$$f_n = \omega_n / 2\pi \quad \text{Eigenfrequenz [Hz]}, \tag{8}$$

$$D_n = -\alpha_n/\omega_n \quad \text{modale Dämpfung}[-], \tag{9}$$

$$\boldsymbol{\varphi}_n \quad \text{reeller Eigenvektor}. \tag{10}$$

Einige Zahlenwerte für modale Dämpfungen D in %:

Werkstoff/Bauteile	D in %
Stahl	0,1
Gußeisen	1,8…2,0
Gummi (Naturkautschuk)	1…8
Stahlkonstruktionen	0,2…1,5
Stahlbetonkonstruktionen	4
Turbinen-Stahlfundamente ohne Baugrunddämpfung	0,5…1,5
Turbinen-Stahlfundamente mit Baugrunddämpfung	1,5…3,0

Die Kenntnis der modalen Dämpfung ist besonders wichtig, wenn es darum geht, die Amplituden der durch Krafterregung $\boldsymbol{F}(t)$ erzwungenen Schwingungen in den Resonanzen zu bestimmen.

Bild 2 zeigt für den wälzgelagerten Ventilatorläufer im Stillstand die beiden ersten Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_1$ und $\boldsymbol{\varphi}_2$ mit den zugeordneten Eigenfrequenzen f_1 und f_2. Die erste

Eigenschwingungsform gleicht im Aussehen der statischen Biegelinie, die zweite Schwingungsform mit einem Knoten bezeichnet man als *S-Schlag*. Im Gegensatz zu komplexen Eigenvektoren, die bei Berücksichtigung von Dämpfung auftreten, gilt bei reellen Eigenvektoren, daß das Verhältnis der Eigenvektorkomponenten stets eine konstante Verformungsfigur anzeigt.

Die gezeigte einfache Vorgehensweise ist nicht zulässig, wenn es sich um stark gedämpfte oder selbsterregungsfähige Schwingungssysteme handelt, wie es z. B. bei rotierenden Maschinen mit Gleitlagern und Dichtspalten (Pumpen, Turbinen, Kompressoren) der Fall ist. Hier muß man das Eigenwertproblem Gl. (4) lösen und das Stabilitätsverhalten mit den erhaltenen Eigenwerten beurteilen (s. **O 2.7.4**).

2.2.4 Modale Analyse. Modal analysis

In Analogie zu **Bild 1** lassen sich die Beziehungen zwischen den Eingangsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ und den Ausgangsgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ auch mit Hilfe der modalen Parameter angeben, **Bild 3**. Bei Kenntnis aller Eigenfrequenzen ω_n, Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_n$ und der Abklingfaktoren $(-\alpha_n)$ bzw. der modalen Dämpfungen D_n ist damit die Berechnung der erzwungenen Schwingungen möglich. Bei selbsterregungsfähigen Systemen ist dazu noch der Satz der Links-Eigenvektoren erforderlich [1, 2]. Diese rechnerische Vorgehensweise wird auch als „Modale Analyse" bezeichnet, da die Eigenvektoren (engl.: modes) in die Berechnung einfließen. Ein Vorteil dieser Methode ist, daß die ursprünglich gekoppelten Bewegungsgleichungen Gl. (1) unter Ausnutzung bestimmter Orthogonalitätseigenschaften der Eigenvektoren entkoppelt werden können. Dadurch wird die Berechnung einfacher und die physikalische Deutung der dynamischen Vorgänge ist besser möglich.

Der Begriff „Modale Analyse" wird heute auch für ein Verfahren zur Ermittlung der modalen Parameter aus Messungen verwendet. Grundlage des Verfahrens ist die Darstellung von Systemantworten in Abhängigkeit von den modalen Größen und der Erregerfrequenz, **Bild 4**. Bei der Anpassung analytischer *Systemantwortfunktionen* (Frequenzgänge des Modells)

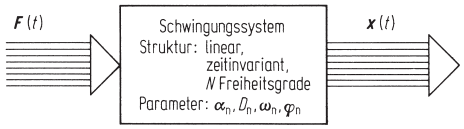


Bild 3. Blockschaltbild für ein Schwingungssystem mit modalen Parametern

an gemessene Systemantwortfunktionen (Frequenzgänge der Messung) werden die modalen Parameter so lange variiert, bis die Übereinstimmung zwischen Modell und Messung gut ist (Parameteridentifikation). Als Ergebnis erhält man die gesuchten modalen Größen.

Bei der Meßprozedur werden i. allg. Testkräfte (Stoß, Sinus, Rauschen) in das System eingeleitet und die Schwingungsantworten an den einzelnen Meßpunkten aufgenommen. Aus den Zeitsignalen berechnet man nach einer Fourier-Transformation in den Frequenzbereich (s. **O 2.4.2**) die gemessenen Frequenzgänge, die dann für den Anpassungsprozeß zur Berechnung der modalen Parameter zur Verfügung stehen [13].

2.2.5 Frequenzgangfunktionen mechanischer Systeme, Amplituden- und Phasengang

Frequency response functions of mechanical systems, amplitude- and phase characteristic

Definition. Wird ein lineares Schwingungssystem, das durch die Bewegungsgleichungen Gl. (1) beschrieben wird, am Freiheitsgrad k mit einer harmonischen Erregerkraft

$$F_k = \hat{F}_k \sin \Omega t \tag{11}$$

$\hat{F}_k$ konstante Kraftamplitude, Ω Erregerkreisfrequenz, erregt (alle anderen Kräfte sollen dabei Null sein), so antwortet das System im eingeschwungenen Zustand mit Bewegungen, die

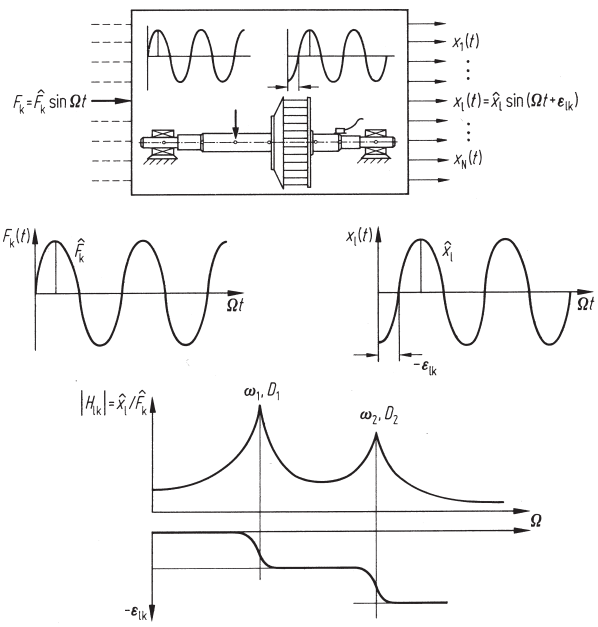


Bild 4. Harmonische Erregung eines linearen Schwingungssystems

ebenfalls harmonisch verlaufen, **Bild 4**. Man kann alle Antwortgrößen im Vektor $\boldsymbol{x}(t)$ zusammenfassen:

$$\boldsymbol{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_l(t) \\ \vdots \\ x_N(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \hat{x}_1 & \sin(\Omega t + \varepsilon_{1k}) \\ \hat{x}_2 & \sin(\Omega t + \varepsilon_{2k}) \\ \vdots & \\ \hat{x}_l & \sin(\Omega t + \varepsilon_{lk}) \\ \vdots & \\ \hat{x}_N & \sin(\Omega t + \varepsilon_{Nk}) \end{pmatrix}. \tag{12}$$

Die Antwort ist für jeden Freiheitsgrad durch eine Amplitude und einen Phasenwinkel gegenüber der Erregung gekennzeichnet, z. B. für den Freiheitsgrad l

$$x_l(t) = \hat{x}_l \sin(\Omega t + \varepsilon_{lk}). \tag{13}$$

Sowohl $\hat{x}_l$ als auch ε_{lk} (ε_{lk} ist negativ) sind von der Erregerfrequenz abhängig. Man nennt deshalb

$$\hat{x}_l(\Omega)/\hat{F}_k \quad \text{Amplituden-Frequenzgang (zwischen } l \text{ und } k), \tag{14}$$

$$\varepsilon_{lk}(\Omega) \quad \text{Phasen-Frequenzgang (zwischen } l \text{ und } k). \tag{15}$$

In der praktischen Anwendung faßt man oft beide Funktionen zum komplexen Frequenzgang

$$\bar{H}_{lk} = (\hat{x}_l/\hat{F}_k) e^{i\varepsilon_{lk}} = |\bar{H}_{lk}| e^{i\varepsilon_{lk}} \tag{16}$$

zusammen. Da es sich beim Quotient der Beträge $\hat{x}_l/\hat{F}_k$ um eine Nachgiebigkeitsgröße (Weg/Kraft) handelt, bezeichnet man $\bar{H}_{lk}(\Omega)$ auch als komplexen Nachgiebigkeits-Frequenzgang. **Bild 4** zeigt qualitativ den Verlauf der Amplitude $|\bar{H}_{lk}| = \hat{x}_l/\hat{F}_k$ (Amplitudengang) und der Phase ε_{lk} (Phasengang) in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz Ω. Die Bedeutung von Frequenzgangfunktionen wird besonders deutlich, wenn man den Verlauf des Amplitudengangs verfolgt. Wenn die *Erregerkreisfrequenz* Ω in der Nähe einer *Eigenkreisfrequenz* ($\omega_1, \omega_2 \ldots \omega_N$) liegt (Resonanzfall), erreicht die Antwortamplitude $\hat{x}_l$ ein Maximum, dessen Höhe u. a. von der jeweils zugehörigen Dämpfung ($\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_N$ bzw. $D_1, D_2 \ldots D_N$) abhängt (große Dämpfung, schwache Amplitudenüberhöhung). Im Bereich der Resonanzfrequenz ändert sich der Phasenwinkel ε_{lk} relativ stark.

Berechnung von Frequenzgängen sowie harmonischer und periodischer Systemantworten. Sind die Bewegungsgleichungen Gl. (1) mit den Matrizen $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$, $\boldsymbol{K}$ bekannt, so kann die komplexe Übertragungsfunktion $\bar{H}_{lk}(\Omega)$ mit einem komplexen Ansatz rechnerisch bestimmt werden. Dazu führt man für die harmonische Erregerfunktion $F_k(t) = \hat{F}_k \cdot \sin \Omega t$ formal die komplexe Kraftfunktion ein:

$$F_k(t) = \hat{F}_k e^{i\Omega t} = \hat{F}_k (\cos \Omega t + i \sin \Omega t), \tag{17}$$

wobei für die Einpunkterregung im Kraftvektor nur die k-te Komponente besetzt ist

$$\boldsymbol{F}(t) = \hat{\boldsymbol{F}} e^{i\Omega t}; \quad \hat{\boldsymbol{F}} = \{0,\ 0,\ \ldots \hat{F}_k,\ 0, \ldots 0\}. \tag{18}$$

Gl. (18) in Gl. (1) eingesetzt, ergibt

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = \hat{\boldsymbol{F}} e^{i\Omega t}. \tag{19}$$

Mit dem komplexen Ansatz und seinen zeitlichen Ableitungen

$$\begin{aligned} \boldsymbol{x} &= \hat{\bar{\boldsymbol{x}}} e^{i\Omega t}, \\ \dot{\boldsymbol{x}} &= i\Omega \hat{\bar{\boldsymbol{x}}} e^{i\Omega t}, \\ \ddot{\boldsymbol{x}} &= -\Omega^2 \hat{\bar{\boldsymbol{x}}} e^{i\Omega t} \end{aligned} \tag{20}$$

folgt das komplexe Gleichungssystem

$$(\boldsymbol{K} - \Omega^2 \boldsymbol{M} + i\Omega \boldsymbol{D}) \hat{\bar{\boldsymbol{x}}} = \hat{\boldsymbol{F}}, \tag{21}$$

aus dem man bei bekannten Matrizen $\boldsymbol{M}, \boldsymbol{D}, \boldsymbol{K}$ und dem Kraftvektor $\hat{\boldsymbol{F}}$ zu jeder vorgegebenen Erregerfrequenz Ω durch Lösen des komplexen linearen Gleichungssystems Gl. (21) den Vektor der komplexen Systemantworten $\hat{\bar{\boldsymbol{x}}}$ bestimmen kann. Die Komponenten von $\hat{\bar{\boldsymbol{x}}}$ haben die Form

$$\hat{\bar{x}}_l = \hat{x}_l e^{i\varepsilon_{lk}} \tag{22}$$

und enthalten neben der Amplitude $\hat{x}_l$ auch die Phase ε_{lk}. Wiederholt man die Berechnung für andere Frequenzen Ω, gewinnt man weitere Funktionswerte des Frequenzgangs $\bar{H}_{lk}(\Omega)$.

Bei einem System mit N mechanischen Freiheitsgraden (Verschiebungen und Winkel), gibt es insgesamt $N \times N$ Frequenzgänge, denn man kann an N Freiheitsgraden erregen und die Antwort jeweils an N Freiheitsgraden aufnehmen.

Die Gesamtmatrix $\bar{\boldsymbol{H}}(\Omega)$ aller Frequenzgangfunktionen $\bar{H}_{lk}(\Omega)$ ($l = 1 \ldots N$; $k = 1 \ldots N$) ergibt sich durch Inversion der komplexen (dynamischen) Steifigkeitsmatrix $\bar{\boldsymbol{K}}(\Omega) = \boldsymbol{K} - \Omega^2 \boldsymbol{M} + i\Omega \boldsymbol{D}$:

$$\begin{aligned} \bar{\boldsymbol{H}}(\Omega) &= (\boldsymbol{K} - \Omega^2 \boldsymbol{M} + i\Omega \boldsymbol{D})^{-1} \\ &= \begin{pmatrix} \bar{H}_{11} \bar{H}_{12} \ldots & \bar{H}_{1k} \ldots & \bar{H}_{1N} \\ \bar{H}_{21} \bar{H}_{22} \ldots & \bar{H}_{2k} \ldots & \bar{H}_{2N} \\ \bar{H}_{N1} \ldots\ldots & \bar{H}_{Nk} \ldots & \bar{H}_{NN} \end{pmatrix}. \end{aligned} \tag{23}$$

Der Fall der harmonischen Erregungen und damit der harmonischen Schwingungen spielt in der Maschinendynamik eine bedeutende Rolle. Bei Kenntnis der Frequenzgangfunktionen eines Systems kann man beurteilen, bei welchen Erregerfrequenzen besonders große Antwortamplituden auftreten.

Eine wichtige Anwendung gibt es bei rotierenden Maschinen, bei denen harmonische Erregerkräfte mit der Winkelgeschwindigkeit Ω (Drehfrequenz) durch *Unwuchten* hervorgerufen werden. Durch Einsetzen des Unwucht-Kraftvektors (Unwuchtkräfte sind proportional Ω^2, s. **O 2.5**) in Gl. (1) und Berücksichtigung der Drehzahleinflüsse in den Systemmatrizen, erhält man aus der Berechnung spezielle Frequenzgangfunktionen, die die Antwortamplituden der Biegeschwingungen für die rotierende Welle in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz beschreiben. Da die Erregerfrequenz gleich der Drehfrequenz ist, spricht man von „kritischen Drehfrequenzen", wenn die Drehfrequenz mit einer System-Eigenfrequenz zusammenfällt.

Sind in den anregenden Kräften eines linearen Systems mehrere Erregerfrequenzen gleichzeitig enthalten, wie es z. B. bei periodischen Funktionen der Fall ist, so lassen sich die aus den Frequenzgängen bei den einzelnen Erregerfrequenzen abgelesenen Antwortamplituden phasengerecht zur Gesamtantwort überlagern. Periodische Erregerkräfte bzw. -momente findet man z. B. bei den Gasdruck- und Massenkräften im Kurbeltrieb eines Kraftfahrzeugmotors (s. **O 1** und **P 4**).

2.3 Grundaufgaben der Maschinendynamik
Basic problems in machine dynamics

Bei der Behandlung von Schwingungsproblemen an Maschinen gibt es viele Fragestellungen. Im folgenden Überblick soll kurz gezeigt werden, daß sich die bei verschiedenen Maschinentypen auftretenden Probleme auf einige wenige Aufgabenstellungen zurückführen lassen. Zur Erklärung wird das Blockschaltbild für ein Schwingungssystem (**Bild 1**) bzw. die zugehörigen Bewegungsgleichungen Gl. (1) genutzt.

2.3.1 Direktes Problem. Direct problem

Das direkte Problem ist die in der Praxis häufigste Aufgabenstellung, die üblicherweise in der Konstuktionsphase einer Neuentwicklung ansteht. Dabei ist das zu untersuchende System gegeben und liegt meist in Form einer Konstruktionszeichnung vor, **Bild 5 a**. Die zu lösende Grundaufgabe besteht darin, aus bekannten kritischen Zeitverläufen der Kräfte $\boldsymbol{F}(t)$ und den ebenfalls als gegeben zu betrachtenden Systemeigen-

schaften in Form der Matrizen $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$, $\boldsymbol{K}$ den Zeitverlauf der Systemantworten $\boldsymbol{x}(t)$ rechnerisch zu ermitteln. In einer Vorstufe werden meistens die Eigenfrequenzen und Eigenvektoren bestimmt. Nach [2] wird für diese wichtige maschinendynamische Analyse folgender Ablauf empfohlen:

1. Auflisten der Lastfälle (Erregerkräfte). Lastfälle des Normalbetriebs; Lasten aus Störfällen.

2. Idealisierung der Struktur. Erstellen eines mechanischen Ersatzsystems, das das dynamische Verhalten für die verschiedenen Lastfälle hinreichend genau wiedergibt. Entscheidung über die Art der Modellierung (Mehrkörpersysteme, Finite Elemente). Anzahl der mechanischen Freiheitsgrade.

3. Generierung der Bewegungsgleichungen. Bei diskreten Systemen (Mehrkörpersysteme, Finite Elemente) mit linearen Systemeigenschaften erhält man das bereits in Gl. (1) angegebene lineare System von Differentialgleichungen $\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}x = \boldsymbol{F}(t)$.

4. Lösung der Bewegungsgleichungen. Von den linearen Bewegungsgleichungen wird zuerst die homogene Lösung ermittelt, die Auskunft über die Eigenschwingungsgrößen und die Stabilität des Systems gibt. Dann sind die partikulären Lösungen für die einzelnen Lastfälle zu berechnen, durch die die erzwungenen Schwingungen beschrieben werden. Gegebenenfalls sind mehrere Lastfälle zu superponieren.

5. Grafische Darstellung der Ergebnisse. Um die oft riesigen Datenmengen der Ergebnisse überschaubar zu halten, werden die zeitlichen Verläufe von Verschiebungen, Beschleunigungen oder Schnittlasten bzw. die Amplituden über der Frequenz (Frequenzgänge) vom Rechner grafisch dargestellt.

6. Auswertung und Interpretation der Ergebnisse. An Hand der Ergebnisse sind verschiedene Fragen zu beantworten, z. B.: Ist die Struktur den auftretenden Belastungen in allen Lastfällen gewachsen? Ist das System stabil? Liegt Resonanznähe vor? Gegebenenfalls sind Schwachstellen zu beheben, Komponenten zu ändern oder andere Werkstoffe einzusetzen.

2.3.2 Eingangsproblem. Input problem

Hier ist die Fragestellung gegenüber dem direkten Problem insofern umgekehrt, als jetzt der Verlauf der Systemantworten $\boldsymbol{x}(t)$ (z. B. aus einer Messung) gegeben ist und bei ebenfalls bekannten Systemeigenschaften $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$, $\boldsymbol{K}$ nach dem Verlauf der Erregungsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ gefragt wird, **Bild 5 b**.

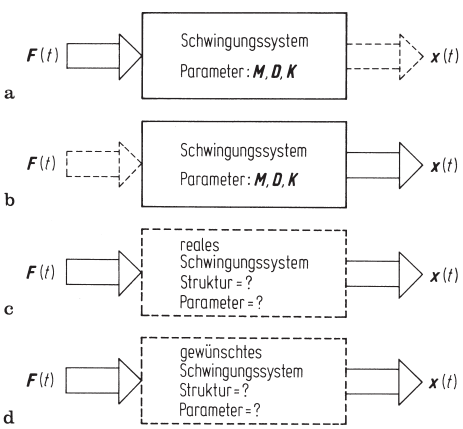


Bild 5 a–d. Grundaufgaben der Maschinendynamik. **a** Direktes Problem; **b** Eingangsproblem; **c** Identifikationsproblem; **d** Optimierungsproblem

Ein weit verbreitetes Anwendungsbeispiel für diese Aufgabenstellung ist das *Auswuchten* von Rotoren. Dabei versucht man, die Unwuchtkräfte einer rotierenden Welle durch Massenausgleich am Rotor so zu beeinflussen, daß die Lager frei von umlauffrequenten Kräften sind. Vor dem Auswuchten werden Schwingungssignale $\boldsymbol{x}(t)$ gemessen.

2.3.3 Identifikationsproblem. Identification Problem

Beim Identifikationsproblem geht es um die Ermittlung der das Systemverhalten beschreibenden Gleichungen (Struktur) einschließlich der Systemparameter aus gemessenen Eingangs- und Ausgangssignalen, **Bild 5 c**. Da man oft Anhaltspunkte über die Struktur der Gleichungen besitzt (z. B. Linearität, Zeitinvarianz, Anzahl der Freiheitsgrade) oder Annahmen darüber trifft, reduziert sich die Aufgabe auf die sog. Parameteridentifikation.
Dabei werden in das zu untersuchende Schwingungssystem Testkräfte $\boldsymbol{F}(t)$ (Impulskräfte, Kraftsprünge, harmonische oder zufällige Erregerkräfte) eingeleitet und gemessen und die sich ergebenden Systemantworten $\boldsymbol{x}(t)$ aufgenommen. Mit Hilfe der gemessenen Eingangsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ und Ausgangsgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ lassen sich unter Berücksichtigung von bekannten Eingangs-Ausgangs-Beziehungen (Struktur) die gesuchten Systemparameter mit Schätzverfahren bestimmen. Dabei kommen sowohl Verfahren im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich zur Anwendung.
Besonders bei größeren Schwingungssystemen ist es problematisch, die Systemmatrizen $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$, $\boldsymbol{K}$ komplett durch Parameteridentifikation zu bestimmen. Da man die Parameter für einfache mechanische Elemente (Stäbe, Balken, Platten) i. allg. recht gut über eine Berechnung erhalten kann, beschränkt man sich bei der experimentellen Parameterermittlung auf Systemkomponenten mit schwer zu bestimmenden Kraft-Bewegungs-Gesetzen, die meist nur wenige Freiheitsgrade besitzen. Im Maschinenbau sind solche Komponenten z. B. Gleitlager, Spaltdichtungen, Kupplungen usw., die das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems oft wesentlich beeinflussen und für die deshalb Feder-, Dämpfungs- und Trägheitskoeffizienten benötigt werden.
Große Bedeutung hat in der Maschinendynamik die experimentelle „Modale Analyse“ bekommen. Bei diesem Identifikationsverfahren lassen sich die modalen Parameter mechanischer Systeme aus gemessenen Frequenzgängen gewinnen.

2.3.4 Entwurfsproblem. Design problem

Beim Entwurfsproblem soll ein System so verwirklicht werden, daß zu vorgegebenen Erregungsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ gewünschte Ausgangsgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ erreicht werden, **Bild 5 d**. Es stellt sich also die Aufgabe, ein optimales dynamisches System zu entwerfen. Oft wird auch hier die Struktur gegeben, so daß nur noch eine Parameteroptimierung in bestimmten Grenzen durchzuführen ist.

2.3.5 Verbesserung des Schwingungszustands einer Maschine
Improvement of the condition of machine vibrations

Hier handelt es sich um eine Aufgabe, die beim praktischen Betrieb von Maschinen sehr häufig vorkommt. Dabei sind einige der zuvor beschriebenen Teilaufgaben zu lösen.
Maschinenschwingungen sind unerwünschte Erscheinungen, die bestimmte Grenzwerte nicht übersteigen sollen. Bei zu großen Bewegungen $\boldsymbol{x}(t)$ muß der dynamische Zustand der Maschine verbessert werden, was in vier Teilschritten erfolgen kann. Zunächst werden die Ausgangssignale $\boldsymbol{x}(t)$ gemessen und im Zeit- und Frequenzbereich analysiert. Zu große Schwingungen können entweder durch zu große Erregungen $\boldsymbol{F}(t)$ oder ungünstige Systemeigenschaften (ω_n, α_n, $\boldsymbol{\varphi}_n$)

hervorgerufen werden. Daher werden in einem zweiten Schritt die dynamischen Eigenschaften des Systems systematisch untersucht. Mit Hilfe geeigneter Testsignale $\boldsymbol{F}(t)$ und den gemessenen zugehörigen Ausgangssignalen $\boldsymbol{x}(t)$ lassen sich die Systemeigenschaften identifizieren (Identifikationsproblem). Mit diesen Ergebnissen kann ein Rechenmodell angepaßt werden, das die dynamischen Eigenschaften der untersuchten Maschine hinreichend genau wiedergibt. Der letzte Schritt besteht nun darin, durch Simulationsrechnungen diejenigen Systemmodifikationen herauszufinden, die am effektivsten zur Schwingungsreduzierung führen. Hierbei finden Optimierungsalgorithmen Verwendung, die die jeweiligen Randbedingungen berücksichtigen (Entwurfsproblem).

2.4 Darstellung von Schwingungen im Zeit- und Frequenzbereich

Presentation of vibrations in the time and frequency domain

2.4.1 Darstellung von Schwingungen im Zeitbereich

Presentation of vibrations in the time domain

Maschinenschwingungen äußern sich durch zeitlich veränderliche Bewegungen einzelner Maschinenpunkte, die sich entweder regelmäßig wiederholen, in einem einmaligen Vorgang abklingen (*Eigenschwingungen* mit begrenzter Dauer) bzw. aufklingen oder aber regellos (*stochastisch*) verlaufen.
Mit der Zeitabhängigkeit von Schwingungsvorgängen beschäftigt sich das Gebiet der Kinematik (s. **B 2**). Dabei geht es vor allem um den zeitlichen Verlauf einzelner Komponenten von $\boldsymbol{x}(t)$ (s. Gl. (1)). Da aber auch die Erregerkräfte $\boldsymbol{F}(t)$ zeitabhängig sind, schließen wir sie in die Betrachtungen mit ein. Nach der Blockschaltbilddarstellung in **Bild 1** handelt es sich um die Analyse der in das Schwingungssystem eintretenden und austretenden Signale.

Klassifizierung. In **Bild 6** ist eine Klassifizierung von wichtigen Schwingungssignalen vorgenommen, wobei die „schwingende“ Größe hier allgemein $x(t)$ genannt wird. Man kann in determinierte und stochastische Signale unterteilen, wobei die determinierten Signale hier im Vordergrund stehen. Diese werden nochmals untergliedert in periodische und nichtperiodische Verläufe. Zu den periodischen Signalen gehören als elementare Signale die harmonischen Sinus- und Cosinusfunktionen. Allgemein periodische Signale bauen sich aus Sinus- und Cosinuskomponenten auf, deren Frequenzen Vielfache einer Grundfrequenz Ω_0 sind. Zu den nichtperiodischen Signalen gehören z. B. die abklingende Schwingung (Eigenschwingung), die Stoßfunktion und die Sprungfunktion.
Allen in **Bild 6** gezeigten Signalen ist gemeinsam, daß sie über der Zeit dargestellt sind. Während alle determinierten Signale durch mathematische Funktionen beschrieben werden können, sind die zufälligen Signale nicht eindeutig bestimmt. Es hat sich als nützlich erwiesen, zur Charakterisierung der verschiedenen Signalverläufe Mittelwerte einzuführen [1].

Mittelwerte. Der zeitliche lineare Mittelwert von $x(t)$ heißt Gleichwert

$$\bar{x}(t) = \frac{1}{T}\int_0^T x(t)\,\mathrm{d}t. \tag{24}$$

Dabei ist T die Beobachtungszeit, bei periodischen Signalen die Periodendauer. Der quadratische Mittelwert ist

$$\overline{x^2}(t) = \frac{1}{T}\int_0^T x(t)^2\,\mathrm{d}t, \tag{25}$$

aus dem sich der sog. Effektivwert (RMS-value, root mean square value) aus der Wurzel des quadratischen Mittelwerts ergibt

$$x_{\mathrm{eff}} = \sqrt{\overline{x^2(t)}} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x(t)^2\,\mathrm{d}t}. \tag{26}$$

Für das in der Praxis häufig vorkommende harmonische Signal ist der Mittelwert $\bar{x}(t) = 0$ und der Effektivwert beträgt etwa 70% vom Spitzenwert: $x_{\mathrm{eff}} = \sqrt{2}/2 \cdot \hat{x}$.

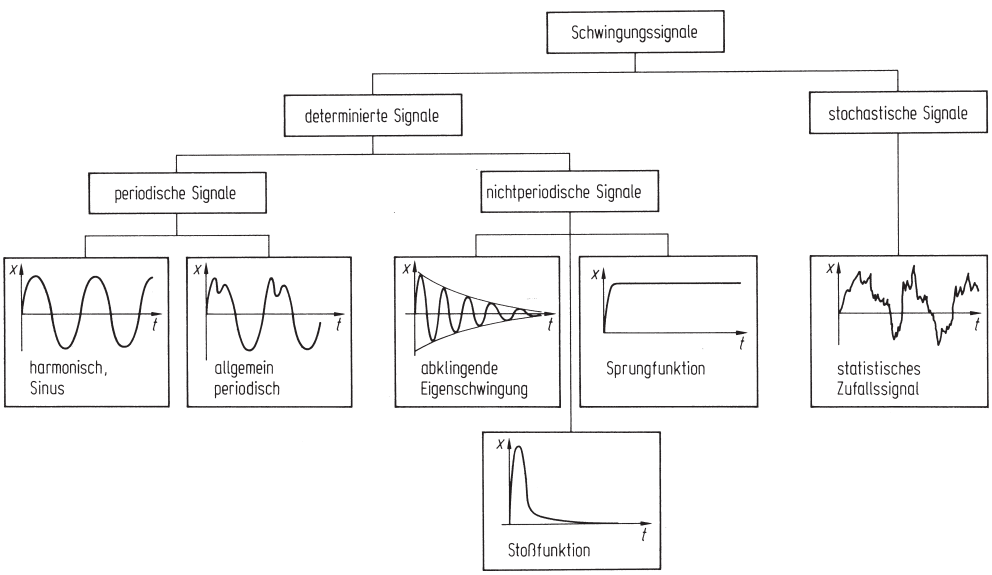


Bild 6. Klassifizierung von Schwingungssignalen

2.4.2 Darstellung von Schwingungen im Frequenzbereich

Presentation of vibrations in the frequency domain

Um die Eingangsgrößen $\boldsymbol{F}(t)$ und die Ausgangsgrößen $\boldsymbol{x}(t)$ eines Schwingungssystems besser interpretieren zu können, stellt man sie auch im Frequenzbereich als $\boldsymbol{x}(\Omega)$ und $\boldsymbol{F}(\Omega)$ dar. Dabei ist $\Omega = 2\pi f$ eine Kreisfrequenz in s^{-1} und f die Frequenz in Hz. Die Darstellung im Frequenzbereich ist oft aussagekräftiger, da man die Frequenzanteile einer Schwingung sehr gut erkennen kann und Verbindungen mit den dynamischen Eigenschaften eines Systems findet.
Mit Hilfe der *Fourier-Analyse* (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*) ist es möglich, aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich zu transformieren. Am einfachen Beispiel der harmonischen Sinusschwingung wird die Darstellung in beiden Bereichen deutlich, **Bild 7**. Die Sinusschwingung

$$x(t) = \hat{x}\sin(\Omega t + \varepsilon) \tag{27}$$

wird bestimmt durch die Amplitude $\hat{x}$, die Kreisfrequenz Ω und den Nullphasenwinkel ε. Im Frequenzbereich trägt man daher bei der Kreisfrequenz Ω den Wert von $\hat{x}$ in das Amplitudendiagramm und den Wert von ε in das Phasendiagramm ein.

Fourier-Analyse periodischer Schwingungen. Nach dem Satz von Fourier läßt sich jede periodische Funktion $x(t)$ mit der Periodendauer $T = 2\pi/\Omega_0$ unter bestimmten Voraussetzungen eindeutig durch eine Summe von Sinus- und Cosinusfunktionen mit den Kreisfrequenzen Ω_0, $2\Omega_0$, $3\Omega_0 \ldots$ darstellen (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).

$$\begin{aligned} x(t) &= x_0 + \sum_{n=1}^{\infty}\{s_n \sin n\,\Omega_0\, t + c_n \cos n\,\Omega_0\, t\} \\ &= x_0 + \sum_{n=1}^{\infty}\{\hat{x}_n \sin(n\,\Omega_0\, t + \varepsilon_n)\} \end{aligned} \tag{28}$$

mit

$x_0 = \frac{1}{T}\int_0^T x(t)\,\mathrm{d}t$ — arithmetischer Mittelwert,

$s_n = \frac{2}{T}\int_0^T x(t)\sin n\,\Omega_0\, t\,\mathrm{d}t$ — Fourierkoeffizienten ($n = 1, 2, \ldots, \infty$),

$c_n = \frac{2}{T}\int_0^T x(t)\cos n\,\Omega_0\, t\,\mathrm{d}t$,

$\Omega_0 = 2\pi/T$ — Grundfrequenz (Kreisfrequenz),

$\hat{x}_n = \sqrt{s_n^2 + c_n^2}$ — Werte des Fourier-Amplituden-Spektrums,

$\varepsilon_n = \arctan(c_n/s_n)$ — Werte des Fourier-Phasen-Spektrums.

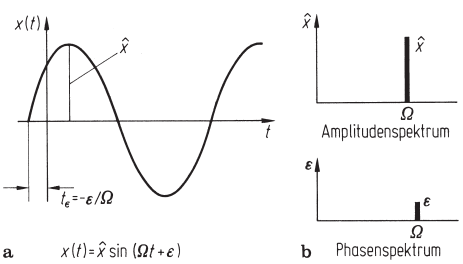


Bild 7 a, b. Darstellung der Sinusschwingung im Zeit- und Frequenzbereich. **a** Zeitbereich; **b** Frequenzbereich

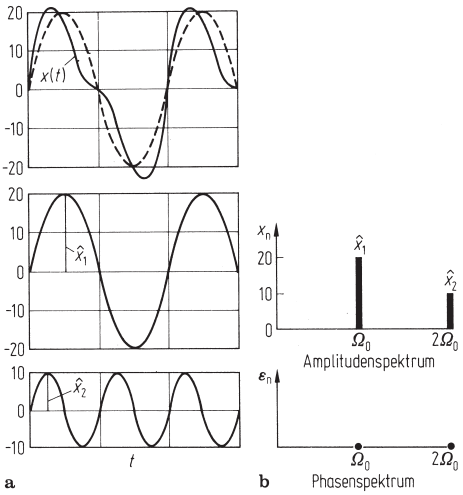


Bild 8 a, b. Periodische Funktion mit zwei Sinusfunktionen ($\hat{x}_1 = 20\,\mu\mathrm{m}$; $\hat{x}_2 = 10\,\mu\mathrm{m}$; $\varepsilon_1 = 0$; $\varepsilon_2 = 0$). **a** Zeitbereich; **b** Frequenzbereich

Beispiel: Bild 8 zeigt als Beispiel eine einfache periodische Funktion mit zwei Sinuskomponenten im Zeit- und im Frequenzbereich. Ein solches Schwingungssignal kann bei rotierenden Maschinen auftreten, wobei die Grundfrequenz Ω_0 mit der Drehfrequenz übereinstimmt (Unwuchtschwingung) und die doppelte Drehfrequenz $2\Omega_0$ z. B. durch Unrundheiten der Welle (Generatorläufer, Welle mit Riß) verursacht wird. Zahlenwerte: $x_0 = 0$; $\hat{x}_1 = s_1 = 20\,\mu\mathrm{m}$; $\hat{x}_2 = s_2 = 10\,\mu\mathrm{m}$; $c_1 = c_2 = 0$.

Fourier-Analyse nichtperiodischer Vorgänge. Einen Übergang von periodischen zu nichtperiodischen Vorgängen findet man durch eine Grenzwertbetrachtung für unendlich große Periodendauern T. Dadurch nimmt die Grundfrequenz unendlich kleine Werte an ($\Omega_0 \to \mathrm{d}\Omega$) und die höheren Harmonischen folgen dicht aufeinander. Dies führt zu einem kontinuierlichen Spektrum. Die Zeitfunktion kann nun durch das Fourier-Integral ausgedrückt werden.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} x(\Omega)\mathrm{e}^{\mathrm{i}\Omega t}\mathrm{d}\Omega. \tag{29}$$

Hierin ist die komplexe Spektralfunktion $x(\Omega)$ die Fouriertransformierte des Zeitsignals $x(t)$

$$x(\Omega) = \int_{0}^{\infty} x(t)\mathrm{e}^{-\mathrm{i}\Omega t}\mathrm{d}t. \tag{30}$$

Beispiel: Bild 9 stellt qualitativ die Beträge der Fouriertransformierten $|x(\Omega)|$ für drei nichtperiodische Signale dar. Die beiden ersten werden oft als Testsignale zur künstlichen Erregung von Schwingungssystemen verwendet. Man erkennt, daß die Werte der Spektralfunktion $|x(\Omega)|$ der Stoßfunktion (**Bild 9 a**) in einem weiten Bereich nahezu konstant bleiben. Die Lage des Nulldurchgangs $|x(\Omega)| = 0$ hängt von der Stoßdauer (harter oder weicher Stoß) ab. Bei der *Sprungfunktion* (**Bild 9 b**) ist der größte Teil der Energie bei niedrigen Frequenzen zu finden. Damit werden Systeme mit niedrigen Eigenfrequenzen gut angeregt. Ein sehr interessantes Ergebnis zeigt sich beim dritten Signal (**Bild 9 c**). Es handelt sich hierbei um die sog. *Impuls-Antwortfunktion* (Gewichtsfunktion) eines Schwingers, also die System-Eigenschwingung nach einem kurzen Stoß. Transformiert man diese Funktion in den Frequenzbereich, dann erhält man die bereits in **O 2.2.5** definierte zugehörige Frequenzgangfunktion. **Bild 9** zeigt den Frequenzgang für den Schwinger mit einem Freiheitsgrad.

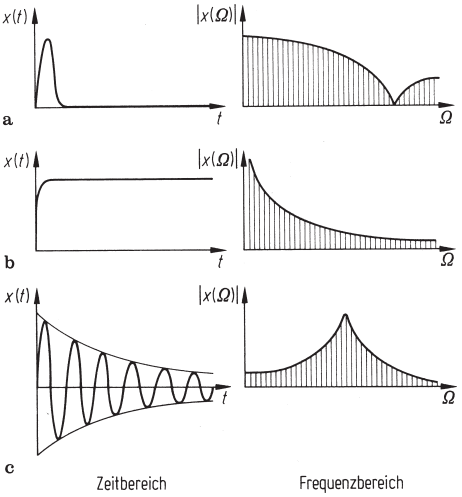


Bild 9 a–c. Spektralfunktionen $|x(\Omega)|$ für drei nichtperiodische Funktionen. **a** Stoßfunktion; **b** Sprungfunktion; **c** Impuls-Antwortfunktion

2.5 Entstehung von Maschinenschwingungen, Erregerkräfte $F(t)$

Origin of machine vibrations, excitation forces

Maschinenschwingungen können ganz unterschiedliche Ursachen haben. In [5] wird eine Einteilung nach dem Entstehungsmechanismus vorgenommen. Danach unterscheidet man zwischen freien, selbsterregten, parametererregten und erzwungenen Schwingungen. Die einzelnen Fälle lassen sich am besten an Hand der Bewegungsgleichungen Gl. (1) bzw. mit Hilfe des Blockschaltbilds (**Bild 1**) erklären. Dabei werden wieder lineare, zeitinvariante Schwingungssysteme vorausgesetzt. In **Bild 10** sind die einzelnen Ursachen für Schwingbewegungen $\boldsymbol{x}(t)$ anschaulich zusammengestellt.

2.5.1 Freie Schwingungen (Eigenschwingungen)

Free vibrations

Freie Schwingungen treten auf, wenn ein System nach einem Anstoß sich selbst überlassen wird und keinen Einwirkungen von außen mehr ausgesetzt ist (s. **B 4.1**). Es wird dem System also keine weitere Energie zugeführt. In den Bewegungsgleichungen sind die rechten Seiten der Erregungen gleich Null ($\boldsymbol{F}(t) = 0$, homogenes Gleichungssystem). Die Schwingfrequenzen werden durch die Systemeigenschaften ($\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$, $\boldsymbol{K}$) bestimmt. Man unterscheidet das ungedämpfte vom gedämpften Schwingungssystem. Im idealisierten dämpfungsfreien Fall findet ein Austausch zwischen kinetischer und potentieller Energie statt (Dauerschwingung). Im Realfall klingen die Schwingungen bei echter Dämpfung immer ab (s. **Bilder 2**, **6** und **9**).

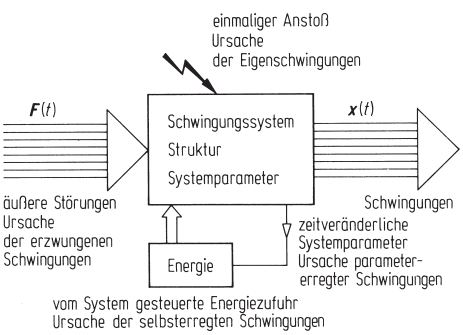


Bild 10. Entstehung von Maschinenschwingungen

2.5.2 Selbsterregte Schwingungen

Self-excited vibrations

Hierbei handelt es sich um Eigenschwingungen besonderer Art. In den Bewegungsgleichungen sind wie bei den freien Schwingungen keine äußeren Erregungen vorhanden ($\boldsymbol{F}(t) = 0$). Dem Schwinger wird jedoch im Takt der Eigenschwingung Energie aus einer Energiequelle zugeführt. Durch diese Energieaufnahme kann es zu aufklingenden (selbsterregten) Schwingungen kommen, wenn nicht entgegengesetzt wirkende Dämpfungskräfte dies verhindern. Strenggenommen haben die selbsterregten Schwingungen nichtlinearen Charakter, zur Beurteilung der Stabilität in einem Gleichgewichtspunkt darf man jedoch die linearisierten Gleichungen verwenden. Die Neigung eines Schwingungssystems zur Selbsterregung erkennt man an den schiefsymmetrischen Anteilen in der *Steifigkeitsmatrix* $\boldsymbol{K}$ (Zirkulatorische Kräfte), denen die dämpfenden Kräfte in der $\boldsymbol{D}$-Matrix gegenüber stehen. Im Maschinenbau findet man Beispiele für selbsterregte Schwingungen u. a. bei rotierenden Wellen mit Gleitlagern und Dichtspalten. Dabei stammt die zugeführte Energie aus der Wellenrotation.

2.5.3 Parametererregte Schwingungen

Parameter-excited vibrations

Das Kennzeichen der parametererregten Schwingungen ist, daß das Schwingungssystem zeitabhängige, meist periodische Parameter besitzt. Die Voraussetzung der zeitinvarianten Bewegungsgleichungen ist dann nicht mehr erfüllt und die Matrizen sind i. allg. zeitabhängig: $\boldsymbol{M}(t)$, $\boldsymbol{D}(t)$, $\boldsymbol{K}(t)$. Als Folge können sowohl gedämpfte, ungedämpfte als auch angefachte Schwingungen auftreten.

Rotoren von elektrischen Maschinen (s. **V 3**) haben z. B. oft Querschnittsformen mit stark unterschiedlichen Biegesteifigkeiten in zwei zueinander senkrechten Richtungen (z. B. zweipolige Läufer von Synchronmaschinen). Bei Drehung der Welle ändert sich in einem raumfesten Koordinatensystem z. B. die vertikale Wellensteifigkeit periodisch mit der Zeit. Die Steifigkeitsmatrix $\boldsymbol{K}$ des Rotors ist deshalb zeitvariant. Bei der Auslegung muß beachtet werden, daß Drehzahlbereiche mit aufklingenden parametererregten Schwingungen vermieden werden.

2.5.4 Erzwungene Schwingungen. Forced vibrations

Erzwungene Schwingungen (s. **B 4.1**) werden durch äußere Störungen verursacht und in ihrem Zeitverhalten bestimmt. Diese Störungen sind als Erregerkräfte (-momente) im Vektor $\boldsymbol{F}(t)$ auf der rechten Seite der Bewegungsgleichungen enthalten. Sie sind nur von der Zeit t und nicht von den Bewegungen $\boldsymbol{x}(t)$ des Schwingungssystems selbst abhängig. Bei den Erregerfunktionen interessieren in der Schwingungspraxis in besonderem Maße die periodischen Funktionen und als Sonderfall hiervon die harmonischen Funktionen. Daneben haben auch Impulsfunktionen (Störungen durch Stöße), die Sprungfunktionen (Einschaltvorgänge) und die Zufallsfunktionen eine große Bedeutung.

Störungen werden entweder als Kräfte (Momente) oder als Fußpunktbewegungen bzw. -beschleunigungen in das System eingeleitet. Beachtliche Erregerkräfte können z. B. als Trägheitskräfte durch translatorisch oder rotatorisch bewegte Massen in Maschinen auftreten. Andere wichtige Erregungen kommen durch die Kopplung mechanischer Systeme mit angrenzenden Arbeitsmedien (Gas, Dampf) oder mit elektri-

schen Systemen (Motoren, Generatoren) zustande, wobei man oft die strenge Kopplung näherungsweise durch reine zeitabhängige Störfunktionen ersetzen darf. Störungen in der Umgebung von Maschinen (Gebäudedecken, Baugrund) wirken sich als Fußpunkterregungen am Schwingungssystem aus. In erdbebengefährdeten Gebieten muß beispielsweise sichergestellt werden, daß wichtige Maschinen und Aggregate (z. B. Kühlmittelpumpen in Kernkraftwerken) auch bei starken äußeren Einwirkungen funktionstüchtig bleiben. Im folgenden werden einige wichtige Erregungen vorgestellt und diskutiert.

Erregung durch harmonische Unwuchtkräfte. Im Turbomaschinenbau werden die Biegeschwingungen von rotierenden Wellen in den meisten Fällen durch Unwuchtkräfte hervorgerufen. Eine Erklärung der Unwuchterregung läßt sich anschaulich am Beispiel eines Laufrads geben, das in **Bild 11** als Scheibe idealisiert ist. Bedingt durch Fertigungsungenauigkeiten und ungleichmäßige Beschaufelung fallen der Scheibenschwerpunkt S und der Wellendurchstoßpunkt W i. allg. nicht zusammen. Die beiden Punkte haben den festen Abstand e voneinander, der als Massenexzentrizität bezeichnet wird und eine zum Laufraddurchmesser relativ kleine Größe darstellt. Während des Betriebs einer Maschine kann sich die Massenexzentrizität durch Ablagerungen und Abtragungen (Erosion) oder durch Schaufelbruch vergrößern. Das Produkt aus Laufradmasse m und Massenexzentrizität e nennt man Unwucht $U = me$.

Durch die Wellenrotation wird die Fliehkraft

$$F = me\Omega^2 \tag{31}$$

geweckt, die entsprechend der Drehung von S um den Wellenmittelpunkt W in Richtung der Verbindungslinie WS (Fliehkraftbeschleunigung) wirkt und mit der Winkelgeschwindigkeit Ω umläuft. Die Größe der Kraft wächst quadratisch mit Ω an. Ein Beobachter in einem raumfesten Koordinatensystem sieht die beiden Komponenten der Fliehkraft als periodische bzw. genauer als harmonische Funktionen

$$\begin{aligned} F_{\text{hor.}} &= me\Omega^2 \cos \Omega t, \\ F_{\text{vert.}} &= me\Omega^2 \sin \Omega t. \end{aligned} \tag{32}$$

Bei Läufern mit verteilter Masse hat die Unwucht entlang der Wellenachse einen kontinuierlichen Verlauf, wobei neben den Kraftamplituden auch relative Winkellagen zueinander zu berücksichtigen sind. Da die wirkliche Unwuchtverteilung nie genau bekannt ist, nimmt man bei Schwingungsberechnungen bestimmte Musterverteilungen an (z. B. Verteilung nach Eigenformen). Die diskreten Unwuchtanteile sind dabei den einzelnen Berechnungs-Freiheitsgraden zuzuordnen.

Durch die Unwuchtbelastungen werden sowohl die Welle als auch die Lagerböcke, das Fundament und das Gehäuse zu harmonischen Schwingungen mit der Wellenkreisfrequenz Ω angeregt.

In der Praxis wird man immer bestrebt sein, die Unwucht-Erregerkräfte möglichst klein zu halten. Dies erreicht man durch den Vorgang des Auswuchtens, bei dem geeignete Ausgleichsgewichte am Läufer angesetzt werden. Beim Auswuchten ist zu prüfen, ob der zu wuchtende Läufer als *starr* oder *elastisch* einzustufen ist. Nähere Einzelheiten zur Praxis des Auswuchtens und zur Auswuchtgüte findet man in [6, 7].

Erregung durch Massen- und Gaskräfte in Kolbenmaschinen. In den Triebwerken von Kolbenmaschinen (Viertaktmotoren, Zweitaktmotoren, Kolbenverdichter) treten neben den Unwuchtkräften durch rotierende Bauteile (Kurbelwelle) insbesondere Massenkräfte (s. **O 1.2**) durch translatorisch bewegte Bauteile (Kolben, Anteile der Schubstange usw.) und Gaskräfte am Kolben auf, die zu einer beachtlichen Schwingungserregung einzelner Komponenten oder des gesamten Motors führen können [8, 9] (s. **P 4**). In den meisten Fällen verlaufen die Kräfte periodisch mit der Drehzahl der Maschine (Grundfrequenz Ω_0 = Drehfrequenz), lediglich die Gaskräfte von Viertaktmotoren weisen eine Periode von zwei Umdrehungen auf, da im Zylinder eines Viertaktmotors nur bei jeder zweiten Umdrehung eine Verbrennung stattfindet.

Von den verschiedenen Schwingungserscheinungen an Kolbenmaschinen sind die Schwingungen der Kurbelwelle besonders zu untersuchen, damit die Beanspruchungen nicht zu einem Dauerbruch der Kurbelwelle führen. Für eine Kurbelwellen-Schwingungsberechnung benötigt der Ingenieur die an der Kurbelwelle angreifenden zeitveränderlichen Erregerkräfte, die sich aus den oben genannten Massen- und Gaskräften ergeben. Die folgenden Angaben gelten für den stationären Zustand (konstante Drehzahl). Die wesentlichen Beziehungen lassen sich am besten am Einzylindertriebwerk (Viertaktmotor) erklären. Sie können leicht auf die Mehrzylindermaschine übertragen werden.

Die an einem Kolben wirkende resultierende Kraft $F_{\text{k}}(t)$ setzt sich aus der Gasdruckkraft $F_{\text{G}}(t)$ und der Massenkraft $F_{\text{M}}(t)$ zusammen (**Bild 12**) (s. **P 1.3.3**)

$$F_{\text{K}}(t) = F_{\text{G}}(t) + F_{\text{M}}(t). \tag{33}$$

Die Kolbenkraft $F_{\text{K}}(t)$ kann geometrisch in die Normalkraft $F_{\text{N}}(t)$ und die Schubstangenkraft $F_{\text{S}}(t)$ zerlegt werden, wovon sich die Stangenkraft am Kurbelzapfen nochmals in die tangentiale Komponente $F_{\text{T}}(t)$ und die radiale Komponente $F_{\text{R}}(t)$ aufteilt. $F_{\text{T}}(t)$ und $F_{\text{R}}(t)$ sind die erregenden Kräfte für

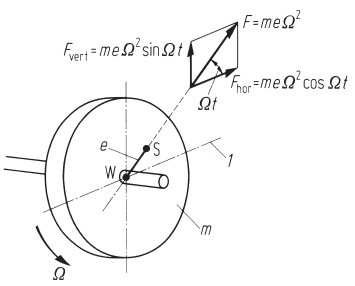


Bild 11. Unwuchtkräfte an einer rotierenden Scheibe. e Massenexzentrizität, Ω Winkelgeschwindigkeit, m Masse, l Nullachse für Winkel Ωt

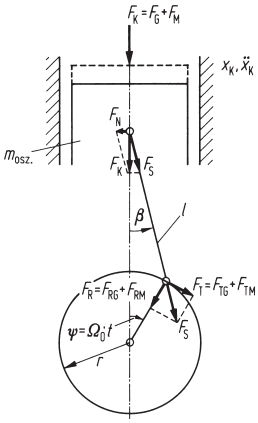


Bild 12. Kräfteverhältnisse beim Kurbeltrieb. ψ Kurbelwinkel, r Kurbelradius, β Schwenkwinkel, l Schubstangenlänge

die Kurbelwelle, die zu Dreh- und Biegeschwingungen führen. Man kann sie wieder aufteilen in die Anteile der Gasdruckkräfte und die Anteile der Massenkräfte

$$F_T(t) = F_{TG}(t) + F_{TM}(t),\ F_R(t) = F_{RG}(t) + F_{RM}(t). \quad (34)$$

Zu ihrer Ermittlung braucht man zunächst einmal die für beide Kraftarten (Gaskräfte, Massenkräfte) gültigen Kräfteverhältnisse F_T/F_K und F_R/F_K. Dies sind periodische Funktionen, die die Geometrie des Kurbeltriebs ausdrücken

$$\frac{F_T}{F_K} = \frac{\sin(\psi+\beta)}{\cos\beta} = B_1 \sin\psi + B_2 \sin 2\psi + B_4 \sin 4\psi + \ldots \quad (35)$$

mit

$$\begin{aligned} B_1 &= 1, \\ B_2 &= \lambda/2 + \lambda^3/8 + \ldots, \\ B_4 &= -\lambda^3/16 - 3\lambda^5/64 - \ldots. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{F_R}{F_K} &= \frac{\cos(\psi+\beta)}{\cos\beta} \\ &= A_0 + A_1 \cos\psi + A_2 \cos 2\psi + A_4 \cos 4\psi + \ldots. \end{aligned} \quad (36)$$

mit

$$\begin{aligned} A_0 &= -\lambda/2 - 3\lambda^3/16 - \ldots, \\ A_1 &= 1, \\ A_2 &= \lambda/2 + \lambda^3/4 + \ldots, \\ A_4 &= -\lambda^3/16 - \ldots \end{aligned}$$

($\psi = \Omega_0 t$ Kurbelwinkel, Ω_0 Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle, β Schwenkwinkel, $\lambda = r/l$ Pleuelstangenverhältnis). Die vier Einzelanteile aus Gl. (34) können nun wie folgt angegeben werden:

$$\begin{aligned} F_{TG}(t) &= F_G(t) \cdot (F_T/F_K), \\ F_{TM}(t) &= F_M(t) \cdot (F_T/F_K), \end{aligned} \quad (37)$$

$$\begin{aligned} F_{RG}(t) &= F_G(t) \cdot (F_R/F_K), \\ F_{RM}(t) &= F_M(t) \cdot (F_R/F_K). \end{aligned} \quad (38)$$

Sowohl die Massenkraft $F_M(t)$ als auch die Gasdruckkraft $F_G(t)$ sind im stationären Betrieb aber ebenfalls periodische Funktionen.

Die Massenkraft $F_M(t)$ ergibt sich z. B. aus dem Produkt der oszillierenden Masse m_{osz} (Kolbenmasse, Massenanteil der Pleuelstange) mit der Kolbenbeschleunigung $\ddot{x}_k(t)$ und kann durch die folgende Fourierreihe ausgedrückt werden

$$\begin{aligned} F_M(t) = &- m_{osz}\ddot{x}_k = -m_{osz}\, r\, \Omega_0^2 (C_1 \cos\psi + C_2 \cos 2\psi \\ &+ C_4 \cos 4\psi + C_6 \cos 6\psi + \ldots), \end{aligned} \quad (39)$$

mit

$$\begin{aligned} C_1 &= 1, \\ C_2 &= \lambda + \lambda^3/4 + 15\lambda^5/128, \\ C_4 &= -\lambda^3/4 - 3\lambda^5/16 - \ldots, \\ C_6 &= 9\lambda^5/128 + \ldots. \end{aligned}$$

Aus Gl. (37) und Gl. (38) folgen unter Berücksichtigung von Gl. (35), Gl. (36) und Gl. (39) die Massentangentialkraft und die Massenradialkraft

$$F_{TM} = m_{osz}\, r\, \Omega_0^2 \sum_{k=1}^{\infty} T_k \sin k\psi,$$

mit

$$\begin{aligned} T_1 &= \lambda/4 + \lambda^3/16 + 15\lambda^5/512 + \ldots, \\ T_2 &= -1/2 - \lambda^4/32 - \lambda^6/32 \ldots, \\ T_3 &= -3\lambda/4 - 9\lambda^3/32 - 81\lambda^5/512 - \ldots, \\ T_4 &= -\lambda^2/4 - \lambda^4/8 - \lambda^6/16 - \ldots, \\ T_5 &= 5\lambda^3/32 + 75\lambda^5/512 + \ldots. \end{aligned} \quad (40)$$

$$F_{RM} = m_{osz}\, r\, \Omega_0^2 \left(R_0 + \sum_{k=1}^{\infty} R_k \cos k\psi \right),$$

mit

$$\begin{aligned} R_0 &= -1/2 - \lambda^2/4 - 3\lambda^4/16 - 5\lambda^6/32 - \ldots, \\ R_1 &= -\lambda/4 - \lambda^3/16 - 15\lambda^5/512 - \ldots, \\ R_2 &= -1/2 + \lambda^2/2 + 13\lambda^4/32 + 11\lambda^6/32 +, \\ R_3 &= -3\lambda/4 - 3\lambda^3/32 - 9\lambda^5/512 - \ldots, \\ R_4 &= -\lambda^2/4 - 5\lambda^4/16 - 5\lambda^6/16 - \ldots. \end{aligned} \quad (41)$$

Zur Bestimmung der Kräfte F_{TG} und F_{RG}, die sich aus den Gasdruckkräften am Kolben ergeben, verfährt man entsprechend. Liegen z. B. diskrete Werte der Kraft $F_G(t)$ über eine Periode vor, so multipliziert man diese gemäß Gln. (37), (38) und führt anschließend harmonische Analysen für die gefundenen Kraftkomponenten F_{TG} und F_{RG} durch. Dabei sind die unterschiedlichen Grundfrequenzen beim Zweitaktmotor (Ω_0) und beim Viertaktmotor ($\Omega_0/2$) zu berücksichtigen.

Bild 13 zeigt die Ergebnisse der harmonischen Analysen für die Radialkraft $F_{RG}(t)$ und die Tangentialkraft $F_{TG}(t)$ bei einem Viertaktmotor. Die dargestellten Werte sind jeweils auf die Kolbenfläche A_k bezogen.

Beim Mehrzylindertriebwerk nimmt man i. allg. an, daß alle Zylinder gleich sind und gleich arbeiten, und damit auch die Kräfte bei allen Zylindern gleich sind. Die Kräfte verschiedener Zylinder sind jedoch zeitlich phasenverschoben, da die Zündzeitpunkte nicht zusammenfallen. Diese Phasenverschiebung ergibt für verschiedene Zylinder unterschiedliche harmonische Koeffizienten der Erregerkräfte [8, 9] die sich aus den angegebenen Werten für das Einzylindertriebwerk ableiten lassen.

Erregung durch elektrische Störmomente. In elektrischen Maschinen (Motoren, Generatoren) können beachtliche elektrische Störmomente auftreten, die den ganzen Wellenstrang zu Torsionsschwingungen anregen (s. **V 5.1.5**). Stellvertretend werden hier Störungen an einer Turbogruppe für die Energieerzeugung vorgestellt. Im stationären Betrieb des Turbosatzes sind die Drehmomente der antreibenden Turbinen und des bremsenden Generators miteinander im Gleichgewicht. Durch elektrische Störungen im Netz oder am Generator, Schalt- und Synchronisiervorgänge kann dieses Gleichgewicht empfindlich gestört werden. Das Generatormoment enthält dann zusätzliche konstante und oszillierende Komponenten.

Die Erfahrung zeigt, daß die größten Belastungen der Welle beim Klemmenkurzschluß und bei Fehlsynchronisierung mit einem Fehlwinkel von 120° auftreten. Deshalb werden in den einschlägigen Normen und Vorschriften insbesondere diese Fälle für die Auslegung zugrundegelegt. In **Bild 14** ist der auf das Nennmoment M_0 bezogene zeitliche Verlauf des Luftspaltmoments $M_e(t)$ im Generator für einen nicht abklingenden zweipoligen Klemmenkurzschluß und für eine 120°-Fehlsynchronisation dargestellt. Die Zeitverläufe lassen sich aus den folgenden Gleichungen ermitteln [10].

2phasiger Klemmenkurzschluß:

$$\begin{aligned} M_e(t) = &M_0 + \frac{M_0}{\cos\varphi} \cdot \frac{1}{x_d'' + x_{TR}} \\ &\cdot \{\sin\Omega(t-t_0) - 0{,}5 \cdot \sin 2\Omega(t-t_0)\}. \end{aligned} \quad (42)$$

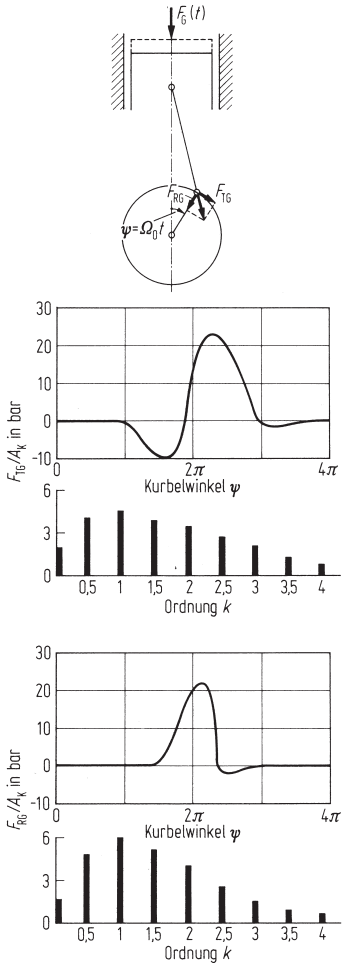


Bild 13. Harmonische Analysen für die Tangentialkraft F_{TG} und die Radialkraft F_{RG} für einen Zylinder eines Viertaktmotors

120°-Fehlsynchronisation:

$$M_e(t) = \frac{M_0}{\cos\varphi} \cdot \frac{1}{x''_d + x_{TR} + x_N} \cdot \{0{,}866 - 0{,}866\cos\Omega t + 1{,}5\sin\Omega t\},$$

mit x''_d subtransiente Reaktanz des Generators, x_{TR} Traforeaktanz, x_N Netzreaktanz jeweils bezogen auf die Generatorimpedanz, $\cos\varphi$ Leistungsfaktor, M_0 Nennmoment, Ω Netzkreisfrequenz.

Man erkennt deutlich den Gleichanteil mit dem stationären Nenndrehmoment M_0 und die dreh- bzw. doppeldrehfrequenten Wechselanteile. Die angegebenen Erregermomente sind über die Generatorlänge verteilt an passender Stelle in den Erregervektor $\boldsymbol{F}(t)$ der Bewegungsgleichungen für einen Wellenstrang einzusetzen.

Besondere Bedeutung haben mehr und mehr die Drehmomente von elektrisch drehzahlgeregelten Antrieben. Hier können pulsierende Erregermomente als Folge der Speisung über Umformer (Umrichter) auftreten, weil dabei Oberwellen in Strom und Spannung vorkommen. In [11] sind für die Antriebsarten Schleifringmotor mit untersynchroner Kaskade, Stromrichter-Synchronmotor-Antrieb die Erregerfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehzahl angegeben.

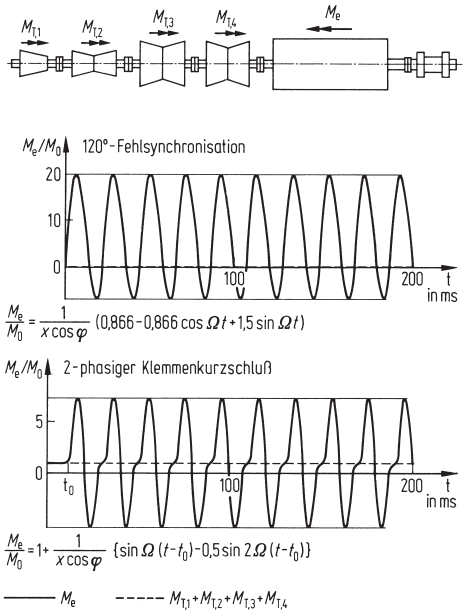


Bild 14. Luftspaltmoment $M_e(t)$ in einem Generator

2.6 Mechanische Ersatzsysteme, Bewegungsgleichungen

Mechanical models, equations of motion

Zur Ermittlung rechnerischer Lösungen oder zur Deutung von Beobachtungen am Realsystem braucht man mechanische Ersatzsysteme, die das wirkliche dynamische Verhalten hinreichend genau wiedergeben. Die Vorgehensweise bei der Modellbildung ist in **Bild 15** dargestellt. Ausgangspunkt ist das reale System (Konstruktionszeichnung), wobei u. a. festgelegt werden muß, wo die Systemgrenzen zu ziehen sind. Nach Abgrenzung und Formulierung der Aufgabe kann das mechanische Ersatzsystem erstellt werden. Dabei werden Vereinfachungen vorgenommen, die auf Annahmen und Erfahrungen oder Beobachtungen an ähnlichen Systemen beruhen. Das mechanische Modell sollte so einfach wie möglich sein, aber alles Wesentliche beinhalten. Modell und Wirklichkeit sollten sich im Hinblick auf die gewünschten Aussagen gut entsprechen. Angestrebt wird dabei ein Minimalmodell, das mit der geringsten Anzahl von Freiheitsgraden eine zutreffende Aussage über das dynamische Verhalten des Systems liefert.

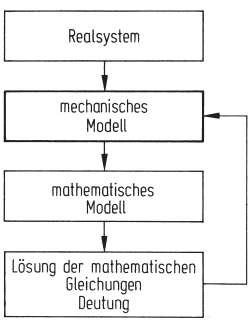


Bild 15. Vorgehensweise bei der Modellbildung

Zum *mechanischen Ersatzsystem* wird unter Berücksichtigung der physikalischen Grundgesetze das zugehörige *mathematische Modell* gesucht, das bei Schwingungssystemen häufig auf ein System linearer Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten führt (s. Gl. (1)). Danach können die mathematischen Gleichungen gelöst und die Ergebnisse gedeutet und diskutiert werden. Gegebenenfalls sind Modifikationen am mechanischen Modell vorzunehmen, falls Zweifel an den gewonnenen Lösungen bestehen bzw. starke Abweichungen gegenüber dem Realverhalten vorliegen.
Bei der Bildung eines mechanischen Ersatzsystems legt man zuerst die Systemstruktur fest und bestimmt dann die zugehörigen Systemparameter (**Bild 1**).

2.6.1 Strukturfestlegung. Structure definition

Mit der Festlegung der Struktur eines Ersatzsystems sind verschiedene Fragestellungen verknüpft. Zunächst muß geklärt werden, ob ein kontinuierliches System mit verteilter Masse und Steifigkeit oder ein diskretes System verwendet werden soll. Dies führt im ersten Fall zu partiellen, im zweiten Fall zu gewöhnlichen Differentialgleichungen. Wichtig ist auch die Überlegung, ob lineare oder nichtlineare Beziehungen Gültigkeit haben. Weiterhin stellen sich die Fragen, wieviel Freiheitsgrade notwendig sind, aus welchen Elementen (Federn, Massen, Dämpfer, Stäbe, Balken, Platten usw.) ein System bestehen soll und welche Randbedingungen gelten.

Bild 16 zeigt verschiedene Möglichkeiten der Modellierung am Beispiel der Maschinenwelle mit Laufrad (s. **Bild 2**). Das kontinuierliche System mit seinen unendlich vielen Freiheitsgraden stellt eine realitätsnahe Abbildung dar, da Massen und Steifigkeiten mit ihrem kontinuierlichen Verlauf berücksichtigt werden. Das Lösen der zugehörigen partiellen Gleichungen ist allerdings bei komplizierten Systemen nur mit sehr großem Aufwand möglich und scheidet daher für praktische Anwendungen aus.
Gute Näherungslösungen lassen sich mit diskreten Systemen gewinnen. Bei der schon klassischen ingenieurmäßigen Diskretisierung faßt man die kontinuierlich verlaufenden Massen zu Punktmassen oder starren Körpern zusammen und verbindet diese mit masselosen Federn und Dämpfern (Feder-Masse-Dämpfer-Systeme, lumped mass models). Wie beim gezeigten Beispiel bietet es sich oft an, bestimmte Massenanhäufungen (Laufräder) als Punktmassen oder starre Körper darzustellen und näherungsweise benachbarte kleinere Massen (Wellenmasse) anteilmäßig aufzuaddieren. Als elastische Verbindungselemente werden z. B. Federn, masselose Drehstäbe (Torsion), Biegebalken u. a. verwendet.
Große Bedeutung hat in den letzten Jahren die „Finite-Elemente"-Methode gewonnen (s. **C 8**). Sie ist vielseitig anwendbar und es lassen sich beliebige ein-, zwei- und dreidimensionale Schwingungssysteme behandeln. Auch bei den Randbedingungen und beim Verlauf von Massen, Steifigkeiten und Dämpfungen ist alles zugelassen. Es wird jedes Element zunächst für sich behandelt und das dynamische Verhalten in Form von Kraft-Bewegungsbeziehungen mit Kräften und Momenten bzw. Verschiebungen und Verdrehungen in den Knotenpunkten beschrieben (**Bild 16**). Erreicht wird das durch sog. Ansatzfunktionen, in denen die mechanischen Freiheitsgrade der Knotenpunkte als freie Parameter enthalten sind. Die Elementeigenschaften faßt man dann in Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen zusammen. Dies drückt deutlich aus, daß in einem finiten Element die Eigenschaften Trägheit, Dämpfung und Steifigkeit zusammen berücksichtigt werden. Schließlich werden die Elemente unter Einhaltung aller Rand- und Übergangsbedingungen an den Knotenpunkten miteinander verbunden und zur Gesamtstruktur aufgebaut.
Das zugehörige mathematische Modell hat wie bei der ingenieurmäßigen Diskretisierung die gleiche Form und führt bei linearem Verhalten zu einem System gewöhnlicher Differentialgleichungen, wie es bereits in Gl. (1) dargestellt wurde.

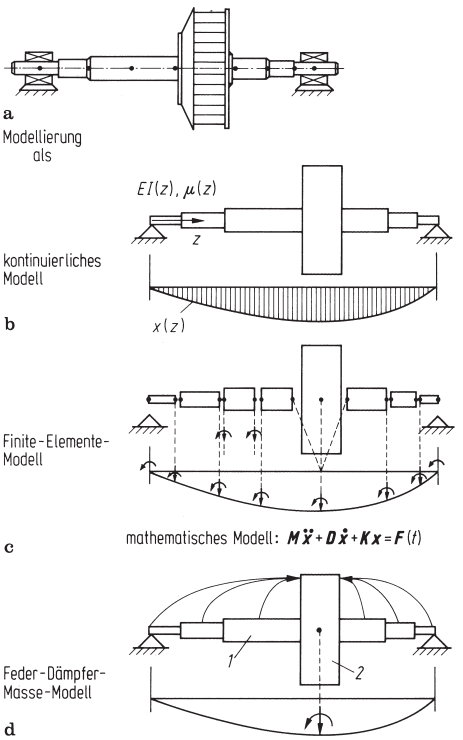


Bild 16a–d. Möglichkeiten der Modellbildung am Beispiel einer Maschinenwelle mit Laufrad. **a** Realsystem; Modellierung als: **b** Kontinuierliches Modell; **c** Finite-Elemente-Modell; **d** Feder-Dämpfer-Masse-Modell, *1* Biegefeder, *2* Masse

2.6.2 Parameterermittlung. Parameter definition

Liegt die Struktur des Schwingungssystems und damit auch die Form der mathematischen Gleichungen fest, so müssen im nächsten Schritt die Werte für die Systemparameter bzw. die Elemente der Matrizen $\boldsymbol{M}, \boldsymbol{D}, \boldsymbol{K}$ bestimmt werden. Bei der Parameterermittlung entnimmt man wichtige Informationen den Konstruktionszeichnungen (Abmessungen, Werkstoffkennwerte, Massen) und wendet Gesetze der Mechanik an (Massenträgheitsmomente, Biegesteifigkeiten, Drehsteifigkeiten usw.). Bei manchen Maschinenelementen oder Mechanismen (Gleitlager, Dichtungen, Kupplungen) fehlen aber heute oft noch zufriedenstellende theoretische Modelle über die dynamischen Vorgänge. In solchen Fällen ist eine experimentelle Vorgehensweise oft unerläßlich und man versucht die unbekannten Parameter einzelner Systemkomponenten mit Hilfe von (Parameter-) Identifikationsverfahren zu bestimmen [12, 13].

2.6.3 Beispiele für mechanische Ersatzsysteme: Feder-Masse-Dämpfer-Modelle
Examples for mechanical models: Spring-mass-damper-models

Ungefesselter Drehschwinger mit zwei Drehmassen. Das Drehschwingverhalten von Maschinenanlagen kann in vielen Fällen mit guter Näherung durch ein lineares mechanisches Ersatzsystem mit zwei Drehmassen sowie einer Drehfeder

und einer Drehdämpfung zwischen den beiden Massen beschrieben werden, **Bild 17**. J_1 und J_2 sind die Trägheitsmomente der beiden Maschinen (z. B. Elektromotor-Verdichter) um die Drehachse und k_1 bzw. d_1 geben die Drehfedersteifigkeit bzw. die Drehdämpfungskonstante der Verbindungswelle oder einer dazwischenliegenden drehelastischen Kupplung an. Das Massenträgheitsmoment eines beliebigen Körpers für die Drehung um eine feste Achse ist $J = \int r^2 \mathrm{d}m$ und die Drehfedersteifigkeit eines zylindrischen Stabs $k = GI_\mathrm{T}/l$ (G Gleitmodul, I_T Torsionsträgheitsmoment, l Stablänge). Angaben über die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften von Kupplungen erhält man i. allg. von den Herstellern (Nichtlinearitäten in Kupplungen beachten).

Bezeichnet man mit x_1, x_2 die beiden Drehfreiheitsgrade und mit $M_1(t)$, $M_2(t)$ die an den Drehmassen angreifenden Erregermomente, so ergeben sich die in **Bild 17** angegebenen Bewegungsgleichungen. Sie werden beispielsweise benutzt, um Drehmomentenspitzen in der Antriebswelle (Kupplung) zu berechnen, die sich beim Anfahren mit Asynchron-Elektromotoren ergeben [14].

Modell einer Welle mit Laufrad (Ventilator). Das in **Bild 2** vorgestellte Schwingungssystem kann für die Berechnung der niederfrequenten Biegeschwingungen als einfaches Modell abgebildet werden. Hierzu denkt man sich die Masse im Laufrad konzentriert und faßt die Elastizitäten von Welle und Lagerung zusammen. Für das Laufrad müssen neben seinen Auslenkungen auch die Verdrehungen mitgenommen werden, um die Drehträgheitseffekte zu berücksichtigen, **Bild 18**.

Bei der Aufstellung der Bewegungsgleichung für dieses Modell müssen bei rotierender Welle außer den Trägheits- und Steifigkeitstermen auch die gyroskopischen Glieder (Kreiselwirkung) berücksichtigt werden, die sich aufgrund des Drallsatzes ergeben. Die gesamte Bewegungsgleichung erhält damit folgendes Aussehen:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_\ddot{a} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_\ddot{a} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\Omega J_\mathrm{P} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Omega J_\mathrm{P} & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} +$$

$$\boldsymbol{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{D} \cdot \dot{\boldsymbol{x}} + ;$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & 0 & 0 \\ k_{21} & k_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{11} & -k_{12} \\ 0 & 9 & -k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} \qquad (43)$$

$$+ \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{x} = \boldsymbol{F}(t).$$

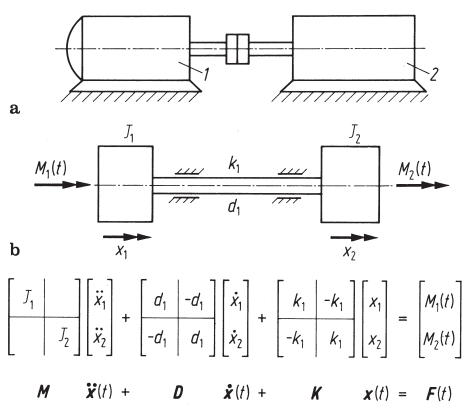


Bild 17 a–c. Ungefesselter Drehschwinger mit zwei Drehmassen. **a** Maschinenanlage, *1* Elektromotor, *2* Verdichter; **b** Ersatzsystem; **c** Bewegungsgleichung

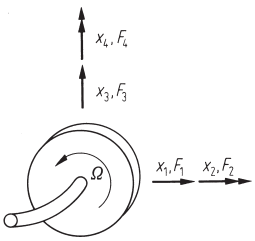


Bild 18. Ausgelenkte Scheibe des einfach besetzten Rotors

Die Elemente der Steifigkeitsmatrix lassen sich durch die Vorgabe von Einheitsverformungen und Bestimmung der dazu erforderlichen Kräfte berechnen. In der Matrix $\boldsymbol{D}$ sind die Kreiselwirkungen ausgedrückt, die proportional der Drehfrequenz Ω und dem polaren Trägheitsmoment J_P sind. Die Trägheitsmatrix ist diagonal mit den Massen m und den äquatorialen Trägheitsmomenten $J_\ddot{a}$ besetzt. Genauere Hinweise zur Aufstellung der Bewegungsgleichungen findet man u. a. in [15].

2.6.4 Beispiele für mechanische Ersatzsysteme: Finite-Elemente-Modelle

Examples for mechanical models: Finite-Elemente models

Finite-Elemente-Modell eines Turbogenerators. Bei Turbogruppen zur Erzeugung elektrischen Stroms sind Grenzleistungen von 1 200 MW heute keine Seltenheit mehr. Die Welle eines solchen Turbosatzes ist ungefähr 35 m lang, wiegt etwa 220 t und dreht 50mal in einer Sekunde, um Elektrizität mit Netzfrequenz zu erzeugen. Die stärksten Drehbeanspruchungen für den Rotor werden durch Torsionsschwingungen bei elektrischen Störungen am Generator (s. **O 2.5.4**) oder im Netz hervorgerufen. Der Konstrukteur muß bei der Auslegung der Maschine für diese Fälle die resultierenden Beanspruchungen in den Wellenquerschnitten möglichst gut vorausberechnen. Da das Rotorsystem einer Turbinen-Generatoreinheit ein komplexes mechanisches System mit mehreren Wellen darstellt, ist für eine genaue rechnerische Vorhersage eine feine Modellierung erforderlich. Da die Welle hierzu in ca. 200 bis 300 Elemente unterteilt wird, bietet sich als mechanisches Ersatzsystem ein Finite-Elemente-Modell an [2, 10].

Bild 19 zeigt neben dem Realsystem eines Turbogenerators mit den Turbinen und dem Generator das zugeordnete FE-Modell mit $N-1$ zylindrischen Torsionselementen. Zu einem beliebigen „finiten" Element e mit konstantem Querschnitt gehören die folgenden konstanten Größen μ^e Drehmassenbelegung, GI_T^e Torsionssteifigkeit, l^e Elementlänge.

Mit lokalen Ansatzfunktionen, die man in Arbeitsintegrale (Prinzip der virtuellen Arbeit) einsetzt, lassen sich für jedes Element eine *Element-Steifigkeitsmatrix*

$$\boldsymbol{K}^{(\mathrm{e})} = \frac{GI_\mathrm{T}^\mathrm{e}}{l^\mathrm{e}} \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix} \qquad (44)$$

und eine *Element-Massenmatrix*

$$\boldsymbol{M}^{(\mathrm{e})} = \mu^e l^\mathrm{e} \begin{pmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{pmatrix} \qquad (45)$$

aufbauen, die wegen der zwei lokalen Freiheitsgrade (je Elementknoten ein Drehwinkel) die Ordnung 2 haben.

Die Drehschwingungen des Gesamtsystems werden global durch die Drehwinkel x_i beschrieben, die jeweils an den Knotenpunkten (Schnittstelle zwischen zwei Elementen) eingeführt werden. Bei einem System mit $(N-1)$ Elementen gibt es

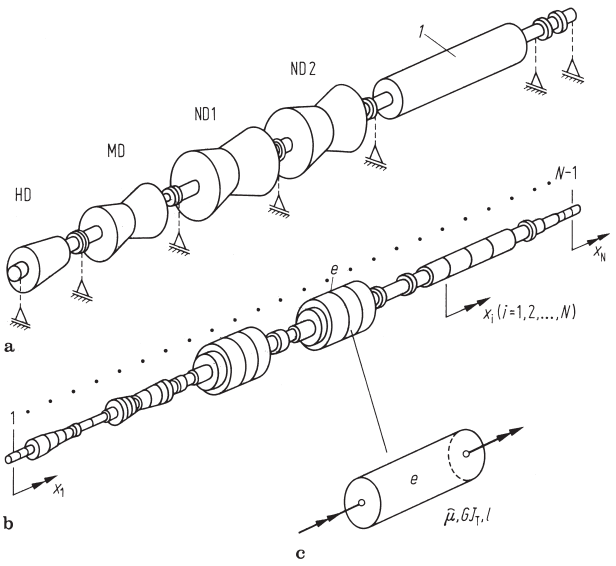


Bild 19a–c. Abbildung des Realsystems Turbogenerator in ein Finite-Elemente-Modell. **a** Anordnung (Aufbau), *1* Generator, HD Hochdruck, MD Mitteldruck, ND Niederdruck; **b** mechanisches Modell; **c** Torsionselement

N globale Freiheitsgrade, die im Vektor $\boldsymbol{x}$ zusammengefaßt sind.

Der Aufbau der Gesamtmatrizen $\boldsymbol{M}$ und $\boldsymbol{K}$ erfolgt durch Überlagerung der Elementmatrizen. Bei der vorliegenden kettenförmigen Struktur ergibt sich eine einfache Überlappung in Form einer Bandmatrix, die hinsichtlich Speicherbedarf und Rechenzeit günstig ist. Dämpfungen werden bei diesen Systemen i. allg. „modal" definiert (s. **O 2.2.3**).

Bei verzweigten Systemen mit Getrieben ist der Aufbau nicht ganz so einfach, stellt aber bei der bewährten FE-Einordnungsstrategie kein größeres Problem dar.

Finite-Elemente-Modell einer mehrstufigen Kreiselpumpe. Bei Kreiselpumpen geht der Entwicklungstrend, ähnlich wie bei anderen Maschinen, hin zu höheren Drehzahlen, zur Leichtbauweise und zu größerem Wirkungsgrad. Daher wird auch hier das dynamische Verhalten von immer größerer Bedeutung, was vor allem die Biegeschwingungen der Pumpenrotoren betrifft. Bei der Modellierung bedient man sich der Finite-Elemente-Methode (**C 8**), wobei jedoch neben den Trägheits- und Steifigkeitseigenschaften der Balkenelemente (Welle) auch die Fluidkräfte auf den Rotor in Gleitlagern, Dichtspalten und Ausgleichskolben, sowie die hydraulischen Wechselwirkungen zwischen Laufrad und Leitrad berücksichtigt werden müssen, **Bild 20**.

Bei den Balkenelementen werden vier Freiheitsgrade pro Knoten verwendet, um neben den Auslenkungen auch die Verdrehungen zu erfassen. Berücksichtigt werden können auch Schubverformung, Kreiselwirkung und Werkstoffdämpfung. Die Laufräder einer Pumpe werden in der Regel als starre Scheiben angenommen.

Dichtspalte dienen in Kreiselpumpen dazu, Räume unterschiedlichen Drucks gegeneinander abzudichten. Ein Leckageverlust durch die etwa 200 bis 300 µm weiten Spalte wird dabei in Kauf genommen, da die Vorteile der geringen Reibverluste und des geringen Verschleißes, wichtiger sind. Das Schwingungsverhalten wird durch die Dichtspalte allerdings erheblich beeinflußt. Das umgebende Fluid übt Kräfte auf den ausgelenkten bzw. bewegten Rotor (Radialverschiebungen x_1, x_2 bzw. zugehörige Geschwindigkeiten $\dot{x}_1$, $\dot{x}_2$ und Beschleunigungen $\ddot{x}_1, \ddot{x}_2$) aus, die sowohl die unwuchterzwungenen Schwingungen als auch das Stabilitätsverhalten der Maschine in starkem Maße mitbestimmen. Beschreiben lassen sich diese Kräfte durch Trägheits-, Dämpfungs- und Steifigkeitskoeffizienten in Form eines linearen Kraft-Bewegungsgesetzes:

$$\begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix}$$

$$+ \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}. \qquad (46)$$

Zur Bestimmung der darin vorkommenden dynamischen Koeffizienten kann man sich verschiedener Theorien bedienen, die mit unterschiedlichen Ansätzen versuchen, die Strömung im Spalt zu beschreiben [16, 17]. Allen Theorien gemeinsam ist eine Beschreibung der Bewegung aus einer zentrischen Lage heraus. Die Matrizen haben schiefsymmetrischen Aufbau. Dies wird auch durch Messungen bestätigt. In einem hydrody-

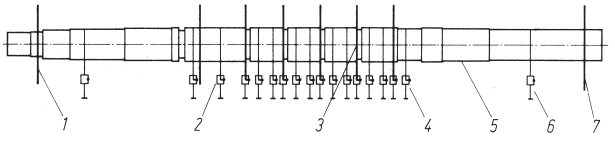


Bild 20. Abbildung einer mehrstufigen Kreiselpumpe als Finite-Elemente-Modell. *1* Axiallager, *2* Ausgleichskolben, *3* Laufrad, *4* Dichtspalte (Laufrad-Leitrad-Interaktionen), *5* Welle, *6* Gleitlager, *7* Kupplung

namischen Gleitlager (s. **G 5.7**) wird die Welle durch ein Druckfeld gestützt, das von der Wellenrotation aufgebaut wird. Bei großen Bewegungen ergibt sich ein stark nichtlinearer Zusammenhang zwischen den Kräften und den Relativbewegungen der Welle zum Gehäuse. Bei kleinen Bewegungen darf wieder linearisiert werden:

$$\begin{pmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}. \tag{47}$$

Die dynamischen Koeffizienten d_{ij} und k_{ij} ergeben sich aus der Lösung der Reynolds-Differentialgleichung bzw. aus experimentellen Untersuchungen. Sie werden gewöhnlich als dimensionslose Größen in Abhängigkeit von der Sommerfeld-Zahl So angegeben [18] (s. **G 5.2**). Da die statische Lagerlast F_L eine Funktion der Lagernachgiebigkeiten, der Gewichtskräfte und der hydraulischen Kräfte auf den Pumpenrotor ist, ergibt sich vorab ein nichtlineares Problem zur Bestimmung der stationären Lage der Welle in Gleitlagern für jeden Betriebszustand. In ähnlicher Weise können die Wechselwirkungen zwischen den Lauf- und den Leiträdern angegeben werden.

Unter Berücksichtigung aller genannten Effekte ergibt sich die Bewegungsgleichung für eine Kreiselpumpe durch Superposition der Elementgleichungen

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{D}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{F}. \tag{48}$$

Die Matrizen $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$ und $\boldsymbol{K}$ sind bandförmig und i. allg. nicht symmetrisch. Außerdem sind einige Matrizenelemente von der Drehzahl abhängig.

2.7 Anwendungsbeispiele für Maschinenschwingungen

Examples for machine vibrations

An einigen Beispielen können die Lösungen der Bewegungsgleichungen (Eigenschwingungen, erzwungene Schwingungen) diskutiert werden. Dabei werden Effekte deutlich, die in der Maschinendynamik häufig vorkommen.

2.7.1 Drehschwinger mit zwei Drehmassen

Torsional vibrator with two masses

Eigenschwingungen und modale Größen. Für das ungedämpfte Torsionsmodell mit zwei Drehmassen (**Bild 17**) wurde die Bewegungsgleichung in Matrizenform angegeben:

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix}$$

$$\boldsymbol{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{x} = \boldsymbol{F}. \tag{49}$$

Wenn keine äußeren Anregungen vorliegen, werden die Schwingungen des Systems durch die homogenen Bewegungsgleichungen beschrieben

$$\boldsymbol{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{x} = 0. \tag{50}$$

Die Lösung erhält man mit dem Ansatz $\boldsymbol{x} = \boldsymbol{\varphi} \cdot \mathrm{e}^{\mathrm{i}\omega t}$. Sie besteht aus Eigenfrequenzen ω_n und Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_n$, die sich aus dem Eigenwertproblem ergeben

$$\begin{bmatrix} k - \omega^2 J_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = 0$$

$$(\boldsymbol{K} - \omega^2 \boldsymbol{M}) \cdot \boldsymbol{\varphi} = 0. \tag{51}$$

Die charakteristische Gleichung erhält man in Form von $\det\{\boldsymbol{K} - \omega^2 \boldsymbol{M}\} = 0$:

$$\omega^2(-k(J_1 + J_2) + \omega^2 J_1 J_2) = 0. \tag{52}$$

Hieraus berechnen sich die Eigenfrequenzen zu

$$\omega_{1,2} = 0$$

$$\omega_{3,4} = \pm\sqrt{\frac{k(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} = \pm\sqrt{\frac{k}{J_1} + \frac{k}{J_2}}. \tag{53}$$

Setzt man diese Ergebnisse in das Eigenwertproblem ein, erhält man die zugehörigen Eigenvektoren

$$\boldsymbol{\varphi}_{1,2} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix};\ \boldsymbol{\varphi}_{3,4} = \begin{pmatrix} 1 \\ -J_1/J_2 \end{pmatrix}. \tag{54}$$

Die Diskussion der Ergebnisse liefert einige interessante Erkenntnisse. Da das System für die Torsionsfreiheitsgrade keinen Bindungen unterworfen ist, ergeben sich Eigenfrequenzen mit dem Wert Null ($\omega_{1,2} = 0$). Die zugeordneten Bewegungen sind sog. Starrkörperbewegungen, wie die zugehörigen Eigenvektoren anzeigen. In dieser Eigenbewegung verformt sich der Torsionsstrang nicht, und es treten keine inneren Spannungen auf. Die beiden anderen Lösungen stellen elastische Eigenbewegungen dar. Ihre Eigenfrequenzen und Eigenformen sind abhängig von den beiden Drehträgheiten J_1, J_2, und der Steifigkeit k.

In **Bild 21** sind die Schwingungsformen dargestellt. Für den Sonderfall $J_1 = J_2$ handelt es sich um ein symmetrisches System und die Eigenfrequenz entspricht der eines Einmassenschwingers mit der Federsteifigkeit 2 k. Wird eine der Massen sehr groß im Verhältnis zur anderen, bleibt diese in Ruhe, und die Eigenfrequenz entspricht der bei einer festen Einspannung an dieser Stelle.

Erzwungene Schwingungen. Bei Einwirkung äußerer Kräfte (Momente) ergibt sich eine inhomogene Differentialgleichung für den Torsionsschwinger mit zwei Massen. Zur Vereinfachung bleibt die Dämpfung unberücksichtigt

$$\boldsymbol{M} \cdot \ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{x} = \boldsymbol{F}. \tag{55}$$

Bei Anregung mit $\boldsymbol{F}(t)$ setzt sich die Lösung aus einem homogenen Anteil $\boldsymbol{x}_{hom}$ und einem partikulären Anteil $\boldsymbol{x}_{part}$ zusammen. Der erzwungene Lösungsanteil $\boldsymbol{x}_{part}$ ergibt sich als Lösung der inhomogenen Bewegungsgleichung durch einen Ansatz nach Art der rechten Seite. Für einen harmonischen Kraftverlauf mit $\boldsymbol{F}(t) = \hat{\boldsymbol{F}}\sin(\Omega t)$ erhält man $\boldsymbol{x}_{part} = \hat{\boldsymbol{x}}\sin(\Omega t)$ mit

$$\hat{\boldsymbol{x}} = \begin{pmatrix} k - \Omega^2 J_1 & -k \\ -k & k - \Omega^2 J_2 \end{pmatrix}^{-1} \hat{\boldsymbol{F}}$$

$$\hat{\boldsymbol{x}} = \frac{1}{\Omega^2(\Omega^2 J_1 J_2 - k(J_1 + J_2))} \cdot \begin{bmatrix} k - \Omega^2 J_2 & k \\ k & k - \Omega^2 J_1 \end{bmatrix} \hat{\boldsymbol{F}}. \tag{56}$$

Für bestimmte Erregerfrequenzen vergrößern sich die Auslenkungen stark. So bei $\Omega = \omega_{1,2} = 0$, was auf die fehlende Fesselung des Schwingers zurückzuführen ist, und bei Übereinstimmung der Erregerfrequenz Ω mit den nächsten Eigenfrequenzen $\Omega = \omega_{3,4}$, dem Resonanzfall. Weiterhin können die Auslenkungen an der Stelle der Erregung zu null werden, wenn z. B. die Masse J_1 mit der Frequenz $\Omega^2 = k/J_2$ angeregt wird oder umgekehrt. **Bild 22** zeigt einen Verlauf der Drehschwingungsamplituden $\hat{x}_1$, $\hat{x}_2$ über der Anregungsfrequenz Ω. Da sich jede periodische Funktion $\boldsymbol{F}(t)$ als eine Summe von harmonischen Funktionen darstellen läßt, können die Schwingungen bei solchen Erregungen als Summe mehrerer Anteile der eben dargestellten Form angegeben werden.

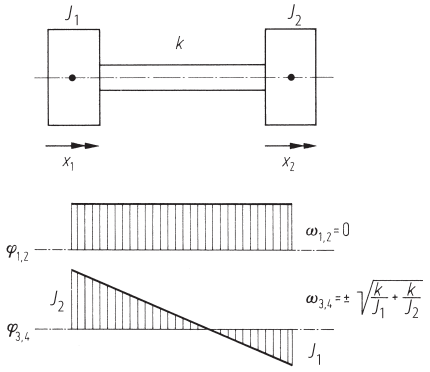


Bild 21. Schwingungsformen für den Drehschwinger mit zwei Freiheitsgraden

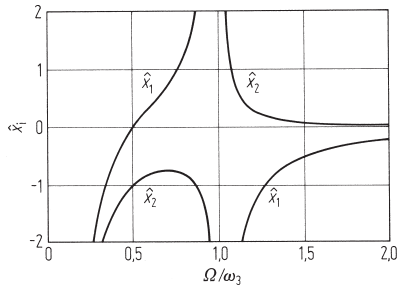


Bild 22. Bezogene Drehschwingungsamplituden eines Torsionsschwingers mit zwei Freiheitsgraden über der bezogenen Erregerfrequenz

Bei nichtperiodischen Anregungen findet man ebenfalls oft geschlossene Lösungen. Kompliziertere Kraftverläufe können mit numerischen Verfahren gelöst werden oder durch Polygonzugdarstellungen stückweise geschlossen berechnet werden.

2.7.2 Torsionsschwingungen einer Turbogruppe

Torsional vibrations of a turbo system

Ein wesentlich komplexeres Beispiel ist der Wellenstrang einer Turbogruppe, der in jedem Kraftwerk eine zentrale Bedeutung hat. Neben den Biegeschwingungen werden hierbei insbesondere die Torsionsschwingungen zu einem entscheidenden Kriterium für die Zuverlässigkeit der Anlage. Die Berechnung erfolgt mit dem Werkzeug der Finite-Elemente-Methode. Der Turbosatz wird hierzu oft in mehrere hundert Elemente eingeteilt, um das Schwingungsverhalten hinreichend genau wiedergeben zu können, **Bild 19**.

Eigenschwingungen und modale Größen. Die Bewegungsgleichung ohne äußere Erregerkräfte beschreibt die Eigenschwingungen des Systems. Wegen der schwachen Dämpfung läßt man bei der Eigenschwingungsanalyse die $\boldsymbol{D}$-Matrix weg

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}x = 0. \tag{57}$$

Die Massenmatrix $\boldsymbol{M}$ ist stets positiv definit, da alle verwendeten Elemente massebehaftet sind. Die Steifigkeitsmatrix $\boldsymbol{K}$ ist positiv semidefinit, da eine Starrkörperbewegung des Torsionsstrangs möglich ist. Entsprechend der Ordnung der Matrizen $(N \times N)$ erhält man N Eigenfrequenzen und Eigenformen aus der Lösung des Eigenwertproblems

$$(\boldsymbol{K} - \omega^2\boldsymbol{M})\boldsymbol{\varphi} = 0. \tag{58}$$

Die Lösung selbst kann wirtschaftlich nur mit Hilfe von numerischen Algorithmen durchgeführt werden. Man unterscheidet direkte und iterative Verfahren. Bei den iterativen Verfahren bestimmt man die Eigenwerte und Eigenvektoren aus Startwerten, die man so lange iterativ verändert, bis die gewählte Abbruchbedingung erfüllt ist.

Beispiel: Es werden die modalen Größen einer 600-MW-Turbogruppe betrachtet, deren Torsionsstrang in 250 Torsionselemente unterteilt ist. Da Torsionsschwingungen oft sehr schwach gedämpft sind, genügt die Betrachtung des ungedämpften Systems. **Bild 23** zeigt die untersten fünf Eigenfrequenzen ($f_n = \omega_n/2\pi$) und normierten Eigenvektoren der Turbogruppe. Die Starrkörpereigenform zur Eigenfrequenz null ist nicht dargestellt. In der ersten Eigenform schwingen HD-, MD- und ND1-Turbine mit 18,19 Hz gegen ND2-Turbine und Generator. Die Eigenform hat im Kupplungsbereich einen Nulldurchgang (Schwingungsknoten). Mit jeder weiteren Eigenform kommt ein Knoten dazu. Die niedrigen Eigenformen erfassen den ganzen Wellenstrang, während bei den höheren Frequenzen nur einzelne Teilrotoren schwingen.

Erzwungene Schwingungen. Aufgrund der vielen Freiheitsgrade ist die Lösung der Bewegungsgleichung für erzwungene Schwingungen, die nicht auf harmonische Erregungen zurückzuführen sind, sehr zeitraubend und oft numerisch ungenau. Durch eine Koordinatentransformation gelingt es, die Gleichungen zu entkoppeln, wobei die Anzahl der Gleichungen in der Regel auch stark reduziert werden kann (Modale Analyse, s. **O 2.2.4**). Hat man die entkoppelten Gleichungen gelöst, transformiert man wieder zurück und erhält damit die gesuchten Ergebnisse. Die Entkopplung geschieht mit der sog. Modal-Matrix $\boldsymbol{\Phi}$, die aus den berechneten Eigenvektoren aufgebaut wird. Hierdurch kommt man zu einfachen generalisierten Gleichungen, die sehr effektiv gelöst werden können. Weiterhin kann anhand der rechten Seite einer „modalen" Gleichung erkannt werden, wie stark diese Eigenschwingungsform angeregt wird. Bei der modalen Berechnung der erzwungenen Schwingungen wird die Dämpfung ebenfalls in modaler Form berücksichtigt.

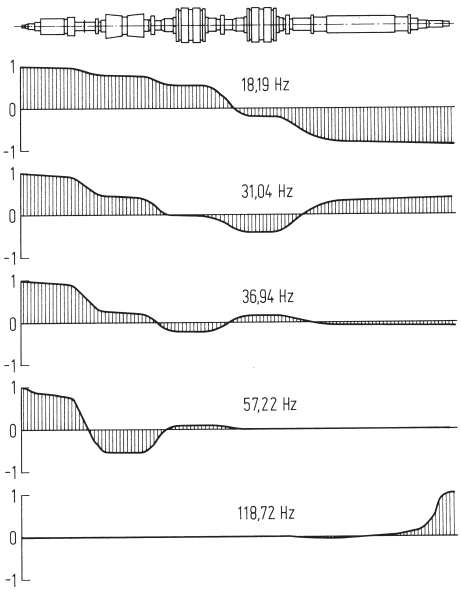


Bild 23. Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen für die Turbogruppe

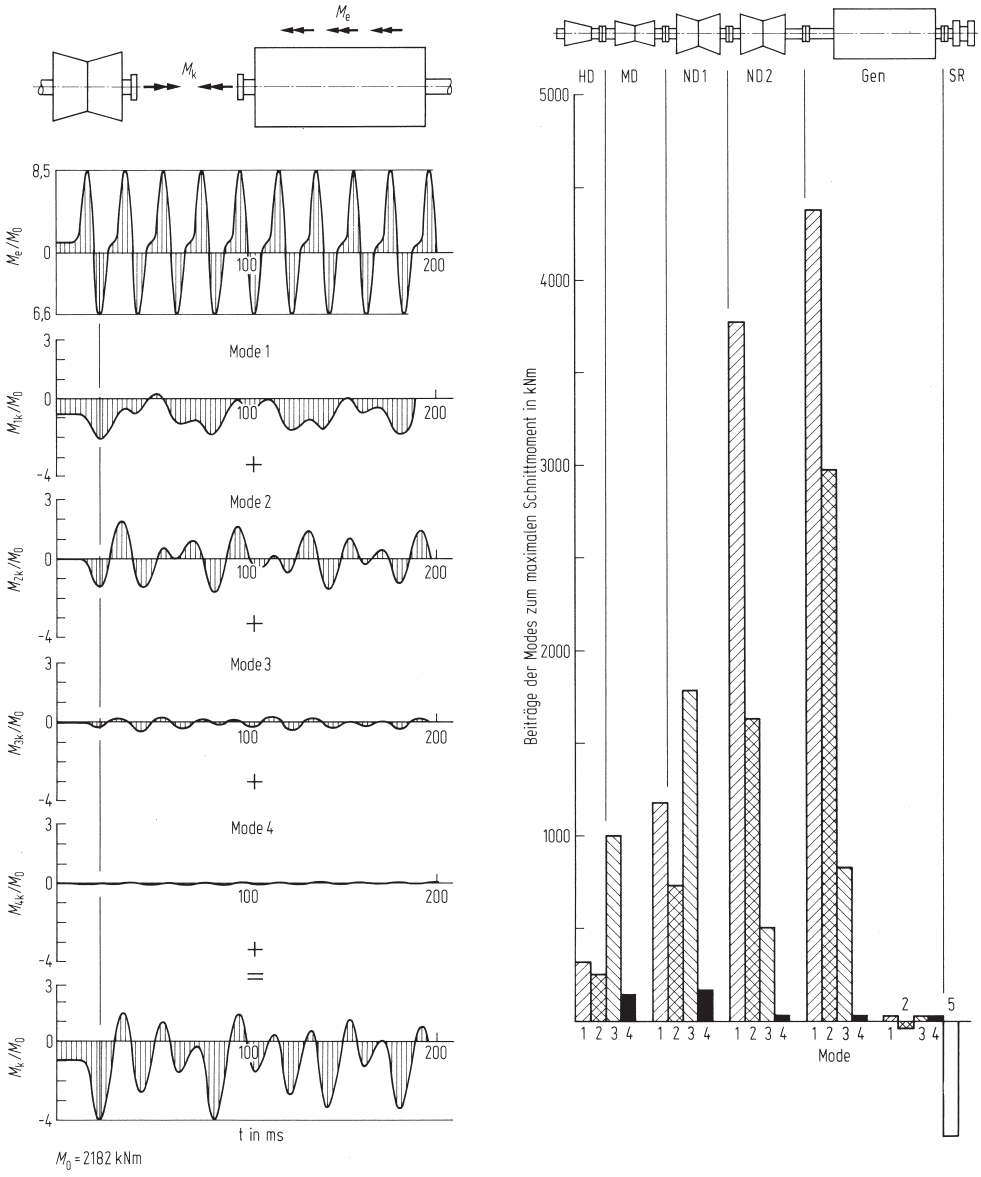


Bild 24. Schnittmomente in der Welle eines Turbosatzes in Folge eines Kurzschlusses

Beispiel: Es wird die Antwort des vorgestellten 600-MW-Turbosatzes im Kurzschlußfall betrachtet. Der Drehwinkel an jedem Freiheitsgrad überlagert sich aus den Teillösungen der modalen Einmassenschwinger. Mit Hilfe der Elementmatrizen können aus den berechneten Verdrehungen auch die Schnittmomente bestimmt werden, die für die Auslegung des Wellenstrangs entscheidend sind. In **Bild 24** sind die Anteile dieser Momente aus den einzelnen Eigenschwingungsformen aufgetragen. Aus ihrer Summe ergibt sich eine maximale Belastung der Kupplung am Generator mit dem 4fachen Nennmoment.

2.7.3 Biegeschwingungen einer Welle mit Laufrad
Vibrations of a shaft with rotor disk

Bei der Berechnung der Biegeschwingungen von Rotoren spielt die Kreiselwirkung oft eine wichtige Rolle. In dem vorgestellten Modell für einen einfachen Rotor war die Bewegungsgleichung gekennzeichnet durch eine schiefsymmetrisch besetzte gyroskopische Matrix $\boldsymbol{D}$ (s. **O 2.6.3**).

Eigenschwingungen und modale Größen. Ein harmonischer Ansatz für die homogene Bewegungsgleichung führt auf die charakteristische Gleichung, aus der sich vier Eigenkreisfrequenzen ω berechnen lassen.

$$mJ_{\ddot{a}}\omega^4 - mJ_p\Omega\omega^3 - (k_{22}m + k_{11}J_{\ddot{a}})\omega^2 + k_{11}J_p\Omega\omega + (k_{11}k_{22} - k_{12}^2) = 0. \tag{59}$$

Die entsprechenden Eigenformen stellen jeweils Kreisbewegungen des Wellendurchstoßpunkts dar, wobei die Verdre-

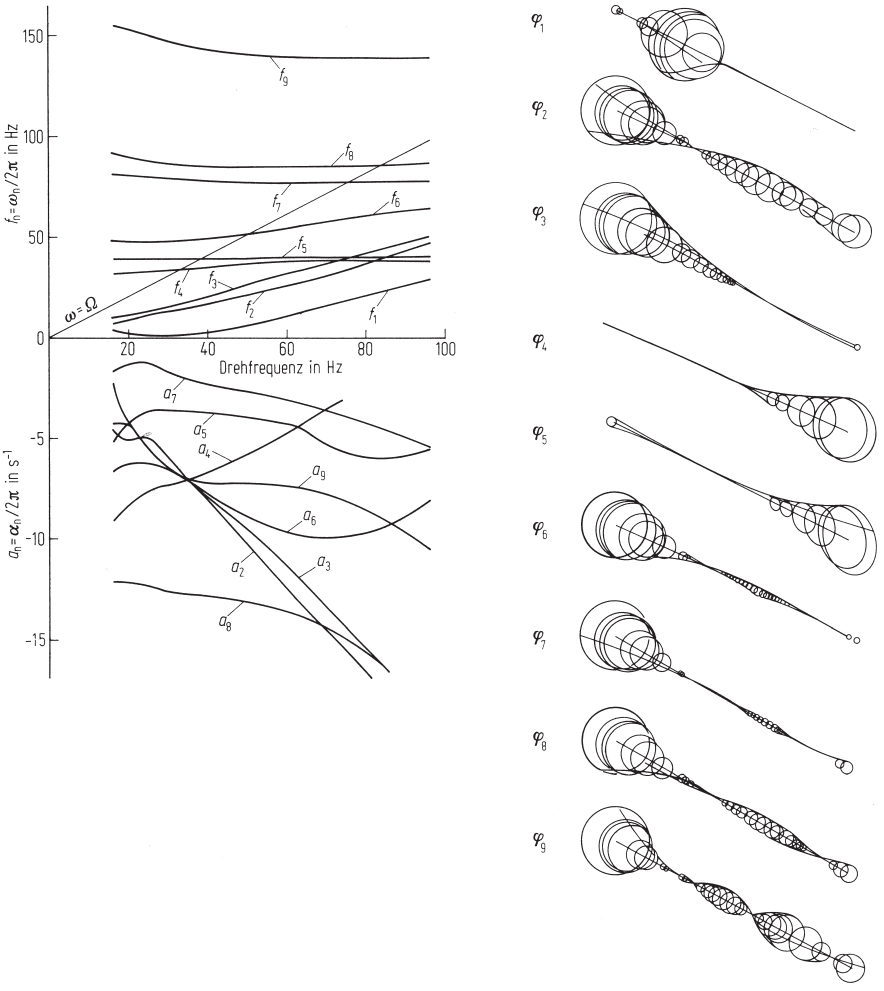


Bild 25. Eigenwerte über der Drehzahl und Eigenvektoren für eine mehrstufige Kreiselpumpe

hungen ähnlich interpretiert werden können. Eine explizite Darstellung der Ergebnisse für die Eigenwerte ω ist sehr aufwendig herzuleiten. Qualitativ fällt auf, daß ω nicht nur von den physikalischen Systemparametern, sondern auch von der Drehfrequenz Ω abhängt. Diese Abhängigkeit ist um so ausgeprägter, je stärker sich das Laufrad in einer Eigenschwingung verkippt und je größer das Trägheitsmoment ist [15].

Erzwungene Schwingungen. Da die Eigenformen für dieses Modell Kreisbahnen sind, ist es bei der Betrachtung der erzwungenen Schwingungen wichtig den Umlaufsinn für eine solche Kreisbahn zu betrachten. Die bei Rotoren oft dominierende Unwuchtanregung bewegt sich ebenfalls kreisförmig um die Drehachse, wodurch nur diejenigen Eigenformen angeregt werden können, die gleichsinnig mit der Wellendrehung umlaufen. Man spricht in diesen Fällen von Gleichlauf-Eigenfrequenzen und im anderen Fall entsprechend von einem Gegenlauf [15].

2.7.4 Biegeschwingungen einer mehrstufigen Kreiselpumpe

Vibrations of a multistage centrifugal pump

In einem weiteren Beispiel sollen die Biegeschwingungen einer komplexeren Struktur betrachtet werden. Das Modell für eine mehrstufige Kreiselpumpe ist gekennzeichnet durch nichtsymmetrische Systemmatrizen $\boldsymbol{M}$, $\boldsymbol{D}$ und $\boldsymbol{K}$ (s. **O 2.6.4**).

Eigenschwingungen und modale Größen. Die Lösung der homogenen Differentialgleichung liefert komplexe Eigenwerte λ_n und Eigenformen $\boldsymbol{\varphi}_n$, die jeweils konjugiert komplex auftreten

$$\lambda_n = \alpha_n + i\,\omega_n; \quad \varphi_n = \boldsymbol{\varphi}_n^{Re} + i\,\boldsymbol{\varphi}_n^{IM}. \tag{60}$$

Als Lösungsverfahren stehen heute moderne numerische Methoden zur Verfügung, die die spezielle Bandstruktur der Matrizen ausnutzen können und wahlweise alle oder ausgewählte Eigenwerte und Eigenvektoren berechnen. Der Imaginärteil ω_n eines Eigenwerts gibt die Eigenkreisfrequenz des Systems

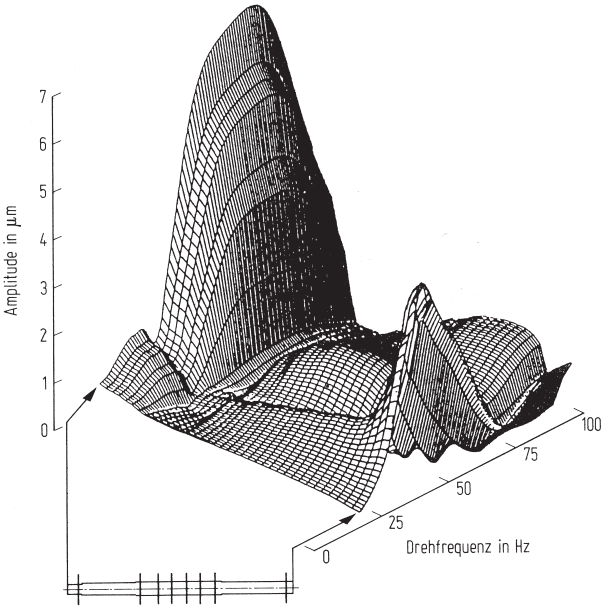


Bild 26. Amplituden der unwuchterregten Schwingungen einer Kreiselpumpe

an. Der zugehörige Realteil α_n ist ein Maß für die Dämpfung einer freien Teilschwingung. Ist $\alpha_n > 0$, so wachsen die Schwingbewegungen $\boldsymbol{x}(t)$ an, d. h. die Pumpe ist instabil. Die Eigenvektoren beschreiben die Eigenschwingungsformen. Da komplexe Auslenkungen nicht anschaulich sind, werden die beiden konjugiert komplex auftretenden Eigenvektoren gemeinsam betrachtet und in eine reelle Darstellung überführt. Es ergeben sich elliptische Bahnen für die einzelnen Knotenpunkte, wobei sich die Schwingungsform während einer Periode ändern kann.

Eine typische Darstellung von Eigenwerten über der Drehzahl und komplexen Eigenvektoren ist in **Bild 25** gegeben. An den Schnittpunkten zwischen den Verläufen der Eigenfrequenzen und dem Anfahrstrahl ($\omega = \Omega$) erkennt man mögliche Resonanzstellen. Wie stark eine Resonanzüberhöhung ausfallen wird, kann anhand des zugehörigen Dämpfungswertes α_n an dieser Stelle beurteilt werden.

Erzwungene Schwingungen. Erzwungene Schwingungen bei solchen Maschinen sind beispielsweise unwuchterregte Schwingungen. Der Vektor $\boldsymbol{F}(t)$ ist in diesem Fall eine harmonische Funktion in Abhängigkeit der Unwucht me und der Drehfrequenz (s. **O 2.5.4**). Der eingeschwungene Zustand $\boldsymbol{x}(t)$ ergibt sich aus der Lösung eines komplexen Gleichungssystems und beschreibt ähnlich den Eigenformen elliptische Bahnen der einzelnen Knotenpunkte des Modells

$$(\boldsymbol{K} - \Omega^2 \boldsymbol{M} + \mathrm{i}\,\Omega \boldsymbol{D})\hat{\underline{\boldsymbol{x}}} = \hat{\boldsymbol{F}}. \tag{61}$$

Das Hauptinteresse richtet sich in der Regel auf die maximal auftretenden Amplituden an den einzelnen Stellen. Diese sind in **Bild 26** in Abhängigkeit von der Drehfrequenz aufgetragen. Man erkennt die starken Auslenkungen der Wellenenden in den Resonanzstellen, die auch in **Bild 25** ersichtlich waren.

3 Maschinenakustik
Acoustics in mechanical engineering

P. W. Gold, Aachen

Die Maschinenakustik befaßt sich mit der Entstehung und, daraus abgeleitet, mit der Verminderung der Maschinengeräusche. Sie ist ein Teilgebiet der Technischen Akustik mit Spezialisierung auf die Belange des Maschinenbaus.

3.1 Grundbegriffe. Fundamentals

Wegen der großen Anzahl von Begriffen auf dem Gebiet der gesamten Akustik [1–5] können hier nur die für die Maschinenakustik wichtigsten Kenngrößen erläutert werden.

Schall, Schalldruck, Schalldruckpegel

Schwingungen im hörbaren Frequenzbereich von 16 Hz bis 16 000 Hz bezeichnet man als *Schall*. Schwingungen in festen Körpern (Metalle, Erden etc.) heißen *Körperschall*, in Flüssigkeiten (Wasser, Öle etc.) *Flüssigkeitsschall* und in Gasen (Luft, Sauerstoff etc.) *Luftschall*. Den Bereich unterhalb der unteren Hörgrenze (16 Hz) bezeichnet man als *Infraschall*, oberhalb der oberen Hörgrenze (16 000 Hz) als *Ultraschall*. Der sich in Luft und Gasen ausbreitende Schall tritt in Form eines Wechseldruckes $p(t)$ auf, der dem statischen Druck p überlagert ist, und wird als *Schalldruck* bezeichnet. Der Schalldruck wird, gemittelt über der Zeit, als *Effektivwert* $\bar{p}$ angegeben. Diese Effektivwertbildung ist bei kontinuierlichem Signal unproblematisch. Bei kurzzeitigen oder stark schwankenden Schallsignalen ist es zur richtigen Deutung des

Meßergebnisses erforderlich, die Integrationszeit zu kennen. Der Bereich für p, in dem das menschliche Ohr Schall wahrnehmen kann, liegt zwischen $p_{HS} = 2 \cdot 10^{-5}\ N/m^2$ (Hörschwelle bei 2000 Hz) und $p_{SG} = 20\ N/m^2$ (Schmerzgrenze). Der Dynamikumfang des menschlichen Ohres beträgt damit $p_{SG}/p_{HS} = 10^6$. Um diesen großen Zahlenwertbereich zu vermeiden, gibt man den Schalldruck in einem logarithmischen, relativen Leistungsmaß als *Schalldruckpegel* L_p in Dezibel (dB) an (nach Alexander Graham Bell), wobei als Bezugswert die Hörschwelle $p_{HS} = p_0 = 2 \cdot 10^{-5}\ N/m^2$ benutzt wird. Die Definition lautet:

$$L_p = 10 \lg (p^2/p_0^2)\ \text{dB} = 20 \lg (p/p_0)\ \text{dB}.$$

Damit beträgt der Dynamikumfang des menschlichen Ohres (bei 2000 Hz) $L_p = 20 \lg (p_{SG}/p_{HS}) = 120$ dB.
Umfangreiche Untersuchungen (DIN 46630 Bl. 2) zeigen, daß die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres von der Frequenz und dem Schalldruckpegel eines Tones abhängt. Das bedeutet, daß beispielsweise ein Sinuston bei 1000 Hz mit $L_p = 60$ dB gleich laut beurteilt wird wie ein 50 Hz-Ton mit 79 dB, ein 300 Hz-Ton mit 56 dB oder ein 8000 Hz-Ton mit 68 dB. Dieser Sachverhalt wird durch Kurven gleicher Lautstärke wiedergegeben (**Bild 1**).
Bei 1000 Hz wird dem Schalldruckpegel in dB der Lautstärkepegel in Phon gleichgesetzt.

Schnelle, Schnellepegel

In der Akustik wird die Geschwindigkeit, mit der sich die Teilchen eines Mediums bewegen, als *Schnelle* $v(t)$ bezeichnet, die eine gerichtete Größe (Vektor) ist.

In Luft (oder Gasen) erhält man die *Schallschnelle* $v(t)$, indem der Druckgradient des Schallwechseldruckes (Longitudinalwellen) über die Zeit integriert wird. *Beim Körperschall* treten neben Longitudinalwellen auch Transversalwellen auf. Von den hieraus entstehenden Wellentypen sind in der Maschinenakustik die *Biegewellen* von ausschlaggebender Bedeutung im Hinblick auf die Geräuschabstrahlung von Maschinenoberflächen. Sie rufen die größten Bewegungen (charakterisiert durch die Schnelle v in m/s) senkrecht zur Oberfläche eines Bauteils im angrenzenden Medium (also Luft) hervor und sind deswegen in der Regel am stärksten an der Geräuschabstrahlung von Maschinenoberflächen beteiligt. Die Schnelle wird als *Schnellepegel* L_v angegeben:

$$L_v = 10 \lg (v^2/v_0^2)\ \text{dB} = 20 \lg (v/v_0)\ \text{dB},$$

wobei in Deutschland als Bezugswert $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ m/s gewählt wird, während von der ISO als Bezugswert $v_0 = 10^{-9}$ m/s vorgeschlagen wird.

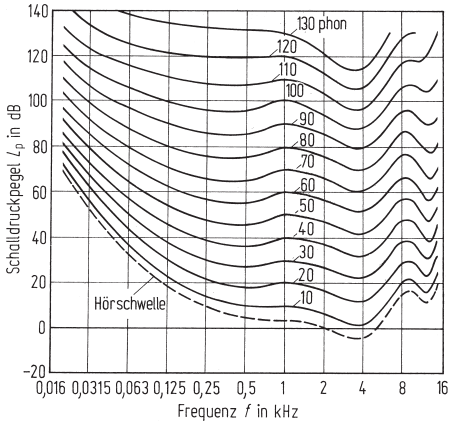


Bild 1. Kurven gleicher Lautstärke (DIN 46630, Bl. 2)

Intensität, Intensitätspegel

Die *Intensität* I gibt an, welche Leistung P durch eine senkrecht zum Schnellevektor stehende Einheitsfläche geht und ist wie die Schallschnelle ein Vektor:

$$I = \overline{p(t) \cdot v(t)},$$

wobei die Überstreichung die zeitliche Mittelwertbildung anzeigt. Der *Intensitätspegel* lautet

$$L_I = 10 \cdot \lg (I/I_0)\ \text{dB},$$

mit $I_0 = p_0 \cdot v_0 = 10^{-12}\ W/m^2$ als Bezugswert.

Schallleistung, Schallleistungspegel, Meßflächenmaß

Allgemein folgt die *Schalleistung* P aus der Integration der Intensität über einer gedachten Fläche S (z. B. Meßfläche):

$$P = \int_S I\,dS = \int_S \overline{p(t) \cdot v(t)}\,dS.$$

Als *Schalleistungspegel* ist definiert

$$L_W = 10 \lg (P/P_0)\ \text{dB},$$

mit $P_0 = 10^{-12}$ W als Bezugswert.
Vorausgesetzt, daß auf der gedachten Hüll- oder Meßfläche S die Schallintensität gleichmäßig verteilt ist, gilt $P = I \cdot S$ bzw. $L_W = L_I + L_S$, wobei L_S mit *Meßflächenmaß* bezeichnet wird.

$$L_S = 10 \lg (S/S_0)\ \text{dB},$$

mit $S_0 = 1\ m^2$ als Bezugswert. Die Fläche S ist eine im Abstand d von der Maschinenoberfläche gedachte *Schallmeßfläche* S, durch die in senkrechter Richtung die Schallintensität tritt.

Spektren

Nicht nur die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres, sondern auch die akustischen Eigenschaften von Maschinenstrukturen sind frequenzabhängig. Daher müssen alle akustischen Kenngrößen im Hinblick auf geräuschmindernde Maßnahmen in Abhängigkeit von der Frequenz angegeben werden. So werden in der Schallmeßtechnik die Kenngrößen in Form von Spektren registriert, meistens durch Einsatz von Fourier-Analysatoren. Der Vorgang des Transformierens von Zeitsignalen (z. B. Schallwechseldruck $p(t)$) in den Frequenzbereich (z. B. Schalldruckpegelspektrum $L_p(f)$) wird in **Bild 2** veranschaulicht.

Bewertungskurven

Die Bewertungskurven (**Bild 3**) sind die spiegelbildlichen (inversen) Näherungen ausgewählter Kurven gleicher Lautstärke (siehe **Bild 1**). Mit ihnen läßt sich die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres auf meßtechnisch oder rechnerisch ermittelte Spektren übertragen. Die Kurven geben an, um welchen Betrag der dB-Wert bei einer bestimmten Frequenz

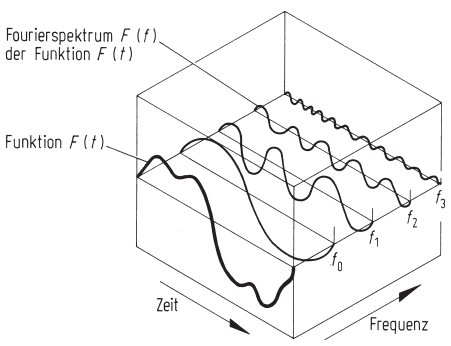


Bild 2. Transformation eines Zeitsignals $F(t)$ in den Frequenzbereich $F(f)$

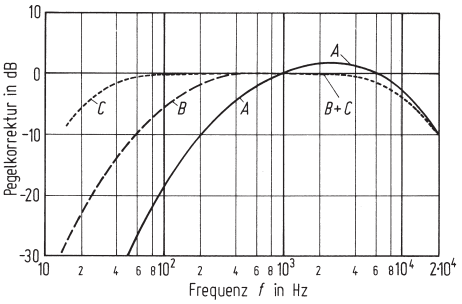


Bild 3. Luftschall-Bewertungskurven

des unbewerteten Luftschallspektrums reduziert bzw. erhöht werden muß. Im Maschinenbau wird in der Regel die *A*-Bewertungskurve verwendet, wobei die Pegelwerte dann in dB (A) angegeben sind:

$$L_{\mathrm{p}}(A) = L_{\mathrm{p}} + L_{\text{A-Bewert.}}$$
$$= L_{\mathrm{p}} + [-11{,}15\,(\lg f)^2 + 75{,}2\lg f - 125{,}25],$$

wobei die Frequenz f in Hz einzusetzen ist [4].
Die *B*-Bewertung wird bei der Messung von Kraftfahrzeug-Innengeräuschen eingesetzt. Die *C*-Bewertung findet z. B. Anwendung bei der Beurteilung tieffrequenter Geräuschimmissionen.

3.2 Entstehung von Maschinengeräuschen
The generation of machinery noise

Man unterscheidet zwischen dem direkten und indirekten Weg der Geräuschentstehung [6].

Direkter Weg der Geräuschentstehung (Bild 4)

Hierbei erzeugt der Anregungsmechanismus auf direktem Wege Luftdruckschwankungen. Diese Geräusche entstehen z. B. bei Lüftern, Ventilatoren, gestörten Luftströmungen.

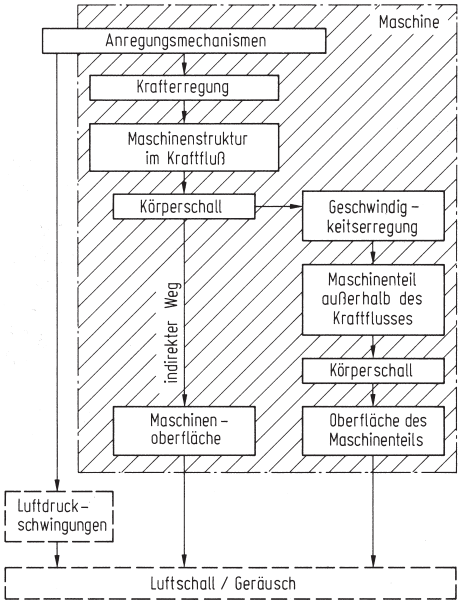


Bild 4. Entstehung von Maschinengeräuschen

Indirekter Weg der Geräuschentstehung (Bild 4)

Dieser maßgebliche Fall tritt an Maschinen auf, wobei durch Kraft- und/oder Geschwindigkeitserregung der elastischen Maschinenstruktur Körperschall entsteht, der dann von den Maschinenoberflächen als Luftschall abgestrahlt wird.
Beim krafterregten Körperschall befinden sich die Maschinenteile im Kraftfluß (Beispiel Zahnradgetriebe: Im Kraftfluß liegen Verzahnung, Radkörper, Welle, Lager und Gehäuse, von dem schließlich Luftschall abgetrahlt wird). Bei Geschwindigkeitserregung liegen die angeregten Maschinenteile außerhalb des Kraftflusses (Beispiel Verbrennungsmotor: Der Körperschall des Motorgehäuses erzeugt Schwingungen der Ölwanne, die Luftschall abstrahlt).

Grundgleichung der Maschinenakustik
(Schallentstehungskette)

Der in **Bild 4** dargestellte Weg der Entstehung von Maschinengeräuschen läßt sich durch die maschinenakustische Grundgleichung beschreiben [2, 4, 6, 7]. Die charakteristischen Größen dieser Gleichung gelten für einen bestimmten Frequenzbereich mit der Mittenfrequenz f oder sind als Spektren zu verstehen:

$$P(f) = \varrho_{\mathrm{L}} \cdot c_{\mathrm{L}} \cdot F^2(f) \cdot S \cdot h_{\ddot{\mathrm{U}}}^2(f) \cdot \sigma(f).$$

Darin bedeuten bei einer krafterregten Struktur (z. B. einer krafterregten Platte) $P(f)$ die abgestrahlte Schalleistung, ϱ_{L} die Dichte und c_{L} die Schallgeschwindigkeit von Luft, $F(f)$ den Effektivwert der anregenden Kraft, S die abstrahlende Strukturoberfläche, $h_{\ddot{\mathrm{U}}}$ die mittlere Übertragungsadmittanz und $\sigma(f)$ den Abstrahlgrad.
In Pegelschreibweise lautet die Grundgleichung der Maschinenakustik

$$L_{\mathrm{W}}(f) = L_{\mathrm{F}}(f) + L_{\mathrm{h}}(f) + L_{\sigma}(f), \text{ (siehe } \textbf{Bild 5}\text{)}.$$

Als Bezugswerte der in **Bild 5** aufgeführten Gleichungen sind definiert: $F_0 = 1\ \mathrm{N}$, $S_0 = 1\ \mathrm{m}^2$, $h_{\ddot{\mathrm{U}}0} = 5 \cdot 10^{-8}\ \mathrm{m/(s \cdot N)}$ und $\sigma_0 = 1$. **Bild 5** ist zu entnehmen, daß L_{h} und L_{σ} als Übertragungsfunktion zwischen Krafterregung und Luftschall aufzufassen sind und deshalb zum Übertragungsmaß $L_{\ddot{\mathrm{U}}}$ zusammengefaßt werden. Es beschreibt das akustische Verhalten des Maschinengehäuses.

3.3 Abschätzverfahren zur Bestimmung des Schalleistungspegels
Valuation method of determine the noise power level

Die im folgenden Abschnitt erläuterten einfachen Verfahren zur Bestimmung der maschinenakustischen Kenngrößen sind nur für krafterregte, kreisrunde oder rechteckige Platten gültig, sind aber geeignet, grundlegende physikalische Zusammenhänge der Geräuschentstehung und hieraus abgeleitete Maßnahmen zur Lärmminderung zu verstehen.

Kraftpegel

Das zur Ermittlung des Kraftpegels L_{F} benötigte Anregungskraftspektrum $F(f)$ (**Bild 5**) läßt sich durch Fourier-Analyse (**Bild 2**) aus den zeitlichen Betriebskräften $F(t)$ bestimmen [4, 7, 20].

Körperschallmaß

Die zur Ermittlung des Körperschallmaßes zu bestimmende mittlere Übertragungsadmittanz lautet $h_{\ddot{\mathrm{U}}}(f) = \mathrm{v}(f)/F(f)$, mit $\mathrm{v}(f)$ als mittlere Körperschallschnelle auf der Plattenstruktur und $F(f)$ als mittlere Krafterregung. (Der reziproke Wert $Z = 1/h_{\ddot{\mathrm{U}}}$ wird mit Impedanz bezeichnet.)
Nach einem Abschätzverfahren [4, 6, 9, 10] läßt sich das entsprechende Körperschallmaß-Spektrum ermitteln, wie in

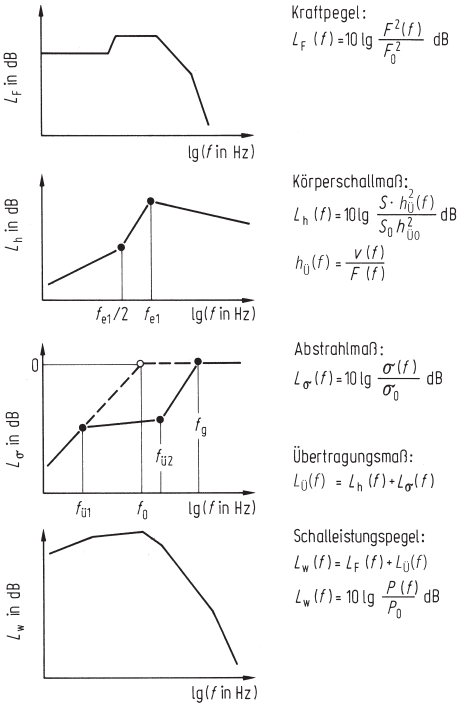


Bild 5. Charakteristische Größen der maschinenakustischen Grundgleichung

Bild 7 dargestellt. Der vom Anregungsort unabhängige Erwartungswert (**Bild 6**) des Körperschallmaßes lautet [14]:
Für Frequenzen $f < f_{e1}$:

$$Sh^2_{Ü,q}(f) = \frac{f^2}{8\pi(1+\eta^2) f_{e1}^3 m' \sqrt{m' B'}} \sim \frac{1}{B'^2} \sim \frac{1}{h^6},$$

für Frequenzen $f > f_{e1}$:

$$Sh^2_{Ü,e}(f) = \frac{\pi^2}{512 \cdot f \cdot \eta \cdot m' \cdot \sqrt{m' B'}} \sim \frac{1}{m' \sqrt{m' B'}} \sim \frac{1}{h^3}.$$

Darin bedeuten: $m' = \varrho \cdot h$ die Masse, $B' = E h^3/(12(1-\mu^2))$ [35] die Biegesteifigkeit einer homogenen Platte, ϱ die Dichte, h die Dicke und η den Verlustfaktor der Platte. Die 1. Eigenfrequenz f_{e1} von Platten läßt sich nach [10, 22] abschätzen oder mit der Finite-Elemente-Methode berechnen.

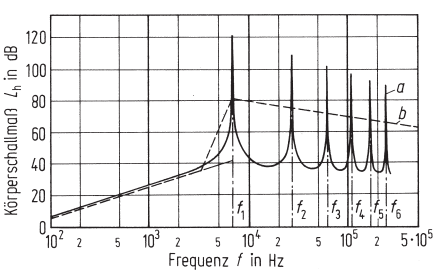


Bild 6. Körperschallmaß einer mittig angeregten Kreisplatte ($R = 60$ mm, $h = 10$ mm, $\eta = 10^{-4}$). *a* exaktes Spektrum, *b* gemittelter Verlauf (Erwartungswert) [4, 6, 8]

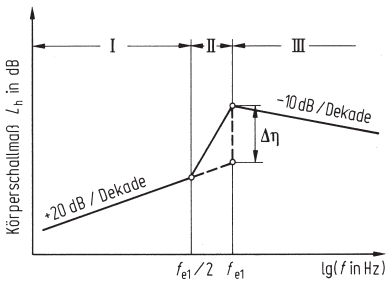


Bild 7. Abschätzung des Körperschallmaßes einer Plattenstruktur [4, 6]. I quasistatischer Bereich, II Interpolations-Bereich, III Eigenton-Bereich; $f_{e1} = 1$. Eigenfrequenz, $\Delta\eta =$ Dämpfungssprung, $\Delta\eta = 10 \lg(2\eta_{Str.})$, $\eta_{Str.} =$ Strukturdämpfung

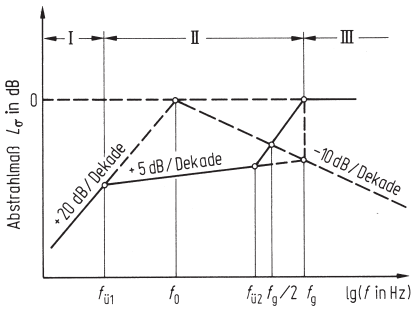


Bild 8. Abschätzung des Abstrahlmaßes einer Plattenstruktur [4, 12]. I Kolbenmembranbereich, II akustischer Kurzschluß, III Bereich voller Abstrahlung; $\sigma(f) = P(f)/\varrho_L \cdot c_L \cdot S \cdot v^2(f)$, $P(f) =$ Schalleistung, $\varrho_L =$ Dichte von Luft, $c_L =$ Schallgeschw. in Luft, $S =$ Abstrahlfläche, $v(f) =$ Schnelle-Mittelwert, $f_ü =$ Übergangsfrequenz, $f_o =$ Kolbenstrahler-Eckfrequenz, $f_o = c_L/\sqrt{2\pi S}$, $f_g =$ Koinzidenz-Grenzfrequenz

Abstrahlmaß

Die Körperschall-Anteile senkrecht zur Abstrahlungsoberfläche werden nicht bei allen Frequenzen gleich stark in Luftschall umgesetzt. Ein Maß für das Abstrahlverhalten der Struktur ist der Abstrahlgrad σ bzw. das Abstrahlmaß L_σ (**Bild 5**, **Bild 8**) [4, 6, 11–13].
Die maximal mögliche Umsetzung von Körperschall in Luftschall erreicht ein idealer Strahler, wie beispielsweise ein Kugelstrahler („atmende Kugel") oder eine Kolbenmembran (schwingender Kolben, der in einer unendlich ausgedehnten Wand geführt wird). Ein idealer Strahler ist durch den maximal möglichen Abstrahlgrad σ und die Kolbenstrahlereckfrequenz f_0 (**Bild 8**) charakterisiert. Bei Frequenzen $f > f_0$ liegt maximale Abstrahlung vor, bei Frequenzen $f < f_0$ verringert sich das Abstrahlmaß um 20 dB/Dekade.
Bei dem im **Bild 8** dargestellten prinzipiellen Verlauf des Abstrahlmaßes (durchgezogene Linie) einer Plattenstruktur ist eine Verminderung des Abstrahlmaßes gegenüber dem des idealen Strahlers in einem Frequenzbereich zu verzeichnen, der als akustischer Kurzschluß bezeichnet wird. Er erstreckt sich zwischen der 1. Übergangsfrequenz $f_{ü1} = f_0^2/f_g$ und der Grenzfrequenz (auch Koinzidenz-Grenzfrequenz) f_g [4, 12].
Der Grund für den akustischen Kurzschluß ist, daß die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_B von *Biegewellen* der Plattenstruktur frequenzabhängig ist (**Bild 9**), während die Schallgeschwindigkeit c_L in Luft konstant ist ($c = \lambda/f$ bzw. $\lambda = c \cdot f$).
Die Frequenz, bei der die Wellenlängen λ_L und λ_B gleich sind, heißt Grenzfrequenz $f_g = (c_L^2/2\pi)\sqrt{m'/B'}$, mit m' als Massenbelegung (kg/m^2) und B' als Biegesteifigkeit (Nm)

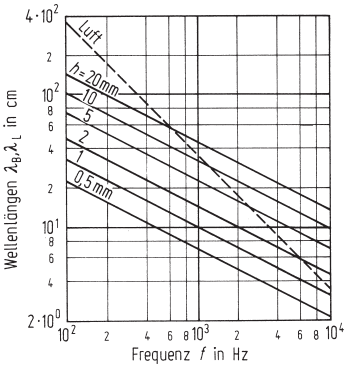


Bild 9. Biegewellenlänge λ_B in Abhängigkeit der Frequenz f und Plattendicke h, gültig für Stahl und näherungsweise für Aluminium sowie frequenzabhängige Wellenlänge λ_L in Luft [2, 3]

der Platte (vergleiche Abschnitt Körperschallmaß). Wenn $\lambda_B < \lambda_L$ ($f < f_g$) ist, tritt akustische Kopplung der Wellenberge und -täler ein, wodurch ein sog. akustischer Kurzschluß mit vermindertem Abstrahlmaß L_σ entsteht. Bei $\lambda_B > \lambda_L$ ($f > f_g$) wird der Körperschall unvermindert in Luftschall umgesetzt (**Bild 8**).

Für $f < f_{ü1}$ gilt $\sigma = f^2/(f^2 + f_0^2)$,
für $f < f_g/2$ gilt $\sigma \approx f_0 \cdot f^{1/2}/f_g^{3/2}$ [12].

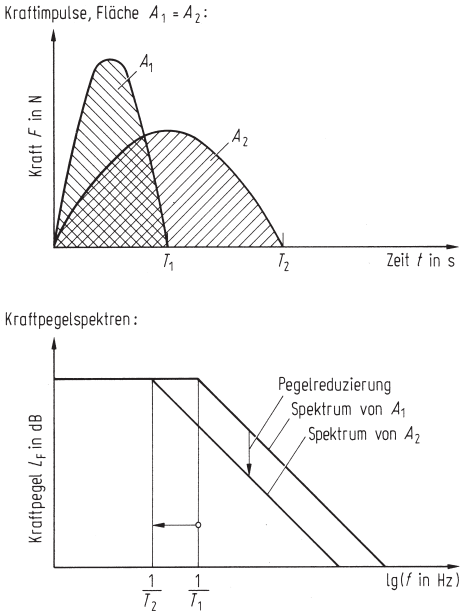


Bild 10. Kraftpegel-Verminderung durch Verlängerung der Kraftimpulszeit [4, 7]

3.4 Möglichkeiten zur Verminderung von Maschinengeräuschen

Methods of reducing machinery noise

Primäre Maßnahmen: Darunter versteht man die Beeinflussung der Anregungsmechanismen, insbesondere die Verringerung des Kraftpegels, des Körperschallmaßes und des Abstrahlmaßes einer Maschinenstruktur.
Sekundäre Maßnahmen: Hierbei geht es um Maßnahmen, die das Geräusch einer Maschine nachträglich verringern sollen, z. B. durch Schalldämpfer, Kapselung [21].
Regeln und Hinweise für geräuscharme Konstruktionen findet man in [15–19].

3.4.1 Verminderung des Kraftpegels (Maßnahmen an der Krafterregung)

Reduce of force level

Bei der *Geräuschentstehung auf direktem* Wege (**Bild 4**) sind Maßnahmen zu ergreifen, die die Entstehung von hohen Wechseldrücken in der Luft minimieren. Beispielsweise führen optimale Abstände von Lüfterrädern oder die Vermeidung jeglicher Störung der Luftströmung von Strömungsmaschinen zum Ziel. Diesbezügliche Hinweise sind zu finden in [2, 15–18, 20].
Bei der *Geräuschentstehung auf indirektem* Wege (**Bild 4**) ist der *Kraftpegel* zu verringern.
Bild 10 zeigt beispielhaft, wie sich durch Verlängerung der Impulszeit einer Kraft-Zeit-Funktion das zugehörige Kraftpegelspektrum verringert. Dieses Beispiel läßt sich prinzipiell auf alle Bereiche des Maschinenbaus übertragen, wo pulsierende Kräfte auftreten, also beispielsweise bei Hämmern, Pressen, Scheren, Hydraulik-Pumpen und -Motoren, Verbrennung in Diesel- und Ottomotoren, Verzahnungen von Zahnradgetrieben.

Maßnahmen, Regeln [4, 20]:

- Je mehr Ordnungen der Ableitungen der Kraft-Zeit-Funktion gebildet werden können, desto steiler ist der Abfall des Kraftpegels im höheren Frequenzbereich.
- Die Kraftimpulszeiten sind so groß wie möglich zu gestalten (**Bild 10**), dadurch verlagert sich das Kraftpegelspektrum hin zu niedrigeren Frequenzen. (Die Empfindlichkeit des menschlichen Ohres ist von 800 … 5000 Hz besonders hoch!)
- Die Fläche unter der Kraft-Zeit-Funktion ist so klein wie möglich zu gestalten (Reduzierung der Kraftamplituden).
- Das Prinzip der Schrägung anwenden:

Anstatt Gerad-, Schrägverzahnung verwenden und
Schneidmesser anstatt parallel schräg zur Schnittlinie ansetzen.

- Steifigkeitsschwankungen (Parametererregung) können vermindert werden durch eine Erhöhung des Überdekkungsgrades der Verzahnungen von Zahnradgetrieben.
- Stöße sind vermeidbar durch:

Zahnkorrekturen beim Auftreten von Verzahnungs-Eingriffsstößen,
Verringerung der Geschwindigkeiten bewegter Teile bzw. Massen,
Verkleinerung der Masse bewegter Teile (z. B. Wechseln von Stahl auf Leichtmetall oder Kunststoff).

3.4.2 Verminderung von Körperschallmaß und Abstrahlmaß (Maßnahmen am Maschinengehäuse)

Reduce of structure-borne-noise-factor and radiation coefficient

Maßnahmen, die Änderungen an diesen charakteristischen Größen bewirken, müssen gemeinsam betrachtet werden, da sich die jeweiligen konstruktiven Änderungen sowohl auf das Körperschall- als auch auf das Abstrahlmaß auswirken [4, 6, 7] .

Grundsätzlich gilt:

- Biegeschwingungen bzw. Biegewellen an der Maschinenoberfläche sind am stärksten an der Geräuschabstrahlung von Maschinenstrukturen beteiligt. Lärmarme Maschinen erhält man daher durch *Vermeidung* bzw. *Minimierung der Biegewellen* an den Maschinengehäusen [4].
- Im allgemeinen ist es ausreichend, *geräuschmindernde Maßnahmen beim Körperschallmaß* zu untersuchen und nicht am sich meist gegenläufig ändernden Abstrahlmaß. Die Körperschallmaßnahmen sind betragsmäßig meist größer (und über große Frequenzbereiche wirksam) als das mögliche Anwachsen des Abstrahlmaßes.
- Ziel der Maßnahmen ist also, bei vorgegebener Erregerkraft die Körperschallamplituden auf den abstrahlenden Oberflächen möglichst klein zu halten. Man beschränkt den Kraftfluß deshalb durch konstruktive Maßnahmen auf einen kleinen, massiv und steif gestalteten Bezirk und führt ihn nicht über abstrahlende Außenflächen.

Maßnahmen, Regeln [4, 6, 22]

Massen, Wandstärke, Rippen

Eine Geräuschminderung tritt ein durch *Umverteilung der Massen* von selbsttragenden Wänden auf stützende, durch den Krafteinleitungsort führende *Rippen.* Am Krafteinleitungsort erhöht sich dadurch die statische *Biegesteifigkeit* mit Erhöhung der 1. Eigenfrequenz und der Eingangsimpedanz der Struktur, wodurch das Körperschallmaß erheblich gesenkt werden kann. Eine Verringerung der Wandstärke (Leichtbau!) ist dabei zulässig, wenn die stat. Biegesteifigkeit erheblich durch Rippen erhöht wird (siehe **Bild 11**).

Wie sich Rippen, Massen und eine frequenzabhängige Dämpfung auf das Körperschallmaß einer Plattenstruktur qualitativ auswirken, zeigt **Bild 12**.

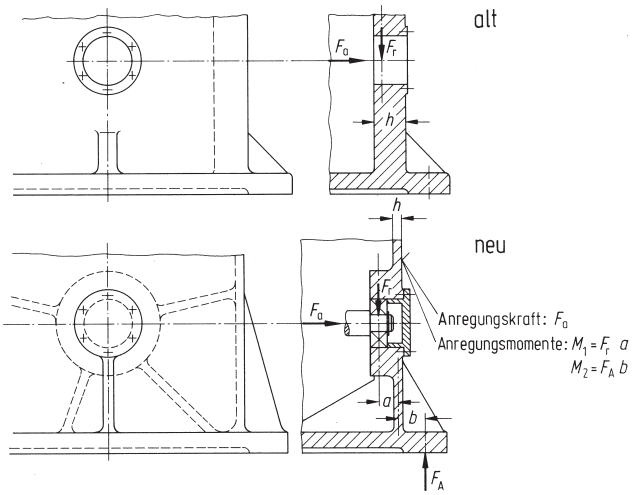


Bild 11. Geräuschminderung durch Umverteilung der Massen selbsttragender Wände auf durch den Krafteinleitungsort führende Rippen. Durch Massenkonzentration am Krafteinleitungsort wird das Körperschallmaß im hochfrequenten Bereich gesenkt (siehe **Bild 12**)

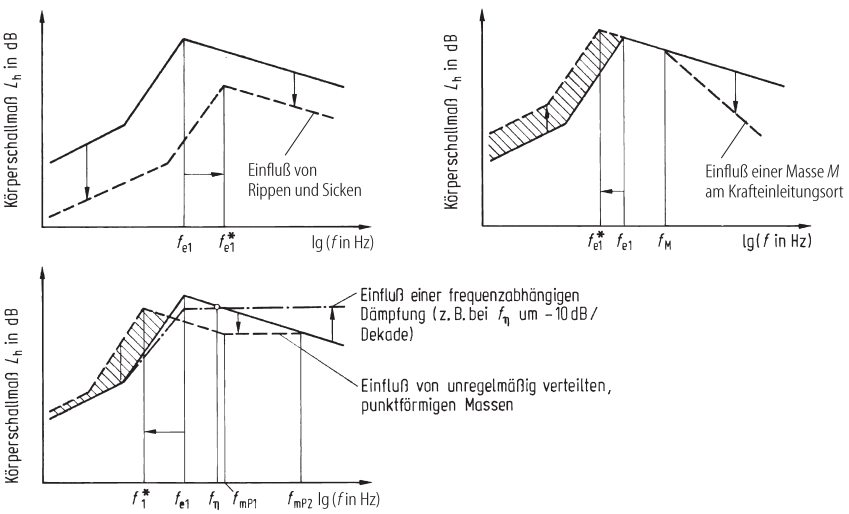


Bild 12. Qualitative Darstellung der Auswirkungen von Rippen, unregelmäßig verteilten punktförmigen Massen, einer Massenkonzentration am Krafteinleitungsort sowie einer frequenzabhängigen Dämpfung auf das Körperschallmaß [4, 7]

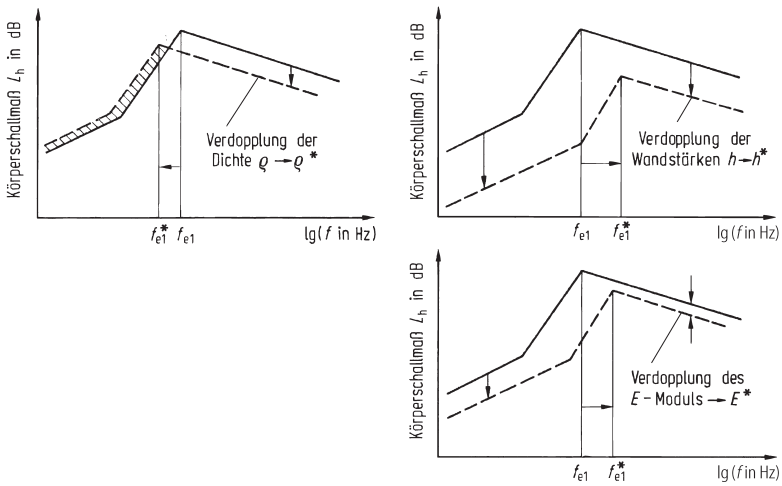


Bild 13. Qualitative Darstellung der Auswirkungen bei Verdoppelung der Wandstärke, des *E*-Moduls und der Dichte auf das Körperschallmaß einer Plattenstruktur [4, 7]

Für die Ausführung von Rippen auf Gehäuseoberflächen ist zu empfehlen (siehe **Bild 11**):
- möglichst viele Rippen durch die Krafteinleitungsstelle führen;
- Rippen möglichst in körperschallarme Zonen des Gehäuses führen, z. B. zu Gehäuseecken und -kanten;
- Rippen schräg zur Platten- bzw. Gehäusekante ausführen und nicht parallel;
- Oberfläche möglichst ungleichmäßig durch Rippen unterteilen („Verschmierung" der 1. Eigenfrequenzen ungleich großer Zwischenrippenbereiche);
- das Produkt Rippenbreite × Rippenhöhe möglichst groß gestalten, wobei das Verhältnis Rippenhöhe/Rippenbreite groß sein soll.

Auswirkungen einer Wandstärkenveränderung bzw. des Einsatzes eines anderen Werkstoffs (*E*-Modul, Dichte) sind den Körperschallmaßen (**Bild 13**) und den Abstrahlmaßen (**Bild 14**) zu entnehmen.

Zusammenfassung

Die genannten Maßnahmen zur Verminderung des Anregungskraftspektrums (Kraftpegel) und der Biegeschwingungen von Maschinengehäuseoberflächen (Körperschall- und Abstrahlmaß) werden anhand von Abschätzverfahren für Platten dargestellt. Diese geräuschmindernden Maßnahmen gelten prinzipiell auch für reale Maschinen.

Rechnerisch ermittelte, maschinenakustische Ergebnisse, die entweder mit diesen Abschätzverfahren [4, 6] oder mit der Finite-Elemente-Methode bzw. der Boundary-Elemente-Methode [6, 23–25] erarbeitet wurden, müssen durch Messungen überprüft und gegebenenfalls korrigiert werden, da erfahrungsgemäß Dämpfungswerte und diverse Randbedingungen des Rechenmodells nicht den realen Gegebenheiten entsprechen. Große Unterschiede zwischen Messung und Rechnung treten auch auf, wenn die ursprüngliche Krafterregung nur indirekt auf das Maschinengehäuse wirkt. Beispielsweise muß deshalb bei einem Zahnradgetriebe die Krafterregung vom Zahnrad über die Welle und das Lager auf das Gehäuse ermittelt werden. Über das Lager erfolgt die Anregung der Gehäusewand durch Axialkräfte und Radialkräfte. Letztere erzeugen Biegemomente, die die Gehäusewand zu Biegeschwingungen anregen (**Bild 11**).

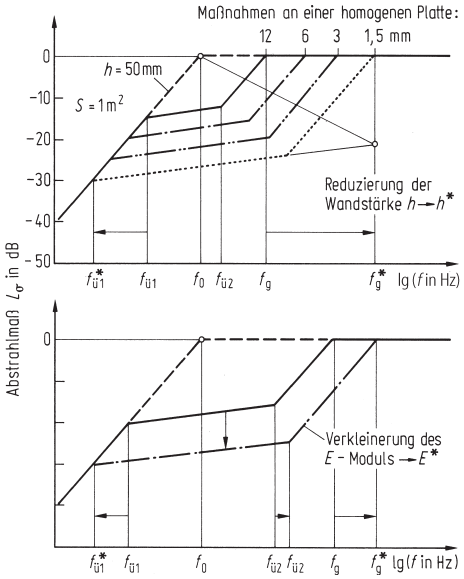


Bild 14. Qualitative Darstellung der Auswirkungen einer Wandstärken- und *E*-Modul-Änderung auf das Abstrahlmaß einer Plattenstruktur [4, 7]

3.5 Maschinenakustische Berechnungen mit der Finite-Elemente-Methode/Boundary-Elemente-Methode

Machine acoustic calculations by Finite-Element-Method/Boundary-Element-Method

Komplexe Maschinenstrukturen, wie z. B. Verbrennungsmotoren, Kfz-Getriebe usw., lassen sich hinsichtlich des akustischen Verhaltens mit den in Abschnitt **3.3** beschriebenen Abschätzverfahren nur ungenügend beurteilen und analysieren. Hingegen können mit dem in **Bild 15** (Mitte) dargestellten Berechnungsablauf sehr detaillierte Schwingungs- und Aku-

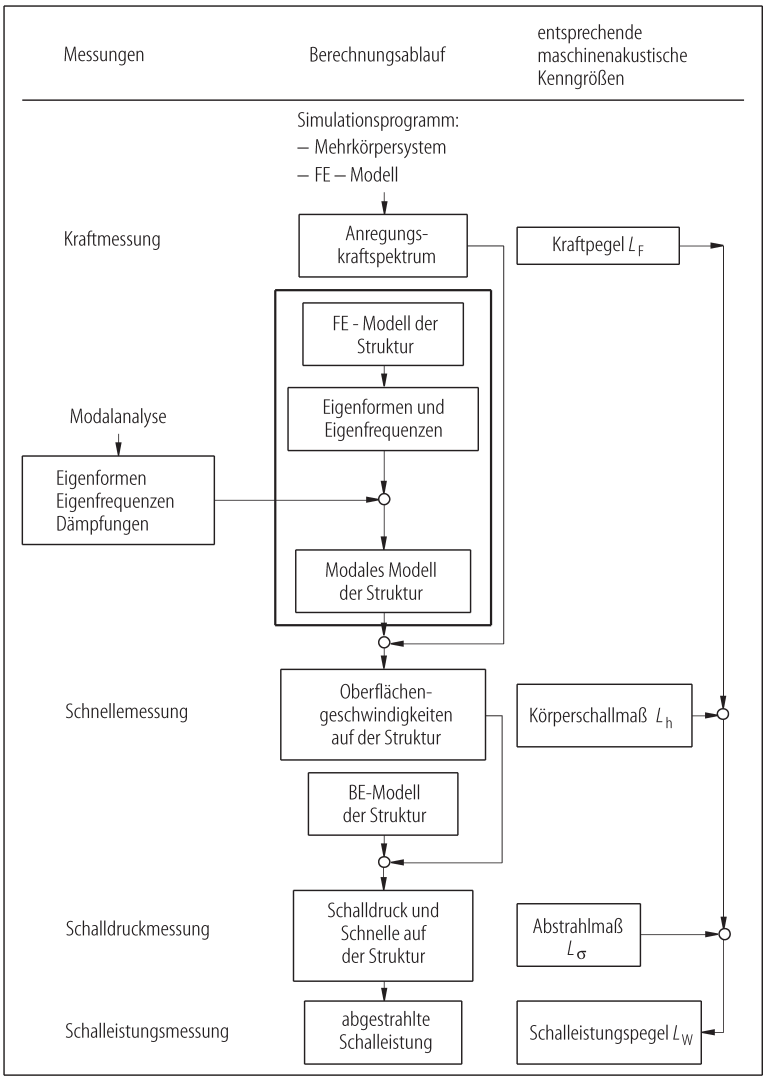


Bild 15. Ablauf einer maschinenakustischen Berechnung mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) und der Boundary-Elemente-Methode (BEM) in Verbindung mit Messungen

stik-Analysen vorgenommen werden [6, 25, 36–38]. Die den Rechenergebnissen entsprechenden maschinenakustischen Kenngrößen (gemäß **O 3.3**) sowie die zur Verifikation der Rechenergebnisse durchzuführenden Messungen sind im **Bild 15** ebenfalls aufgeführt.

Gemäß **Bild 15** ergibt sich folgender Berechnungsablauf: Von der schallabstrahlenden Struktur (z. B. Gehäuse) wird ein Finite-Elemente-Modell (FE-Modell) erstellt, wobei eine hinreichend hohe Elemente-Anzahl erforderlich ist, damit alle maschinenakustisch relevanten Frequenzen erfaßt werden. Mit diesem FE-Modell werden die Eigenformen und Eigenfrequenzen der Struktur berechnet. Aus der experimentellen Modalanalyse ergeben sich ebenfalls Eigenformen und Eigenfrequenzen, die mit der Rechnung abzugleichen sind, sowie zu den Eigenformen gehörige Dämpfungswerte, die für die weiteren Berechnungen benötigt werden. Hieraus resultiert ein modales Modell der Struktur. Es enthält globale und ausgeprägte Schwingungsformen sowie solche mit geringer Dämpfung [37, 38].

Durch den Einsatz von Simulationsprogrammen [26] lassen sich Anregungskräfte, die auf die Struktur wirken, berechnen. Aus den Anregungskräften und dem modalen Modell ergeben sich die Oberflächengeschwindigkeiten (Schnellen). Entsprechend der Knotenanordnung des FE-Modells der Struktur wird in einem weiteren Schritt ein Boundary-Elemente-Modell (BE-Modell) erstellt, wobei im Hinblick auf eine befriedigende Berechnung der Schallabstrahlung eine genügend hohe Anzahl von Elementen (üblicherweise 6 Elemente) für die kürzeste zu untersuchende Biegewellenlänge einzusetzen ist. Als Ergebnis dieser Rechnung erhält man die Schalldruckverteilung auf der Strukturoberfläche und kann mit den bereits berechneten Schnellen die Schallintensitäten bzw. die abgestrahlte Schalleistung bestimmen. Die Berechnung der Schallabstrahlung ist umso genauer, je mehr

Frequenzen in der Nähe der Eigenfrequenzen einbezogen werden [39].

3.6 Maschinenakustische Berechnungen mit der Statistischen Energieanalyse (SEA)

Machine acoustic calculations by Statistical Energy Analysis (SEA)

In **Bild 6** ist ersichtlich, dass die Eigenfrequenzdichte von Platten- und damit auch von Maschinenstrukturen mit steigender Frequenz zunimmt. Je höher der Frequenzbereich, umso aufwendiger ist eine befriedigend genaue Berechnung des akustischen Verhaltens mit der FE/BE-Methode. Wie bereits in **O 3.3** dargestellt, bietet es sich an, einen statistischen Ansatz zu wählen, wobei anstatt mit diskreten Eigenfrequenzen und Schwingungsformen mit mittleren Modendichten gerechnet wird. Anstatt Beschleunigungen, Schnellen usw. zu berechnen, ermittelt man Energieverteilungen und mittlere Energieflüsse. Diese Methode wird Statistische Energieanalyse (SEA) [39–41] bezeichnet und hat den gleichen Ursprung wie das in **O 3.3** vorgestellte Abschätzverfahren [4, 7, 12, 13] zur Bestimmung des Schalleistungspegels von Plattenstrukturen.

Bild 16 zeigt den Ablauf einer maschinenakustischen Berechnung mit der SEA: Man zerlegt die reale Struktur in Subsysteme (Flächenelemente), die durch Länge, Breite, Dicke, Dichte, E-Modul, Poissonzahl sowie Dämpfungsverlustfaktoren η_i beschrieben werden. Daraus wird die Modendichte der Subsysteme ermittelt, diese werden in einem weiteren Schritt zum Gesamtsystem (Modell der Struktur) verbunden. Dämpfungs- und Kopplungsverlustfaktoren (η_i und η_{ij}) sind meßtechnisch ermittelbar, die Koppelungsverlustfaktoren η_{ij}

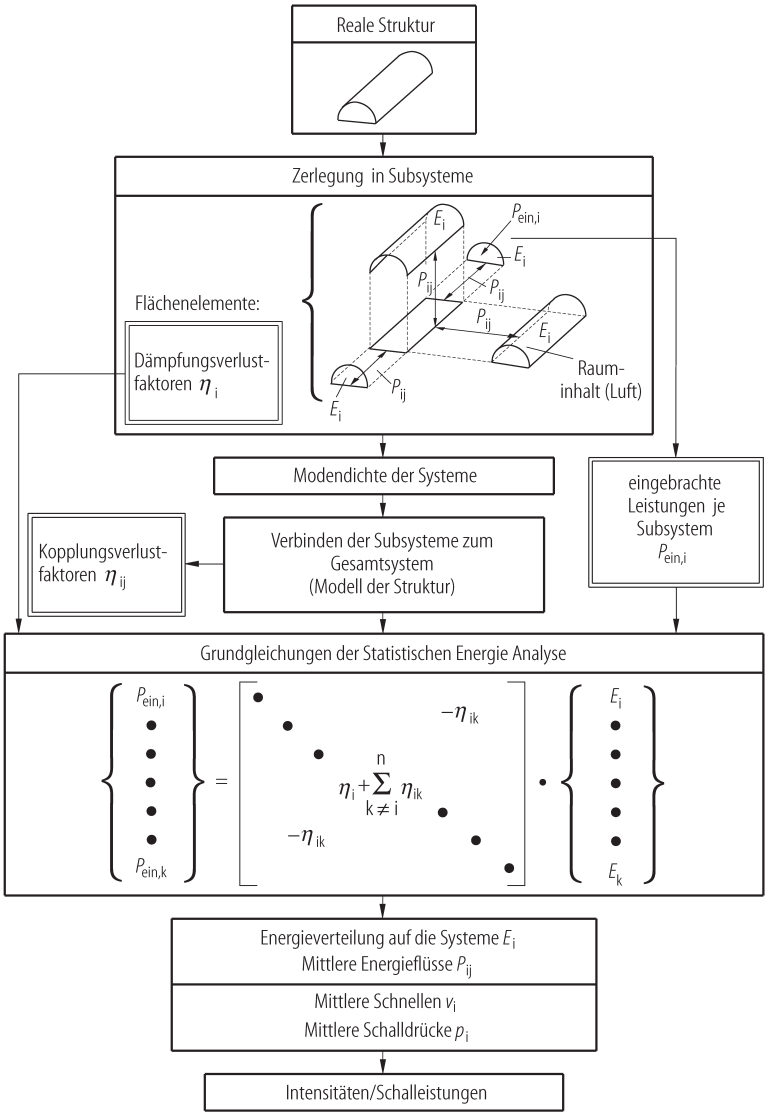


Bild 16. Ablauf einer maschinenakustischen Berechnung mit der Statistischen Energie Analyse (SEA)

werden in der Regel berechnet [39]. Mit den Grundgleichungen der SEA berechnet man unter Einbeziehung der eingebrachten Leistungen (Anregungen der Struktur) Energieverteilungen und -flüsse, aus denen sich mittlere Schnellen, Schalldrücke und schließlich Intensitäten und Schalleistungen ergeben. Aufgrund des statistischen Ansatzes der SEA sind gewisse Voraussetzungen und Einschränkungen beim Einsatz der SEA zu beachten, die der Literatur [39–41] zu entnehmen sind. Die Anwendung der SEA [40] zeigt, daß für viele Aufgabenstellungen die vorgestellte Arbeitsweise zur Beurteilung und Lösung akustischer Problemstellungen völlig ausreichend ist.

3.7 Messung des akustischen Verhaltens von Maschinen

Measuring of machine acoustics

Realistische Rechenergebnisse auf dem Gebiet der Maschinenakustik sind durch Erfahrung mit experimentellen Untersuchungen erzielbar. Durch sie erhält man Hinweise über Dämpfungswerte und zu berücksichtigende Randbedingungen bei der Erstellung des Rechenmodells. Hinweise über die Durchführung experimenteller akustischer Untersuchungen sind in folgenden Literaturstellen zu finden:

- Anregungskräfte [4, 28, 36–38]
- Dämpfung [2, 4, 28, 37]
- Modalanalyse [6, 28, 34, 37]
- Körperschall [2, 4, 6, 29, 36–38]
- Schalldruckpegel [2–6, 27, 28, 30–33, 36–41]
- Schallintensitätspegel [2, 6, 7, 28, 30–32, 37, 39–41]
- Schalleistungspegel [2, 4–7, 27, 28, 30–33, 36–41].

4 Spezielle Literatur

Special bibliography

zu O 1 Kurbeltrieb, Massenkräfte und -momente, Schwungradberechnung

[1] *Haug, K.:* Die Drehschwingungen in Kolbenmaschinen. Berlin: Springer 1952. – [2] *Krämer, E.:* Maschinendynamik. Berlin: Springer 1984. – [3] *Maas, H.:* Gestaltung und Hauptabmessungen der Verbrennungskraftmaschine. In *List, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 1. Wien: Springer 1979. – [4] *Woschni, G.:* Thermodynamische Auswertung von Indikatordiagrammen elektronisch gerechnet, MTZ 25/7 (1964) 284–289. – [5] *Küttner, K.H.:* Kolbenmaschinen, 6. Aufl. Stuttgart: Teubner 1993. – [6] *Maas, H.; Klier, H.:* Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. In *List, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 2. Wien: Springer 1981. – [7] *Hasselgruber, H.:* Maßnahmen zur Verbesserung der Laufruhe von Verbrennungskraftmaschinen insbesondere von Schleppermotoren. Landtechnik. 15 (1965) Nr. 1. – [8] *Schmidt, F.:* Schwungräder für Großdieselmotoren. VDI-Z. 74 (1930) 230. – [9] *Sass, F.:* Bau und Betrieb von Dieselmaschinen, Bd. 2. Berlin: Springer 1957. – [10] *Küttner, K.H.:* Kolbenverdichter. Berlin: Springer 1992. – [11] *Haffner, K.E.; Mass, H.:* Theorie der Triebwerkschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine, Bd. 3. Wien: Springer 1984. – [12] *Haffner, K.E.; Mass, H.:* Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. In *List, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 4. Wien: Springer 1985. – [13] *Krämer, O.; Jungbluth, G.:* Bau und Berechnung von Verbrennungsmotoren, 5. Aufl. Berlin: Springer 1983. – [14] *Mickel, E.; Sommer, P.; Wiegand, H.:* Berechnung und Gestaltung der Triebwerke schnellaufender Kolbenkraftmaschinen. Konstruktionsbücher, Bd. 6. Berlin: Springer 1942. – [15] *Köhler, G.; Rögnitz, H.:* Maschinenteile, Teil 2, 7. Aufl. Stuttgart: Teubner 1986. – [16] *Schrön, H.:* Die Dynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2. Aufl. Wien: Springer 1947. – [17] *Waas, H.:* Federnde Lagerung von Kolbenmaschinen. VDI-Z. 26. Juni (1937). – [18] *Lang, G.:* Zur elastischen Lagerung von Maschinen durch Gummifederelemente. MTZ 24/17 (1963).

zu O 2 Schwingungen

[1] *Krämer, E.:* Maschinendynamik. Berlin: Springer 1984. – [2] *Gasch, R.; Knothe, K.:* Strukturdynamik, Bd. 1. Springer 1987. – [3] *Holzweißig, F.; Dresig, H.:* Lehrbuch der Maschinendynamik. Wien: Springer 1979. – [4] *Schiehlen, W.:* Technische Dynamik. Stuttgart: Teubner 1986. – [5] *Magnus, K.:* Schwingungen. Stuttgart: Teubner 1976. – [6] *Kellenberger, W.:* Elastisches Wuchten. Berlin: Springer 1987. – [7] *Federn, K.:* Auswuchttechnik. Berlin: Springer 1977. – [8] *Maass, H.; Klier, H.:* Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 2, Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Wien: Springer 1981. – [9] *Kuhlmann, P.:* Schwingungen in Kolbenmaschinen. VDI-Bildungswerk, Schwingungen beim Betrieb von Maschinen BW 32.11.07, VDI-Gesellschaft Konstruktion und Entwicklung, 1980. – [10] *Schwibinger, P.:* Torsionsschwingungen von Turbogruppen und ihre Kopplung mit den Biegeschwingungen bei Getriebemaschinen. Fortschrittber. VDI, Düsseldorf: 1987. – [11] *Grgic, A.:* Torsionsschwingungsberechnungen für Antriebe mit elektrisch drehzahlgeregelten Wechselstrom-Motoren. VDI-Ber. 603 (1986). – [12] *Natke, H.G.:* Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. Braunschweig: Vieweg 1983. – [13] *Ewins, D.J:* Modal Testing: Theory and practice. Research Studies Press 1984. – [14] *Peeken, H.; Troeder, C.; Diekhans, G.:* Beanspruchung elastischer Kupplungen in Antriebssystemen mit Asynchronmotoren. Antriebstechnik 18 (1979). – [15] *Gasch, R.; Pfützner, H.:* Rotordynamik. Berlin: Springer 1975. – [16] *Diewald, W.:* Das Biegeschwingungsverhalten von Kreiselpumpen unter Berücksichtigung der Koppelwirkungen mit dem Fluid. Fortschrittber. VDI, Düsseldorf 1989. – [17] *Dietzen, F.J.:* Bestimmung der dynamischen Koeffizienten von Dichtspalten mit Finite-Differenzen-Verfahren. Fortschrittber. VDI, Düsseldorf 1988. – [18] *Glienicke, J.:* Feder- und Dämpfungskonstanten von Gleitlagern für Turbomaschinen und deren Einfluß auf das Schwingungsverhalten eines einfachen Rotors. Diss. Univ. Karlsruhe 1966.

zu O 3 Maschinenakustik

[1] *Schmidt, H.:* Schalltechnisches Taschenbuch. Düsseldorf: VDI 1976. – [2] *Heckl, M.; Müller, H.A.:* Taschenbuch der Technischen Akustik. Berlin: Springer 1994. – [3] *Schirmer, W.:* Lärmbekämpfung – Physikalische Grundlagen und praktische Maßnahmen der Lärmbekämpfung an Maschinen und in Produktionsanlagen. Berlin: Tribüne 1979. – [4] *Müller, H.W.; Langer, W.; Richter, H.P.; Storm, R.:* Praxisreport Maschinenakustik, FKM-Forschungsheft 102. Frankfurt a.M., Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Maschinenbau, 1983. – [5] DIN 45635, Geräuschmessung an Maschinen, Teil 1, 2, 3. Berlin, Beuth. – [6] *Kollmann, F.G.:* Maschinen-

akustik – Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung. Berlin: Springer 1993. – [7] *Gold, P. W.:* Geräuschminderung an Getrieben – Erfahrungen im Bereich Schiffsgetriebe. Antriebstechnisches Kolloquium 1995 (ATK '95), Tagungsband; IME der RWTH Aachen, Aachen, Mainz 1995. – [8] *Föller, D.:* Untersuchung der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeiten für eine primäre Lärmbekämpfung. Diss. TH Darmstadt 1972 bzw. Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Heft 15, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1972. – [9] *Kassing, W.:* Untersuchungen zum Schwingungs- und Körperschallverhalten rotationssymmetrischer Maschinenstrukturen und Übertragung der Ergebnisse auf die Geräuschentwicklung von Axialkolbenmaschinen. Diss. TH Darmstadt 1975 bzw. Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Heft 42, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1975. – [10] *Welp, E. G.:* Untersuchung des Körperschallverhaltens von Platten- und Kastenstrukturen mit der Methode der Finiten Elemente. Diss. TH Darmstadt 1977 bzw. Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Heft 70, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1978. – [11] *Skudrzyk, E.:* Die Grundlagen der Akustik. Wien: Springer 1954. – [12] *Föller, D.:* Die Geräuschabstrahlung von Platten und kastenförmigen Maschinengehäusen. Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Heft 78, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1979. – [13] *Maidanik, G.:* Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. J. Acoust. Soc. Amer. 34 (1962) 809–826. – [14] *Sennheiser, L.:* Ein Modell zur Bestimmung der Schallabstrahlung von Platten unterhalb der Grenzfrequenz. Acustica 32 (1975) 244–254. – [15] *Müller, H. W.; Föller, D.:* Regeln für lärmarme Konstruktionen, Konstruktion 28 (1976) 333–339. – [16] VDI 3720, Blatt 1: Lärmarm konstruieren, Allgemeine Grundlagen (1980); Blatt 2: Beispielsammlung (1982). – [17] *Schmidt, K.-P.:* Lärmarm Konstruieren – Beispiele für die Praxis. Forschungsbericht Nr. 129 der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Wilhelmshaven; Wirtschaftsverlag Nordwest 1974. – [18] *Heckl, M.:* Lärmarm Konstruieren – Bestandsaufnahme bekannter Maßnahmen. Forschungsbericht Nr. 135 der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Wilhelmshaven; Wirtschaftsverlag Nordwest 1975. – [19] *Peeken, H.; Troeder, Ch.; Bauer, P.:* Lärmbekämpfungsblätter für den Konstrukteur im Textilmaschinenbau; Fachgemeinschaft Textilmaschinen im VDMA, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1984. – [20] *Föller, D.:* Geräuscharme Maschinenteile – Die Entstehung von Maschinengeräuschen und konstruktive Maßnahmen zu ihrer Verminderung. Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Heft 26, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1974. – [21] *Föller, D.:* Ein Verfahren zur quantitativen Beurteilung der Geräuschanregung in Maschinen. Tagungsbericht Akustik und Schwingungstechnik, Stuttgart, 1972, S. 418–421. Berlin: VDI 1972. – [22] *Storm, R.:* Untersuchung der Einflußgrößen auf das akustische Übertragungsverhalten von Maschinenstrukturen. Diss. TH Darmstadt 1980 bzw. Forschungshefte Forschungskuratorium Maschinenbau e. V., Heft 84, Frankfurt a. M., Maschinenbau 1980. – [23] *Soenarko, B.:* An advanced boundary element formulation for acoustic radiation problems. PhD Diss., University of Kentucky, Lexington, Kent, USA, 1963. – [24] *Wender, B.; Kelkel, K.; Weber, W.:* Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen durch Kopplung von Finite-Element- und Boundary-Element-Methoden. VDI Berichte Nr. 1007, VDI 1992. – [25] *Plieske, M.; LeCong, S.; Weber, W.:* Einsatz der Finite-Element- und der Boundary-Element-Methode zur Entwicklung lärmarmer Fahrzeuggetriebe. Antriebstechnisches Kolloquium 1995 (ATK '95), IME der RWTH Aachen, Aachen, Mainz 1995. – [26] *Gold, P. W.; Schelenz, R.; Fechler, J.; Hollenstein, M.; Pischinger, S.; Lahay, H.-P.; Steffens, Ch.; Andres, O.:* Akustische Untersuchung im Gesamtsystem Verbrennungsmotor-Getriebe. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) 7/8. – [27] *Weck, M.; Melder, W.:* Maschinengeräusche – Messen, Beurteilen, Mindern. Düsseldorf: VDI 1980. – [28] *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, Bd. 4: Meßtechnische Untersuchung und Beurteilung. Düsseldorf: VDI 1996. – [29] *Schlösser, T. F.:* Körperschallreduktion durch experimentelle Strukturoptimierung. Konstruktion 48 (1996) 236–242 (1996). – [30] Lärm und Statistik, Meßtechnische und statistische Methoden zur Überprüfung von Emission und Immission, VDI-Berichte 648. Düsseldorf: VDI 1987. – [31] DIN EN ISO 9614-1: Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schallintensitätsmessungen, Teil 1: Messungen an diskreten Punkten. Berlin: Beuth 1995. – [32] DIN EN ISO 9614-2: Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen durch Schallintensitätsmessungen, Teil 2: Messung mit kontinuierlicher Abtastung. Brüssel: CEN 1996. – [33] First CD 3740 „Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Guidelines for the use of basic standards" (Revision of ISO 3740: 1980). – [34] *Natke, H. G.:* Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. Braunschweig: Vieweg 1983. – [35] *Cremer, L.; Heckl, M.:* Körperschall – Physikalische Grundlagen und Technischen Anwendungen. Berlin: Springer, 1967. – [36] *Gold, P. W.; Schelenz, R.; Fechler, J.; Haas, R.:* Aufbau eines Simulationsmodells zur akustischen Bewertung des Verbundsystems Motor-Getriebe. VDI-Bericht 1591, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999. – [37] *Gold, P. W.; Schelenz, R.; Haas, R.; Henneberger, G.; Brösse, A.; Arians, G.:* Motor-Getriebeakustik, Akustische Untersuchungen zum Gesamtsystem Asynchronmotor-Getriebe. FVA-Forschungsvorhaben 309, FVA-Heft Nr. 577, 1999. – [38] *Pischinger, S.; Gold, P. W.; Lahay, H.-P.; Steffens, C.; Wilhelm, M.; Schilling, S.; Witmajer, M.; Wawrik, A.; Schelenz, R.; Hollenstein, M.; Fechler, J.:* Motor-Getriebe-Akustik, Akustische Untersuchungen im Gesamtsystem Verbrennungsmotor-Getriebe. FVV-Vorhaben Nr. 660; FVV-Heft 673, 1999. – [39] *Lyon, R. H.; De Jong, R. G.:* Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Buttersworths-Heimann, Boston, MA, 1995. – [40] *Geißler, P.:* Statistische Energieanalyse (SEA), Konstruktion 7/8, 1999. – [41] *Burroughs, C. B.; Fischer, R. W.; Kern, F. R.:* An Introduction to Statistical Energy Analysis. J. Acoust. Soc. Am. 101 (4), April 1997.

P | Kolbenmaschinen
Reciprocating engines

H. Hölz, Berlin; **K. Mollenhauer**, Berlin; **H. Tschöke**, Magdeburg

Allgemeine Literatur

zu P 1 Allgemeine Grundlagen der Kolbenmaschinen
Bücher: *Kalide, W.:* Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen, 6. Aufl. München Wien: Hanser 1982. – *Küttner, K.-H.:* Kolbenmaschinen, 6. Aufl. Stuttgart: Teubner 1993. – Taschenbuch Maschinenbau, Bd. 5: Kolbenmaschinen-Strömungsmaschinen. Berlin: VEB Verlag Technik 1989. – *Wankel, F.:* Einteilung der Rotationskolbenmaschinen. Stuttgart: Deutsche Verlagsanstalt 1963. – *Zima, S.:* Kurbeltriebe: Konstruktion, Berechnung und Erprobung von den Anfängen bis heute. Braunschweig Wiesbaden: Vieweg 1998.

zu P 2 Verdrängerpumpen
Bücher: *Bohl, W.:* Pumpen und Pumpenanlagen. Grafenau: Lexika Verlag 1979. – *Ivantysyn, I. u. M.:* Hydrostatische Pumpen und Motoren. Würzburg: Vogel 1993. – *Leuschner, G.:* Kleines Pumpenhandbuch für Chemie und Technik. Weinheim: Verlag Chemie 1967. – *Schulz, H.:* Die Pumpen, 13. Aufl. Berlin: Springer 1977. – *Zey, W.:* Dickstoffpumpen. Landsberg: Moderne Industrie 1995.

zu P 3 Kompressoren
Bücher: *Bohn, T.:* Verdrängermaschinen, Bd. 2. München: Technischer Verlag Resch 1981. – *Bouche, Ch.; Wintterlin, K.:* Kolbenverdichter. Berlin: Springer 1968. – DIN 1945 Teil 1. Verdrängerkompressoren. Ausg. Nov. 1980. – *Frenkel, M. J.:* Kolbenverdichter. Berlin: VEB Verlag Technik 1969. – *Fröhlich, F.:* Kolbenverdichter. Berlin: Springer 1968. – *Groth, K.:* Kompressoren. Braunschweig: Vieweg 1995. – *Kleinert, H. J.:* Kolbenmaschinen, Strömungsmaschinen. Taschenbuch Maschinenbau, Bd. 5. Berlin: VEB Verlag Technik 1989. – *Küttner, K.-H.:* Kolbenverdichter. Berlin: Springer 1991. – *Pohlenz, W.:* Pumpen für Gase, 2. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1987. – *Rinder, L.:* Schraubenverdichter. Wien: Springer 1979.

zu P 4 Verbrennungsmotoren
Bücher: *Bensinger, W.-D.:* Rotationskolben-Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer 1973. – *Bosch:* Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 24. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 2002. – *Heywood, J. B.:* Internal Combustion Engine Fundaments. New York: McGraw-Hill 1988. – *Hierieth, H., Prenninger, P.:* Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. In: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer 2002. – *Köhler, E.:* Verbrennungsmotoren, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 2001. – *Mollenhauer, K.* (Hrsg.): VDI-Handbuch Dieselmotoren, 2. Aufl. Berlin: Springer 2002. – *Pflaum, W.; Mollenhauer, K.:* Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. In: List, H. (Hrsg.): Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. III. Wien: Springer 1977. – *Pischinger, R; Klell, M.; Sams, T.:* Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2. Aufl. In: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer 2002. – *Taylor, C. F.:* The Internal Combustion Engine in Theory and Practice, Vol. 1, 2nd Ed., Vol. 2, 2nd Ed. Cambridge, Mass.: MIT Press 1985. – *Tschöke, H.; Leyh, B. (Hrsg.):* Diesel- und Benzindirekteinspritzung I. Renningen: expert 2001, Diesel- und Benzindirekteinspritzung II. Renningen: expert 2003. – *Urlaub, A.:* Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer 1994. – *van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:* Handbuch Verbrennungsmotor, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 2002. – *Zinner, K.:* Aufladung von Verbrennungsmotoren, 3. Aufl. Berlin: Springer 1985. – *Die Verbrennungskraftmaschine* – Neue Folge, herausgegeben von *H. List* und *A. Pischinger*, Wien Springer: (Bd. I) *Maass, H.:* Gestaltung und Hauptabmessungen der Verbrennungskraftmaschine, 1979. – (Bd. II) *Maass, H.; Klier, H.:* Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, 1981. – (Bd. III) *Maass, H.; Hafner, K. E.:* Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine, 1984. – (Bd. IV) *Maass, H.; Hafner, K. E.:* Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine, 1985. – (Bd. V) *Pischinger, R.; Kraßnig, G.; Taucar, G.; Sams, T.:* Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 1989. – (Bd. VI) *Lenz, H. P.:* Gemischbildung bei Ottomotoren, 1990. – (Bd. VII) *Schäfer, F.; van Basshuysen, R.:* Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren, 1993. – (Bd. VIII) *Affenzeller, J.; Gläser, H.:* Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren, 1996.

Zeitschriften: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Wiesbaden: Vieweg. – Automotive Engineering International (aei). Warrendale, PA, USA: SAE International. – Diesel & Gas Turbine Worldwide. Waukesha, WI, USA: Diesel & Gas Turbine Publications. – Diesel Progress International Edition. Waukesha, WI, USA: Diesel & Gas Turbine Publications. – International Journal of Automotive Technology (IJAT). Seoul, Korea: Korean SAE. – Motortechnische Zeitschrift (MTZ). Wiesbaden: Vieweg.
Internet: www.all4engineers.com – www.dieselnet.com

1 Allgemeine Grundlagen der Kolbenmaschinen

Basic principles of reciprocating engines

K. Mollenhauer, Berlin

1.1 Definition und Einteilung der Kolbenmaschinen

Definition and classification

Kolbenmaschinen sind Maschinen, die die potentielle Energie eines Fluids (Gas oder Flüssigkeit) durch Zufuhr oder Entnahme mechanischer Energie mit Hilfe eines Verdrängers (Kolbens) entweder erhöhen oder vermindern. Sie gehören damit zu den Fluidenergiemaschinen, die als Arbeitsmaschinen mechanische Energie verbrauchen, um die Energie des geförderten Fluids zu erhöhen. Dagegen wird bei Kraftmaschinen mechanische Energie als Nutzarbeit W_e freigesetzt. Die im technischen Sprachgebrauch übliche Bezeichnung „Kraftmaschine“ ist allerdings nicht korrekt, da diese keine Kräfte liefert, wie die sogenannten „einfachen“ Maschinen (Hebel, Schraube), sondern mechanische Energie oder Arbeit mit der Einheit Joule statt Newton.

Für die Arbeitsweise von Kolbenmaschinen ist charakteristisch, daß durch die Bewegung eines Verdrängers (Kolbens) ein sich periodisch verändernder, nach außen hin dichter Arbeitsraum entsteht. Abhängig von der Art der Bewegung unterscheidet man zwischen Hub- und Rotationsverdrängermaschinen. Im ersten Fall bewegt sich als Verdränger ein zylindrischer Kolben in einem Zylinder zwischen zwei Endlagen, den Totpunkten. (Im technischen Sprachgebrauch wird der Begriff „Kolben“ oft auch auf nichtzylinderförmige Verdränger angewendet.) Bei den Rotationskolbenmaschinen (RKM) bewirkt üblicherweise ein rotierender Verdränger das Atmen des Arbeitsraumes V_a. Dabei unterscheidet man nach der Schwerpunktlage von Verdränger und Arbeitsraum, der ebenfalls eine rotierende Bewegung ausführen kann, zwischen vier Grundformen, von denen **Bild 1** eine Auswahl bietet:

Drehkolbenmaschinen (DKM) sind frei von rotierenden und oszillierenden Massenkräften (**Bild 1a**), wogegen **Kreiskolbenmaschinen (KKM)** rotierende Massenkräfte aufweisen, die vollständig ausgeglichen werden können, wie das Beispiel des Wankelmotors (**Bild 1b**) zeigt. **Drehkolbenartige Umlaufkolbenmaschinen (DUKM)** und **kreiskolbenartige Umlaufkolbenmaschinen (KUKM)** besitzen infolge rotierender und oszillierender Bewegung von Verdränger und auch arbeitsraumbildenden Wandteilen freie, nicht auszugleichende Massenkräfte (**Bild 1c, d**). Letztere sind daher in ihrer Schnelläufigkeit auf niedrige bis mittlere Drehzahlen beschränkt, wogegen sich Drehkolbenmaschinen für hohe bis höchste Drehzahlen eignen.

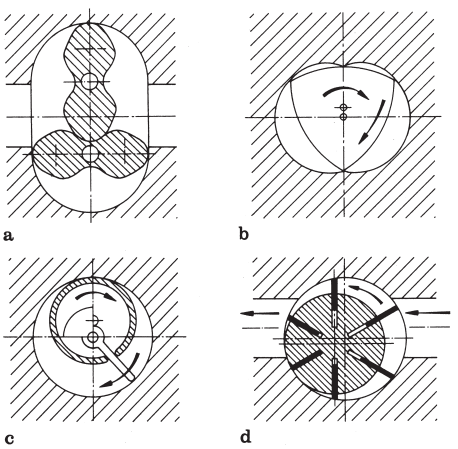


Bild 1a–d. Beispiele von Rotationskolbenmaschinen: **a** außenachsiger Drehkolbenverdichter, Bauart Roots (1848); **b** innenachsiger Kreiskolbenmotor, Bauart Wankel (1954); **c**, **d** drehkolbenartige (Trotter 1805) bzw. kreiskolbenartige Umlaufkolbenmaschinen (Kompressor, Bauart Wittig um 1900)

Eine weitere Unterscheidung bildet u. a. die Lage der Achsen von Verdränger und Arbeitsraum zueinander. Die **parallelachsigen** Rotationskolbenmaschinen überwiegen zwar, wobei die Achsen innen- oder außenliegend angeordnet sein können, jedoch existieren auch Bauformen mit **winkel-** bzw. **geschränktachsiger** Lage der Achsen.

Verdränger und Arbeitsraumwände werden normalerweise **starr** ausgeführt. Seltener sind Ausführungen mit **nachgiebig** gestalteten Bauteilen, wie z. B. Membranpumpen und Flüssigkeitsringverdichter. Die reiche Vielfalt möglicher Rotationskolbenmaschinen nutzt man nahezu ausschließlich für hydraulische und thermische Arbeitsmaschinen (s. **P 2** bzw. **P 3**). Abgesehen von einer technisch realisierten Ausführung, dem Wankelmotor (s. **P 4.8.2**), **Bild 1b**, sind Verbrennungsmotoren Hubkolbenmaschinen, die auch bei den Arbeitsmaschinen als Hubkolbenkompressoren und -pumpen zu finden sind.

1.2 Vollkommene und reale Kolbenmaschine

Ideal and real reciprocating engines

1.2.1 Die vollkommene Maschine. The ideal engine

Der Arbeitsraum

Der Arbeitsraum V_a ändert sich während eines Arbeitsspieles infolge der Verdrängerbewegung innerhalb der Volumengrenzen V_{min} und V_{max}, so daß gilt $V_{min} \le V_a \le V_{max}$ bzw. für das maximale Arbeitsvolumen V_A

$$V_A = V_{max} - V_{min}. \tag{1}$$

Im speziellen Fall der Hubkolbenmaschine entspricht das maximale Arbeitsvolumen dem vom zylindrischen Kolben mit dem Durchmesser D bzw. der Kolbenfläche A_K über den Hub s zwischen den beiden Totpunkten erzeugten Hubvolumen V_h des Zylinders

$$V_A \to V_h = s\pi D^2/4 = sA_K. \tag{2}$$

(Im technischen Sprachgebrauch wird oftmals der Arbeitsraum auch dann als „Hubraum“ bezeichnet, wenn ihm keine Hubbewegung zugrunde liegt, wie bei den Rotationskolbenmaschinen.)

Für das Hubvolumen einer aus z Einzeltriebwerken gleicher Abmessungen bestehenden Maschine gilt dann

$$V_H = zV_h. \tag{3}$$

Das minimale Arbeitsvolumen entspricht entweder einem konstruktiv bedingten Schadraum V_s oder dem vom Arbeitsprozeß her erforderlichen Kompressionsvolumen V_c bei Verbrennungsmotoren, wobei $V_c \ge V_s$ ist. Sofern nicht prozeßbedingt erforderlich, wird die vollkommene Maschine als schadraumfrei angenommen.

Arbeitsprozesse vollkommener Maschinen

Definition. Folgende Annahmen bestehen für die vollkommene Maschine und die Zustandsänderung des im Arbeitsraum eingeschlossenen Fluids:

1. Quasistatische, also unendlich langsame Zustandsänderungen, um irreversible Ausgleichsvorgänge zu vermeiden,

2. kein Wärmeaustausch mit den Wänden des Arbeitsraumes,
3. hermetisch dichter Arbeitsraum,
4. der für periodisch arbeitende Maschinen erforderliche Austausch des Fluids erfolgt ohne Zustandsänderung (keine Druck- und Temperaturänderung) und Masseverlust.

Somit entspricht der Zustand des Fluids vor Eintritt in die Maschine dem Anfangszustand (Punkt 1) in der Maschine. Dabei ist für Gase nicht zwingend, daß es sich um ideale Gase handelt. Unter der Annahme, daß die Zustandsänderungen im Arbeitsraum erfolgen, sind abhängig vom Arbeitsmedium und Aufgabe der Maschine die in **Bild 2** dargestellten p, V-Diagramme charakteristisch für Kolbenkraft- und -arbeitsmaschinen. Unabhängig von der Bauart, Hub- oder Rotationskolbenmaschine, erfolgen die Zustandsänderungen jeweils innerhalb zweier Druckgrenzen, p_{max} und p_{min}, und zweier Volumengrenzen des Arbeitsraumes: V_{max} und V_{min}. Bei einigen Ausführungen von Arbeitsmaschinen finden die Zustandsänderungen außerhalb des eigentlichen Arbeitsraumes statt.

Verbrennungsmotor. Nach **Bild 2a** findet ausgehend vom Zustand in Punkt 1 eine adiabatische Kompression durch Verringerung des Arbeitsraumes von $V_{max} = V_c + V_h$ auf das Kompressionsvolumen $V_c = V_{min}$ statt, der sich eine teils isochore, teils isobare Wärmezufuhr durch innere Verbrennung einer Kraftstoffmasse m_B anschließt. Dadurch steigt der Kompressionsdruck p_2 bis auf den maximalen Zylinderdruck $p_{max} = p_3$ an bzw. das Volumen von V_c auf V_3. Die im Punkt 3 einsetzende isentrope Expansion endet mit dem Erreichen der Volumengrenze V_{max}. Durch Wärmeentzug längs der Isochoren $V_{max} = V_4 = V_1 = \text{const}$ schließt sich der Kreisprozeß, s. **P 4.2.2**.

Expansionsmaschine. Bei dieser ebenfalls mit einem Gas, z. B. Druckluft oder Wasserdampf, als Arbeitsmedium arbeitenden Kraftmaschine, **Bild 2b**, ist die Druckerhöhung auf p_{max} außerhalb der Maschine vorgenommen worden, so daß im Arbeitsraum zu Beginn des Arbeitsprozesses der Maximaldruck $p_{max} = p_1$ herrscht. Der damit beaufschlagte Verdränger leistet Arbeit längs einer Isobaren bzw. einer Adiabaten, sofern im Punkt $1'$ die Zufuhr des Arbeitsgases mit dem Druck p_{max} gestoppt wird. Mit der Lage des Punktes $1'$ ändert sich die nutzbare Arbeit, wobei die maximal mögliche Arbeit mit der Fläche $(1 - 2' - 3 - 4)$ der einer Volldampfmaschine entspricht,

$$(W_v)_{max} = V_A(p_{max} - p_{min}). \tag{4}$$

Verdrängerpumpe. Ausgehend von $V_{min} = V_s = 0$ füllt sich durch die Volumenzunahme der Arbeitsraum mit einem inkompressiblen Fluid, was bei Umkehr der Bewegungsrichtung selbst bei infinitesimalen Volumenänderungen zu einem isochoren Druckanstieg führt. Die Höhe des Druckes p_{max} richtet sich nach der Größe der Ausflußöffnung während des Ausschiebens längs der Isobaren $p_3 = p_4 = p_{max}$ zur vollständigen Entleerung des Arbeitsraumes, bis sich der Ansaugvorgang längs der Isobaren $p_{min} = \text{const}$ wiederholt. Die gegen Uhrzeigersinn laufenden Zustandsänderungen (**Bild 2c**) zeigen an, daß die zum Antrieb der Pumpe erforderliche mechanische Energie W_a der Arbeit W_v der vollkommenen Maschine entspricht.

Verdrängerkompressor (Bild 2d). Der vollkommene Kompressor sieht wegen der geringeren Verdichtungsarbeit eine isotherme Verdichtung von p_{min} auf p_{max} vor, nachdem zuvor der Arbeitsraum $V_A = V_{max} - V_{min} = V_{max}$ verlustfrei längs der Isobaren $p_{min} = \text{const}$ beim Ansaugen gefüllt wurde. Im Punkt 3 wird die Verbindung zum Druckraum außerhalb des Arbeitsraumes hergestellt, womit die Verdichtung endet und das Ausschieben längs der Isobaren $p_{max} = \text{const}$ bis zur vollständigen Entleerung einsetzt.

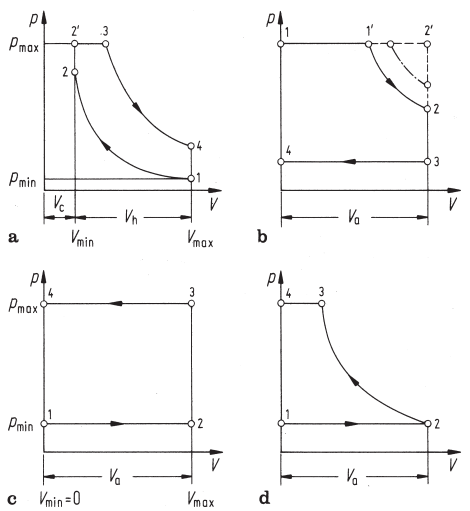


Bild 2a–d. Vollkommene Fluidenergiemaschinen: p, V-Diagramme von **a** Verbrennungsmotor, **b** Expansionsmaschine, **c** Verdrängerpumpe und **d** -kompressor

1.2.2 Die reale Maschine. The real engine

Energieumsatz

Allgemein gilt für die Arbeit W_v der vollkommenen Maschine

$$W_v = \oint V\,dp = -\oint p\,dV. \tag{5}$$

Üblicherweise ist festgelegt, daß für Arbeitsmaschinen $W_v > 0$ bzw. für Kraftmaschinen $W_v < 0$ gilt. Bei vollkommenen Arbeitsmaschinen entspricht die Arbeit W_v der einzusetzenden Antriebsenergie als mechanische Arbeit W_a bzw. bei Kraftmaschinen der maximalen Ausbeute an zugeführter Energie. Die Abweichungen von der vollkommenen Maschine durch Nichtumkehrbarkeiten bei den Zustandsänderungen führen zu der inneren (indizierten) Arbeit W_i, die durch das Integral über den realen Druckverlauf ermittelt wird. Die auf dem Weg vom Arbeitsrauminneren über den Verdränger an die nach außen führende Welle – umgekehrt bei Arbeitsmaschinen – auftretenden Triebwerksverluste werden summarisch als Reibarbeit W_R zusammengefaßt und mindern die abgebbare Nutzarbeit W_e von Kraftmaschinen bzw. bei Arbeitsmaschinen die Energie E_f des geförderten Fluids. Geht man umgekehrt von dem geförderten Fluid aus, so bedingen die in einer Arbeitsmaschine auftretenden Verluste einen gegenüber der Arbeit der vollkommenen Maschine erhöhten Einsatz an mechanischer Arbeit W_a zum Antrieb der Arbeitsmaschine (**Bild 3**).

Wirkungsgrade Wirkungsgrade drücken das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand aus. Das bedeutet für Wärmekraftmaschinen, daß der Gesamtaufwand der insgesamt zugeführten Wärme Q_{zu} entspricht, z. B. der in einem Kraftstoff chemisch gebundenen und verlustlos umgesetzten Energie E_B. Somit gilt für den Wirkungsgrad der vollkommenen Kraftmaschine analog dem thermischen Wirkungsgrad

$$\eta_v = W_v/Q_{zu} = 1 - (Q_{ab}/Q_{zu}). \tag{6}$$

Entsprechend der Güte der Umsetzung des vollkommenen Prozesses in der realen Maschine kann ein Gütegrad definiert werden

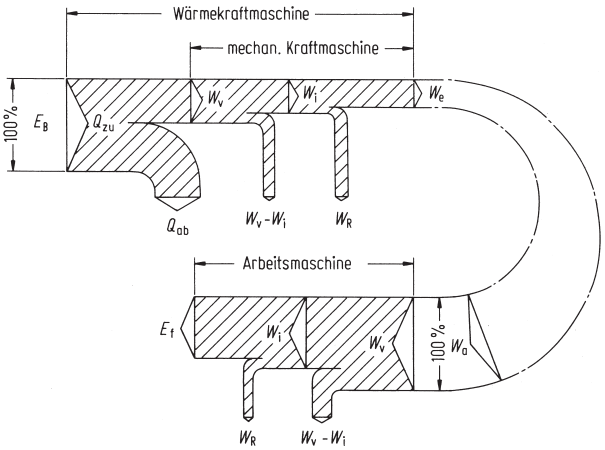


Bild 3. Energieflußdiagramm für Wärmekraftmaschine und Arbeitsmaschine bei direkter Ankopplung

$$\eta_{gK} = W_i / W_v. \tag{7}$$

Entsprechend gilt für die Arbeitsmaschine mit $W_i < W_v$ und $W_v = W_a$

$$\eta_{gA} = W_i / W_a. \tag{8}$$

Analog gilt für den mechanischen Wirkungsgrad, der ebenso wie der Gütegrad kein echter Wirkungsgrad ist, mit der an der Kupplung der Kraftmaschine abnehmbaren mechanischen Nutzarbeit W_e

$$\eta_{mK} = W_e / W_i = 1 - (W_R / W_i). \tag{9}$$

Der Nutzenergie W_e entspricht bei Arbeitsmaschinen die Energie E_f der pro Arbeitsspiel geförderten Masse, so daß analog gilt

$$\eta_{mA} = E_f / W_i. \tag{10}$$

Für Wärmekraftmaschinen unter Einschluß der Wärmeerzeugung besteht somit folgende Wirkungsgradkette

$$\eta_{eK} = \eta_v \eta_{gK} \eta_{mK} = (W_v / Q_{zu})(W_i / W_v)(W_e / W_i),$$

$$\eta_{eK} = W_e / Q_{zu}, \tag{11}$$

und entsprechend lautet der effektive Wirkungsgrad für Arbeitsmaschinen

$$\eta_{eA} = \eta_{gA} \eta_{mA} = (W_i / W_a)(E_f / W_i) = E_f / W_a. \tag{12}$$

Massen, Volumina

Das Volumen des Arbeitsraumes begrenzt die pro Arbeitsspiel geförderte oder umgesetzte Masse des Fluids. Bei gleicher Dichte vor Einlaß in die Maschine entsprechend dem Außenzustand (p_0; T_0) und der Dichte am Beginn des Arbeitsprozesses $\varrho_1 = \varrho_0 (p_1 / p_0)(T_0 / T_1)$ gilt für die Fluidmasse m_v in einer vollkommenen Maschine

$$m_v = V_A \varrho_0. \tag{13}$$

Die in der realen Maschine umgesetzte Masse des Arbeitsmediums ist wegen der Ladungswechselverluste und Undichtheiten kleiner und damit auch die von Arbeitsmaschinen geförderte Masse bzw. bei Kraftmaschinen die Ausbeute an mechanischer Nutzarbeit W_e pro Arbeitsspiel.

Bezieht man die geförderte Masse m_f an Fluid auf die der vollkommenen Maschine, Gl. (13), so läßt sich ein Liefergrad λ_L definieren

$$\lambda_L = m_f / m_v = m_f / (V_A \varrho_0). \tag{14}$$

Damit beträgt für Arbeitsmaschinen das geförderte Volumen des Mediums bezogen auf Zustand (p_f; T_f) am Austritt aus der Maschine

$$V_f = m_f / \varrho_f \tag{15}$$

bzw. die geförderte Energie E_f infolge der Enthalpieerhöhung des Fluids

$$E_f = m_f (h_f - h_0) = \lambda_L V_A \varrho_0 (h_f - h_0). \tag{16}$$

Bei Verbrennungsmotoren entspricht die geförderte Masse m_f der im Arbeitsraum (Zylinder) eingeschlossenen Masse m_L an Luft (Dieselmotor) bzw. an Kraftstoff-Luft-Gemisch (Ottomotor, s. **P 4.4.3**): $m_f = m_L + m_B$.

Spezifische Arbeit Bezieht man die an einer Kraftmaschine gewonnene Arbeit auf das Arbeitsraumvolumen, erhält man die volumenspezifische Arbeit w, z. B. die volumenspezifische Nutzarbeit w_e in kJ je dm^3 Hubraum eines Motors,

$$w_e = W_e / V_H. \tag{17}$$

Diese Größe beschreibt also die Arbeitsausbeute für einen gegebenen Arbeitsraum. Oftmals wird hierfür noch der Begriff des „mittleren effektiven Druckes“ p_e mit der Angabe in bar verwendet, der keinem realen Druck entspricht, sondern eine reine Rechengröße darstellt, s. **P 4.2.2**.

Für Arbeitsmaschinen ist es üblich, die massenspezifische Arbeit w' in kJ/kg anzugeben, indem man die Antriebsenergie W_a auf die je Arbeitsspiel geförderte Masse bezieht:

$$w' = W_a / m_f = W_a / \lambda_L V_A \varrho_0 \,(\mathrm{kJ/kg}), \tag{18}$$

die damit mit zunehmenden Verlusten in der Maschine ansteigt.

Leistung und Drehzahl Definitionsgemäß folgt die Leistung aus der je Zeiteinheit erbrachten Arbeit aufeinanderfolgender Arbeitsbeispiele, so daß bei bekannter Arbeitsspielfrequenz n_a allgemein gilt

$$P = W n_a. \tag{19}$$

Setzt man die Drehzahl der Maschine ins Verhältnis zur Arbeitsspielfrequenz, erhält man das Frequenzverhältnis a, das angibt, wie viele Umdrehungen für ein Arbeitsspiel erforderlich sind. Hierbei ist z. B. zwischen einfach- oder doppeltwirkend (Kompressoren), Zwei- oder Viertaktverfahren (Verbrennungsmotoren) zu unterscheiden. Somit beträgt das auch als „Taktzahl“ bezeichnete Frequenzverhältnis a für

einfachwirkende Viertaktmotoren: $a = 2$,
einfachwirkende Zweitaktmotoren: $a = 1$,
einfachwirkende Kompressoren/Pumpen: $a = 1$,
doppeltwirkende Kompressoren/Pumpen: $a = 0{,}5$.

1.3 Hubkolbenmaschinen. Piston engines

1.3.1 Triebwerksbauarten. Type of mechanism

Wegen der Vielzahl möglicher Rotationskolbenmaschinen wird von einer Beschreibung ihrer Triebwerkskomponenten abgesehen und auf die in **P 2**, **P 3** und **P 4** aufgeführten Beispiele verwiesen.

Die oszillierende Bewegung der Kolben in Hubkolbenmaschinen kann unterschiedlich erzeugt werden, wobei auf den Kurbeltrieb, die Schubkurbel der Getriebelehre (s. **G 9, Bild 6 b**), in der Tauchkolben- oder (seltener) Kreuzkopfausführung zurückgegriffen wird, **Bild 4 a, b** und **c**. Daneben findet man das Taumelscheibentriebwerk, **Bild 4 d**, bei dem der Abtrieb über eine Stützscheibe erfolgt, sowie bei Steuer- und Kleinanlagen auch den Exzenter, **Bild 4 e**. Die Kraftübertragung zwischen Kolben und Triebwerk erfolgt meist mechanisch, mitunter auch hydraulisch (Pumpenbau) oder pneumatisch (s. **P 2** und **P 3**). Tauchkolbenmaschinen bedienen sich eines Pleuels, Kreuzkopfmaschinen neben Kolben- und Treibstange zusätzlich eines Kreuzkopfs, der der Entlastung des Kolbens von den Normalkräften dient, insbesonders bei großen Kolbenmaschinen, da für die am Kolben bzw. Kreuzkopf angreifende Normalkraft näherungsweise angesetzt werden kann

$$F_N \approx 0{,}07\, p_{Zmax} A_K, \tag{20}$$

(p_{Zmax}: maximaler Druck im Arbeitszylinder).

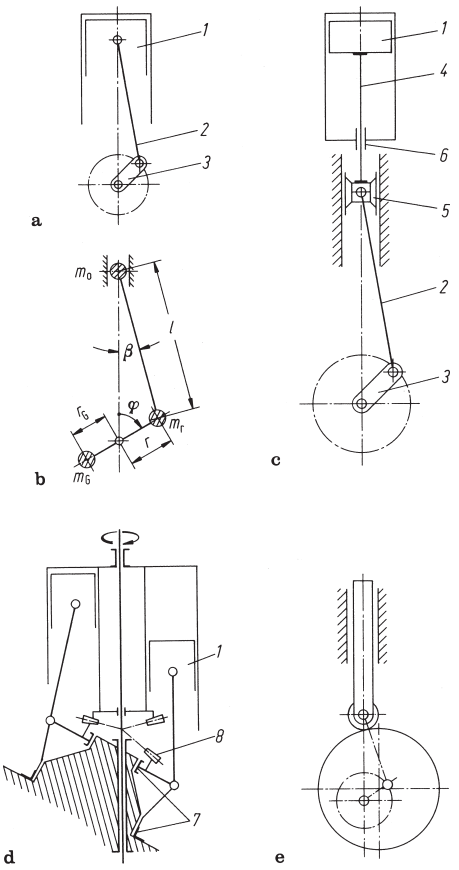


Bild 4 a–e. Hubkolbentriebwerke. **a**, **b** Tauchkolbentriebwerk, Hauptabmessungen und Massenverteilung; **c** Kreuzkopf-, **d** Taumelscheibentriebwerk; **e** Exzenterantrieb. *1* Kolben, *2* Pleuel- oder Treibstange, *3* Kurbelwelle, *4* Kolbenstange, *5* Kreuzkopf, *6* Stopfbuchse, *7* Lager, *8* Zahnkranz

1.3.2 Kinematik des Kurbeltriebs
Kinematics of crank mechanism

Kolbenweg

Mit dem Kurbelradius r und der Pleuel- oder Schubstangenlänge l bzw. dem Schubstangenverhältnis $\lambda_s = r/l$ ist die Kinematik festgelegt, somit der Kolbenweg x, der zwischen dem oberen (OT) und dem unteren Totpunkt (UT) dem Hub s des Kolbens entspricht: $s = 2\,r$. Nach **Bild 4 b** folgt mit dem Kurbelwinkel φ ($\varphi = 0$: Kolben im OT), dem Stangenwinkel β für $\sin\beta = \lambda_s \sin\varphi$ bzw. $\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2\varphi}$ für den Kolbenweg $x = x(\varphi)$

$$\begin{aligned} x &= r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \cos\beta) \\ &= r\left[1 - \cos\varphi + (1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2\varphi})/\lambda_s\right]. \end{aligned} \tag{21}$$

Wird der Ausdruck unter der Wurzel nach der Taylorschen Reihe entwickelt, ergibt sich

$$\begin{aligned} x = r[&1 - \cos\varphi + (\lambda_s/2)\sin^2\varphi + (\lambda_s^3/8)\sin^4\varphi \\ &+ (\lambda_s^5/16)\sin^6\varphi + \ldots]. \end{aligned} \tag{22}$$

Näherungswerte x_K liefert eine auf die ersten drei bzw. zwei Glieder der Gl. (22) beschränkte Beziehung

$$x_K = r[1 - \cos\varphi + (\lambda_s/2)\sin^2\varphi], \tag{23}$$

die für unendlich lange Pleuel, also $\lambda_s \to 0$, den Weg für die Kreuzschubkurbel (s. **G 9, Bild 6 d**) beschreibt. Der für $\lambda_s = 1/3$ bestehende Fehler von $x - x_K \approx r/200$ nimmt mit abnehmenden λ_s weiter ab, **Bild 5**.

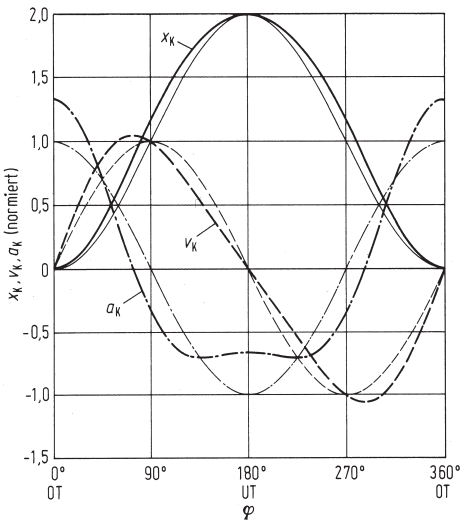


Bild 5. Kolbenweg x_K, -geschwindigkeit v_K, -beschleunigung a_K als Funktion des Kurbelwinkels φ: $\lambda_S = 0$ (dünn), $\lambda_S = 1/3$ (dick)

Kolbengeschwindigkeit

Mittlere Kolbengeschwindigkeit. Sie folgt aus dem Hub des Kolbens und der Drehzahlfrequenz $n = \omega/2\pi$

$$c_m = 2sn, \tag{24}$$

wobei für die Kreisfrequenz ω gilt

$$\omega = d\varphi/dt = 2\pi n. \tag{25}$$

Damit folgt aus Gl. (21) für die Kolbengeschwindigkeit

$$\begin{aligned} v &= \frac{dx}{dt} = \omega \frac{dx}{d\varphi} = r\omega \frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta} \\ &= r\omega \left(\sin\varphi + \frac{\lambda_s}{2} \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1-\lambda_s^2 \sin^2\varphi}} \right). \end{aligned} \tag{26}$$

Aus Gl. (26) folgt unter Beachtung der goniometrischen Gleichungen (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*)

$$\begin{aligned} v = r\omega \Big[&\sin\varphi + \left(\frac{\lambda_s}{2} + \frac{\lambda_s^3}{8} + \frac{15\lambda_s^5}{26} \right) \sin 2\varphi \\ &- \left(\frac{\lambda_s^3}{16} + \frac{3\lambda_s^5}{64} \right) \sin 4\varphi + \frac{3\lambda_s^5}{256} \sin 6\varphi \mp \ldots \Big]. \end{aligned} \tag{27}$$

Näherungswerte folgen durch Differentiation von Gl. (23)

$$v_K = r\omega[\sin\varphi + (\lambda_s/2)\sin 2\varphi], \tag{28}$$

wobei die maximale Abweichung $v - v_K = r\omega/207$ für ein großes $\lambda_s = 1/3$ mit kleinerem λ_s abnimmt. Die Kolbengeschwindigkeit wechselt in den Totpunktlagen das Vorzeichen und erreicht ihre Extremwerte v_{max} für $\beta \approx 56{,}5° \lambda_s$.

Kolbenbeschleunigung

Aus Gl. (26) bzw. Gl. (28) folgen durch Differentiation

$$\begin{aligned} a &= \omega \frac{dv}{d\varphi} = r\omega^2 \left[\frac{\cos(\varphi+\beta)}{\cos\beta} + \frac{\sin\beta}{\sin\varphi} \frac{\cos^2\varphi}{\cos^3\beta} \right] \\ &= r\omega^2 \left[\cos\varphi + \lambda_s \frac{\cos 2\varphi + \lambda_s^2 \sin^4\varphi}{\sqrt{(1-\lambda_s^2\sin^2\varphi)^3}} \right]. \end{aligned} \tag{29}$$

Die harmonische Analyse der Beschleunigung ergibt aus Gl. (27)

$$\begin{aligned} a = r\omega^2 \Big[&\cos\varphi + \left(\lambda_s + \frac{\lambda_s^3}{4} + \frac{15\lambda_s^5}{128} \right) \cos 2\varphi \\ &- \left(\frac{\lambda_s^3}{4} + \frac{3\lambda_s^5}{16} \right) \cos 4\varphi + \frac{9\lambda_s^5}{128} \cos 6\varphi \pm \ldots \Big]. \end{aligned} \tag{30}$$

Näherungswerte der Kolbenbeschleunigung beschreibt

$$a_K = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda_s \cos 2\varphi) \tag{31}$$

mit einer Abweichung $a - a_K = r\omega^2/50$ für großes $\lambda_s = 1/3$, die mit abnehmendem λ_s geringer wird.

Verlauf (Bild 5). Im OT ($\varphi = 0°$, $\beta = 0°$) bzw. UT ($\varphi = 180°$, $\beta = 0°$) betragen die exakten Werte der Beschleunigung

$$a_{K,OT} = r\omega^2(1+\lambda_s). \qquad a_{K,UT} = r\omega^2(1-\lambda_s). \tag{32}$$

Ist $a_{K,OT}$ stets das Maximum, so ist $a_{K,UT}$ nur das Minimum für $\lambda_s \leq 1/4$. Für $\lambda_s > 1/4$ existieren symmetrisch zu UT zwei Minima $|a_{Kmin}| > a_{K,UT}$.

Geschränkter Kurbeltrieb

Durch Versatz des Mittelpunktes des Kurbeltriebs gegenüber der Zylinderachse um $\pm\, q$ (wenige Millimeter) erhält man einen geschränkten Kurbeltrieb. Damit verlagert sich der Anlagewechsel des Kolbens und kann damit evtl. die als „Kolbenklappern" wahrgenommene Geräuschanregung senken. Neben einer geringfügig verringerten Motor-Bauhöhe ist auch die Zeit für Kolbenhin- und -rückgang unterschiedlich.

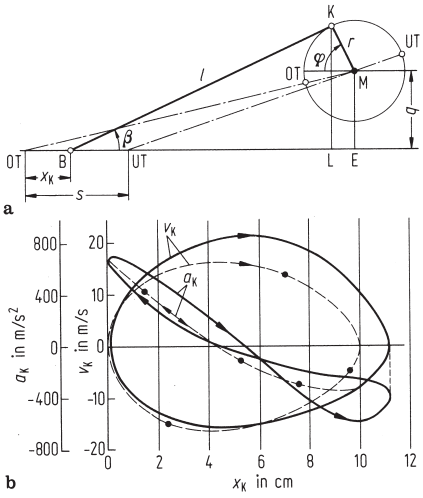


Bild 6a, b. Geschränkter Kurbeltrieb: **a** Aufbau, **b** Bewegungsablauf über Kolbenweg für Exzentrizität q (voll) und $q = 0$ (gestrichelt)

Entsprechend den Bezeichnungen für den normalen Kurbeltrieb (**Bild 4b**) folgt mit den Angaben in **Bild 6** für den Kolbenweg

$$x = \sqrt{(l+r)^2 - q^2} - l\cos\beta + r\cos\varphi$$

und den Hub

$$s = \sqrt{(l+r)^2 - q^2} - \sqrt{(l-r)^2 - q^2}.$$

Die Geschwindigkeit und die Beschleunigung folgen aus der Gl. (26) und (29), wobei aber für den Winkel β gilt: $\sin\beta = (q + r\sin\varphi)/l$.

Beim geschränkten Kurbeltrieb ist der Bewegungsablauf (**Bild 6**) nicht mehr zum Kurbelwinkel $\varphi = 180°$ symmetrisch. Beim Hingang wird der Hub schneller durchlaufen. Hierbei sind also die Geschwindigkeiten und Beschleunigungen und damit auch die Kräfte und Momente am größten.

1.3.3 Kräfte am Kurbeltrieb. Forces in crank mechanism

Fluidkräfte

Infolge der periodischen Bewegung des Verdrängers ändert sich der Zustand des im Arbeitsraum eingeschlossenen Fluids während des Arbeitsprozesses mit der Arbeitsspielfrequenz n_a bzw. der Periode $T_a = 1/n_a$, wodurch Triebwerk und Arbeitsraum durch wechselnde Drücke und Temperaturen beansprucht werden. Mit dem Druck p_Z im Zylinder (Arbeitsraum) und dem Umgebungsdruck p_o wird der einfachwirkende Kolben mit

$$F_Z = [p_Z(\varphi) - p_o] A_K \tag{33}$$

belastet, ebenso der Zylinderdeckel. Damit besteht ein geschlossener Kraftfluß, der vom Kolben über den Kurbeltrieb zu den Lagern im Motorgestell führt bzw. vom Zylinderdeckel über die Zylinderkopfschrauben und die Gehäusewand ebenfalls in das Motorgestell, so daß die Gehäusewand auf Zug beansprucht wird. Entlastung des meist aus GG bestehenden Gehäuses erreicht man durch Zuganker, die das Gehäuse auf Druck vorbelasten (Gehäuse von Großdieselmotoren, s. **P 4.8.4**). Kreuzkopftriebwerke ermöglichen bei Einbau von Stopfbuchsen (6), **Bild 4c**, die doppeltwirkende Bauart, bei der auch die Kolbenunterseite am Arbeitsprozeß teilnimmt, so daß der hier herrschende Druck $p_{Zu} > p_o$ ist. Mit Berück-

sichtigung des Kolbenstangenquerschnittes A_{St} gilt für die Fluidkraft am Kolben

$$F_Z = F_Z(\varphi) = [p_Z(\varphi) - p_{Zu}(\varphi)]A_K + [p_{Zu}(\varphi) - p_o]A_{St}. \quad (34)$$

Massenkräfte

Rotierende Massenkräfte. Die Triebwerksmassen vollführen teils rotierende, teils oszillierende Bewegungen. Bei Annahme der Konzentration aller rotierenden Massen m_r im Kurbelzapfenmittelpunkt, **Bild 4 b**, laufen die Fliehkräfte

$$F_r = m_r r \omega^2 \quad (35)$$

mit dem Kurbelwinkel um und wirken in Kurbelrichtung. Zwei um 180° an den Kurbelwangen versetzt angebrachte Gegenmassen $m_G = 0,5 m_r r/r_G$ ermöglichen den Ausgleich der rotierenden Massenkraft, **Bild 7 b** (s. **O 1.2**).

Oszillierende Massenkräfte. Mit der Kolbenbeschleunigung a folgt für die oszillierende Massenkraft aller oszillierenden Massen, deren gemeinsamer Schwerpunkt sich in der Kolbenbolzenachse befindet,

$$F_o = a m_o. \quad (36)$$

Mit Gl. (30) ergeben sich entsprechend dem Vielfachen des Kurbelwinkels φ Kräfte I., II. und höherer Ordnung, die periodisch in Zylinderachse entgegen der Kolbenbewegung wirken,

$$F_o = m_o r \omega^2 \sum_{k=1}^{n} f(\lambda_s) \cos k\varphi = \sum_{k=1}^{n} F_k,$$

$$k = 1, 2, 4, 6, 8, \ldots, n; \qquad F_I = m_o r \omega^2 \cos \varphi;$$

$$F_{II} = m_o r \omega^2 \left(\lambda_s + \frac{\lambda_s^3}{4} + \frac{15\lambda_s^5}{128} \right) \cos 2\varphi; \quad (37)$$

$$F_{IV} = -m_o r \omega^2 \left(\frac{\lambda_s^3}{4} + \frac{3\lambda_s^5}{16} \right) \cos 4\varphi;$$

$$F_{VI} = \frac{9\lambda_s^5}{128} m_o r \omega^2 \cos 6\varphi.$$

Hinreichend genaue Werte erhält man mit a_K, Gl. (31),

$$F_o = F_I + F_{II} \quad \text{mit}$$

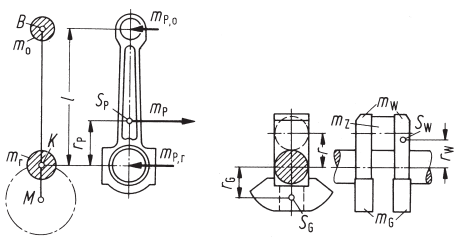
$$F_I = m_o r \omega^2 \cos \varphi = \boldsymbol{F_I} \cos \varphi, \quad (38)$$

$$F_{II} = \lambda_s m_o r \omega^2 \cos 2\varphi = \boldsymbol{F_{II}} \cos 2\varphi$$

mit den mit φ bzw. 2 φ umlaufenden Vektoren

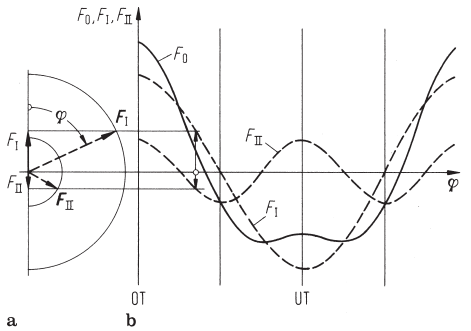
$$\boldsymbol{F_I} = m_o r \omega^2 \quad \text{und} \quad \boldsymbol{F_{II}} = \lambda_s m_o r \omega^2. \quad (39)$$

Ihre Projektionen auf die Zylinderachse entsprechen den Kräften F_I und F_{II}, Gl. (38) (**Bild 8 a**). Die Abweichungen dieser Näherungswerte beträgt für $\lambda_s = 1/3$, $\varphi = 0$ zwar nur 0,46%, dennoch sind die genauen Werte, Gl. (37), bei Resonanzen schwach gedämpfter Schwingungen bedeutsam. Mit den Extremwerten $\pm \boldsymbol{F_I}$ für F_I bei $\varphi = 0°$ (OT) bzw. $\varphi = 180°$ (UT) sowie $\pm \boldsymbol{F_{II}}$ für F_{II} bei $\varphi = 0°$, 90°, 180°, 270° und 360° erreicht die oszillierende Massenkraft F_o das Maximum



a b

Bild 7 a, b. Verteilung von Massen (**a**) und Gegenmassen (**b**)



a b

Bild 8 a, b. Oszillierende Massenkräfte I. und II. Ordnung. **a** Vektor-, **b** Zeitdiagramm

$F_I + F_{II}$ im OT und den Wert $F_I - F_{II}$ im UT, der für $\lambda_s < 1/3,8$ auch das Minimum ist. Dabei besteht für die oszillierenden Massenkräfte kein geschlossener Kraftfluß, so daß über die Lagerung der Kurbelwelle im Gehäuse die Maschinenlagerung einer Wechselbeanspruchung unterliegt.

Massen

Rotierende Massen. Hierzu rechnen die Massen von Kurbelzapfen m_Z und Kurbelwange m_W reduziert auf Kurbelzapfenmitte: $m_{W,red} = m_W r_W/r$ (r_W: Schwerpunktabstand) sowie der rotierende Anteil der Pleuelmasse $m_{P,r}$

$$m_r = m_{P,r} + m_Z + m_{W,red}. \quad (40)$$

Bei bekanntem Schwerpunktabstand r_P von der Mittelachse des großen Pleuelauges (**Bild 7 a**) gilt für die Aufteilung der Pleuelmasse m_P in einen rotierenden und oszillierenden Anteil

$$m_{P,r} = m_P(l - r_P)/l, \qquad m_{P,o} = m_P r_P/l, \quad (41)$$

wobei in 1. Näherung für übliche Pleuel mit $\lambda_s \approx 1/4$ gilt $m_{P,o} \approx m_P/3$ bzw. $m_{P,r} \approx (2/3)m_P$.

Oszillierende Massen. Hierzu zählen die Kolbenmasse m_K einschließlich der Kolbenringe und des Kolbenbolzens bei Tauchkolbentriebwerken sowie evtl. der Kühlmittelinhalt. Bei Kreuzkopftriebwerken sind statt des Kolbenbolzens die Massen von Kreuzkopf m_{KK} und Kolbenstange m_{KS} zu berücksichtigen, ferner in beiden Fällen der oszillierende Anteil der Pleuel- oder Schubstange $m_{P,o}$.

Kräftespiel am Triebwerk Unter Vernachlässigung von durch Eigenmassen bedingten Massen- und Reibkräften ergibt die Superposition von Fluid- und Massenkräften die Kolbenkraft F_K mit Wirkrichtung in Zylinderachse

$$F_K = F_Z + F_o. \quad (42)$$

Bei Aufnahme der Kolbenkraft im Kolbenbolzen, **Bild 9 a**, erfolgt eine Zerlegung in Stangenkraft F_S und Normalkraft F_N, welche die Führung des Kolbens übernimmt,

$$F_S = F_K/\cos\beta, \qquad F_N = F_K \tan\beta. \quad (43)$$

Am Kurbelzapfen kann die Stangenkraft in eine Radial- bzw. Tangentialkomponente zerlegt werden

$$\begin{aligned} F_R &= F_K \cos(\varphi + \beta)/\cos\beta, \\ F_T &= F_K \sin(\varphi + \beta)/\cos\beta. \end{aligned} \quad (44)$$

Aus Kurbelarm und Tangentialkraft folgt das momentane Drehmoment M_d an der Welle, wobei Kraftrichtung und Drehsinn übereinstimmen,

$$M_d = F_T r. \quad (45)$$

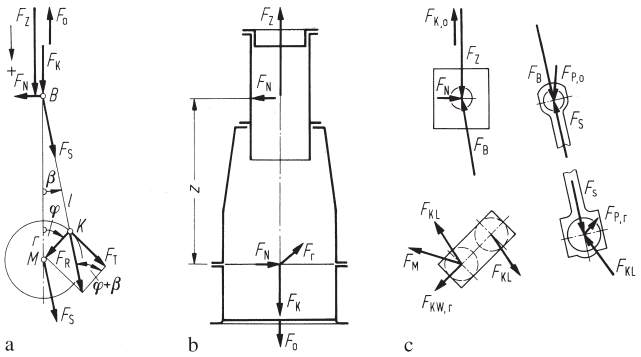


Bild 9 a–c. Kräftespiel am **a** Triebwerk, **b** Gehäuse, **c** an Einzelteilen

Die allgemeine Abhängigkeit der Kolbenkraft und aller davon abgeleiteten Kräfte von der Kurbelstellung φ bedingt ein wechselndes Drehmoment während eines Arbeitsspieles, das sich einem mittleren Drehmoment überlagert und eine ungleichmäßige Drehung zur Folge hat, ausgedrückt durch den Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta_m = 2(\omega_{max} - \omega_{min})/(\omega_{max} + \omega_{min}). \quad (46)$$

Das Gehäuse nimmt die Triebwerkskräfte auf, indem die Fluidkräfte und die Normalkraft F_N am Zylinder bzw. an der Gleitbahn des Kreuzkopfes angreifen, **Bild 9 b**. Das Grundlager nimmt die Kraft $F_S = \sqrt{F_K^2 + F_N^2}$, Gln. (42) und (43) auf, zusätzlich zu F_r, Gl. (35), die nicht in F_R enthalten ist. In der Zylinderachse steht der Kraft F_Z am Deckel nur die Kraft F_K gegenüber, so daß für den Erhalt des Gleichgewichts das Fundament die restlichen Massenkräfte F_o aufnehmen muß. Ebenfalls von den Fundamentschrauben aufgenommen wird das Moment $M_d = F_N z = F_T r$. Dieses Reaktionsmoment kann bei pendelnd gelagerten Generatoren/Motoren zur Drehmomentmessung verwendet werden.

Kräfte an Triebwerksteilen und Lagern

Kolben. Mit den Kräften F_Z und $F_{K,o} = m_K a_K$ in Zylinderachse folgt für die am Bolzen angreifende Kraft F_B als Resultierende

$$F_B = \sqrt{(F_Z - F_{K,o})^2 + F_N^2}. \quad (47)$$

Pleuelstange. Am oberen Pleuelauge entspricht die Kraft F_B der in die Pleuelstange eingeleiteten Pleuelstangenkraft $F_{PS} = -F_B$. Bezogen auf die Stange und das große Auge bzw. den Kurbelzapfen ist zusätzlich der oszillierende Anteil der Pleuelmasse $F_{P,o}$ zu berücksichtigen, so daß die Lagerkraft F_{KL} am Kurbelzapfen der Stangenkraft F_S, Gl. (43), entspricht, ergänzt um die rotierende Massenkraft $F_{P,r}$ des Pleuels, die mit der rotierenden Masse $m_{P,r}$, Gl. (41), analog zu Gl. (35) bestimmt werden kann,

$$F_{KL} = \sqrt{F_S^2 + F_{P,r}^2}. \quad (48)$$

Kurbelwelle. Dieser Belastung am unteren Pleuelauge bzw. am Kurbelzapfen entspricht eine Reaktionskraft am Wellenzapfen. Hinzu kommen die rotierenden Massenkräfte von Wange und Kurbelzapfen $F_{KW,r}$, so daß für die Kraft F_M, die sich auf die benachbarten Grundlager verteilt, gilt

$$F_M = \sqrt{F_{KL}^2 + F_{KW,r}^2}. \quad (49)$$

Entsprechend sind für die Gesamtlagerkraft eines Grundlagers die aus den jeweils benachbarten Kröpfungen herrührenden Kräfte zu berücksichtigen.

1.4 Elemente der Kolbenmaschine
Components of crank mechanism

1.4.1 Kurbeltrieb. Crank mechanism

Kurbelwellen

Wie auch bei den übrigen Bauteilen ist die Ausführung von Baugröße, Arbeitsverfahren, Medium, Verwendungszweck etc. abhängig. Grundsätzlich besteht die Kurbelwelle (**Bild 11 a**) aus den Kröpfungen mit den in Grundlagern laufenden Wellenzapfen *1*, dem Kurbel(Hub)zapfen *2*, den verbindenden Wangen *3* mit daran befindlichen Gegenmassen *4* und der Kupplung *5*. Die Zylinderabstände $a_Z \approx$ (1,2 bis 1,6) D (D Kolbendurchmesser) sind bei homogenen Triebwerken gleich, ebenso die Triebwerksmassen. Üblich sind $(z+1)$ Grundlager, kleinere, gering belastete Maschinen mit geraden Zylinderzahlen kommen auch mit $1+(z/2)$ Lagern aus, wenn Doppelkröpfungen vorgesehen werden (**Bild 11 b**). Bei *V*-Motoren laufen zwei (oder mehr bei Fächermaschinen) um υ versetzte Pleuel auf einer Kröpfung und bedingen einen Versatz der Zylinderreihen, sofern keine Anlenk- oder Gabelpleuel verwendet werden. Die Motor-Baulänge kann durch Verwendung von meist in Wälzlagern *6* gelagerten Scheibenkurbelwellen deutlich verkürzt werden (**Bild 11 c**), da Wellenzapfen und Wangen zusammenfallen. Kröpfungen mit angesetzten Hubzapfen für unterschiedliche Hübe findet man an Motorkompressoren (**Bild 11 d**), Stirnkurbeln bei kleinen, schnellaufenden Kompressoren (**Bild 11 e**). Sie verlangen wegen der fliegenden Lagerung eine stark ausgebildete Wange und zwei Grundlager.

Kleinere Kurbelwellen werden aus Vergütungsstahl im Gesenk, große Abmessungen freiform geschmiedet. Großdieselmotoren verwenden halb-gebaute (Kurbelkröpfungen mit Wellenzapfen durch Schrumpfen oder Schweißen verbunden) oder ganz-gebaute Kurbelwellen (Wellen- und Kurbelzapfen über Wangen verbunden). Vorzugsweise bei Pkw-Motoren verwendete gegossene Kurbelwellen aus Sphäro-Grauguß gleichen die geringere Festigkeit durch beanspruchungsgerechte Formgebung aus, **Bild 11 b**.

Pleuel-, Schubstange

Die Pleuelstange verbindet den Kolben bzw. den Kreuzkopf (als Schubstange) mit dem Kurbelzapfen der Kurbelwelle und besteht aus Schaft *2* (**Bild 12 a**), oberem (kleinem) und unterem (großem) Pleuelauge *1*, *3*. Neben gesenkgeschmiedeten (Vergütungsstahl) und gegossenen (Grau-, Temperguß, Leichtmetall) Pleuelstangen wird auch die Pulvermetallurgie zur Herstellung eingesetzt, wobei sich das Teilen des großen Auges durch Bruchtrennen („Cracken“), selbst bei Stahlpleuel, durchgesetzt hat [1]. Ungeteilte Pleuel (**Bild 12 a**) findet

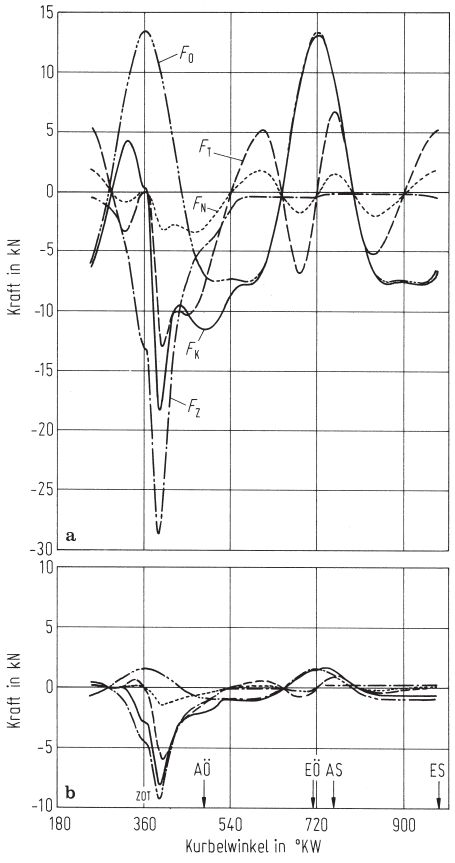


Bild 10a, b. Verlauf von Gaskraft F_Z, oszillierender Massenkraft F_o, Kolbenkraft F_K, Normal- F_N und Tangentialkraft F_T bei Vollast (**a**) ($P_e = 115$ kW bei 5800 min^{-1}) und Teillast (**b**) ($n = 2000$ min^{-1}) eines aufgeladenen Pkw-Ottomotors

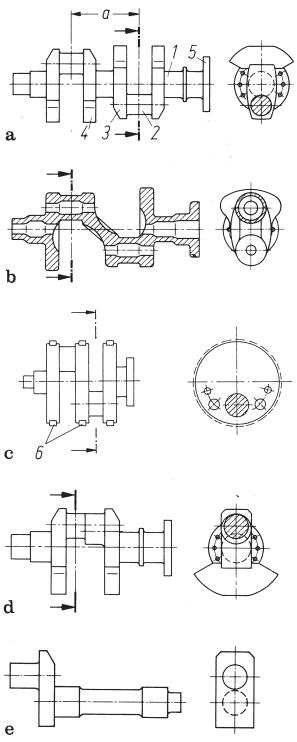


Bild 11a–e. Kurbelwellenbauarten von Zweizylindermaschinen

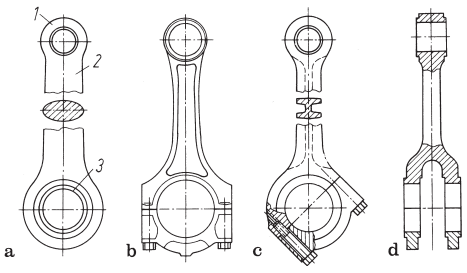


Bild 12a–d. Pleuelstangen

man nur bei Stirnkurbeln oder gebauten Kurbelwellen in kleinen Zweitaktmotoren, gerade oder schräg geteilte Pleuelköpfe überwiegen (**Bild 12b**, **c**), wobei letztere den Ausbau durch die Laufbuchse nach oben auch bei verstärktem Pleuelauge erlauben (s. **P 4.8.3**). Eine Gabelung des oberen Pleuelauges kommt bei Kreuzkopf-, des unteren (selten) bei *V*-Maschinen vor (**Bild 12d**).

Kolben

Werkstoffe. Um die Massenkräfte klein zu halten, verwendet man Leichtmetall-Kolbenlegierungen (Al mit Cu-, Si-, Mg- und Ni-Zusätzen, s. **E 2.2**), seltener Grauguß; Stahl oder Stahlguß nur als Oberteil gebauter Kolben (s. **P 4.8.3**) oder für Plungerkolben. Die Reibpaarung Leichtmetall-Grauguß besitzt günstige (Not-)Laufeigenschaften. Neben der Kraftübertragung führt der Kolben Wärme über die Kolbenringe ab, bei Verbrennungsmotoren evtl. unterstützt durch die Kolbenkühlung, s. **P 4.8.3**.

Tauchkolben (**Bild 13a**) zerlegen über den Kolbenbolzen *3* die Kolbenkraft in die Normal- und die Stangenkraft, wogegen Kreuzkopfkolben (**Bild 13b**) mit der Kolbenstange fest verschraubt werden. Bei Verbrennungsmotoren ist der Boden *1* oft Teil des Brennraumes und enthält Ventilmulden, der Mantel *2* besitzt einen ballig-ovalen Formschliff. Der mit den Kolbenringnuten *7* versehene Kopf des Kolbens wird dabei stark zurückgenommen, ebenso die Mantelflächen quer zur Kolbenbolzenachse zugunsten der parallel dazu liegenden Tragflächen. Rippen *5* sowie andere Elemente dienen der Abstützung der Bolzenaugen *6*, in denen der Bolzen schwimmend gelagert und axial gesichert ist *4*.

Scheibenkolben werden mit der Kolbenstange *8* fest verbunden und in doppeltwirkenden Kreuzkopfmaschinen eingesetzt, wobei gebaute, aus mehreren Scheiben zusammengesetzte Kolben geschlossene Dichtringe aus Kohle, Kunststoff (Nutringmanschetten) aufnehmen können (**Bild 13b**, **c**).

Stufenkolben nehmen bei Verdichtern bis zu drei Stufen auf, wobei die Kolbenflächen teilweise Ringflächen sind (**Bild 13d**).

Plungerkolben (**Bild 13e**) laufen mit kleinem Spiel in einer Führungsbuchse *2* des Zylinders *3* und werden über eine nachstellbare Packung *4*, *5* zusätzlich gedichtet. Die notwen-

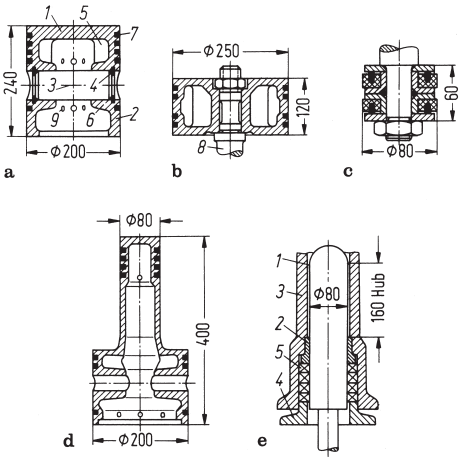


Bild 13a–e. Kolben-Bauarten

dige Dichtfläche bedingt einen relativ langen Kolben *1*, der nur bei selbstschmierenden Stoffen und geringen Kolbengeschwindigkeiten einsetzbar ist (Hydraulikpumpen).

Festigkeitsberechnung

Kurbelwelle. Näherungsberechnungen beschränken sich auf Stellen höchster Beanspruchung, z. B. bei Verbrennungsmotoren im OT-Bereich. Unter Wirkung von Biegemomenten treten die höchsten Kerbspannungen in den Hohlkehlen an den Übergängen von Kurbelzapfen zu den Wangen als Zug- oder Druckspannungen auf, je nachdem ob die Fluidkräfte (Zünd-OT) oder die Massenkräfte überwiegen (Ladungswechsel-OT bei Viertaktmotoren). Da es sich bei der Kurbelwelle um ein mehrfach unbestimmtes System handelt, wird unter der Annahme gelenkig miteinander verbundener Kröpfungen für einen „Balken auf zwei Stützen" das Biegemoment in der Mitte einer Wange (**Bild 14**) ermittelt [2]:

$$M_c = 0{,}5\,F\,c(1+\upsilon/a_z),$$

$$F = F_{Zmax} + r\omega^2[m_r + m_o(1+\lambda_s)] \le F_{Zmax} \qquad (50)$$

(υ: Pleuelversatz bei *V*-Motoren; m_r, m_o: s. Gl. (40) ff.). Damit kann mit der maximalen Nennspannung σ_{Nmax} und der aus Erfahrungswerten bekannten Formziffer α [2] die maximale Hohlkehlenspannung ermittelt werden

$$\sigma_{max} = \alpha\sigma_{Nmax} = \alpha M_c/W = \alpha M_c/(\pi d^3/32). \qquad (51)$$

Die Formsteifigkeit erhöhen u. a. große Hohlkehlenradien ($\varrho/d \ge 0{,}05$, d=Zapfendurchmesser), ovale, die Zapfen umfassende Wangen (b/d=1,2 bis 1,8) bei entsprechender Dicke (h/d =0,3 bis 0,5), Entlastungsbohrungen d_i und eine große Zapfenüberschneidung u.

Den Biegespannungen überlagern sich aus dem Drehmoment resultierende Torsionswechselspannungen, so daß mit einer analog ermittelten maximalen Torsionsspannung eine Vergleichsspannung ermittelt werden kann. Die vom Drehmoment herrührenden Torsionsspannungen sind oft klein gegenüber den aus Drehschwingungen herrührenden, so daß eine Berechnung des Drehschwingungsverhaltens stets ratsam ist (s. **O 2.5**).

Pleuelstangen. Näherungsberechnungen bestimmen für den Schaft eine Druck-Zug-Wechselbeanspruchung, der sich beim Schaft von Schnelläufern Biegespannungen infolge der Schwenkbewegung überlagern. Je nach Motoreinsatz mit variabler (Fahrzeugmotor) oder vorwiegend konstanter Drehzahl (Stationär-, Schiffsmotor) ändert sich die Beanspruchung: Bei Viertakt-Fahrzeugmotoren entspricht z. B. die maximale Druckkraft $F_{d,max}$ angenähert der Fluidkraft für maximalen Zylinderdruck bei maximalem Moment und minimaler Drehzahl, die maximale Zugkraft $F_{z,max}$ der maximalen Massenkraft bei maximaler Drehzahl im Ladungswechsel-OT:

$$F_{d,max} = F_{Zmax} - F_{o,min},$$

$$F_{z,max} = F_{Zmin} - F_{o,max}, \qquad (52)$$

wobei für die Massenkraft im OT $F_m = F_o = m_o\,r\,\omega^2(1+\lambda_s)$ und $m_o = m_K + m_{P,r}$ ist bei $\omega \to \omega_{min} \le \omega \le \omega_{max}$.

Um am großen Pleuelkopf die an beliebiger Schnittstelle herrschenden Normal-, Querkräfte und Momente zu bestimmen, kann das Pleuelauge als ein kreisförmig gebogener, beidseitig eingespannter Balken (Einspannwinkel $\alpha \approx 40°$ bis $50°$) mit rechteckigem Querschnitt aufgefaßt werden, der unter einem Winkel $\gamma \approx 60°$ durch zwei Einzelkräfte $F/2$,

$$F = r\omega^2[(m_K + m_{P,o})(1+\lambda_s) + m_{P,r}], \qquad (53)$$

bzw. am kleinen Pleuelkopf durch die Kraft F_o,

$$F_o = r\omega^2\,m_K(1+\lambda_s), \qquad (54)$$

belastet wird (**Bild 15**). Für ihn existiert eine geschlossene Lösung. Damit können näherungsweise die in Teilungsfugen herrschenden Spannungen bzw. die notwendigen Schraubenkräfte F_s berechnet werden, um ein Abheben oder Verschieben des Deckels zu verhindern [2].

Kolben und Kolbenbolzen. Näherungsweise kann der Kolbenboden als eine eingespannte Kreisplatte bei Belastung

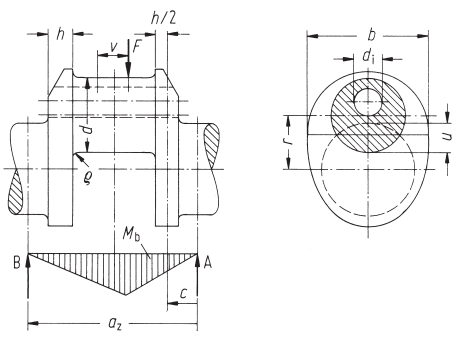


Bild 14. Kurbelkröpfung eines *V*-Motors: Ansatz zur Näherungs-Berechnung der maximalen Kerbspannung [2]

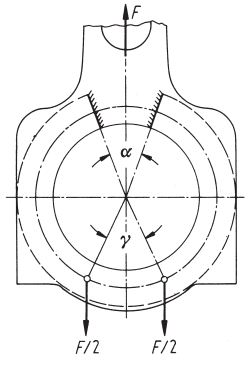


Bild 15. Modellansatz zur näherungsweisen Berechnung von Pleuelaugen [2]

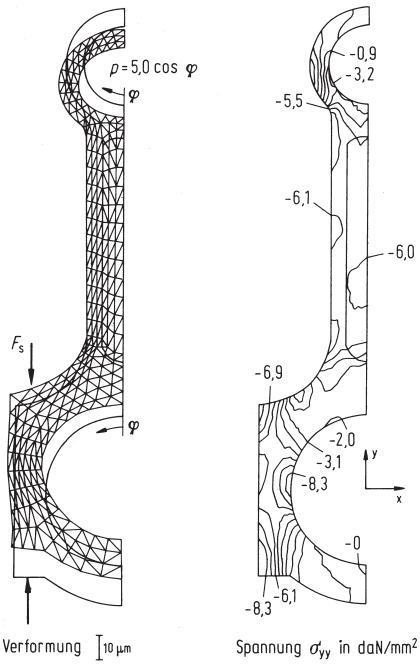


Bild 16. Beanspruchungsanalyse einer Pleuelstange mittels FEM im Zünd-OT für einen Dieselmotor ($P_e = 33{,}1$ kW; $n = 4\,500$ min^{-1}) [3]

durch den Fluiddruck p_Z behandelt werden, wobei die Abstützung der Kolbenbolzenaugen die Berechnung erschwert. Hinzu kommt bei Verbrennungsmotoren die erhebliche thermische Belastung, die eine Kühlung des Kolbens erfordert, so daß die reale Beanspruchung nur mittels FEM hinreichend genau erfaßt werden kann, meist in Abstimmung mit dem Motorversuch. Zur Auslegung der Kolbenbolzen gehört die überschlägige Berechnung von Durchbiegung und Ovalverformung [2].

Finite-Elemente-Methode (FEM). Sie liefert neben dem Spannungszustand auch die Verformungen sowie das Schwingungsverhalten der Bauteile, ferner die Interaktion in einem tribologischen System. Beispielhaft sind in **Bild 16** Verformungen und Hauptspannungen für eine Pleuelstange unter Berücksichtigung der Schrauben-Vorspannkraft F_s dargestellt.

1.4.2 Abdichten des Arbeitsraumes

Sealing of the working chamber

Spaltdichtung

Dichtheit des Arbeitsraumes ist eine Grundvoraussetzung für die Funktionstüchtigkeit von Verdränger(Kolben)maschinen, bei denen Verdränger und Arbeitsraumwand sich relativ zueinander bewegen. Reine Spaltdichtungen (**Bild 17a**) genügen nur bei geringen Zustandsänderungen des Fluids, so daß vernachlässigbar kleine Wärmedehnungen auftreten. Plungerkolbenpumpen mit engsten Laufspielen erzielen als Diesel-Einspritzpumpen maximale Drücke von bis zu 2000 bar. Das Fluid wirkt dabei dichtend und schmierend. Mit Spaltdichtungen ausgerüstete, einstufige Verdrängerkompressoren lassen nur geringe Drucksteigerungen von $\pi_v \leq 2$ zu. Durch Einspritzen von Öl erhöht sich die Dichtwirkung bei gleichzeitiger Wärmeabfuhr im Spalt und ermöglicht Druckverhältnisse bis zu $\pi_v = 5$ bis 6.

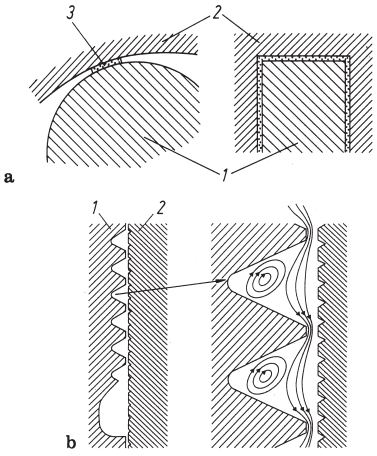


Bild 17a, b. Abdichten mit **a** Spalt- und **b** Labyrinthspalt-Dichtung

Labyrinthspaltdichtung

Hiermit sind Kompressionsverhältnisse bis zu 3,5 möglich, somit bei mehrstufiger Anordnung bis zu 300 bar Enddruck. Gegenüber der Wand bilden die freien Spalte zwischen den einzelnen Kammern des Labyrinths Drosselstellen (**Bild 17b**). Die im Spalt teilweise in kinetische Energie umgewandelte Druckenergie wird in der nachfolgenden Kammer nahezu auf Null gesenkt, weil sie teils durch Wirbelbildung, teils als Wärme aufgezehrt wird und so der Druckenergie verlorengeht. Mehrere hintereinandergeschaltete Kammern senken somit ein hohes Druckniveau vor dem Kolben auf ein tiefes Niveau danach ab [4].

Kolbenring

Hohe Anforderungen an die Dichtheit stellen Verbrennungsmotoren mit ihren hohen Wechseldrücken und -temperaturen. Die unterschiedlichen Wärmedehnungen der arbeitsraumbildenden Bauteile erfordern ein zusätzliches Dichtelement (**Bild 18a**), den meist rechteckigen, geschlitzten Kolbenring aus Sondergrauguß: Bei freier, radialer Beweglichkeit des geschlitzten Ringes in der Kolbenringnut wird der Dichtspalt überbrückt. Für den notwendigen Anpreßdruck an Zylinderbuchse und Kolbennutgrund sorgt selbstregulierend die mo-

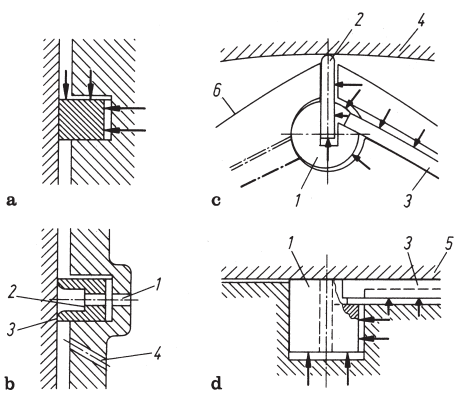


Bild 18a–d. Dichtelemente: **a** Kolbenring; **b** Schlitzring als Ölabstreifring; **c**, **d** räumliche Abdichtung nach Wankel: Seitenansicht bzw. Schnitt durch Läufer nahe Dichtbolzen. *1* Dichtbolzen, *2* Stirnleiste, *3* Seitenleiste, *4* Stirn-, *5* Seitenwand, *6* Läufer

P

mentane Druckdifferenz ober- und unterhalb des Ringes. Den Motorstart sichert eine tangentiale Vorspannung, die ein Spreizen des Ringes bewirkt. Bei Zweitaktmotoren muß die Tangentialspannung am Ringstoß Null sein, um die Spülschlitze überlaufen zu können. Die gegenüber der Laufbuchse geringere Härte der Ringe verlagert den Verschleiß zu den Ringen. Eine Zylinderschmierung sorgt für eine überwiegend hydrodynamische Schmierung am Ring und unterstützt gleichzeitig die Dichtwirkung. Kolben enthalten meist 2 bis 4 nach DIN 24909 genormte Kompressionsringe, dazu 1 bis 2 Ölabstreifringe als Nasen- oder Schlitzringe (**Bild 18b**), die Spritzöl vom Kolbeninneren über Bohrungen und Schlitze *1*, *2* an die Buchse verteilen bzw. überschüssiges Öl bei *3* abstreifen und über Bohrungen *4* ins Kolbeninnere leiten.
Um mit Trockenlaufverdichtern ölfreie Gase fördern zu können, werden bei Verzicht auf eine Zylinderschmierung spezielle Kolbenringe (Keramik, Kunststoff etc.) bei möglichst reibungs- und verschleißarmer Paarung von Ring und Buchse in Scheibenkolben verwendet.

Räumliche Dichtung

Um auch nichtzylindrische Verdränger und Arbeitsräume bei hohen Drücken und Temperaturen gegeneinander abzudichten, ist Voraussetzung, daß eine geschlossene Dichtlinie an einem der beiden Bauteile besteht. Der jeweiligen Form angepaßte Dichtelemente müssen sich außerdem in den Dichtnuten frei bewegen können, wobei der zu dichtende Arbeitsdruck den notwendigen Dichtdruck selbst erzeugt. Dichtbolzen überbrücken die Dichtleisten im Stoß (**Bild 18c**). Beim Starten erzeugen federnde Elemente, wie z. B. Blattfedern, den notwendigen Anpreßdruck.

1.4.3 Zylinderanordnung und -zahl
Formation and number of cylinders

Bei Verbrennungsmotoren werden die Einzeltriebwerke in Reihen-, *V*-Motoren zusammengefaßt, vereinzelt auch bei Pkw-Ottomotoren in Boxeranordnung: Vorteilen hinsichtlich Baulänge und -höhe beim Einbau ins Fahrzeug steht als Nachteil die große Baubreite im Vorderwagen gegenüber. Boxermaschinen findet man auch bei Hoch- und Höchstdruckverdichter, mitunter in Tandemanordnung der einzelnen Druckstufen unter Verwendung von Stufenkolben. Bei Kolbenkompressoren ist auch die Anordnung in *L*- (z. B. als Motorkompressor) oder *W*-Form üblich (**Bild 19**). Die früher bei Flugmotoren häufig verwendete Sternanordnung der luftgekühlten Zylinder ermöglicht ein freies Anströmen durch den Fahrtwind. Mit der Entwicklung der Strahltriebwerke ist diese Bauform vom Markt verschwunden.
Dient die Mehrzylinderausführung bei Verbrennungsmotoren vorwiegend zur Leistungserhöhung, so ermöglicht sie bei Kompressoren eine mehrstufige Verdichtung, was unterschiedliche Kolbendurchmesser bedingt.
Die mit der Baulänge abnehmende Drehsteifigkeit der Kurbelwelle beschränkt die jeweils in einer Reihe anzuordnenden Zylinder bei Fahrzeugmotoren auf $z \leq 6$, bei Großmotoren auf maximal 12 Zylinder bei Reihen- bzw. $z = 9$ bei *V*-Motoren, s. **P 4.8.2**. Der durch die *V*-Anordnung ermöglichten Leistungskonzentration in einer Maschine steht eine erschwerte Zugänglichkeit gegenüber, was die Wartung im Vergleich zu Reihenmotoren erschwert und verteuert.
Um unterschiedlichen Kundenwünschen nachkommen zu können, werden Baureihen gebildet. Dabei strebt man einen hohen Anteil sogenannter Gleichteile an, wie z. B. Kolben, Pleuel etc., um so die Kostenvorteile einer Massenproduktion nutzen zu können.

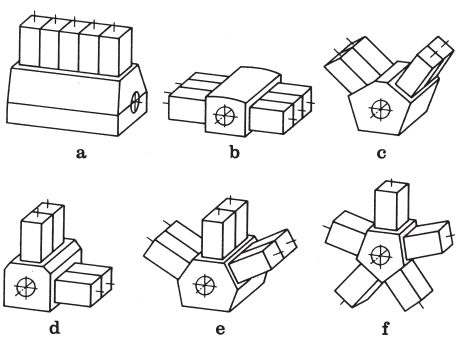


Bild 19a–f. Zylinderanordnung: **a** Reihen-, **b** Boxer-, **c** *V*-Motor; **d** *L*- und **e** *W*-Anordnung; **f** Sternmotor

1.4.4 Lagerung und Schmierung. Bearing and lubrication

Triebwerkslager

Überwiegend werden Gleitlager, seltener Wälzlager verwendet, wobei man deren Teilung durch Einsatz gebauter (kleine Zweitaktmotoren) oder Scheiben-Kurbelwellen (erfordert geschlossene „Tunnelgehäuse“) vermeidet. Bei kleineren und mittleren Kolbenverdichtern werden häufig die Kurbelwellen mit Wälzlagern versehen, während für die Pleuel Gleitlager vorgesehen sind. Nur sehr kleine Kompressoren weisen ausschließlich Wälzlager auf.
Die Zuverlässigkeit der Lagerung entscheidet über die Funktionstüchtigkeit jeder Maschine. Dazu tragen die Entwicklung besserer Lagerwerkstoffe und umfassende Berechnungsmethoden für das instationär belastete Gleitlager unter Berücksichtigung der Elastizitäten und Verformungen von Lagerkörper und Welle bei [5].

Zylinderschmierung

Sie erfolgt bei Tauchkolben kleinerer Motoren und Kompressoren durch das vom Triebwerk abgeschleuderte Spritzöl, wobei Ölabstreifringe den Ölhaushalt regulieren. Die bei kleinen Zweitaktmotoren übliche Gemischschmierung mit einem Schmieröl-Kraftstoff-Verhältnis von 1:30 bis 1:50 kann minimal 1:100 betragen und wird häufig durch dosiertes Öleinspritzen in den Ansaugkanal ersetzt.
Großdieselmotoren in Tauchkolben- oder Kreuzkopfausführung versorgen über Dosierpumpen und -düsen im oberen Drittel der Buchse die Laufflächen gezielt mit Öl, meist aus einem separaten Frischölbehälter. Ähnlich verfährt man bei Kompressoren mit doppeltwirkenden Kolben und Stufenkolben. Da in den mit Zylinderschmierung versehenen Kolbenkompressoren das Schmieröl nicht verbrennt, muß es durch nachgeschaltete Ölabscheider aus dem geförderten Fluid entfernt werden.

Schmierölkreislauf

Die Schmierölversorgung erfolgt überwiegend durch eine Druckumlaufschmierung mit nassem Ölsumpf in der Ölwanne des Gehäuses. Seltener sind Ausführungen mit Trockensumpf des Motorgehäuses und separatem Ölbehälter (Geländefahrzeuge, Dieselgroßmotoren).
In der Regel fördert bei Verbrennungsmotoren eine vom Motor oder (bei Trockensumpf) elektrisch angetriebene Ölpumpe über ein Grobsieb das Öl aus dem Ölsumpf zunächst durch einen Ölkühler und ein Hauptstromfilter zum Hauptölkanal, von dem aus die Schmierstellen in den Lagern und über Spritzdüsen gegebenenfalls auch die Kolbenkühlung versorgt werden (**Bild 20**). Ein Sicherheitsventil am Hauptölkanal sorgt für den notwendigen Öldruck (4 bis 5 bar) und Abfluß des überschüssigen Öles in die Ölwanne. Umgehungsleitungen an Ölkühler und -filter mit entsprechenden Druckventilen gewährleisten die sichere Ölversorgung auch bei evtl. Ver-

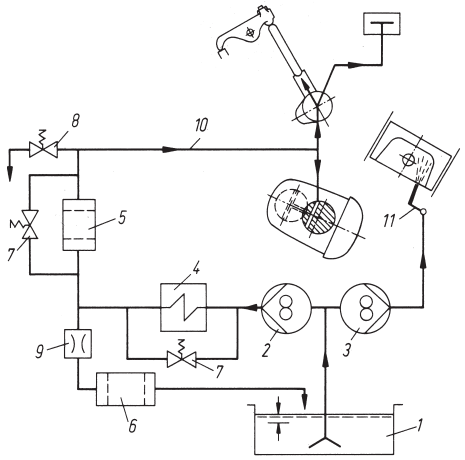


Bild 20. Ölkreislauf eines Nfz-Dieselmotors. *1* Ölwanne, *2* Schmieröl-, *3* Kühlölpumpe, *4* Ölkühler, *5* Schmierölhaupt-, *6* -nebenstromfilter, *7* Umgehungsventil (3,5 bar), *8* Sicherheitsventil (4,5 bar), *9* Drossel, *10* Hauptölkanal mit Abgängen zu Kurbelwelle, Ventiltrieb und Drehzahlregler, *11* Spritzdüse für Kolbenkühlung

stopfung von Filter oder Schmierölkühler. Sofern die zulässige Öltemperatur von 130 °C im Ölsumpf nicht überschritten wird, kommen kleinere Motoren ebenso wie die meisten Verdichter ohne Ölkühler aus, indem die anfallende Wärme über das Maschinengehäuse und die Ölwanne an die Umgebung abgegeben wird.

Durch ein im Nebenschluß angeordnetes Filter wird die Reinigung des Motoröles von Abrieb, Verbrennungsrückständen etc. sehr wirkungsvoll unterstützt. Dazu wird vor dem Hauptfilter ein kleiner Teilstrom von ca. 30% abgenommen und durch ein feineres Filter (Freistrahl-Ölzentrifugen, Schmierölseparatoren bei Großdieselmotoren) geleitet. Damit lassen sich längere, kostensparende Ölwechselzeiten erreichen, die aber durch das jeweilige Belastungsspektrum des Motors beeinflußt werden. Es wird ein flexibles Wartungssystem unter Erfassen relevanter Motordaten angestrebt [6], da ein bei festen Intervallen „auf Verdacht“ vorgenommener Ölwechsel Betriebsmehrkosten verursacht, die außer vom Frischöl- und Tauschfilterpreis von den Personalkosten für Wartung sowie Ausfallzeiten abhängen. Ein Ölwechsel ist unabhängig davon immer dann erforderlich, wenn der Mindestölvorrat erreicht wird oder/und eine Erschöpfung der Schmieröl-Additive erkennbar wird (erfordert evtl. teure Ölanalyse).

Der leistungsbezogene Öldurchsatz liegt für Fahrzeugmotoren ohne Kolbenkühlung bei $q_{\Theta} = 2,2$ bis 2,6 kg/kWh bzw. mit Kolbenkühlung bei 2,6 bis 3,0 kg/kWh, für mittlere und große Dieselmotoren bei 2,4 bis 2,8 kg/kWh (incl. Kolbenkühlung). Für den Ölvorrat in der Maschine sind für Motoren mit $80 > V_H > 20$ dm^3 ca. 1 bis 1,8 dm^3 Öl/dm^3 Hubraum bzw. bei $V_H \leq 20$ dm^3 ca. 2,5 dm^3 Öl/dm^3 Hubraum anzusetzen, bei Großdieselmotoren rechnet man mit ca. 0,7 dm^3/kWh.

1.4.5 Kühlung. Cooling

Bauteilkühlung

Der Wandwärmeverlust beim realen Arbeitsprozeß führt zu einer Aufheizung der arbeitsraumbildenden Wände und erfordert deren Kühlung durch ein Kühlmedium, um Bauteilüberhitzung, Schmierölverkokung und Leistungseinbußen infolge Füllungsverlust zu vermeiden. Die Wärmeleitung in den Bauteilen als Teil des Wärmedurchgangs vom Arbeitsgas an das Kühlmedium bedingt in den Wänden Wärmespannungen, die sich den mechanischen Beanspruchungen überlagern und besonders bei Verbrennungsmotoren zu berücksichtigen sind (s. **P 4.8.1**).

Bei Saugmotoren kleiner Leistung verteilt sich die mit dem Brennstoff zugeführte Energie ungefähr gleichmäßig auf die effektive Leistung, die Kühlwärme und die im Abgas enthaltene Energie („Drittel-Regel“). Bei aufgeladenen Motoren verringert sich relativ zur Leistungssteigerung mit zunehmender Aufladung der Wandwärmeverlust, wobei die Summe der an das Kühlwasser abgegebenen Wandwärme und der im Ladeluft- und Ölkühler abgeführten Wärmen nahezu gleich bleibt:

$$\sum \Phi_K = \Phi_{KW} + \Phi_{LLK} + \Phi_{ÖK} \approx (0,45 \ldots 0,55) P_e. \quad (55)$$

Die Ölkühlerwärme enthält dabei auch die bei der Kolbenkühlung anfallende Bauteilwärme.

Kühlung von Arbeitsmedium und Schmieröl

Bei Kompressoren dient die Kühlung des Arbeitszylinders vornehmlich der besseren Füllung des Arbeitsraumes durch Senken der Arbeitsprozeßtemperatur beim Ansaugen. Wirkungsvoller sind zwischen den Verdichtungsstufen angeordnete Zwischenkühler.

Bei Verbrennungsmotoren dient die Kühlung der Ladeluft nach Verdichtung im Abgasturbolader, s. **P 4.3.5**, ebenfalls der Verbesserung der Zylinderfüllung und damit der Arbeitsausbeute. Außerdem wird die maximale Prozeßtemperatur gesenkt und damit die thermische Belastung sowie die NO_x-Emission.

Im Ölkühler wird die in den Lagern anfallende Reibungswärme abgeführt, um die Tragfähigkeit der Lager entsprechend der veranschlagten Viskosität zu erhalten. Bei hochbelasteten Motoren, s. **P 4.8.3**, mit direkter Kolbenkühlung ist zusätzlich die im als Kühlöl abgezweigten Schmierölanteil anfallende Wärme abzuführen.

Kühlmedium

Luftkühlung. Grundsätzlich wird jede Abwärme an die Umgebung abgeführt, z. B. die Kühlwärme von Fahrzeugmotoren an die Atmorphäre. Naheliegend ist es, die Umgebungsluft direkt zur Kühlung von Bauteilen oder Fluiden heranzuziehen, mit dem Vorteil ständiger Verfügbarkeit und ohne einschränkende physikalische Eigenschaften. Nur der schlechtere Wärmeübergang und die kleine Wärmekapazität der Luft setzt dem Einsatz der Luftkühlung Grenzen: Bei einem gegenüber Flüssigkeiten um ca. zwei Zehnerpotenzen geringeren Wärmeübergangskoeffizienten erfordert eine wirksame Luftkühlung eine entsprechende Vergrößerung der wärmeabgebenden Fläche durch Verrippen: Bei Zylinderköpfen von luftgekühlten Verbrennungsmotoren gilt für das Verhältnis der verrippten Zylinderkopfoberfläche zur Kolbenfläche ca. (30 bis 50) A_K. Mit Zunahme der Zylinderbohrung D sinkt das Oberflächen-Volumenverhältnis proportional $1/D$, so daß sich bei Verbrennungsmotoren die Luftkühlung auf Zylinderhubvolumina von $V_h \leq 1,5$ dm^3 für Dieselmotoren beschränkt (Flugmotoren bis $V_h \approx 3,5$ dm^3).

Luftgekühlte, doppeltwirkende Kolbenkompressoren werden ohne eigentliche Bauteilkühlung, lediglich mit Zwischenkühlung bei 2stufiger Verdichtung und mäßiger Druckerhöhung bis zu einem Hubvolumen von 11 dm^3 angeboten.

Flüssigkeitskühlung. Neben Wasser wird – abgesehen von der Kolbenkühlung – bei Verbrennungsmotoren höchst selten Öl zur Bauteilkühlung eingesetzt [7], trotz Vorteilen im Motorbetrieb (nur zwei Medien – Öl und Luft – erforderlich). Die etwa halb so große Wärmekapazität von Ölen im Vergleich zu Wasser und die Verkokungs- und Siedegefahr setzen der Ölkühlung Grenzen.

Daher werden Kolbenmaschinen überwiegend mit Wasser gekühlt, das seine Wärme entweder über Wasser-Luft-Rück-

kühler (Fahrzeug- und Stationärmotoren) oder über Wasser-Wasser-Rückkühler (Schiffsmotoren) an die Umgebung abgibt. Bei in Kraftfahrzeugen verwendeten Blockkühlern mit Tiefen von 50 bis 100 mm betragen bei Luftgeschwindigkeiten von (8 bis 10) m/s die Druckverluste kühlluftseitig ca. (5 bis 10) mbar, wobei aus Geräuschgründen die Umfangsgeschwindigkeit der Lüfterräder $\leq$ 120 m/s sein soll. Die Kühlwasserfüllung V_{KW} von 4- bis 6fachem Hubvolumen V_H wird dabei ca. 10mal je Stunde umgewälzt bei einem Druckverlust im Kühler von ca. 500 bis 800 mbar.

2 Verdrängerpumpen
Positive displacement pumps

H. Hölz, Berlin

2.1 Bauarten und Anwendungsgebiete
Types and applications

Verdrängerpumpen kapseln das von der Saugleitung in den Arbeitsraum geflossene Fördermedium und verschieben es dann in die Druckleitung. Die Verschiebearbeit des Verdrängers erhöht die Energie (Druckenergie, Geschwindigkeitsenergie, potentielle Energie) des Fördermediums und deckt die Rohrreibungsverluste. Zur Kapselung und Ein- und Auslaßsteuerung des Fördermediums werden druckgesteuerte Ventile oder Wegsteuerung durch Schieber, durch Steuerkanten im Arbeitsraum oder durch weggesteuerte Ventile eingesetzt. Nach der Verdrängerkinematik werden oszillierende und rotierende Verdrängerpumpen unterschieden. Verdrängerpumpen sind in der Lage, eine Saugleitung selbsttätig zu entlüften und arbeiten in dieser Betriebsphase als Verdränger-Vakuumpumpen.

Tab. 1 nennt Bauarten, Einsatzgebiete und Einsatzgrenzen von Verdrängerpumpen. Die Werte p_{max} und Q_{max} werden nicht gleichzeitig erreicht und können in Sonderfällen auch überschritten werden. Neben dem erforderlichen Druck und Volumenstrom bestimmt das Fördermedium die Auswahl der geeigneten Pumpenbauart, so daß Verdrängerpumpen auch nach dem Fördermedium benannt werden.

Fördermedien mittlerer und hoher Viskosität mit abrasiv wirkenden Fremdkörpern: Schlammpumpen, Betonpumpen, Mörtelpumpen. Mit Verdrängerpumpen lassen sich entwässerte, stichfeste Schlämme fördern.

Fördermedien mittlerer und hoher Viskosität ohne abrasiv wirkende Fremdkörper: Lebensmittelpumpen, Schmiermittelpumpen (Fette, Öle), Farben, Klebstoffe, Schweröl, Bitumen, Spinnpumpen zur Kunststoffverarbeitung.

Fördermedien mit besonderen Anforderungen an die chemische oder thermische Resistenz der Pumpenwerkstoffe: Chemiepumpen. Werkstoffe mit besonderer Resistenz sind PTFE, Keramik, rostfreier Stahl, Glas.

Fördermedien mit besonderen Sicherheitsanforderungen: Giftstoffe, radioaktive Fördermedien. Hier werden vorzugsweise Membranpumpen eingesetzt.

Fördermedien, die zugleich dosiert werden müssen: Dosierpumpen, Einspritzpumpen für Verbrennungskraftmaschinen, Schmierpumpen für Fett oder Öl bei Verbrauchsschmierung.

Fördermedien zur Energieübertragung in Umlaufsystemen: Hydraulikpumpen, Heizungsumwälzpumpen, Lenkhelfpumpen für Servolenkung. Hydraulikpumpen siehe **H 2**; Einspritzpumpen siehe **P 4.6**.

P

Tabelle 1. Bauarten, Einsatzgebiete und Einsatzgrenzen von Verdrängerpumpen (Kinematik: r = rotierend, o = oszillierend, Steuerung: v = ventilgesteuert, w = weggesteuert, Hauptanwendung: H = Hydraulik, S = abrasive und hochviskose Schlämme, V = hochviskose, nicht abrasive Fluide, D = Dosierpumpen, L = Lebensmittel)

Kolbenmaschine Verdrängerpumpe	Kinematik	Steuerung	p_{max}	Q_{max}	Hauptanwendung
Hubkolbenmaschine					
Reihenkolbenpumpe	o	v, w	3000	800	H, S, D, V
Taumelscheiben-Axialkolbenpumpe	o	v, (w)	400	50	H, V
Schrägscheiben-Axialkolbenpumpe	o	w	300	30	H
Radialkolbenpumpe	o	v, w	500	50	H
Drehkolbenmaschine					
Außenzahnradpumpe	r	w	200	100	H, V
Innenzahnradpumpe	r	w	300	100	H, V
Zahnringpumpe	r	w	200	12	H, V
Drehkolbenpumpe	r	w	14	200	S, V, L
Kreiskolbenmaschine					
Exzenterschneckenpumpe	r	w	72	400	S, V, L
Umlaufkolbenmaschine					
Flügelzellenpumpe	r	w	175	60	H, V
Sperrflügelpumpe	r	w	175	40	H
Schraubenförmiger Verdränger					
Schraubenpumpe	r	w	100	1600	H, V
Winkelachsiger Verdränger					
Schrägachsen-Axialkolbenpumpe	o	w	250	40	H
Elastischer Verdränger					
Schlauchpumpe	r	w	10	15	S, V
Schlauchmembranpumpe	o	v	160	140	S, L, V
Membranpumpe	o	v	300	180	S, V, D, L
Gasförmiger Verdränger	o	v	2	60	S, V
Schwingkolbenmaschine					
Flügelpumpe	o	v	0,2	6	

Bild 1 und **2** zeigen Beispiele für Pumpen mit rotierendem und oszillierendem Verdränger. Pumpen mit rotierendem Verdränger sind immer weggesteuert. Der Arbeitsraum wird durch Spalte abgedichtet. Oszillierende Verdrängerpumpen arbeiten mit druckgesteuerten Ventilen oder mit Wegsteuerung. Der Dichtspalt am Ventil besitzt einen kleinen Spaltumfang und ist druckkompensiert, deshalb sind mit ventilgesteuerten Pumpen höchste Drücke bis 7000 bar erreichbar. Bei allen weggesteuerten Pumpen läßt sich die Richtung des Energieflusses umkehren, sie können als Hydraulikmotor betrieben werden.

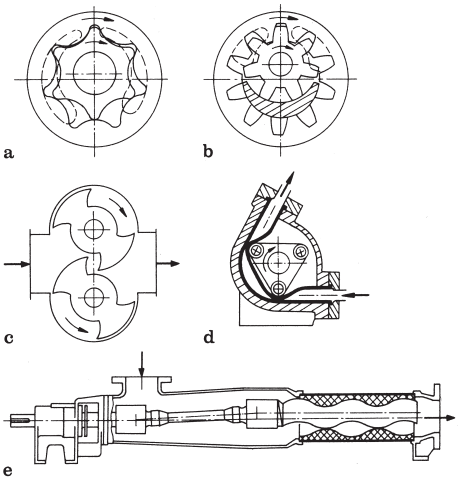


Bild 1a–e. Pumpen mit rotierendem Verdränger. **a** Zahnringpumpe; **b** Innenzahnradpumpe (Sichelpumpe); **c** Drehkolbenpumpe; **d** Schlauchpumpe; **e** Exzenterschneckenpumpe. Weitere Beispiele s. **H 2 Bild 1**

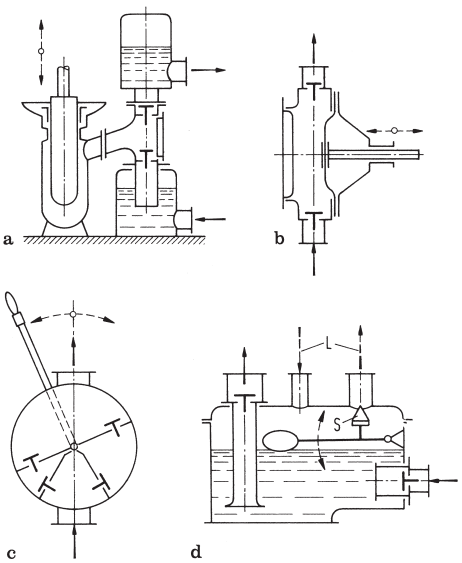


Bild 2a–d. Pumpen mit oszillierendem Verdränger. **a** Hubkolbenpumpe; **b** Membranpumpe; **c** Flügelpumpe; **d** gasförmiger Verdränger. Weitere Beispiele s. **H 2 Bild 1**

2.2 Berechnungsgrundlagen
Basic design calculations

Eine Pumpenanlage (**Bild 3**) besteht aus Saug- und Druckbehälter, Saugleitung, Druckleitung, Leitungsarmaturen und der Pumpe. Der Saugbehälter kann höher oder tiefer liegen als die Pumpe. Die Pumpe erhöht die Energie des Fördermediums und deckt die Energieverluste in den Leitungen und Armaturen. Schnittstellen der Energiebilanz sind die Pumpenflansche und der Ein- und Austritt der Leitung.

2.2.1 Förderhöhen, Geschwindigkeiten und Drücke
Heads, speeds and pressures

Die Förderhöhe H einer Pumpe entspricht der Differenz der Energiehöhen zwischen Austritt und Eintritt der Pumpe. Sie ist die auf das geförderte Gewicht bezogene Energie, die von der Pumpe an das Fördermedium übertragen wird (g = Erdbeschleunigung, ϱ = Dichte des Fördermediums, übrige Bezeichnungen nach **Bild 3**)

$$H = (z_2 - z_1) + (p_2 - p_1)/(\varrho g) + (v_2^2 - v_1^2)/(2g). \quad (1)$$

Die Förderhöhe der Anlage H_A ergibt sich aus den Daten der Pumpenanlage (**Bild 3**). Im stationären Betriebspunkt schneiden sich Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie, so daß $H_A = H$ ist (Energieerhaltung)

$$H_A = z_{2B} - z_{1B} + (p_{2B} - p_{1B})/(\varrho g) + (v_{2B}^2 - v_{1B}^2)/(2g) + H_{J1} + H_{J2}. \quad (2)$$

H_{J1} ist die eintrittseitige Verlusthöhe, H_{J2} ist die austrittseitige Verlusthöhe infolge Rohrreibung (Rohrreibungszahl λ) und Druckverlusten an Armaturen (Widerstandszahl ζ), vgl. **B 6**. Bei i Rohrabschnitten und j Armaturen ist die gesamte Verlusthöhe $H_J = H_{J1} + H_{J2}$

$$H_J = \sum_i \lambda_i l_i / d_i \, v_i^2/(2g) + \sum_j \zeta_j v_j^2/(2g). \quad (3)$$

Die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen einer Pumpe folgt aus Gln. (1) und (2):

$$p_2 - p_1 = \varrho g (H - (z_2 - z_1) - (v_2^2 - v_1^2)/(2g)). \quad (4a)$$

Die Pumpenkopfhöhe $H_{PK} = z_2 - z_1$ und die Differenz der Geschwindigkeitshöhen zwischen Saug- und Druckstutzen sind meist vernachlässigbar, so daß

$$p_2 - p_1 = \varrho g H = \varrho g H_A. \quad (4b)$$

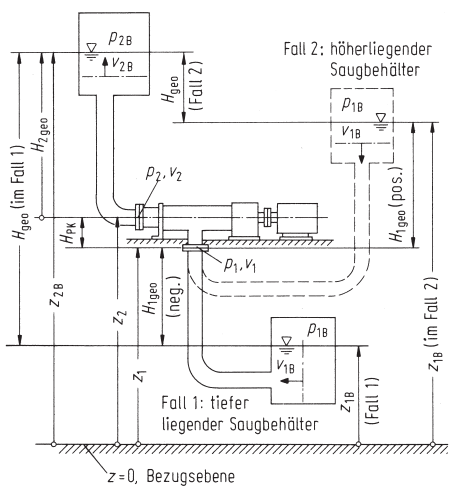


Bild 3. Drücke, Höhen und Strömungsgeschwindigkeiten in einer Pumpenanlage

2.2.2 Förderleistung, Antriebsleistung, Gesamtwirkungsgrad

Power output, power input, overall efficiency

Als Förderleistung P_u wird in DIN 24260 die von der Pumpe auf das Fördermedium übertragene nutzbare Leistung verstanden ($\dot{m}$ = Massenstrom; Q = Volumenstrom)

$$P_u = \dot{m} g H = \varrho Q g H. \tag{5a}$$

Mit Gl. (4b) ergibt sich:

$$P_u = Q(p_2 - p_1) = Q \Delta p. \tag{5b}$$

Der Leistungsbedarf P der Pumpe (Antriebsleistung) wird an der Pumpenwelle gemessen, so daß sich für den Pumpenwirkungsgrad η_t ergibt:

$$\eta_t = P_u / P. \tag{6}$$

2.2.3 Instationäre Strömung. Nonsteady flow

Bei Verdrängerpumpen ist die Bewegung der Flüssigkeit in der Leitung an die Kinematik des Verdrängers gekoppelt, solange über das offene Steuerorgan eine Verbindung zum Arbeitsraum besteht und keine Pulsationsdämpfer vorhanden sind.

Für eine Einzylinder-Kolbenpumpe mit Geradschubkurbeltrieb (Schubstangenverhältnis λ) und ohne Pulsationsdämpfer ergibt sich für die zeitabhängige Strömungsgeschwindigkeit $v_{(t)}$ und Beschleunigung $a_{(t)}$ der Flüssigkeit in der Leitung (**Bild 5**) ($v_{K(t)}$ = Kolbengeschwindigkeit; $a_{K(t)}$ = Kolbenbeschleunigung; $\varphi = \omega \cdot t$ = Kurbelwinkel; A = Leitungsquerschnitt; A_K = Kolbenquerschnitt; r = Kurbelradius):

$$v_{(t)} = v_{K(t)} A_K / A = r\omega(\sin \omega t + \lambda/2 \sin 2\omega t) A_K / A, \tag{7}$$

$$a_{(t)} = a_{K(t)} A_K / A = r\omega^2(\cos \omega t + \lambda/2 \cos 2\omega t) A_K / A. \tag{8}$$

Durch Beschleunigung der Flüssigkeitsmasse in den Leitungen ohne Pulsationsdämpfer kommt es zu einer Druckänderung $\Delta p_{a(t)}$ bzw. zu einer beschleunigungsbedingten Druckhöhenänderung $\Delta H_{a(t)}$ (L = Länge der Leitung).

$$\Delta p_{a(t)} = a_{K(t)} A_K / A L \varrho, \tag{9a}$$

$$\Delta H_{a(t)} = \Delta p_{a(t)} / (\varrho g). \tag{9b}$$

Die beschleunigungsbedingte Druckänderung überlagert sich den reibungsbedingten zeitabhängigen Druckverlusten nach Gl. (3) in Verbindung mit Gl. (7). Die Druckänderung $\Delta p_{a(t)}$ führt zu einer Druckabsenkung bei Beginn des Saughubes und zu einer Druckerhöhung bei Beginn des Druckhubes für Leitungen ohne Pulsationsdämpfer.

Fördern mehrere Zylinder phasenverschoben in eine Leitung ohne Pulsationsdämpfer, überlagern sich Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe der einzelnen Zylinder (**Bild 6**). Der Maximalwert der resultierenden Beschleunigung beträgt bei 3,5- und 7-Zylinderpumpen das 0,5fache des Wertes der Einzylinderpumpe, bei 2,4- und 6-Zylinderpumpen ergibt sich keine Änderung gegenüber der Einzylinderpumpe.

Beeinflußt werden die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe außerdem dadurch, daß die Ventile infolge Triebwerks- und Flüssigkeitselastizität nicht im Totpunkt, sondern um den Winkel φ_o verzögert öffnen (**Bild 6**).

Auch die Kinematik rotierender Verdrängerpumpen (Zahnradpumpen, Drehkolbenpumpen) verursacht in den Leitungen beschleunigungsbedingte Druckänderungen.

2.2.4 Kavitation. Cavitation

Erreicht der Druck im Arbeitsraum der Pumpe den Dampfdruck p_v des Fördermediums, tritt Kavitation auf. Dies führt zu einem Förderstromabfall der Pumpe, zu Kavitationsgeräusch und zur Beschädigung von Pumpenbauteilen.

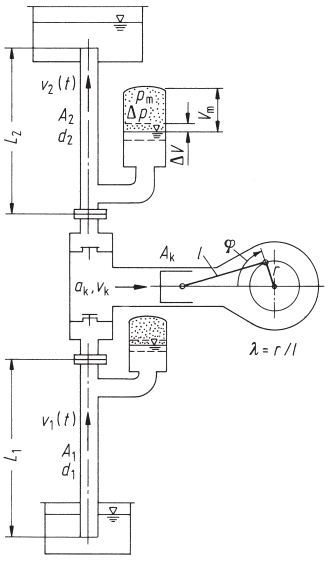


Bild 4. Kolbenpumpe mit Leitungen und Pulsationsdämpfern

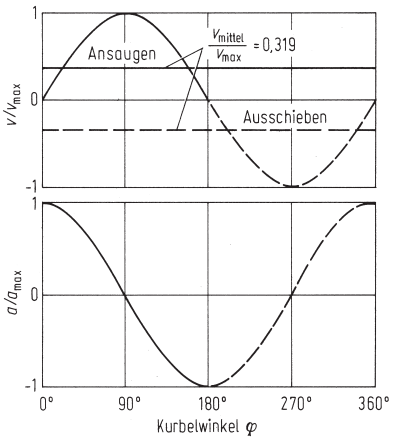


Bild 5. Geschwindigkeit und Beschleunigung in den Leitungen einer Einzylinder-Kolbenpumpe ohne Pulsationsdämpfer

Es genügt nicht, daß der Druck am Pumpensaugflansch über dem Dampfdruck p_v liegt, da Strömungsgeschwindigkeit und Beschleunigung des Flüssigkeitsvolumens in der Pumpe zusätzliche Druckabsenkungen verursachen. Druckverluste im Arbeitsraum treten besonders im Hubspalt der Pumpenventile auf und durch Umlenkung, Querschnittsänderungen und Spaltströmung auch in rotierenden Verdrängerpumpen.

Die um die Dampfdruckhöhe $p_v/(\varrho g)$ verminderte Energiehöhe am Saugflansch der Pumpe NPSHA beträgt

$$\begin{aligned} \text{NPSHA} = &+ H_{1\,geo} - H_{J1} - \Delta H_a \\ &+ (p_{1B} - p_v)/(\varrho g) + v_{1B}^2/(2g). \end{aligned} \tag{10}$$

Die beschleunigungsbedingte Druckhöhenänderung ΔH_a wird nach Gl. (9b) bestimmt und tritt nur bei instationärer Strömung auf.

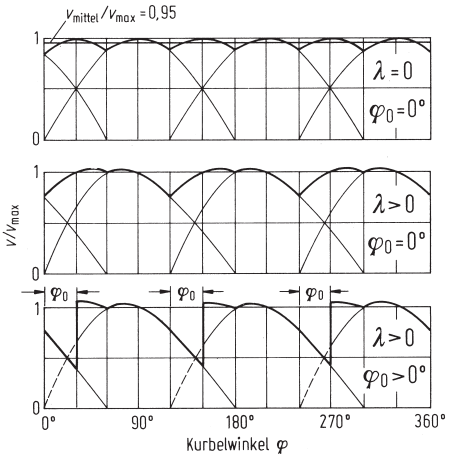


Bild 6. Überlagerung der bezogenen Strömungsgeschwindigkeit für eine Dreizylinder-Kolbenpumpe ohne Pulsationsdämpfer (Saughub). φ_o = Verzögerungswinkel für Ventilöffnung

Die Energiehöhe NPSHR des Eintrittsdruckverlustes Δp_E beträgt

$$\text{NPSHR} = \Delta p_E/(\varrho g). \tag{11}$$

Für kavitationsfreien Betrieb muß die Energiehöhe NPSHA einen Sicherheitsabstand zu NPSHR haben:

$$\text{NPSHA} > \text{NPSHR}. \tag{12}$$

NPSHR wird experimentell ermittelt, indem NPSHA am Pumpensaugflansch soweit abgesenkt wird, daß ein Kavitationskriterium gerade erfüllt wird, z. B. der Förderstromabfall 3% beträgt. Das dann erreichte NPSHA entspricht NPSHR.

2.2.5 Pulsationsdämpfung. Pulsation dumping

Die an den Pumpenstutzen bei instationärer Strömung auftretenden periodischen Druckänderungen regen das Fördermedium zu Schwingungen an. Zu deren Dämpfung dienen Windkessel, Blasenspeicher, Resonatoren oder Blenden (**Bild 4**, **Bild 8**).

Fluktuierendes Flüssigkeitsvolumen

Eine Einzylinder-Kolbenpumpe mit Gradschub-Kurbeltrieb fördert den zeitabhängigen Volumenstrom $\dot{V}_{(t)}$

$$\dot{V}_{(t)} = A_K v_{(t)} = A_K r\omega(\sin\omega t + \lambda/2 \sin 2\omega t). \tag{13}$$

Der mittlere Volumenstrom Q beträgt

$$Q = A_K r\omega/\pi. \tag{14}$$

Nach **Bild 7 a** nimmt ein idealer Pulsationsdämpfer den von der Pumpe verdrängten Überschuß über den mittleren Volumenstrom auf und gibt ihn an die Leitung ab, wenn $\dot{V}_{(t)} < Q$. Es besteht das fluktuierende Flüssigkeitsvolumen ΔV, das zwischen Leitung und Pulsationsdämpfer ausgetauscht wird. Als Amplitudenfaktor m wird das Verhältnis des fluktuierenden Flüssigkeitsvolumens ΔV zum Hubvolumen $V_H = 2 r A_K$ eines Zylinders bezeichnet, als Frequenzfaktor k das Verhältnis der Kreisfrequenz ω_v der Volumenpulsation ΔV zur Kreisfrequenz ω des Pumpentriebwerks (**Tab. 2**)

$$m = \Delta V/V_H = \Delta V/(2 r A_K), \tag{15}$$

$$k = \omega_v/\omega. \tag{16}$$

Amplitudenfaktor und Frequenzfaktor hängen von der Zylinderzahl, dem Schubstangenverhältnis und vom Phasenwinkel φ_o ab, mit dem das Ventil verspätet öffnet [1, 2]. Mit zunehmendem Phasenwinkel φ_o vergrößert sich der Amplitudenfaktor mehrzylindriger Pumpen, der Frequenzfaktor geht auf den Wert der Zylinderzahl zurück. Durch Austausch des fluktuierenden Flüssigkeitsvolumens ΔV zwischen Leitung und Pulsationsdämpfer wird das Luftvolumen des Pulsationsdämpfers adiabat komprimiert und expandiert, der Luftdruck schwankt um $\pm \Delta p$ um den mittleren Luftdruck p_m, das fluktuierende Volumen ΔV entspricht der Änderung des Luftvolumens im Windkessel, welches um $\pm \Delta V$ um das mittlere Luftvolumen V_m schwankt (**Bild 4**).

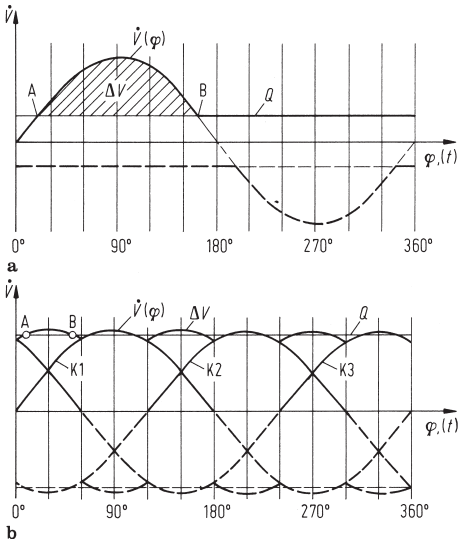


Bild 7 a, b. Fluktuierendes Flüssigkeitsvolumen. **a** Einzylinder-Pumpe; **b** einfachwirkende Dreizylinder-Pumpe. Ausgezogen bzw. gestrichelt: Saug- bzw. Gegendruckbehälter, schraffiert: flukturierendes Volumen

Tabelle 2. Amplitudenfaktor m und Frequenzfaktor k für $\lambda = 0{,}225$ und $\varphi_o = 0$ [1]

Zylinderzahl	m	k
1	0,55	1
2	0,21	2
3	0,035	6
4	0,042	4
5	0,010	10
6	0,018	6
7	0,005	14

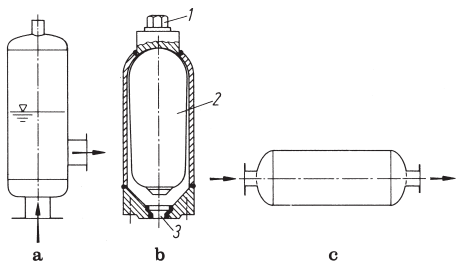


Bild 8 a–c. Pulsationsdämpfer. **a** Windkessel; **b** Blasenspeicher; **c** Resonator

Das System nach **Bild 4** kann auf ein Feder-Massesystem mit geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung zurückgeführt werden. Die Eigenfrequenz ω_1 des Systems beträgt mit dem Isotropenexponenten $\varkappa$, Bezeichnungen nach **Bild 4**:

$$\omega_1 = \sqrt{\varkappa p_m A/(\varrho L V_m)}. \quad (17)$$

Bei Blasenspeichern muß bei der Berechnung der Eigenfrequenz noch die Federsteifigkeit der Blase berücksichtigt werden.
Die Kreisfrequenz ω_v der Volumenpulsation soll einen ausreichenden Abstand zur Eigenfrequenz ω_1 haben:

$$\omega_v/\omega_1 > \sqrt{2}. \quad (18)$$

Nach Gl. (17) läßt sich die Eigenfrequenz ω_1 durch große Leitungslängen L und ein großes mittleres Luftvolumen V_m im Pulsationsdämpfer herabsetzen, um Gl. (18) zu erfüllen. Die gesamte Druckschwankung $2\,\Delta p$ um den mittleren Druck p_m im Windkessel beträgt bei adiabater Kompression des Luftinhaltes im Windkessel

$$2\Delta p/p_m = \varkappa m V_H/V_m. \quad (19)$$

Der Wert von $2\,\Delta p/p_m$ soll zwischen 0,001 und 0,1 liegen.

Aufbau der Pulsationsdämpfer. Die Pulsationsdämpfer sollen so nah wie möglich an den Ventilen liegen, um die beschleunigten Massen zu verringern.

Windkessel (**Bild 8a**) werden als Saugwindkessel oder Druckwindkessel in Behälterform gebaut. Da sich im Druckwindkessel bei Überdruck Luft im Fördermedium löst, muß diese über einen Kompressor erneuert werden.

Blasenspeicher (**Bild 8b**) besitzen eine vorkomprimierte gasgefüllte Gummiblase, wodurch sich das Behältervolumen im Vergleich zum Windkessel reduziert. Sie werden für Drükke bis 350 bar verwendet.

Resonatoren (**Bild 8c**) dämpfen die Druckwellen durch Reflexion an einer sprunghaften Querschnittsänderung. Sie eignen sich für Drücke über 350 bar und sind von Änderungen des Betriebsdruckes unabhängig.

Blenden dämpfen ebenfalls Druckpulsationen durch Reflexion, erzeugen jedoch den größten bleibenden Druckverlust.

P

2.3 Verlustteilung. Division of energy losses

Zur Verlustteilung und Kennlinienberechnung von Verdrängerpumpen eignen sich mathematische Modellbeschreibungen und bauartbezogene Modellbeschreibungen. Beim „mathematischen Pumpenmodell“ [3–7] wird die reale Verdrängerpumpe einer verlustfreien Verdrängerpumpe gegenübergestellt und daraus die Verlustteilung in mechanisch-hydraulische Verluste und in volumetrische Verluste abgeleitet. Das Pumpenmodell [3–7] setzt voraus, daß die Spaltweiten der Arbeitsraumabdichtungen konstant, d.h. von Druck- und Drehzahl unabhängig sind, daß die Viskosität des Fördermediums sich innerhalb der Pumpe nicht ändert und daß die volumetrischen Verluste Energieverluste sind, d.h. durch Spaltrückströmung verursacht sind. Die letzte Voraussetzung trifft für Hochdruck-Kolbenpumpen und Hochdruck-Membranpumen nicht zu, dort werden bauartbezogene Modellbeschreibungen verwendet.

2.3.1 Betriebsverhalten der verlustfreien Verdrängerpumpe

Action of ideal positive displacement pumps

Die verlustfreie theoretische Verdrängerpumpe hat weder volumetrische noch mechanisch-hydraulische Energieverluste. Der theoretische Volumenstrom Q_{th} ist drehzahlproportional und druckunabhängig. W_{th} ist das theoretische Verdrängervolumen je Umdrehung

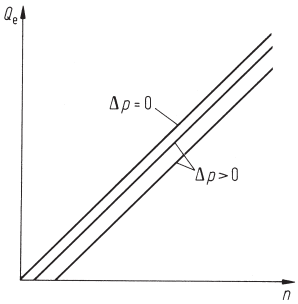


Bild 9. Verlauf des effektiven Volumenstroms Q_e von Verdrängerpumpen über der Drehzahl

$$Q_{th} = W_{th}\, n. \quad (20)$$

Das theoretische Antriebsdrehmoment M_{th} der verlustlosen Pumpe ergibt sich aus der Gleichsetzung der abgegebenen hydraulischen Leistung $Q_{th}\,\Delta p$ mit der aufgenommenen Wellenleistung $M_{th}\,\omega$. Mit $\omega = 2\pi n$ folgt:

$$M_{th} = \Delta p\, W_{th}/(2\pi). \quad (21)$$

Das theoretische Antriebsdrehmoment M_{th} ist proportional der Druckdifferenz Δp an der Pumpe und unabhängig von der Drehzahl.
Der theoretische Volumenstrom W_{th} je Umdrehung wird nach **Bild 9** aus dem Verlauf der $Q_e - n$-Kennlinie für $\Delta p = 0$ bestimmt:

$$W_{th} = \Delta Q_e/\Delta n \quad \text{für} \quad \Delta p = 0. \quad (22)$$

W_{th} stimmt nicht mit dem geometrischen Verdrängungsvolumen je Umdrehung überein. Der Unterschied wird verursacht durch Fertigungstoleranzen, Näherungsformeln für das geometrische Verdrängungsvolumen, durch liefergradbedingte Füllungsverluste und dadurch, daß die viskose Reibung in den Dichtspalten der Pumpen zur Förderung beitragen kann.

2.3.2 Definition von Wirkungsgraden

Definition of efficiencies

Die reale Verdrängerpumpe liefert ein gegenüber Q_{th} kleineren Volumenstrom Q_e und benötigt ein gegenüber M_{th} größeres Antriebsdrehmoment M_a.

Volumetrischer Wirkungsgrad η_v und Nutzliefergrad λ_{nu}.

Q_{th} und Q_e unterscheiden sich durch den Leckstrom Q_s, der als innerer Leckstrom durch die Dichtspalte der Pumpe zur Saugseite fließt und durch Füllungsverluste.
Der *Nutzliefergrad* ist das Verhältnis des effektiven zum theoretischen Volumenstrom

$$\lambda_{nu} = Q_e/Q_{th}, \quad (23)$$

$$\lambda_{nu} = \lambda_E\, \lambda_G\, \lambda_F\, \eta_v \quad (24)$$

mit λ_E = Elastizitätsgrad; λ_G = Gütegrad; λ_F = Füllungsgrad; η_v = volumetrischer Wirkungsgrad.
Nach **Bild 10** ergibt sich der Gütegrad λ_G aus der Schließverzögerung der Pumpenventile, der Elastizitätsgrad folgt aus der Flüssigkeits- und der Triebwerkselastizität der Hochdruckpumpe. Der Füllungsgrad λ_F wird verursacht durch saugseitige Füllungsverluste infolge Dampfblasen (Kavitation) oder Luftblasen (Aeration). Durch geeignete Versuchsbedingungen können diese Füllungsverluste ausgeschlossen werden. Der volumetrische Wirkungsgrad η_V ist ein Energiewirkungsgrad und wird durch den inneren Leckstrom Q_s ver-

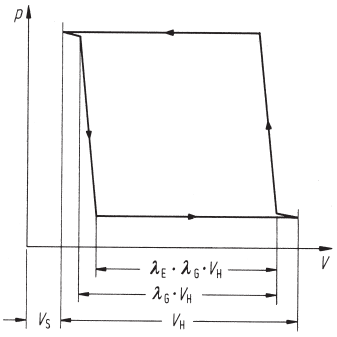


Bild 10. *p*, *V*-Diagramm einer ventilgesteuerten Hubkolbenpumpe

ursacht, der infolge Druckdifferenz Δp von der Druck- zur Saugseite fließt.

Für Hochdruck-Kolbenpumpen und Hochdruck-Membranpumpen ist $\eta_v = 1$ und die volumetrischen Verluste setzen sich aus dem Gütegrad λ_G und dem Elastizitätsgrad λ_E zusammen. Für rotierende Verdrängerpumpen ist $\lambda_G \lambda_E = 1$ und die volumetrischen Verluste sind Energieverluste.

Der volumetrische Wirkungsgrad η_v ist mit Q_s = Leckstrom infolge Druckdifferenz Δp an der Pumpe.

$$\eta_v = Q_e/(n W_{th}) = (Q_{th} - Q_s)/Q_{th} = 1 - Q_s/(n W_{th}). \quad (25)$$

Der Gesamtwirkungsgrad η_T ist das Verhältnis der abgegebenen hydraulischen Leistung zur aufgenommenen mechanischen Leistung und teilt sich auf in den mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrad η_{mh} und den volumetrischen Wirkungsgrad η_v

$$\eta_T = \Delta p Q_e/(M_a \omega) = \eta_{mh} \eta_V. \quad (26)$$

Der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad folgt aus Gln. (26) und (25)

$$\eta_{mh} = M_{th}/M_a = \Delta p W_{th}/(2\pi M_a). \quad (27)$$

2.3.3 Volumetrische Verluste. Volumetric losses

Für Pumpen ohne Füllungsverluste ($\lambda_G \lambda_E \lambda_F = 1$) ergibt sich für den Leckstrom Q_s

$$Q_s = Q_{th} - Q_e = n W_{th} - Q_e. \quad (28)$$

Der Leckstrom setzt sich aus einem laminaren Anteil Q_{sl} und einem turbulenten Anteil Q_{st} zusammen, die durch die Verlustfaktoren C_l und C_t beschrieben werden

$$Q_s = Q_{sl} + Q_{st} = C_l \Delta p + C_t \sqrt{\Delta p}. \quad (29a)$$

Die Verlustfaktoren C_l und C_t werden experimentell bestimmt. Bei druckabhängiger Spaltaufweitung wird nach **Bild 11 b**

$$Q_s = A_1 \Delta p + A_2 \Delta p^2. \quad (29b)$$

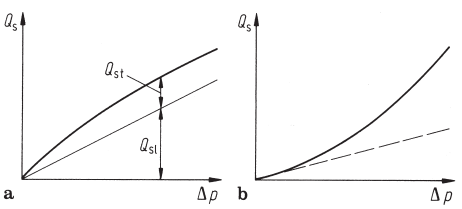


Bild 11 a, b. Verlauf des Leckstroms Q_s über der Druckdifferenz. **a** Druckunabhängige Spaltweite, laminarer Leckstrom Q_{sl}, turbulenter Leckstrom Q_{st}; **b** Leckstromverbrauch bei druckabhängiger Spaltaufweitung

Der physikalische Ansatz für den laminaren Leckstrom lautet (s = Spaltweite, e = Spaltbreite, l = Spaltlänge, μ = dynamische Viskosität)

$$Q_{sl} = \Delta p s^3 e/(12 \mu l). \quad (30)$$

2.3.4 Mechanisch-hydraulische Verluste
Hydraulic-mechanical losses

Die mechanisch-hydraulischen Verluste verursachen das Verlustmoment $M_a - M_{th}$, das in vier Teilmomente aufgeteilt wird: Das Verlustmoment M_p infolge Druckdifferenz Δp, das Verlustmoment M_v für die viskosen Reibverluste, das Verlustmoment M_h für die hydraulischen Verluste und das konstante Verlustmoment [5]

$$M_a - M_{th} = M_p + M_v + M_h + M_c. \quad (31)$$

Das *Verlustmoment* M_p ist proportional der Druckdifferenz und unabhängig von der Drehzahl. Es entsteht durch mechanische Reibung im Gleitkontakt druckbeaufschlagter Pumpenteile und wird durch den Verlustfaktor C_p beschrieben:

$$M_p = C_p \Delta p W_{th}/(2\pi). \quad (32)$$

Das *Verlustmoment* M_v ist proportional der Drehzahl und unabhängig von der Druckdifferenz. Es entsteht durch viskose Reibung in den Dichtspalten der Verdrängerpumpe und wird durch den Verlustfaktor C_v beschrieben (μ = dynamische Viskosität, n = Drehzahl je Sekunde)

$$M_v = C_v \mu n W_{th}/(2\pi). \quad (33)$$

Das *Verlustmoment* M_h erfaßt die hydraulischen Verluste (Strömungsdruckverluste in der Pumpe). Es ist proportional der Dichte ϱ des Fördermediums und dem Quadrat der Drehzahl. Es wird durch den Verlustfaktor C_h beschrieben:

$$M_h = C_h \varrho n^2 W_{th}^{5/3}/(4\pi). \quad (34)$$

Das *Verlustmoment* M_c ist unabhängig von Δp und n und entsteht durch Verspannung von Pumpenbauteilen.

Die Verlustmomente werden experimentell bestimmt (**Bild 12**). Die Aufteilung von M_v und M_h erfolgt durch Polynomapproximation aus den Meßwerten. Aus den gemessenen Verlustmomenten lassen sich dann die Verlustfaktoren C_p, C_v und C_h berechnen.

Die Verlustfaktoren verschiedener Verdrängerpumpen sind **Tab. 3** zu entnehmen.

Mit bekannten Verlustfaktoren C_l, C_t, C_p, C_v, C_h und dem konstanten Verlustmoment M_c können Kennlinien und Wirkungsgrade von Verdrängerpumpen in Abhängigkeit von Viskosität und Dichte des Fördermediums berechnet werden.

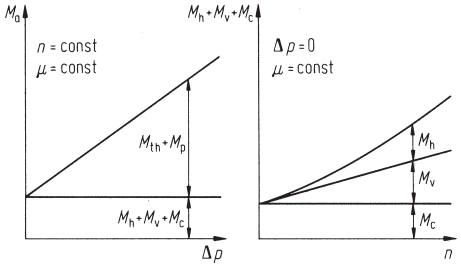


Bild 12. Ermittlung der Verlustmomente M_p, M_v, M_h, M_c

2.3.5 Nutzliefergrad und Gesamtwirkungsgrad
Delivery rate and overall efficiency

Bei ventilgesteuerten Hochdruck-Kolbenpumpen und Membranpumpen ist der volumetrische Wirkungsgrad ≈ 1. Der

P

Tabelle 3. Verlustfaktoren für Verdrängerpumpen (Ziff. 1 bis 6 nach [5])

Ziffer	Pumpentyp	$C_l \cdot 10^{-8}$	$C_t \cdot 10^{-4}$	C_p	$C_v \cdot 10^{-5}$	C_h
1	Schraubenpumpe	10…45	8…36	0,03…0,06	0,2…0,4	500…1400
2	Zahnradpumpe ohne Spaltkompensation	40	30	0,01…0,12	0,2…1,0	20…140
3	Zahnradpumpe mit Spaltkompensation	2	2	0,03…0,06	0,3…0,6	60…270
4	Flügelpumpe	3…4,3	3,5…9	0,02…0,3	0,4…1,6	10…60
5	Axialkolbenpumpe	0,5…2	0,5…2,8	0,01…0,1	0,2…2	100…250
6	Radialkolbenpumpe			0,01…0,08	0,2…0,8	10…50
		$A_1 \cdot 10^{-9}$	$A_2 \cdot 10^{-15}$			
7	Exzenterschneckenpumpe einstufig	– 1,3	27	0,1…0,3	0,2…0,4	20…50

Nutzliefergrad wird bestimmt durch den Gütegrad und den Elastizitätsgrad (**Bild 13**).
Elastizitätsgrad und Gütegrad haben keine Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad. Bei Membranpumpen entfällt die Reibung der mediumseitigen Kolbendichtung (Stopfbuchse), deshalb werden höhere Gesamtwirkungsgrade als bei Hubkolbenpumpen erreicht (**Bild 14**).

Bei rotierenden Verdrängerpumpen sind der Gütegrad und der Elastizitätsgrad vernachlässigbar, der Leckstrom bestimmt den volumetrischen Wirkungsgrad als Energiewirkungsgrad (**Bild 15**).
Der volumetrische Wirkungsgrad wird verbessert durch zunehmende Drehzahl und zunehmende Viskosität. Der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad wird verbessert durch zunehmenden Druck und abnehmende Viskosität.

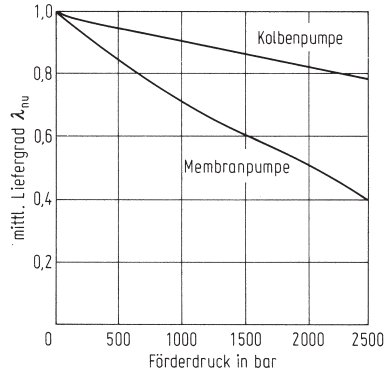


Bild 13. Mittlerer Nutzliefergrad von ventilgesteuerten Kolbenpumpen und Membranpumpen als Funktion des Förderdruckes [8]

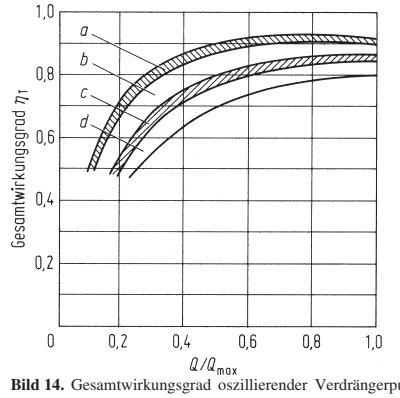


Bild 14. Gesamtwirkungsgrad oszillierender Verdrängerpumpen [9]. *a* Prozeßmembranpumpe großer Leistung; *b* Hubkolbenpumpe großer Leistung; *c* Dosier-Membranpumpen mittlerer Leistung; *d* Dosier-Hubkolbenpumpen mittlerer Leistung

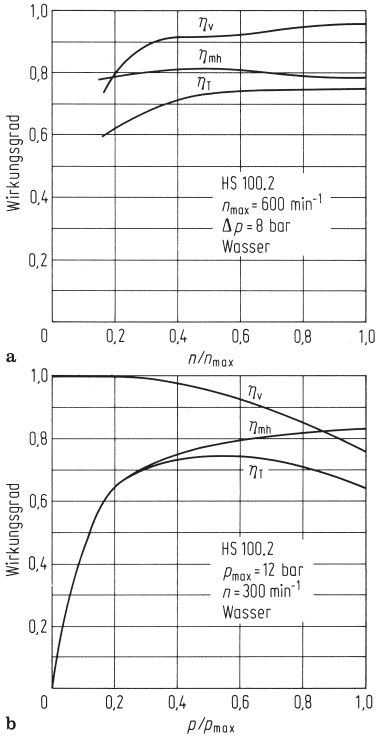


Bild 15a, b. Wirkungsgrad von Exzenterschneckenpumpen. **a** Über Drehzahl; **b** über Druckdifferenz. η_v = volumetrischer, η_{mh} = mechanisch-hydraulischer, η_T = Gesamtwirkungsgrad

2.4 Auslegung und Hauptabmessungen
Basic design and dimensions

2.4.1 Oszillierende Verdrängerpumpen
Oscillating positive displacement pumps

Bei *Hubkolbenpumpen* wird der Volumenstrom Q_e durch die Zylinderzahl z, den Kolbenquerschnitt A_K, dem Hub s, die Drehzahl n und den Nutzliefergrad λ_{nu} bestimmt. Für einfachwirkende Hubkolbenpumpen ist:

$$Q_e = z A_K\, s\, n\, \lambda_{nu} = z A_K\, 0{,}5\, \upsilon_{Km}\, \lambda_{nu}. \tag{35}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit $\upsilon_{Km} = 2sn$ wird durch Kavitation und das dynamische Verhalten der Ventile begrenzt (**Bild 16**).
Bei *Membranpumpen* (**Bild 17**) ist der Volumenstrom Q_e von der Membranauslenkung $y_{o(r)} - y_{u(r)}$ und dem Membraneinspanndurchmesser $2\,R_A$ abhängig

$$Q_e = z\, W_g\, n\, \lambda_{nu}, \tag{36a}$$

$$W_g = 2\pi \int_{r=0}^{R_A} (y_{o(r)} - y_{u(r)})\, r\, dr. \tag{36b}$$

Die Funktionen $y_{o(r)}$ und $y_{u(r)}$ beschreiben die obere und die untere Membranlage. Sie sind abhängig von der Membranform (Formmembran, Flachmembran) und der Membranauslenkung. Die Membranen werden mechanisch oder hydraulisch angetrieben. Mechanisch angetriebene Membranen werden durch den Förderdruck belastet und bis etwa 20 bar eingesetzt. Hydraulisch angetriebene Membranen werden aus gewebeverstärktem Elastomer, aus PTFE oder aus Stahlblech ausgeführt. Sie sind hydraulisch entlastet und daher für höhere Drücke geeignet. Bis 400 bar werden Membranen aus PTFE eingesetzt, darüber hinaus aus Stahlblech.

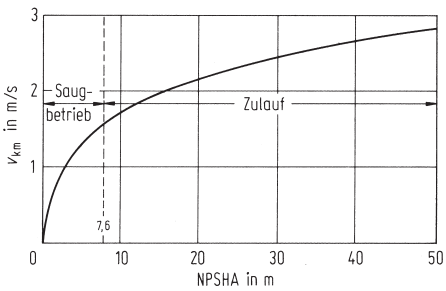


Bild 16. Erreichbare mittlere Kolbengeschwindigkeit υ_{Km} für ventilgesteuerte Hubkolbenpumpen als Funktion der Energiehöhe NPSHA am Pumpensaugflansch [10]

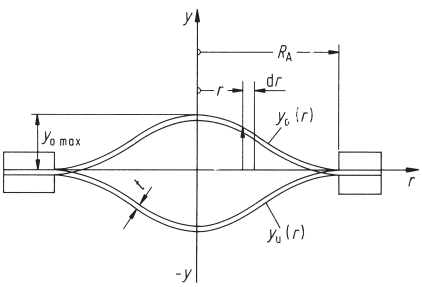


Bild 17. Hauptabmessungen von Membranpumpen

Der maximale Membranhub $s = y_{o(r)} - y_{u(r)}$ ist abhängig vom Werkstoff, der Membranform und der Membrandicke t:
$s/D \leq 0{,}11$ für gewebeverstärkte Elastomer-Flachmembranen;
$s/D \leq 0{,}24$ für gewebeverstärkte Tellerformmembranen;
$s/D \leq 0{,}08$ für hydraulisch betätigte PTFE-Flachmembranen;
$s/D \leq 0{,}013$ für hydraulisch betätigte Stahlmembranen;
$s/t = 10 \ldots 25$ für Stahlmembranen;
$t = 0{,}2$ bis 2 mm (Membrandicke).

2.4.2 Rotierende Verdrängerpumpen
Positive displacement rotary pumps

Für *Exzenterschneckenpumpen* beträgt der effektive Volumenstrom Q_e mit d_r = Rotordurchmesser, e = Rotorexzentrizität, h_{st} Statorsteigung ($= 2 \times$ Rotorsteigung), k_F = Formfaktor (**Bild 18**)

$$Q_e = k_F\, 4\, d_r\, e\, h_{st}\, n\, \lambda_{nu}. \tag{37}$$

Der Nutzliefergrad λ_{nu} entspricht dem volumetrischen Wirkungsgrad, wenn Füllungsverluste auszuschließen sind (**Bild 15**). Der Formfaktor k_F korrigiert die Näherungsgleichung für das geometrische Volumen je Umdrehung und ist abhängig vom Übermaß des Rotors über den gummielastischen Stator zur Erzeugung eines vorgespannten Dichtspaltes ($k_F = 0{,}93$ bis $0{,}96$). Der Rotordurchmesser d_r von Exzenterschneckenpumpen-Baureihen beträgt 6 bis 200 mm; $e/d_r = 0{,}16$ bis $0{,}2$; $h_{St}/d_r = 5$ bis 11.
Für *Drehkolbenpumpen* ist der effektive Volumenstrom Q_e (**Bild 19**) mit k_f = Formfaktor, b = axiale Rotorlänge, n = Drehzahl, A_K = Kammervolumen, A_s = Schadraumvolumen

$$Q_e = k_F\, z (A_K - A_s)\, b\, n\, \lambda_{nu}. \tag{38}$$

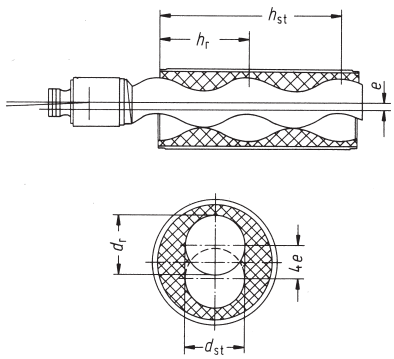


Bild 18. Hauptabmessungen von Exzenterschneckenpumpen

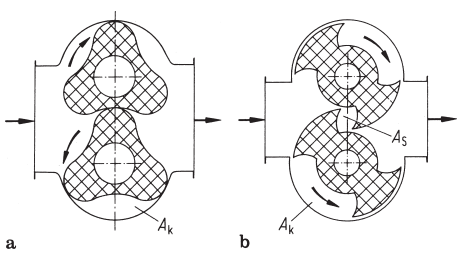


Bild 19a, b. Hauptabmessungen von Drehkolbenpumpen. **a** Schadraumfreies dreiflügeliges Profil; **b** zweiflügeliges Profil mit Schadraum

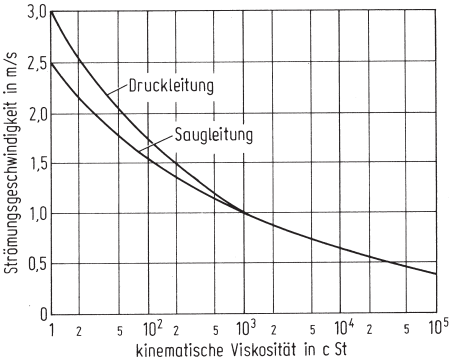


Bild 20. Richtwerte für die Strömungsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der kinematischen Viskosität

Die Kammerzahl z je Umdrehung beträgt 6 für dreiflügelige und 4 für zweiflügelige Profile. $A_s = 0$ für schadraumfreie Profile (**Bild 19a**).

Rotoren nach **Bild 19a** werden aus Elastomer mit Stahlkern oder aus gehärtetem Werkzeugstahl hergestellt. Rotoren aus Elastomer besitzen einen gummielastisch vorgepreßten Dichtspalt, die dadurch hervorgerufene Profilverformung wird durch k_F korrigiert.

Das Profil schneidet den Wälzkreis (Wälzkreisradius = halber Achsabstand) sechsmal beim dreiflügeligen Rotor und viermal beim zweiflügeligen Rotor. Bedingung für identische Profile ist, daß die Wälzkreisteilung gleiche Teilungswinkel hat: 60° beim dreiflügeligen und 90° beim zweiflügeligen Profil. Beim Profil nach **Bild 19a** wird das über dem Wälzkreis befindliche Profil bis zum Wälzkreis als Kreisbogen ausgeführt, der innerhalb des Wälzkreises befindliche Profilabschnitt wird punktweise nach dem Verzahnungsgesetz berechnet: Die Profilnormale muß im Profileingriff durch den Wälzpunkt (halber Achsabstand) gehen, und definiert den Eingriffspunkt als gemeinsamen Punkt beider Profile.

Exzenterschneckenpumpen und Drehkolbenpumpen werden zur Förderung von hochviskosen und hochabrasiven Schlämmen eingesetzt. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v_u am Außendurchmesser d_r des Verdrängers muß abhängig vom Fördermedium begrenzt werden.

$$v_u = d_r \pi n, \tag{39}$$

$v_u < 0{,}8$ m/s für hochabrasive und sehr hoch viskose Fördermedien;
$v_u < 1{,}6$ m/s für abrasive und hoch viskose Fördermedien;
$v_u < 3$ m/s für gering abrasive und viskose Fördermedien;
$v_u < 4$ m/s für Fördermedien ohne Feststoff, gering abrasiv.

Das Verhältnis v_u/v der Umfangsgeschwindigkeit zur Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung soll 1 bis 1,6 betragen, um Füllungsverluste zu vermeiden (**Bild 20**).

Weitere Bauformen rotierender und oszillierender Verdrängerpumpen siehe **H 2**.

2.5 Baugruppen und konstruktive Gestaltung
Components and design

2.5.1 Baugruppen zur Ein- und Auslaßsteuerung
Inlet and outlet gear components

Zur Steuerung von Ein- und Auslaß verwendet man druckgesteuerte Ventile oder Wegsteuerung. Die Wegsteuerung erfolgt mit weggesteuerten Ventilen oder Schiebern oder mit gehäusefesten Steuerkanten, die vom Verdränger gesteuert werden.

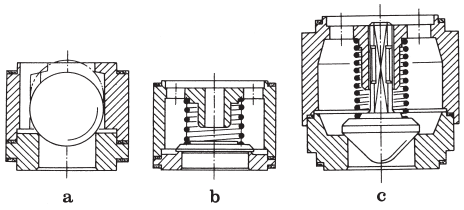


Bild 21a–c. Ventilbauarten für Hub- und Membrankolbenpumpen (LEWA, Leonberg). **a** Kugelventil; **b** federbelastetes Plattenventil; **c** federbelastetes Kegelventil

Druckgesteuerte Ventile dichten höhere Druckdifferenzen ab im Vergleich zur Wegsteuerung, da der Dichtspalt druckkompensiert ist. Das Ventil bewegt sich normal zur Dichtfläche. Mit Wegsteuerung lassen sich größere Öffnungsquerschnitte aufsteuern. Rotierende Verdrängerpumpen arbeiten immer weggesteuert.

Druckgesteuerte Ventile

Druckgesteuerte Ventile werden als Kugelventile, Tellerventile oder Kegelventile mit oder ohne Federbelastung ausgeführt (**Bild 21**). Bei höheren Drehzahlen muß der Ventilhub durch einen Anschlag (Hubfänger) begrenzt werden, um die Schließverzögerung (Schließen nach Totpunkt des Triebwerkes) in Grenzen zu halten.

Die Verzögerung beim Öffnen wird verursacht durch Adhäsion des Ventils am Sitz und durch Triebwerks- und Flüssigkeitselastizität bei Hochdruckpumpen (**Bild 10**). Maßgebend für den Öffnungswinkel ist das Kräftegleichgewicht am Ventil. Die Schließverzögerung wird verursacht durch Adhäsion am Hubfänger und durch Verdrängung: da der Kolben noch bis Totpunkt imkompressible Flüssigkeit durch den Ventilspalt verdrängt, kann das Ventil im Totpunkt noch nicht geschlossen sein. Die Schließverzögerung kann einen hörbaren Ventilschlag verursachen, der die Pumpendrehzahl nach oben begrenzt. Der Ventilschlag wird hörbar, wenn die kinetische Energie des Ventils beim Auftreten auf den Sitz die Größe von $(0{,}6 \text{ bis } 1) \cdot 10^{-2}$ J erreicht [11].

Ventilhub h, Druckverlust Δp am Ventil, Ventilgeschwindigkeit h und Ventilschließgeschwindigkeit $\dot{h}$ werden durch die Bewegungsdifferentialgleichung des Ventils beschrieben (**Bild 22**): $\psi \Delta p A_v$ = Strömungskraft, F_G = Gewichtskraft, F_F = Federvorspannkraft, $c_F h$ = Federkraft, $\vartheta \dot{h}$ = Dämpfungskraft, $m\ddot{h}$ = Trägheitskraft, A_v = Ventiltellerfläche, ψ = Kraftbeiwert:

$$\psi \Delta p A_v - F_G - F_F - c_F h - \vartheta \dot{h} - m\ddot{h} = 0. \tag{40}$$

Die Kontinuitätsgleichung für das durchströmte Ventil mit A_K = Kolbenquerschnitt, v_K = Kolbengeschwindigkeit, $A_v \dot{h}$ =

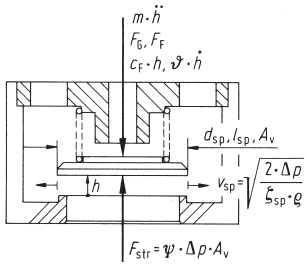


Bild 22. Kräfte und Bezeichnungen an einem druckgesteuerten Pumpenventil

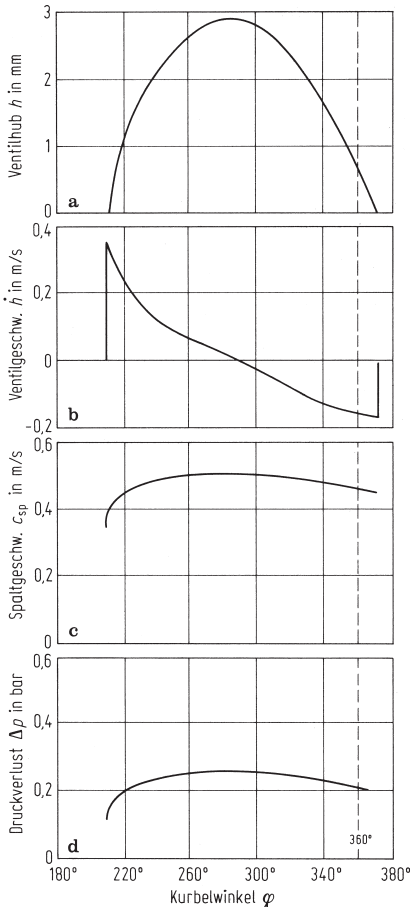


Bild 23a–d. Ventilhub (**a**), Ventilgeschwindigkeit (**b**), Spaltgeschwindigkeit (**c**) und Druckverlust (**d**) an einem Pumpenventil

Ventilverdrängung, $A_K v_K$ = Kolbenverdrängung, l_{sp} = Spaltumfang, $v_{Sp} = \sqrt{2\Delta p/(\zeta_{Sp}\varrho)}$ = Ausflußgeschwindigkeit am Ventil lautet:

$$A_K v_K = l_{Sp} h \sqrt{2\Delta p/(\zeta_{Sp}\varrho)} + A_v \dot{h}. \quad (41)$$

Substituiert man den Druckverlust Δp in Gl. (40) über Gl. (41), läßt sich die Bewegungsdifferentialgleichung Gl. (40) numerisch nach dem Nyström-Verfahren lösen und Ventilhub, Ventilgeschwindigkeit, Druckverlust und Ausflußgeschwindigkeit berechnen (**Bild 23**).

Gln. (40) und (41) enthalten die 3 empirischen Konstanten ψ, ζ_{Sp} und ϑ. Der Kraftbeiwert ψ zur Berechnung der Strömungskraft beträgt 0,4 bis 0,7; die Widerstandszahl ζ_{sp} beträgt im turbulenten Strömungsbereich 1 bis 4. Für laminar umströmte Ventile sind ψ, ζ und die Dämpfungskonstante ϑ von der Viskosität abhängig, ϑ kann für Viskositäten < 6000 mPas vernachlässigt werden [11, 12].

Wegsteuerung

Die Wegsteuerung wird so ausgelegt, daß kein Kurzschluß zwischen Einlaß und Auslaß entsteht (positive Steuerkantenüberdeckung). Wird das zwischen Einlaß, Auslaß und Verdränger eingeschlossene Volumen komprimiert, entstehen hohe Druckspitzen. Zur Vermeidung werden Entlastungsnuten, Schlitze oder Bohrungen angeordnet. Durch Druckkompensation der Spaltweiten lassen sich die Leckverluste bei Wegsteuerung begrenzen (**Bild 32**).

2.5.2 Verstellung und Regelung. Regulating device

Durch Verstellung des Hubes, der Exzentrizität oder der Drehzahl von Verdrängerpumpen läßt sich der Volumenstrom von Null bis Q_{max} ändern. Zusätzlich kann der Volumenstrom auch durch Abschalten einzelner parallel geschalteter Pumpen und durch Bypassleitungen zwischen Saug- und Druckleitung verändert werden. Geregelte Verstellungen sind die Druckregelung zur Aufrechterhaltung eines konstanten Druckes, die Volumenstromregelung und die kombinierte Druck-Volumenstromregelung (Leistungsregelung).

Beispiel für eine kombinierte Druck-Volumenstromregelung ist die Regelung von Beschickungsaggregaten zur Entwässerung von Schlämmen in Kammerfilterpressen (**Bild 24**). Die Regelung erfolgt entlang der Filterkurve (**Bild 25**).

Die Filterkurve beschreibt den erforderlichen Druck- und Volumenstromverlauf für das Befüllen einer Kammerfilterpresse. Am Ausgang des Beschickungsaggregates werden

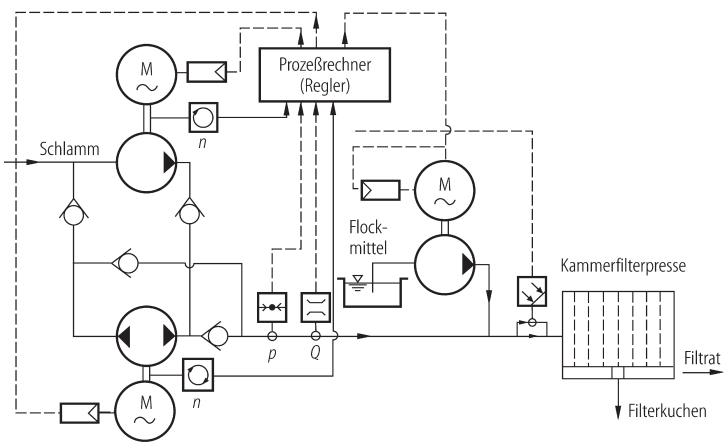


Bild 24. Schema eines geregelten Beschickungsaggregates zur Schlammentwässerung in Kammerfilterpressen (KSB Fluid Systems GmbH)

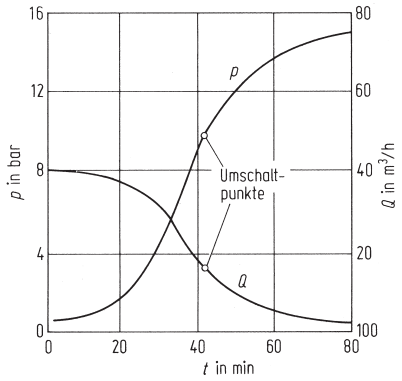


Bild 25. Druck- und Volumenstromverlauf beim Befüllen einer Kammerfilterpresse (Filterkurve)

Druck und Volumenstrom gemessen. Ein Prozeßrechner verstellt die Drehzahl der Antriebsmotoren zweier Exzenterschneckenpumpen über Frequenzumformer entlang der vorgegebenen Filterkurve. Im Umschaltpunkt werden die zunächst parallel geschalteten, im gleichen Drehsinn arbeitenden Exzenterschneckenpumpen hintereinander geschaltet, indem der Drehsinn der hochdruckseitigen Exzenterschneckenpumpe reversiert wird. Der Verstellbereich wird verdoppelt, indem die Druckbelastbarkeit von 8 auf 16 bar verdoppelt und der Förderstrom halbiert wird. Das Umschalten von Parallel- auf Seriellbetrieb wird durch selbsttätige Rückschlagventile unterstützt, die nicht angesteuert werden. Damit die Schlämme in der Kammerfilterpresse nicht aushärten, wird Flockmittel eingespeist. Die Flockmittelkonzentration wird mit einer Bildwertsonde gemessen und davon abhängig die Drehzahl der Flockmitttel-Dosierpumpe über den Prozeßrechner gesteuert.

P

2.5.3 Verwendungsbedingte Gestaltung

Design and application

Die Beispiele beschränken sich auf Dickstoffpumpen, Prozeßmembranpumpen und auf Dosierpumpen. Verdrängerpumpen für Ölhydraulik siehe **H 2**; Verdrängerpumpen für Verbrennungsmotoren siehe **P 4**.

Dosierpumpen

Dosierpumpen sind Membrankolbenpumpen oder Hubkolbenpumpen mit hubverstellbarem Triebwerk. Die Funktionen des Dosiervorganges (Fördern, Messen, Einstellen) sind in einer Dosierpumpe zusammengefaßt. Dies setzt eine weitgehend druckunabhängige Förderstromkennlinie voraus, was nur bei Kolbenpumpen und bei Membranpumpen zutrifft.

Beim Stellexzenter-Triebwerk (**Bild 26**) treibt die Antriebswelle (*1*) über ein Schneckenrad die Hohlwelle (*2*) an. Der Stellexzenter (*3*) wird von der Hohlwelle (*2*) über eine Abflachung mitgenommen, in die er U-förmig eingreift und längs der er radial verschiebbar ist. Das Pleuel (*4*) wird vom Stellexzenter (*3*) angetrieben und treibt einen Kreuzkopf (*5*) an, von dem aus unterschiedliche Pumpenköpfe betrieben werden können. Die radiale Verschiebung des Stellexzenters (*3*) erfolgt über eine Schiebewelle (*6*) mit schräg verlaufender Nut, in die ein Gleitstein eingreift, der mit dem Stellexzenter (*3*) verstiftet ist. Die Schiebewelle (*6*) wird über die Spindel (*7*) manuell oder über elektrische oder pneumatische Hub-Stellantriebe verstellt und damit Hub und Volumenstrom je Umdrehung eingestellt (**Bild 27**).

Bild 28 zeigt verschiedene Pumpenköpfe, die mit dem Stellantrieb (**Bild 26**) verstellt werden können. Der mechanisch angetriebene Membranpumpenkopf (**Bild 28a**) besteht aus einer dreilagigen Formmembran und wird bis 20 bar eingesetzt. Ein Bruch der Arbeitsmembran wird über die Überwachungsmembran durch ein Kontaktmanometer signalisiert. Durch die Schutzmembran bleibt die Pumpe noch funktionsfähig.

Der hydraulisch betätigte Membranpumpenkopf (**Bild 28b**) ist mit einer zweilagigen Sandwichmembran ausgerüstet. Sie verhindert, daß bei Membranbruch eine Vermischung von Förder- und Hydraulikfluid eintritt und das Förderfluid an die Atmosphäre gelangen kann. Bricht eine der beiden Membranen, so gelangt Förder- oder Hydraulikfluid zum Membranbruchsensor, der ein akustisches oder optisches Signal auslöst. Auf der Hydraulikseite befindet sich unten ein Schnüffelventil, über das der Leckstrom des Hydraulikzylinders ergänzt wird. Der Membranhub wird durch den eingestellten Überdruck begrenzt, die Membrane liegt nicht am Pumpenkopf an.

Beim Kolbenpumpenkopf (**Bild 28c**) wird der Kolben über eine Stopfbuchse abgedichtet. Die plastisch verformbaren Packungsringe werden über eine schraubbare Brille verspannt, die Reibungswärme wird über einen Sperrwasserring abgeführt. Bei Stopfbuchsenabdichtungen muß eine geringe Leckrate in Kauf genommen werden.

Prozeßmembranpumpen (**Bild 29**)

Für hohe Drücke und Förderströme werden dreizylindrige Prozeßmembranpumpen eingesetzt, die über ein Kurbeltriebwerk angetrieben werden. Der maximale Druck beträgt 350 bar mit Kunststoff-Sandwich-Membran und bis 1 200 bar mit Metallmembran. Der Förderstrombereich reicht bis 180 m^3/h, der Leistungsbereich bis 600 kW. Der Vorteil gegenüber der Hubkolbenpumpe ist die hermetische Abdichtung des Arbeitsraumes durch die Membran und die entfallende Stopfbuchsenreibung.

Dickstoffpumpen

Dickstoffpumpen fördern hochviskose und hochabrasive Schlämme mit einer Feststoffkonzentration bis 50 Gew.-%. Für diese Aufgaben werden folgende Pumpenbauarten eingesetzt:

Drehkolbenpumpen,
Exzenterschneckenpumpen,
Membranpumpen,
hydraulisch angetriebene Kolbenpumpen.

Gesichtspunkte zur Gestaltung von Dickstoffpumpen sind: Keine Strömungstoträume, in denen sich Ablagerungen bilden können. Umlenkungen oder Querschnittsänderungen sollen vermieden werden. Keine Zwängungen durch bewegte und feststehende Wandungen, in die sich Fremdkörper einklemmen können. Der größte förderbare Fremdkörperdurchmesser beträgt etwa 40% des größten Förderquerschnittes, gegebenenfalls müssen Zerkleinerungsmaschinen vorgeschaltet werden. Die Arbeitsräume müssen zu Reinigungszwecken und zur Beseitigung von Störungen zugänglich sein. In medienberührten Gleitkontakten hat sich die Werkstoffpaarung hart–weich bewährt: gummibeschichtete Oberflächen mit 65 Shore gegen gehärteten Werkzeugstahl mit einer Härte von 62 HRC. Verschleißbedingte Spaltweitenvergrößerungen sollen kompensiert werden können.

Die Drehkolbenpumpe (**Bild 30**) besitzt zwei dreiflügelige Rotoren, die über Zahnräder außerhalb des Arbeitsraumes gekoppelt sind. Der Verschleiß an der gummibeschichteten Kolbenspitze wird über eine Verstellschale (*3*) kompensiert, seitlich sind gehärtete Verschleißplatten (*2*, *4*) angeordnet. Die Wellenabdichtung erfolgt über Gummibalg-Gleitringdichtungen mit Gleitringen aus Siliziumkarbid. Drehkolben-

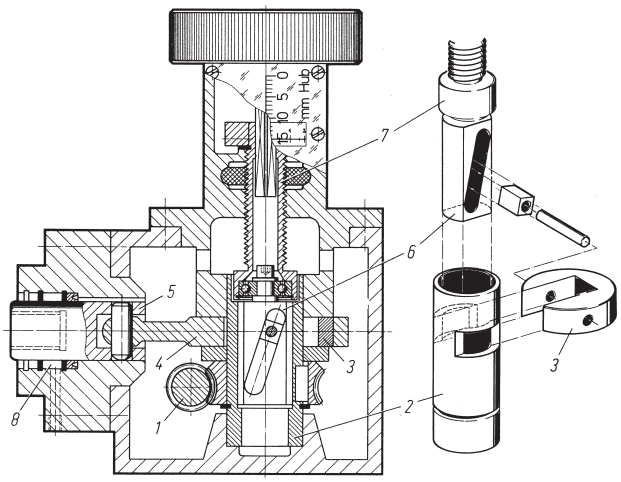


Bild 26. Dosierpumpen-Triebwerk mit Stellexzenter (LEWA, Leonberg)

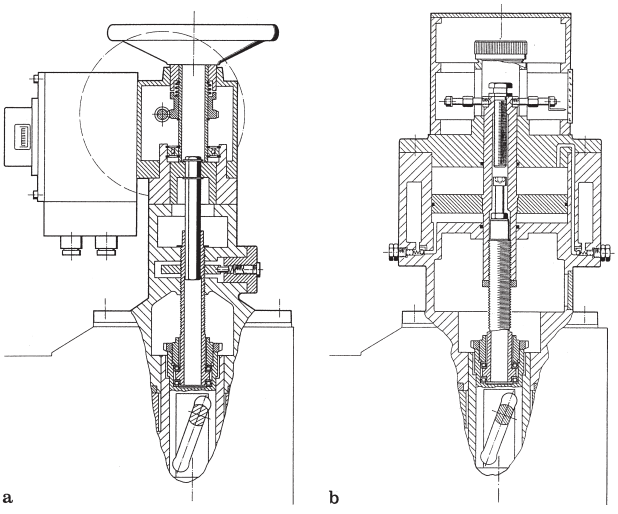


Bild 27 a, b. Stellantriebe zur Hubverstellung von Dosierpumpen-Triebwerken (LEWA, Leonberg)

pumpen bauen kurz, die Förderrichtung ist reversierbar und die Strömungswege sind klein (**Bild 19**). Die Umfangsgeschwindigkeit ist mit der Förderrichtung gleichgeschaltet, so daß vor allem langfaserige Fremdkörper problemlos gefördert werden [13].

Exzenterschneckenpumpen (**Bild 31**) fördern mit einem spiralförmigen Rotor, der sich in einem gummielastischen Stator doppelter Steigungshöhe dreht und über eine kardanische Gelenkwelle angetrieben wird. Es sind 1 bis 12 Statorwindungen („Stufen") vorgesehen, je Stufe können 6 bar Druck zugelassen werden. Die Saugseite befindet sich normalerweise an der Gelenkwelle. Durch bis 24 bar druckfeste Gelenkmanschetten (**Bild 31 a, b**) kann die Förderrichtung auch umgekehrt und die Exzenterschneckenpumpe als Tauchpumpe ausgeführt werden. Durch Verminderung der geodätischen Saughöhe um die Pumpenlänge wird der NPSHA-Wert verbessert. Als kardanische Gelenke sind Sphäro-Bolzengelenke (**Bild 31 a**) oder Gleitsteingelenke (**Bild 31 c**) vorgesehen. Drehmoment- und Axialkraftübertragung sind bei diesen Gelenken getrennt. Beim Gleitsteingelenk (**Bild 31 c**) bestehen nur Flächenkontakte bei der Drehmomentübertragung, so daß das doppelte Drehmoment bei gleichem Außendurchmesser übertragen werden kann.

Die Rohrweichenpumpe (**Bild 32**) ist eine hydraulisch betätigte Zweizylinder-Kolbenpumpe. Der Kolbenhub beträgt 1 000 bis 2 100 mm, der Kolbendurchmesser 120 bis 280 mm, der Förderdruck bis 100 bar. Die Rohrweiche stellt die Verbindung zwischen Druckleitung und förderndem Zylinder her und wird hydraulisch geschwenkt, wenn der andere Zylinder fördert. Beim Umschwenken gleitet die Rohrweiche (*1*) mit

P

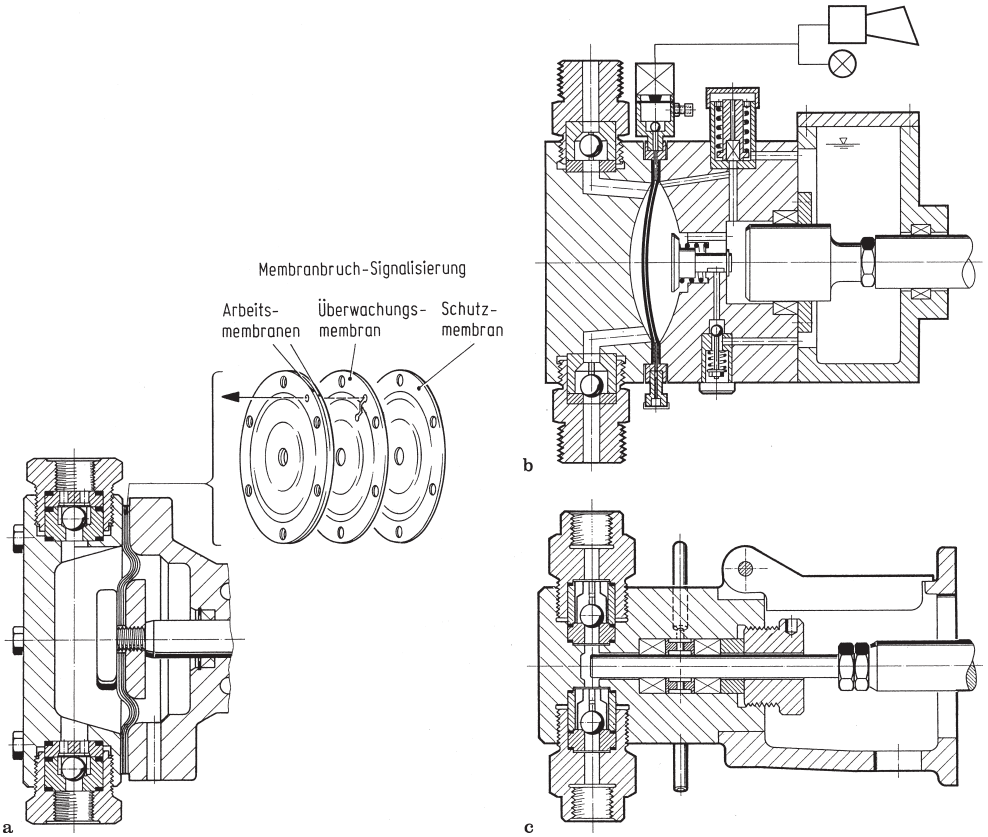


Bild 28a–c. Pumpenköpfe für Dosierpumpen (LEWA, Leonberg). **a** Mechanisch betätigter Membranpumpenkopf; **b** hydraulisch betätigter Membranpumpenkopf; **c** Kolbenpumpenkopf

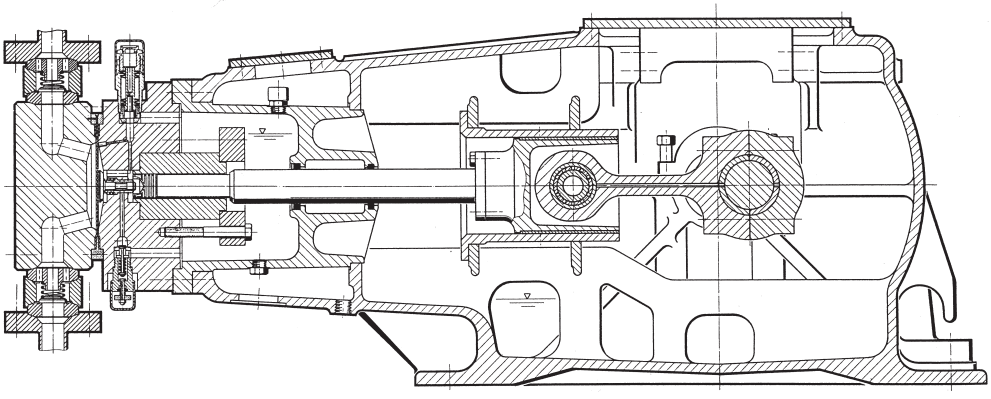


Bild 29. Prozeßmembranpumpe (LEWA, Leonberg)

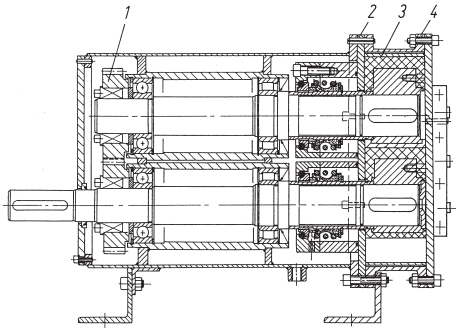


Bild 30. Drehkolbenpumpe

einem druckkompensierten Verschleißring (*2*) auf der Brillenplatte (*3*). Die Druckkompensation erfolgt über den Durchmesserunterschied *A*–*B*.

Die Schlauchmembranpumpe (**Bild 33**) verdrängt durch die Verformung eines Schlauchs. Der Schlauch ist außen von einer Vorlageflüssigkeit umgeben, die ihrerseits von einer hydraulischen Membran verdrängt wird. Der Schlauch ermöglicht kleinstmögliche Querschnittsänderungen der Strömungskanäle für das Fördermedium.

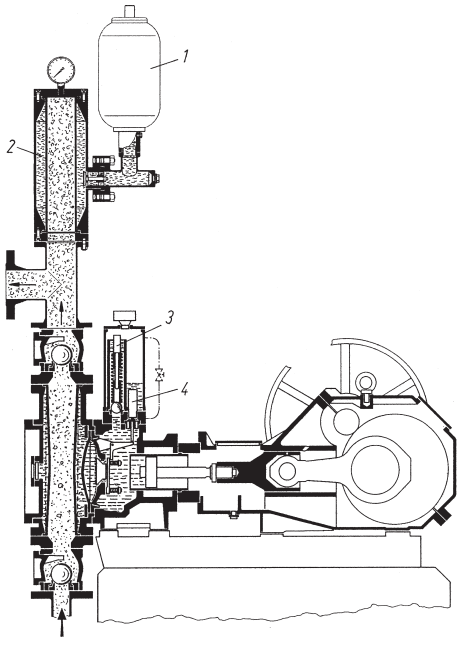


Bild 33. Schlauchmembranpumpe (Feluwa, Mürlenbach). *1* Blasenspeicher, *2* Schlauchwindkessel, *3* Überdruckventil, *4* Schnüffelventil

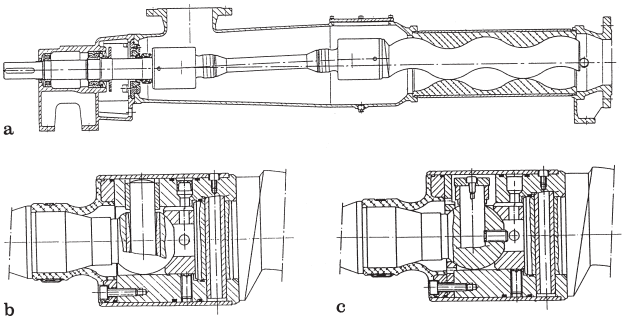


Bild 31 a–c. Exzenterschneckenpumpe (KSB, Frankenthal). **a** Pumpe; **b** Sphäro-Bolzengelenk; **c** Gleitsteingelenk

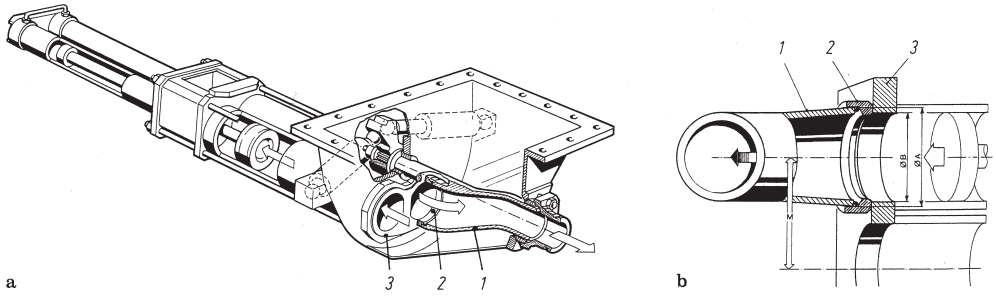


Bild 32 a, b. Rohrweichenpumpe (Putzmeister, Aichtal). **a** Pumpe; **b** Rohrweiche *1* mit Verschlußring *2* und Brillenplatte *3*

3 Kompressoren. Compressors

H. Hölz, Berlin

3.1 Bauarten und Anwendungsgebiete
Types and applications

Verdrängerkompressoren kapseln das angesaugte Gas und schieben es dann in die Druckleitung. Während der Kapselung verkleinert sich der Arbeitsraum, so daß Druck und Temperatur des Gases ansteigen (innere Verdichtung). Die Verdichtung auf höhere Drücke erfolgt über einen oder mehrere hintereinandergeschaltete Arbeitsräume (Stufen), zwischen denen das Gas gekühlt wird (Außenkühlung). Dadurch wird der Temperaturanstieg begrenzt und die erforderliche Verdichtungsarbeit vermindert.

Beim Roots-Gebläse (Wälzkolbenvakuumpumpe) erfolgt keine innere Verdichtung. Öleinspritzgekühlte Schrauben- und Rotationsverdichter werden während der Verdichtung im Arbeitsraum gekühlt (Innenkühlung).

Verdrängervakuumpumpen evakuieren einen Vakuumbehälter (Rezipienten). Der saugseitige Druck erreicht Werte unter 10^{-3} mbar.

Bild 1 zeigt die wichtigsten Bauarten von Verdichtern und Vakuumpumpen. Die Bauarten unterscheiden sich nach der Schmierung der bewegten Teile im Arbeitsraum, nach dem erreichbaren Druck und Volumenstrom und nach den Anwendungsgebieten (**Tab. 1**). Nach der Schmierung wird zwischen Ölschmierung, Trockenlauf mit Berührungsdichtungen und berührungsfreiem Trockenlauf mit Spaltdichtungen unterschieden. In Sonderfällen wird auch Wasser verwendet. Schmierung, Innenkühlung und Abdichtung sind kombiniert, wenn das Schmiermittel (Öl, Wasser) in größeren Mengen zugeführt wird. Die in **Tab. 1** genannten Werte von p_{max} und $\dot{V}_{max}$ werden nicht immer bei derselben Ausführung erreicht und können in Sonderfällen auch überschritten werden.

Die Anwendung bestimmt den erforderlichen Volumenstrom und Verdichtungsenddruck, Beispiele:

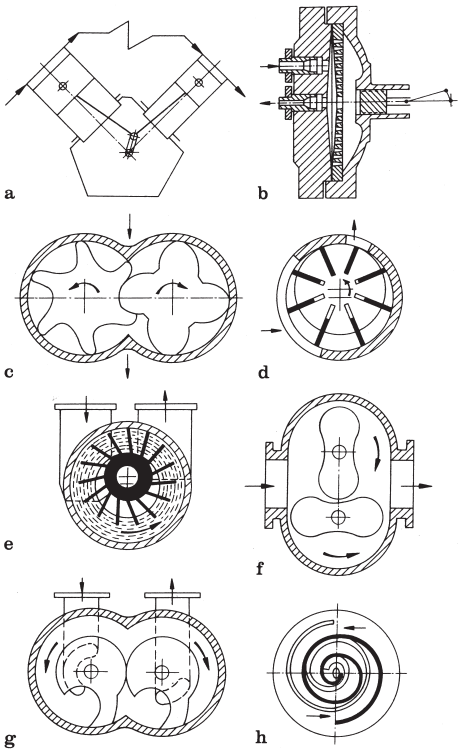


Bild 1 a–h. Wichtigste Bauarten von Verdichtern (und Vakuumpumpen). **a** Hubkolbenverdichter; **b** Membranverdichter; **c** Schraubenverdichter; **d** Rotationsverdichter (Drehschieber-Vakuumpumpe); **e** Flüssigkeitsringverdichter (Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe); **f** Rootsgebläse (Wälzkolben-Vakuumpumpe); **g** Drehzahnverdichter (Drehzahn-Vakuumpumpe); **h** Scrollverdichter

Tabelle 1. Bauarten und Anwendungsgebiete von Verdrängerverdichtern ($\dot{V}_{max}$ bezogen auf Ansaugdruck)

Bauart	$\dot{V}_{max}$	p_{max}	Hauptanwendung			
Schmierung	(m^3/h)	(bar)	Luft	Gase	Vakuum	Kälte
Hubkolbenverdichter						
Öl	100 000	3 500	+	+		+
Trockenlauf	100 000	200	+	+		
Labyrinthspalt	11 000	300		+		+
Membranverdichter						
Trockenlauf	100	4 000		+		
Schraubenverdichter						
Öl	10 000	40	+			+
Trocken-Spalt	80 000	40	+	+		
Rotationsverdichter						
Öl	5 000	16	+	+	+	
Trocken-Lamelle	600	2,5	+		+	
Flüssigkeitsringverdichter						
Wasser	10 000	11	+	+	+	
Rootsgebläse						
Trocken-Spalt	84 000	2	+	+	+	
Drehzahnverdichter						
Trocken-Spalt	840	8,6	+		+	
Scrollverdichter						
Öl	35	10				+
Trocken-Spalt	50	10	+			

Luft: Belüftung, pneumatischer Transport bis 2 bar; Druckluft, Bremsverdichter 10 bar; Auffüllung von Druckluftflaschen bis 320 bar.

Gase: Erdgastankstellen bis 250 bar; Reinjection von Erdgas bis 450 bar; Hydrieren bis 350 bar; Ammoniak-Synthese bis 450 bar; Methanol-Synthese bis 300 bar; Synthese von Hochdruck-Polyethylen bis 3 500 bar.

Kältemittel: Ammoniak bis 20 bar; Fluorkohlewasserstoffe bis 20 bar; Propan bis 35 bar; CO_2 bis 110 bar. Beispiele für Kältemittelverdichter siehe (**M 5**).

Vakuum: Grobvakuum bis 1 mbar saugseitiger Druck; Feinvakuum bis 10^{-3} mbar; Hochvakuum bis 10^{-7} mbar; Ultrahochvakuum $< 10^{-7}$ mbar. Im Hochvakuum und Ultrahochvakuum erzeugen Verdrängervakuumpumpen das erforderliche Vorvakuum für die Hochvakuumpumpe; im Grob- und Feinvakuum werden überwiegend Verdrängervakuumpumpen eingesetzt.

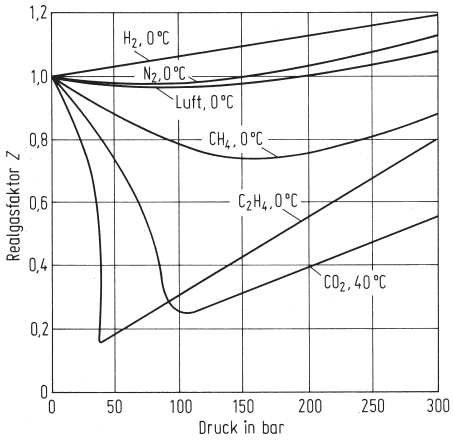


Bild 2. Realgasfaktor

3.2 Grundlagen und Vergleichsprozesse

Fundamentals and ideal cycles

3.2.1 Volumenstrom, Eintrittspunkt, Austrittspunkt

Capacity, inlet point, outlet point

Der nutzbare Ansaugvolumenstrom eines Verdichters wird nach DIN 1945 am Austrittspunkt des Verdichters gemessen und auf die am Eintrittspunkt herrschenden Bedingungen für die Gesamttemperatur, den Gesamtdruck und die Gaszusammensetzung (z. B. Feuchtigkeit) bezogen. Eintrittsdruck ist der mittlere absolute Gesamtdruck am Eintrittspunkt, Austrittsdruck der mittlere absolute Druck am Austrittspunkt. Der absolute Gesamtdruck kann in der Regel dem absoluten statischen Druck gleichgesetzt werden. Eintrittspunkt ist der Saugflansch des Verdichters, bei Kompaktanlagen für Luft die Umgebung des Luftfilters. Austrittspunkt ist der Druckflansch des Verdichters, bei Kompaktanlagen für Luft der Anschluß zum Abnehmer.

Für die Umrechnung des Förderzustandes (f; 2) in den Ansaugzustand (fa; 1) gilt für trockene Gase ($Z =$ Realgasfaktor)

$$\dot{V}_{fa}/\dot{V}_f = p_2/p_1\, T_1/T_2\, Z_1/Z_2. \qquad (1\,a)$$

Für die Umrechnung des Förderzustandes (f; 2) in den Normzustand (f_0; 0) gilt für trockene Gase (Realgasfaktor $Z_0 = 1$)

$$\dot{V}_{f0}/\dot{V}_f = p_2/p_0\, T_0/T_2\, Z_0/Z_2. \qquad (1\,b)$$

Für die Umrechnung eines angesaugten feuchten Volumenstroms $\dot{V}_a$ vom Zustand (T_1, p_1) mit der relativen Feuchte φ und dem Sättigungsdampfdruck p_s (bezogen auf T_1) auf den Normzustand (0) gilt

$$\dot{V}_0/\dot{V}_a = (p_1 - \varphi p_s)/p_0\, T_0/T_1. \qquad (1\,c)$$

3.2.2 Verdichtung idealer und realer Gase

Compression of ideal and real gases

Bei der Verdichtung auf hohe Drücke und in der Umgebung des Naßdampfgebietes muß das von der Zustandsgleichung für ideale Gase abweichende Verhalten realer Gase berücksichtigt werden, siehe **D 6**.

Der Realgasfaktor Z ist das Verhältnis des spezifischen Realgasvolumens υ_{real} zum spezifischen Idealgasvolumen υ_{ideal} entsprechend der Zustandsgleichung ($R =$ Gaskonstante des Gases).

$$Z = \upsilon_{real}/\upsilon_{ideal} = p\,\upsilon_{real}/(RT). \qquad (2)$$

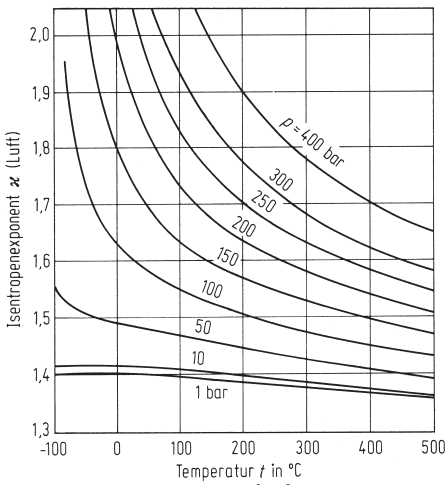


Bild 3. Isentropenexponent von Luft [1, 2]

Der Realgasfaktor (**Bild 2**) ist für verschiedene Gase Diagrammen zu entnehmen [1] oder numerisch mit stoffabhängigen Konstanten zu berechnen, siehe **D 6**.

Bei niederen Drücken kann der Realgasfaktor unberücksichtigt bleiben ($Z = 1$); für Luft bis 25 bar bleibt der Fehler $< 1\%$.

Beim realen Gas sind die spezifischen Wärmekapazitäten c_p und c_v und der Isotropenexponent $\varkappa = c_p/c_v$ druck- und temperaturabhängig (**Bild 3**).

Die Isentropenexponenten idealer Gase sind
für einatomige Gase (He) 1,66;
für zweiatomige Gase (CO, H_2, O_2, N_2, Luft) 1,4;
für mehratomige Gase CO_2 1,3; CH_4 (Methan) 1,32; C_2H_4 (Äthylen) 1,25; NH_3 (Ammoniak) 1,31.

Die Gaskonstante R ist unabhängig vom Realgasverhalten und berechnet sich aus der universellen Gaskonstanten $R_M = 8\,315$ (J/kmol K) und der Molmasse M (kg/kmol). Mit $R = R_M/M$ ergeben sich folgende Gaskonstanten:

Gasart	Gaskonstante R (J/kg K)
Wasserstoff H_2	4 124,4
Helium He	2076,9
Luft	287,1
Sauerstoff O_2	259,83
Stickstoff N_2	296,8
Kohlenmonoxid CO	296,83
Kohlendioxid CO_2	188,92
Wasserdampf H_2O	461,4
Methan CH_4	518,25
Äthylen C_2H_4	296,37
Ammoniak NH_3	488,1

3.2.3 Vergleichsprozesse für einstufige Verdichtung
Ideal cycles for single stage compression

Als Vergleichsprozesse werden die isotherme oder die isentrope Verdichtung gewählt (**Bild 4**).
Bei der isothermen Verdichtung idealer Gase ist die spezifische isotherme Verdichtungsarbeit $w_T = \int v\,dp$ (schraffierte Fläche 1 2′ 3 4 in **Bild 4a**)

$$w_T = RT \ln(p_2/p_1). \tag{3}$$

Mit der je Zyklus geförderten Gasmasse m_f bzw. dem Massenstrom $\dot{m}_f$ wird die isotherme Verdichtungsarbeit W_T bzw. die isotherme Verdichtungsleistung P_T

$$W_T = m_f w_T \quad \text{und} \tag{4a}$$

$$P_T = \dot{m}_f w_T. \tag{4b}$$

Für die isotherme Verdichtungslinie 1 2′ gilt mit v = spezifisches Volumen

$$pv = RT = \text{const}. \tag{5}$$

Die spezifische isentrope Verdichtungsarbeit w_s ist die schraffierte Fläche 1 2 3 4 in **Bild 4a**:

$$w_s = \varkappa/(\varkappa - 1)\, p_1 v_1 ((p_2/p_1)^{(\varkappa-1)/\varkappa} - 1). \tag{6a}$$

Für die isentrope Verdichtungsarbeit W_s bzw. Verdichtungsleistung P_s gilt

$$W_s = m_f w_s \quad \text{und} \tag{6b}$$

$$P_s = \dot{m}_f w_s. \tag{6c}$$

Für die isentrope Verdichtungslinie 1–2 gilt

$$pv^K = p_1 v_1^K = \text{const}. \tag{7}$$

Die Verdichtungstemperatur T_2 des isentropen Vergleichsprozesses beträgt

$$T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{(\varkappa-1)/\varkappa}. \tag{8}$$

Die Verdichtungstemperatur T_2 bei isentroper Verdichtung ist aus dem T, s-Diagramm (**Bild 4b**) direkt ablesbar. Die Fläche 4′ 2 2′ 3 ist die Wärmemenge, die bei Kühlung des verdichteten idealen Gases auf Ansaugtemperatur im Kühler abgeführt wird. Sie entspricht der zuvor aufgewendeten isentropen Verdichtungsarbeit des idealen Gases.

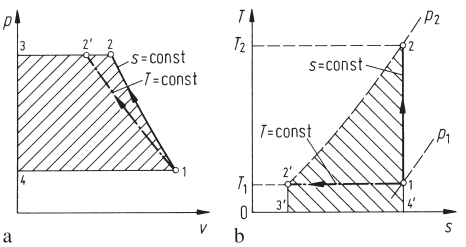


Bild 4 a, b. Isentroper (**a**) und isothermer (**b**) Vergleichsprozeß für einstufige Verdichtung idealer Gase

Gl. (8) ist für den wirklichen Verdichter eine Näherungsgleichung, da sich das Gas nach Gl. (24) beim Einströmen in den Zylinder auf $T_1' = T_1/\lambda_A$ erwärmt und das innere Druckverhältnis $\psi_i = p_2'/p_1'$ größer ist als das äußere Druckverhältnis p_2/p_1, verursacht durch die Druckverluste beim Ein- und Ausströmen, Gl. (27). Temperaturerniedrigend wirkt sich dagegen die Zylinderkühlung aus, was mit einem Exponenten $n < \varkappa$ berücksichtigt wird.
Die Verdichtungsendtemperatur wird für ölgeschmierte Luftverdichter nach VBG 16 [3] begrenzt, um die Gefahr von Bränden oder Explosionen zu vermeiden (Auszug):

Diese Werte begrenzen das Druckverhältnis einer Stufe für ölgeschmierte Verdichter (**Bild 5**). Bei trockenlaufenden Verdichtern mit berührungsfreien Spaltdichtungen führt eine zu hohe Verdichtungsendtemperatur zur Überbrückung der Spaltweite infolge thermischer Dehnung. So beträgt beim trockenlaufenden Schraubenverdichter die maximale Verdichtungsendtemperatur 250 °C. Bei trockenlaufenden Verdichtern mit Berührungsdichtungen bestimmt der mit der Temperatur zunehmende Verschleiß der Dichtelemente die Temperaturgrenze.
Für reale Gase ist das abweichende Volumen bei der Berechnung der Verdichtungsarbeit zu berücksichtigen.
Durch die Realgasabweichung besteht die Zusatzarbeit Δw_T für $Z > 1$ bzw. Minderarbeit für $Z < 1$ (**Bild 6**).

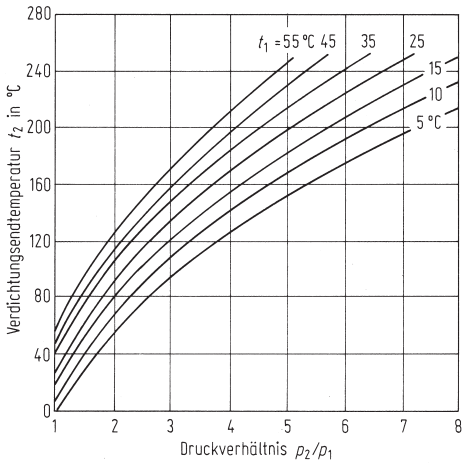


Bild 5. Temperaturanstieg für isentrope Verdichtung idealer Gase ($\kappa = 1{,}4$)

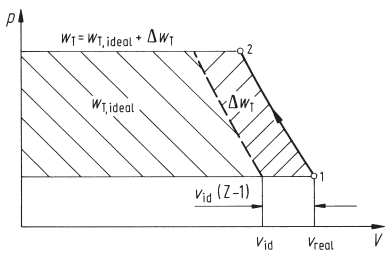


Bild 6. Isotherme Verdichtung realer Gase

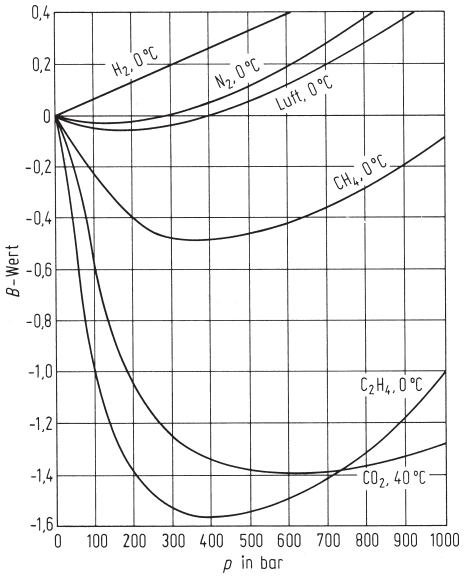


Bild 7. *B*-Werte zur Berechnung der spezifischen isothermen Verdichtungsarbeit

Die spezifische isotherme Verdichtungsarbeit beträgt für das reale Gas

$$w_T = p_1 v_1 / Z_1 \left(\ln(p_2/p_1) + \int_{p_1}^{p_2} (Z-1)/p \, dp \right) \quad \text{und} \quad (9a)$$

$$w_T = p_1 v_1 / Z_1 (\ln(p_2/p_1) + (B_2 - B_1)). \quad (9b)$$

Das Integral in Gl. (9a) wird über den Realgasfaktor numerisch berechnet oder nach **Bild 7** bestimmt. B_2 bezieht sich auf p_2, B_1 auf p_1.

Die spezifische isentrope Verdichtungsarbeit w_s realer Gase wird aus der Enthalpiedifferenz unter Berücksichtigung der druck- und temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazität c_p ermittelt:

$$w_s = h_2 - h_1 = c_{p2} T_2 - c_{p1} T_1. \quad (10)$$

3.2.4 Definition von Wirkungsgraden
Definition of efficiencies

Der indizierte isotherme Wirkungsgrad η_{Ti} ist das Verhältnis des isothermen Leistungsbedarfs P_T zur indizierten Leistung P_i, die über die p, V-Diagramme und die Verdichterdrehzahl ermittelt wird

$$\eta_{T,i} = P_T / P_i = W_T / W_i. \quad (11)$$

Der effektive isotherme Kupplungswirkungsgrad η_{TKu} ist das Verhältnis des isothermen Leistungsbedarfs P_T zu der an der Kupplung des Verdichters aufgenommenen Kupplungsleistung

$$\eta_{T,Ku} = P_T / P_{Ku} = W_T / W_{Ku}. \quad (12)$$

Der *mechanische Wirkungsgrad* η_m ist das Verhältnis der indizierten Leistung P_i zur Kupplungsleistung P_{Ku}

$$\eta_M = P_i / P_{Ku}. \quad (13)$$

Daraus folgt für den effektiven isothermen Kupplungswirkungsgrad

$$\eta_{T,Ku} = \eta_{T,i} \eta_m. \quad (14)$$

Der effektive isotherme Kupplungswirkungsgrad kleinerer einstufiger Luftverdichter liegt zwischen 0,4 und 0,6; bei großen mehrstufigen Gasverdichtern zwischen 0,56 und 0,74. Er hängt vom Druckverhältnis und bei mehrstufiger Verdichtung von der gewählten Stufenzahl ab.

Der mechanische Wirkungsgrad beträgt bei großen Gasverdichtern 0,90 bis 0,95; bei kleinen Tauchkolbenverdichtern zwischen 0,8 und 0,85.

Für den isentropen Vergleichungsprozeß sind der *indizierte isentrope Wirkungsgrad* η_{si} und der *effektive isentrope Kupplungswirkungsgrad* η_{sKu} analog definiert:

$$\eta_{s,i} = P_s / P_i = W_s / W_i, \quad (15)$$

$$\eta_{s,Ku} = P_s / P_{Ku} = W_s / W_{Ku}. \quad (16)$$

Der isentrope Leistungsbedarf P_s liegt, abhängig vom Druckverhältnis und vom Isentropenexponenten um 10% bis 30% über dem isothermen Leistungsbedarf, bezogen auf dasselbe Druckverhältnis. Es ist daher $\eta_{sKu} > \eta_{Tku}$ bei gleicher Kupplungsleistung P_{Ku}. Wirkungsgradangaben für Verdichter müssen sich daher immer auf den gewählten Vergleichsprozeß beziehen. Bei kleineren einstufigen Luftverdichtern liegt $\eta_{s,Ku}$ zwischen 0,6 und 0,7; bei großen mehrstufigen Gasverdichtern zwischen 0,69 und 0,84.

3.2.5 Mehrstufige Verdichtung. Multistage compression

Mehrstufige Verdichtung begrenzt die Verdichtungsendtemperatur auf zulässige Werte, führt zu einer Arbeitsersparnis im Vergleich zur einstufigen Verdichtung, verbessert den Liefergrad und reduziert die Triebwerkkräfte. Dagegen vergrößert sich der Bauaufwand und es erhöhen sich die Strömungsdruckverluste.

In **Bild 8** entsprechen die schraffierten Flächen der Verminderung der Verdichtungsarbeit im Vergleich zur einstufigen isentropen Verdichtung; die isentrope Verdichtungsendtemperatur verringert sich von T_{DI} bei einstufiger isentroper Verdichtung auf T_{DII} durch Zwischenkühlung und verringertes Stufendruckverhältnis.

Für mehrstufige isentrope Verdichtung idealer Gase mit z Stufen wird die isentrope Verdichtungsarbeit minimiert, wenn das Stufendruckverhältnis ψ_{Stufe} aller Stufen gleich ist und nach Gl. (17) aus dem Gesamtdruckverhältnis ψ_{ges} berechnet wird.

$$\psi_{Stufe} = \sqrt[z]{\psi_{ges}} = p_{DI}/p_{SI} = p_{DII}/p_{SII} = \ldots = \text{const.} \quad (17)$$

Die ausgeführten Stufendruckverhältnisse sind bauartabhängig (s. **Tab. 2**).

Tabelle 2.

Bauart	Stufendruck-verhältnis bis	Stufenzahl bis
Trockenlaufende Schraubenverdichter	4 ... 5	4
Öleinspritzgekühlte Schraubenverdichter	20 ... 22	3
Öleinspritzgekühlte Rotationsverdichter	12 ... 13	1
Trockenlaufende Kolbenverdichter	4	4
Labyrinthkolbenverdichter	4	4
Ölgeschmierte Hubkolben-verdichter	3,5 (max 10)	7
Membranverdichter	10 (max 20)	4
Flüssigkeitsringverdichter	1,5 ... 2,2	3
Roots-Gebläse	2	2

P

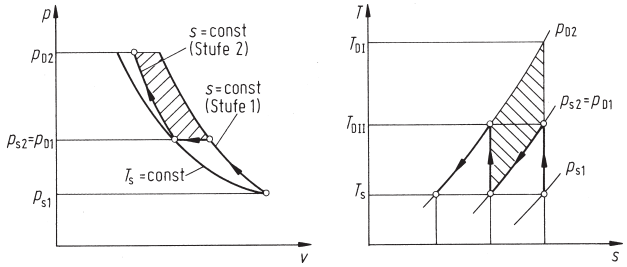


Bild 8. Zweistufige isentrope Verdichtung

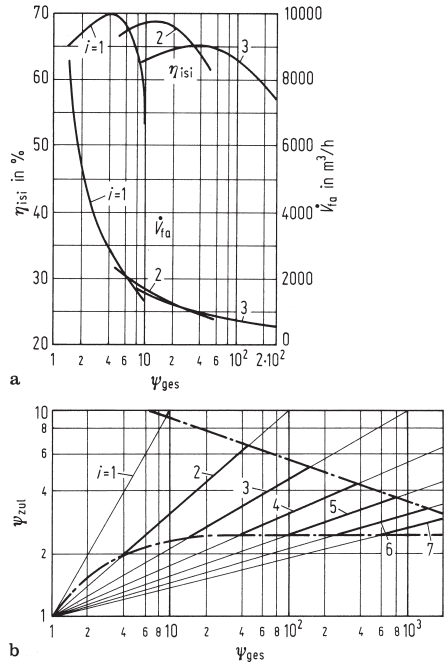


Bild 9 a, b. Wahl der Stufenzahl *i* für Hubkolbenverdichter. **a** Förderströme und indizierte isotherme Wirkungsgrade einer Baureihe; **b** zulässiges Stufen- und Gesamtdruckverhältnis

Die hohen Stufendruckverhältnisse von Membranverdichtern und öleinspritzgekühlten Schraubenverdichtern beruhen auf der Kühlung des Arbeitsraumes während der Verdichtung durch die große Membranoberfläche bzw. die Öleinspritzung. Bei trockenlaufenden Schraubenverdichtern und bei Rootsgebläsen begrenzt die thermische Dehnung der Läufer das Druckverhältnis und die zulässige Verdichtungsendtemperatur. Bei ölgeschmierten Hochdruck-Kolbenverdichtern beträgt das Stufendruckverhältnis 1,5 bis 3,5; die kleineren Werte werden für die Hochdruckstufen gewählt und die Stufendruckverhältnisse ungleich ausgeführt. Stufendruckverhältnisse bis 10 werden bei Hubkolbenverdichtern nur für kleine Bremsverdichter ausgeführt bei intensiver Zylinderkühlung (**Bild 9**).
Die Wahl der Stufenzahl für ein vorgegebenes Gesamtdruckverhältnis ist ein Kompromiß zwischen zunehmendem Bauaufwand und Energieersparnis bei höherer Stufenzahl.

3.2.6 Verdichtung feuchter Gase
Compression of humid gases

Bei der Verdichtung feuchter Gase kondensiert in den Zwischenkühlern und im Nachkühler eine bestimmte Menge des kondensierbaren Gasanteils, für dessen Verdichtung Leistung aufgewendet wurde. Die erforderlichen Leistungskorrekturen beschreibt DIN 1945.
Die Dichte ϱ_W (absolute Feuchte) des kondensierbaren Gases ist mit φ = relative Feuchte, p_s = Sättigungsdampfdruck, R_W = Gaskonstante des kondensierbaren Gasanteils (Wasserdampf)

$$\varrho_W = \varphi p_s/(R_W T) = \dot{m}_W/\dot{V}_{a(p,T)}. \quad (18a)$$

Die absolute Feuchte kann höchstens den Wert ϱ_s erreichen.

$$\varrho_s = p_s/(R_W T). \quad (18b)$$

Mit Gl. (18a) wird die ursprünglich angesaugte Wasserdampfmenge bestimmt, mit Gl. (18b) die maximal lösbare Menge, bezogen auf den verdichteten Volumenstrom am Austritt der Kühler. Die Differenz fällt als Kondensat an und muß ausgeschieden werden. Sinkt die Temperatur im Leitungsnetz unter die Temperatur am Kühleraustritt, wird eine zusätzliche Abscheidung oder eine Vorwärmung oder eine Trocknung vor der folgenden Verdichtungsstufe erforderlich (Kältetrockner, Adsorptionstrockner). Mit Kältetrocknern werden Drucktaupunkte von 5 °C erreicht, mit Zweikammer-Adsorptionstrocknern bis −70 °C.

3.3 Arbeitszyklus, Liefergrade und Druckverluste
Real cycle, volumetric efficiencies and pressure losses

3.3.1 Arbeitszyklus. Real cycle

Der Arbeitszyklus eines Verdichters unterscheidet sich vom Vergleichsprozeß durch den Einfluß des Schadraums, der Strömungsdruckverluste beim Ansaugen (4 ... 1) und Ausschieben (2 ... 3), der Undichtigkeiten, der Aufheizung des Gases beim Ansaugen und des Wärmetauschs zwischen Gas und Zylinderwand bei Verdichtung (1 ... 2) und Expansion (3 ... 4). Durch den Wärmetausch verlaufen Verdichtung und Expansion nicht mehr isentrop, sondern polytrop (**Bild 10b**).

Massen. Der Verdichter fördert nur einen Teil der theoretisch möglichen Gasmasse $m_{th} = \varrho_a V_H$. Es sind die theoretische, die angesaugte und die geförderte Masse $m_{th} > m_a > m_f$ zu beachten. Die theoretische Masse m_{th} füllt das Hubvolumen beim Ansaugzustand aus und dient als Vergleichsgröße. Die angesaugte Masse m_a ist um den Rückexpansions- und Aufheizungsverlust kleiner, die Fördermasse m_f berücksichtigt auch noch zusätzlich die Leckverluste.
Für die Berechnung des Arbeitsprozesses wurden bauartbezogene Modelle der Realprozeßrechnung entwickelt, die den Einfluß der Realgaseigenschaften, des Wärmetauschs, der Ventildynamik, der Gassäulenschwingungen und der Leckverluste berücksichtigen [4–13].
Eine vereinfachte Berechnung ist mit empirischen Konstanten möglich. Verdichtungslinie 1–2 und Expansionslinie 3–4

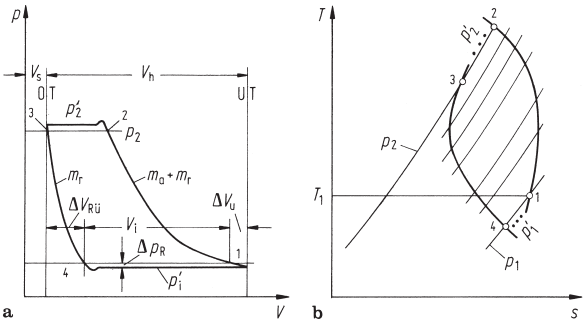


Bild 10a, b. Arbeitszyklus eines Verdichters. **a** p, V-Diagramm; **b** T, s-Diagramm

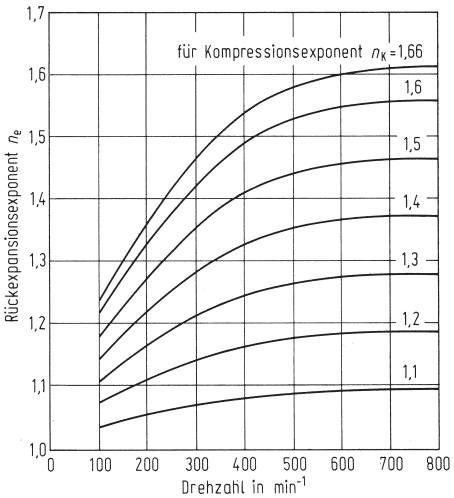


Bild 11. Rückexpansionsexponent n_e als Funktion der Drehzahl für Hubkolbenverdichter

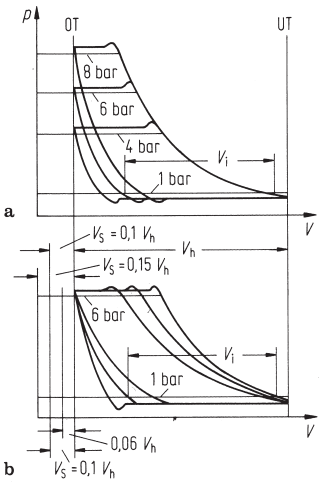


Bild 12a, b. Abhängigkeit des Füllungsgrades eines Verdichters vom Druckverhältnis (**a**) und vom Schadraum (**b**)

werden mit Gl. (7) berechnet, anstelle des Isentropenexponenten $\varkappa$ werden die Polytropenexponenten n_e für Expansion und n_k für Kompression verwendet.

Der Polytropenexponent n_k für Kompression erreicht bei hohen Drehzahlen den Wert von $\varkappa$. Bei langsamlaufenden Verdichtern und bei guter Kühlung des Arbeitsraumes ist $n_k < \varkappa$. Für Schraubenverdichter mit Öleinspritzkühlung wird $n_k = 1{,}5 \ldots 1{,}1$ bei Verdichtung von Luft.

Der Rückexpansionsexponent n_e liegt bei niederen Drehzahlen unter dem Kompressionsexponenten und nähert sich bei Drehzahlen über 700 min^{-1} diesem an (**Bild 11**).

Ansaug- bzw. Ausschublinie liegen unter bzw. über den Drücken p_1 bzw. p_2, verursacht durch die Druckverluste der Ventile, Ventileinbauten und Leitungen.

3.3.2 Liefergrade. Volumetric efficiencies

Nutzliefergrad. Der Nutzliefergrad λ_{nu} ist das Verhältnis der geförderten Gasmasse $m_f = \varrho_a V_{fa}$ zur theoretisch möglichen Masse $m_{th} = \varrho_a V_H$ (a = Ansaugzustand)

$$\lambda_{nu} = m_f/m_{th} = V_{fa}/V_H = \dot{V}_{fa}/\dot{V}_H. \tag{19}$$

Zur Trennung der Einflüsse wird der Nutzliefergrad in Teilliefergrade aufgeteilt: indizierter Liefergrad λ_i und Einflußzahl σ. Der indizierte Liefergrad λ_i wird aufgeteilt in den Füllungsgrad λ_F und den Drosselgrad λ_p; die Einflußzahl σ wird aufgeteilt in den Aufheizungsgrad λ_A und den Dichtheitsgrad λ_d

$$\lambda_{nu} = \lambda_i \sigma = (\lambda_F \lambda_p) * (\lambda_A \lambda_d). \tag{20}$$

Der indizierte Liefergrad ist dem p, V-Diagramm zu entnehmen (**Bild 10a**)

$$\lambda_i = V_i/V_H. \tag{21}$$

Durch Messung des Nutzliefergrades ist dann aus Gl. (20) die Einflußzahl σ bestimmbar.

Der Füllungsgrad beschreibt den Einfluß des im Schadraum V_s am Ende der Verdichtung noch befindlichen Gases. Dieses Gasvolumen mit der Masse m_f wird expandiert (3…4) und mindert das mit p_1 noch ansaugbare Volumen um $V_{rü}$ (**Bild 10**). Mit $\varepsilon_o = V_s/V_H$ = relativer Schadraum, Z_3 bzw. Z_4 = Realgasfaktor am Beginn bzw. Ende der Expansion, $\psi = p_2/p_1$ = Druckverhältnis ist der Füllungsgrad

$$\lambda_F = 1 - \varepsilon_o (Z_4/Z_3\, \psi^{1/ne} - 1). \tag{22}$$

Nach **Bild 12 und 13** nimmt der Füllungsgrad mit zunehmendem Druckverhältnis und Schadraum ab. Der relative Schadraum ε_o ist konstruktionsbedingt durch das Hubspiel zwischen Kolben und Zylinderdeckel und durch die Ventilanordnung und das Ventil selbst gegeben.

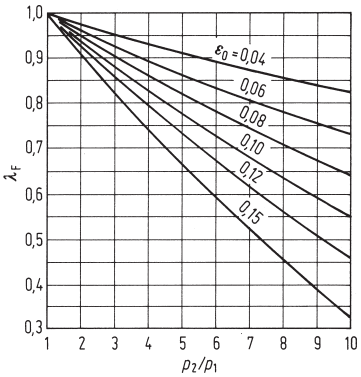


Bild 13. Füllungsgrad eines Verdichters als Funktion des Druckverhältnisses p_2/p_1 und des relativen Schadraumes ε_o für $n_e = 1{,}4$

Anhaltswerte für Hubkolbenverdichter sind
$\varepsilon_o = 0{,}06$ bis 0,1 für die 1. und 2. Stufe;
0,08 bis 0,15 für die 3. und 4. Stufe und
0,1 bis 0,2 für die 5. und 6. Stufe.
Der Drosselgrad λ_p wird durch den Druckunterschied $p_1 - p_1'$ am Ende des Ansaugens verursacht. Zur Verdichtung von p_1' auf p_1 wird das Volumen ΔV_u benötigt (**Bild 10 a**). Näherungsweise ist

$$\lambda_p \approx p_1'/p_1 . \tag{23}$$

Der Drosselgrad liegt im Bereich 0,95 ... 0,98. Durch Druckschwingungen in der Saugleitung kann er auch >1 sein. Bei der Saugdrosselregelung wird der Drosselgrad gezielt herabgesetzt, um den Volumenstrom zu reduzieren.
Der Aufheizungsgrad λ_A ist das Verhältnis des tatsächlich angesaugten Volumens V_a (vom Eintrittszustand 1) zum indizierten Volumen V_i und entspricht dem Verhältnis der Temperatur T_1 am Eintrittspunkt zur Temperatur T_1' des Gases am Ende des Ansaugvorganges

$$\lambda_A = V_a/V_i = T_1/T_1' . \tag{24}$$

Das Gas wird an den Zylinderwänden und noch geringfügig von den Restgasen des Schadraums erwärmt. Da die Wand- und Restgastemperaturen mit dem Gegendruck steigen, nimmt der Volumenverlust zu und der Aufheizungsgrad ab. Mit abnehmendem Kolbendurchmesser wird das Verhältnis Volumen zu Oberfläche ungünstiger und der Aufheizungsgrad nimmt ab (**Bild 14**). Mit zunehmendem Isentropenexponenten fällt der Aufheizungsgrad.
Der Dichtheitsgrad λ_d erfaßt innere und äußere Undichtheiten. Er ist das Verhältnis des geförderten Volumens V_{fa} zum angesaugten Volumen V_a

$$\lambda_d = V_{fa}/V_a . \tag{25}$$

Bei Hubkolbenverdichtern entstehen innere Undichtheiten an Kolbenringen und an den Ventilen, äußere Undichtheiten an Kolbenstangendichtungen und an Sicherheitsventilen. Eine Rückführung äußerer Undichtheiten in die Saugleitung ist möglich. Bei den spaltgedichteten Maschinen (Labyrinthkolbenverdichter, Schraubenverdichter, Rootsgebläse, Rotationsverdichter) sind die Leckquerschnitte größer als beim Hubkolbenverdichter oder Membranverdichter, der Dichtheitsgrad dadurch bei gleicher Drehzahl kleiner [15].
In **Bild 15** ist der Dichtheitsgrad λ_d aufgetragen als $(1 - \lambda_d)$. Berücksichtigt sind die Leckverluste an Ventilen und an den Kolbenringen. Der Dichtheitsgrad wird durch Drehzahlsteigerung verbessert.

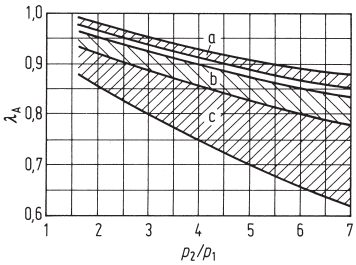


Bild 14. Aufheizungsgrad als Funktion des Druckverhältnisses eines Hubkolbenverdichters. *a* für zweiatomige Gase; *b*, *c* für SO_2- und NH_3-Dämpfe; *b* in Tauchkolben- und *c* in Kreuzkopfmaschinen, obere Grenzkurve für große und untere Grenzkurve für kleine Zylinder

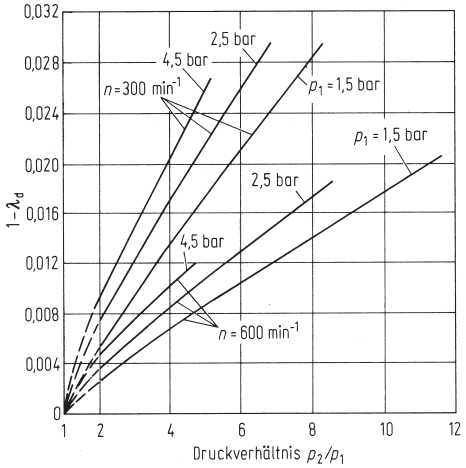


Bild 15. Mit Luft als Fördermedium berechneter Dichtheitsgrad λ_d als Funktion des Druckverhältnisses p_2/p_1, des Ansaugdruckes p_1 und der Drehzahl für einen Tauchkolbenverdichter

3.3.3 Druckverluste. Pressure losses

Bei Verdichtern entstehen in den Ein- und Auslaßkanälen, an den Ventilen und in den Verbindungsleitungen und Armaturen (Rohrleitungen, Puffer, Kühler, Abscheider, Filter, Trockner) Druckverluste. Diese bewirken, daß das innere Druckverhältnis $\psi_i = p_2'/p_1'$ über dem äußeren Druckverhältnis $\psi = p_2/p_1$ liegt (**Bild 10**). Der Druckverlust Δp wird durch den relativen Druckverlust δ oder durch das Verlustdruckverhältnis ψ_v beschrieben, wobei p der jeweilige Bezugsdruck ist.

$$\delta = \Delta p/p, \tag{26a}$$

$$\psi_v = (p + \Delta p)/p = 1 + \delta . \tag{26b}$$

Der Bezugsdruck p ist der Druck in Strömungsrichtung hinter dem den Druckverlust Δp verursachenden Element (Ventil, Kühler, Blende, Puffer, Filter, ...). Sind mehrere Strömungswiderstände hintereinandergeschaltet, ergibt sich das Gesamtverlustdruckverhältnis aus der Multiplikation der Einzelverlustdruckverhältnisse, wobei der Bezugsdruck p für das Gesamtverlustdruckverhältnis der Druck hinter dem letzten Element ist

$$\psi_{v,ges} = \psi_{v1}\,\psi_{v2}\,\psi_{v3} \ldots . \tag{26c}$$

Die Druckverluste in **Bild 16** beziehen sich auf Ventile einschließlich des Ventileinbaus. Die äußere Grenzkurve gilt für

Mittelwerte ausgeführter Maschinen, die innere Grenzkurve für große Ventil- und Leitungsquerschnitte und für besonders strömungsgünstige Ventile.

Bei Zwischenstufenelementen (Rohrleitung, Puffer, Blende, Abscheider, Kühler) ist der Bezugsdruck der Ansaugdruck der nächst höheren Stufe. Der mittlere Druckverlust ist dort von gleicher Größenordnung wie bei Druckventilen und **Bild 16**, oben, zu entnehmen.

Das innere Druckverhältnis ψ_{ij} einer Stufe j ergibt sich aus dem äußeren Druckverhältnis $\psi_j = p_{2j}/p_{1j}$ durch Multiplikation mit den Verlustdruckverhältnissen $\psi_{vS,j}$ für das Saugventil, $\psi_{vD,j}$ für das Druckventil und $\psi_{vL,j}$ für die Leitungselemente (Rohrleitungen, Kühler, Puffer, Blenden, Kondensatabscheider …)

$$\psi_{i,j} = \psi_{vS,j}\,\psi_{vD,j}\,\psi_{vL,j}\,. \tag{27}$$

Rotierende Verdrängerverdichter (Schraubenverdichter, Rotationsverdichter, Drehzahnverdichter, Rootsgebläse) sind weggesteuert, die Ventilverluste entfallen. Diese Verdichter besitzen ein „eingebautes" inneres Druckverhältnis. Weicht das innere vom äußeren Druckverhältnis ab, entstehen Verluste durch Unterverdichtung oder Überverdichtung (**Bild 17**).

Bei Unterverdichtung erfolgt der über das innere Druckverhältnis hinausgehende Druckverlauf isochor, bei Überverdichtung wird trotz kleinerem äußeren Druckverhältnis bis zum Erreichen des inneren Druckverhältnisses weiterverdichtet.

Bei öleingespritzten Schraubenverdichtern entstehen äußere Druckverluste am Ölfilter, Nachkühler, Kondensatabscheider und Trockner. Das Verlustdruckverhältnis ψ_{vL} erreicht Werte bis 1,36 [16] und liegt höher als bei trockenlaufenden Schraubenverdichtern, bei denen die Ölfilterung entfällt.

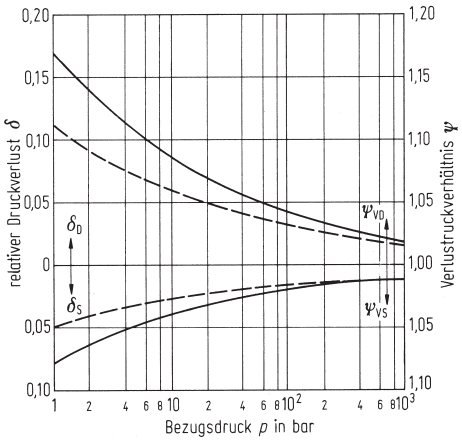


Bild 16. Mittlere relative Druckverluste an Saug- und Druckventilen nach Frenkel. *Oben:* Druckventile, *unten:* Saugventile

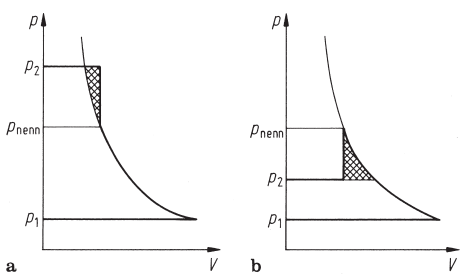


Bild 17a, b. Unterverdichtung (**a**) und Überverdichtung (**b**) bei einem Schraubenverdichter

3.4 Auslegung und Hauptabmessungen
Basic design and dimensions

3.4.1 Hubkolbenverdichter. Piston compressors

Bei mehrstufigen Hubkolbenverdichtern wird für ein vorgegebenes Gesamtdruckverhältnis die Stufenzahl und das Stufendruckverhältnis Gl. (17) bestimmt; es ergeben sich daraus die Ansaugdrücke p_1 und die Verdichtungsenddrücke p_2 für jede Stufe.

Bilder 18, 19 und 20 zeigen Stufen- und Zylinderanordnungen für mehrstufige Kolbenverdichter. Mehrere Stufen können auf einer Zylinderachse angeordnet werden (**Bild 18b, c, g** und **Bild 19a, b**); diese Kolben werden als Stufenkolben bezeichnet. Es können auch Ausgleichsstufen (A_o) vorgesehen werden (**Bild 18d, e**, **Bild 19a**). Die Drücke in Ausgleichsstufen werden so ausgelegt, daß die Gaskräfte im oberen und unteren Totpunkt möglichst ausgeglichen sind. Sie enthalten keine Ventile und leisten keinen Beitrag zur Förderung.

Die Wahl der Kurbel-, Zylinder- und Stufenanordnung erfolgt unter folgenden Gesichtspunkten:

- die freien Massenkräfte und -momente sollen möglichst gering bzw. ausgleichbar sein. So können bei der 90 °V-Anordnung (**Bild 18f, g**) die oszillierenden Massenkräfte 1. Ordnung durch Gegengewichte ausgeglichen werden.
- Die Gaskräfte sollen im OT und UT möglichst gleich groß sein. Dies führt zu einem ausgeglicheren Drehmomentenverlauf. Möglich ist dies nur, wenn auch die Unterseite des Kolbens verdichtet, was Stufenkolben oder doppeltwirkende Kolben erforderlich macht.
- Zwischen benachbarten Arbeitsräumen sollen die Druckdifferenzen möglichst gering sein, um die Leckströme zu verringern.
- Beim Ausschieben des Gases aus der Stufe j soll die Stufe $j+1$ unmittelbar darauffolgend ansaugen, da sich sonst überhöhte Drücke in der Zwischenstufe aufbauen.

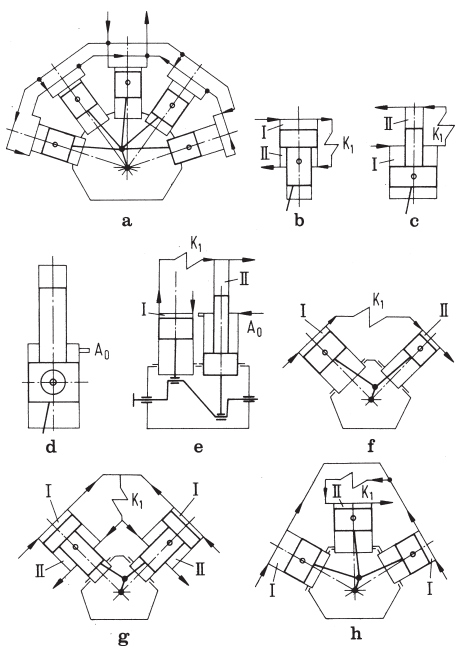


Bild 18a–h. Tauchkolbenverdichter. **a** Einstufig; **b–h** zweistufig (A_o = Ausgleichsstufe; K_1 = Zwischenkühler)

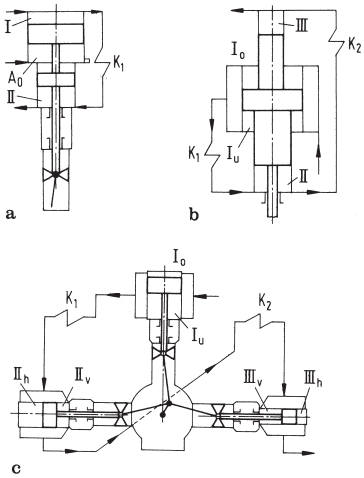


Bild 19a–c. Kreuzkopfverdichter. **a** Zweistufig mit Ausgleichsstufe (A_o); **b** dreistufig; **c** Winkelverdichter, dreistufig

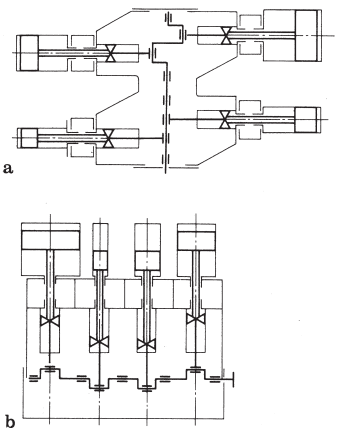


Bild 20a, b. Vierstufige Kreuzkopfverdichter. **a** Liegende Doppel-Boxerbauart; **b** stehende Reihenmaschine (alle Stufen doppeltwirkend, Kühler nicht eingezeichnet)

Die Anordnungen nach **Bild 18** sind für kleine, schnellaufende Verdichter vorgesehen. Von einer Kurbel aus können mehrere Zylinder über nebeneinander liegende Pleuel angetrieben werden. Bei luftgekühlten Verdichtern bietet die Fächerbauart (**Bild 18h**) den Vorteil, daß mit einem an der Kurbelwelle angeordneten Axiallüfter alle Zylinder gekühlt werden können. Zwischen- und Nachkühler befinden sich vor oder hinter dem Axiallüfter. Die Drehzahl reicht bis 2000 min^{-1}.

Bei großen Hubkolbenverdichtern (**Bilder 19 und 20**) wird der Kolben über einen Kreuzkopf und eine Kolbenstange angetrieben. Die Kolbenstange wird mit einer auf der Kurbelseite des Zylinders angeordneten Kolbenstangendichtung (Packung) nach außen abgedichtet. Der Drehzahlbereich dieser Verdichter beträgt 300 bis 1000 min^{-1}, die mittlere Kolbengeschwindigkeit 2 bis 4,5 m/s. Bei Kreuzkopfverdichtern überwiegt die Wasserkühlung. Zwischen- und Nachkühler sind bei Großverdichtern nach **Bild 20** nicht mehr in die Verdichterkonstruktion integriert. Die Zylinder nach **Bild 19e** und **Bild 20a, b** sind doppeltwirkend, Deckelseite und Kurbelseite sind parallel geschaltet.

Nach Festlegung der Kurbel-, Zylinder- und Stufenanordnung werden die Nutzliefergrade $\lambda_{nu,j}$ für jede Stufe j bestimmt (Gln. (19–24)).

Der Volumenstrom $\dot{V}_j$, der von der Stufe j beim jeweiligen Ansaugzustand angesaugt wird, ergibt sich aus der Zustandsgleichung zu

$$\dot{V}_j/\dot{V}_1 = p_1/p_j\, \dot{m}_j/\dot{m}_1\, T_j/T_1\, Z_j/Z_1 \,. \tag{28}$$

Maßgebend für die Verkleinerung des Ansaugvolumenstroms $\dot{V}_j$ der Stufe j ist der von Stufe zu Stufe ansteigende Ansaugdruck p_j. Der Massenstrom m_j ändert sich gegenüber m_1 durch Leckströme, Kondensatabscheidung und Zwischenentnahmen. Die Temperatur T_j kann je nach Kühlerauslegung 10 bis 25 K über der Ansaugtemperatur T_1 der 1. Stufe liegen.

Der Hubvolumenstrom $\dot{V}_{Hj}$ berechnet sich mit dem Nutzliefergrad $\lambda_{nu,j}$ der Stufe j zu

$$\dot{V}_{H,j} = \dot{V}_j/\lambda_{nu,j} \,. \tag{29}$$

Die Kolbenfläche A_{Kj} aller parallel geschalteten Kolbenseiten und -zylinder einer Stufe j berechnet sich aus dem Hubvolumenstrom $\dot{V}_{Hj}$ mit s= Kolbenhub, n= Drehzahl, $c_m = 2sn$ = mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$A_{Kj} = \dot{V}_{Hj}/(sn) = 2\,\dot{V}_{Hj}/c_m \,. \tag{30}$$

Kolbenhub s und Drehzahl n sind für alle Stufen gleich. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m beträgt bei Kolbenverdichtern 2 bis 6 m/s. Niedrige mittlere Kolbengeschwindigkeit verbessert die Standzeit der Bauteile. Bei Verdichtern mit Trockenlauf-Kolbenringen werden 3,5 m/s nicht überschritten, Labyrinthkolbenverdichter liegen mit 5 bis 6 m/s an der oberen Grenze. Die Drehzahl beträgt 300 bis 2000 min^{-1}, die Obergrenze wird durch die Ventildynamik bestimmt.

3.4.2 Schraubenverdichter. Screw compressors

Schraubenverdichter haben von zwei Schraubenläufern gebildete, sich in axialer Richtung verringernde Arbeitsräume. Mit sich kontinuierlich verkleinernden Zahnlückenräumen arbeiten sie nach dem Verdrängerprinzip. Der Verschleiß der Rotoren ist unbedeutend, freie Massenkräfte treten nicht auf. Sie sind unempfindlich gegen mitgeführte Flüssigkeit. Die Wirkungsgrade sind in erster Linie eine Funktion der Spaltweiten; je größer die Spalte, desto geringer der Wirkungsgrad und umgekehrt. Große Fortschritte in den Fertigungsverfahren haben in den letzten Jahrzehnten für eine große Verbreitung dieses Verdichtertyps gesorgt (Hartmetallwerkzeuge, Wälzfräsen, Profilschleifen).

Einsatzgebiete. Die Förderströme liegen zwischen 0,5 und 1200 m^3/min. Mit maximal 4 Stufen werden Gegendrücke bis zu 40 bar erzeugt. Die max. Druckverhältnisse pro Stufe betragen ψ= 4 bis 5 für Trockenläufer und ψ= 20 bis 22 für Öleinspritzkühlung. Bei Luft- und Gasförderung im Trockenlauf darf die Verdichtungsendtemperatur 250 °C nicht überschreiten, damit die thermische Ausdehnung von Rotoren und Gehäuse die Betriebssicherheit nicht gefährdet. Die Durchmesser liegen im Bereich von 40 bis 1000 mm bei Rotorumfangsgeschwindigkeiten von 15 bis 150 m/s, was Rotordrehzahlen von 2500 bis 25000 min^{-1} entspricht.

Arbeitsweise. Der Haupt- und Nebenläufer (**Bild 21**) (Position und Index 1 und 2 und Achsabstand a) drehen sich im Gehäuse 3. Die mit der Einlaßöffnung 4 korrespondierenden Zahnlücken zwischen Gehäuse und den Läufern füllen sich über die ganze axiale Länge. Bei der Verdichtung verringert sich das Volumen zweier korrespondierender Zahnlücken (Stirnquerschnitte A_1 und A_2) durch axiale Verschiebung des

Zahneingriffs in Richtung Auslaß 5, der Druck steigt an. Ein- und Auslaß sind durch das Gehäuse in Umfangsrichtung und stirnseitig während der Verdichtung verschlossen. Bei Erreichung des vorgesehenen Druckverhältnisses wird die Auslaßöffnung 5 durch das Profil aufgesteuert. Weicht das vorgesehene Druckverhältnis vom äußeren Druckverhältnis ab, kommt es zu Über- oder Unterverdichtung (**Bild 17**).

Volumina. Mit den Zahnquerschnitten A_{1s} und A_{2s} im Stirnquerschnitt, der Läuferlänge L, λ_{nu} = Nutzliefergrad, C = Korrekturfaktor, z_1 = Zähnezahl des Hauptläufers, n = Drehzahl beträgt der Förderstrom $\dot{V}_f$

$$\dot{V}_f = \lambda_{nu}\, C(A_{1s} + A_{2s})\, L z_1\, n\,. \tag{31}$$

Der Faktor C ist das Verhältnis von Zahnlückenvolumen bei Verdichtungsbeginn zum maximalen Zahnlückenvolumen der Läufer. Er ist bei einem Verschraubungswinkel von 280° nahezu 1 und fällt dann ab. Der Nutzliefergrad $\lambda_{nu} = 0{,}7$ bis 0,95 fällt mit zunehmendem Druckverhältnis ab und verbessert sich mit zunehmender Drehzahl.

Profile. Zum Einsatz kommen asymmetrische Profile mit unterschiedlichen Zähnezahlen (**Bild 22**).
Kleine Zähnezahlen erhöhen den Förderstrom, große Zähnezahlen die Biegesteifigkeit und damit die Druckbelastbarkeit. Der Hauptrotor liegt in **Bild 22** jeweils links und dreht im Uhrzeigersinn. Der untere Rotorenbereich ist die Saugzone, der obere bildet die Verdichtungs- oder Druckzone.
Die 3+4 Profilzähnekombination (**Bild 22 a**) ist geeignet für Druckdifferenzen bis 3 bar, optimal ist der Bereich 1 bis 2 bar. Die 4+6 Profilzähnekombination ist geeignet für Druckdifferenzen bis 12 bar, optimal ist der Bereich 3 bis 6 bar. Die 5+7 Profilzähnekombination ist geeignet für Drücke bis 15 bar und höher, optimal ist der Bereich 5 bis 10 bar.

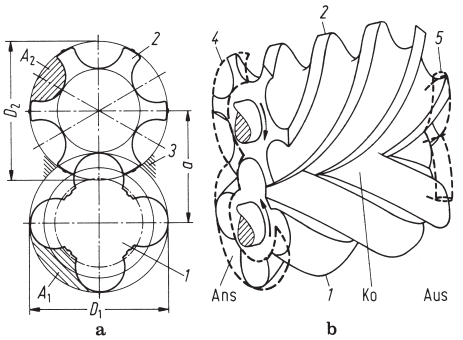


Bild 21 a, b. Läuferpaar eines Schraubenverdichters. **a** Stirnschnitt; **b** perspektivische Ansicht

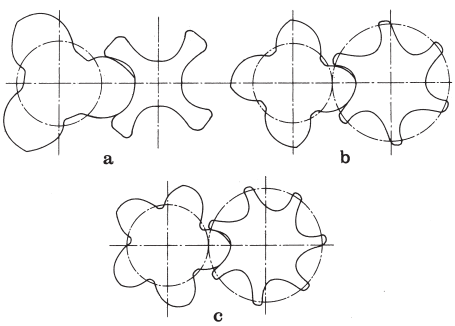


Bild 22 a–c. Asymmetrische Schraubenverdichter-Profile (Aerzener, Aerzen). **a** 3+4 Profil; **b** 4+6 Profil; **c** 5+7 Profil

Anhaltswerte. Die heute meist asymmetrische Profilform wird mit Verwindungswinkeln zwischen 280 und 330° ausgeführt. Das Verhältnis von Profillänge zu Profildurchmesser L/D liegt zwischen 1 und 2,5. Je höher die Arbeitsdruckdifferenz, desto geringer ist L/D, um die Läuferdurchbiegung zu beherrschen. Für Trockenläufer liegt das Verhältnis von Zylinderspalt zu Läuferdurchmesser bei ca. 0,0006; für Naßläufer (Öl) liegt es bei 0,0003 bis 0,0004. Ein Verschweißen (Fressen) der Rotoren muß durch entsprechende Spaltabmessungen vermieden werden.

3.4.3 Rotationsverdichter. Vane compressors

Rotationsverdichter bestehen aus einem exzentrisch gelagerten Rotor mit Schlitzführungen, in denen Lamellen gleiten, die sich am Gehäuse abstützen. Voreilende und nacheilende Lamelle bilden jeweils eine Zelle, deren Volumen sich zwischen Es und Aö verkleinert (**Bild 23**).
Die nacheilende Lamelle schließt den Einlaß bei Es, die voreilende Lamelle öffnet den Auslaß bei Aö. Die Lamellen können im Rotor radial angeordnet oder im Drehsinne angestellt sein, gekennzeichnet durch die Schieberrichtungskonstante x (**Bild 23**). Drehschieber-Vakuumpumpen mit zwei Lamellen besitzen ein ölüberlagertes Auslaßventil, um die erforderliche innere Verdichtung bei kleiner Lamellenzahl zu ermöglichen.
Die Exzentrizität e wird durch die dimensionslose relative Exzentrizität ε ausgedrückt:

$$\varepsilon = e/R = 2e/D. \tag{32}$$

Mit z = Lamellenzahl, L = axiale Rotorlänge, t = Lamellendicke wird der Volumenstrom $\dot{V}_f$

$$\dot{V}_f = (\pi D - zt)\,\varepsilon D L n\, \lambda_{nu}\,. \tag{33}$$

Anhaltswerte. Umfangsgeschwindigkeit $v_u = 6$ bis 24 m/s; Nutzliefergrad $\lambda_{nu} = 0{,}8 \ldots 0{,}9$; $L/D = 1 \ldots 3$; $\varepsilon = 0{,}08 \ldots 0{,}2$; $z = 2 \ldots 8$ (max 20).
An der Lamelle eines Rotationsverdichters greifen Massenkräfte (F, K, C), Druckkräfte (P, U), Normalkräfte (N_o, N_u, N_G) und Reibkräfte (R_o, R_u, R_G) an (**Bild 24**). Maßgebend für die Lamellenbeanspruchung ist die Druckdifferenz aus vor- und nacheilendem Zellendruck zum Zeitpunkt des Öffnens der Zelle zum Druckkanal hin.
Angestellte Lamellen ($x > 0$) ermöglichen eine größere Führung der Lamelle im Schlitz und setzen dadurch Reibkräfte und Biegebeanspruchung der Lamelle herab. Exzentrizität und Bauraumausnutzung können damit erhöht werden [12].

3.4.4 Flüssigkeitsringverdichter. Liquid ring compressors

Flüssigkeitsringverdichter werden auch Wasserringpumpen genannt, da in den meisten Fällen Wasser als Betriebsmittel

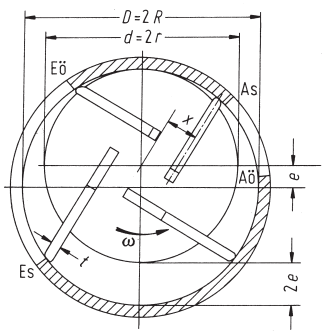


Bild 23. Aufbau und Hauptabmessungen von Rotationsverdichtern (Drehschieber-Vakuumpumpen)

P

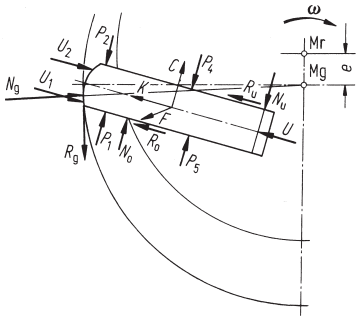


Bild 24. Kräfte an der Lamelle eines Rotationsverdichters

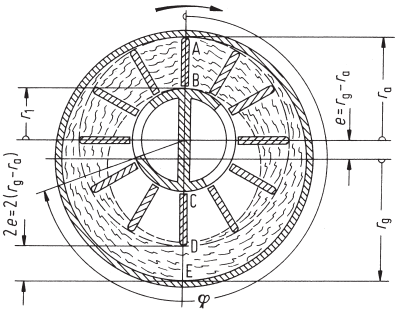


Bild 25. Hauptabmessungen eines Flüssigkeitsringverdichters

zur Bildung des Arbeitsraumes verwendet wird. Aus verfahrenstechnischen Gründen kann jedoch Wasser nicht immer eingesetzt werden, es werden dann andere Flüssigkeiten verwendet, wie Öle, Alkohole, Glykol, Schwefelsäure. In der Vakuumtechnik wird die Bezeichnung „Flüssigkeitsringvakuumpumpe“ verwendet.

Bild 25 zeigt Aufbau und Hauptabmessungen eines Flüssigkeitsringverdichters. Radiale oder im Drehsinn angestellte Schaufeln tauchen in den Flüssigkeitsring ein (A–B; D–E). Zwischen Innenseite des Flüssigkeitsringes und Nabe (C–D) wird ein Gasvolumen gekapselt, das aus dem Saugkanal angesaugt, verdichtet und in den Druckkanal ausgeschoben wird.

Der Volumenstrom $\dot{V}_{fa}$ beträgt mit $L=$ axiale Länge des Rotors, $\lambda_{nu}=$ Nutzliefergrad, $n=$ Drehzahl

$$\dot{V}_{fa} = \lambda_{nu}\, 4\, e\, L\, r_a\, n. \tag{34}$$

Anhaltswerte. Umfangsgeschwindigkeit $v_u = 14$ bis 20 m/s; $\lambda_{nu} = 0,5$ bis 0,9; $L/r_a = 1,2$ bis 2,4; $e/r_a = 0,12$ bis 0,15.

Betriebsverhalten. Flüssigkeitsringverdichter benötigen eine mit dem Druckverhältnis und dem Ansaugdruck zunehmende Mindestumfangsgeschwindigkeit; bei Unterschreitung erfolgt Schaumbildung und Abfall des Nutzliefergrades. Das erreichbare Endvakuum ist durch den Dampfdruck der Betriebsflüssigkeit begrenzt, jedoch erweiterbar durch vorgeschaltete Vakuumpumpen (Gasstrahler). Die Betriebsflüssigkeit wird im Umlauf ausgeschieden, gekühlt und rückgeführt. Eine besondere Eignung besteht für die Verdichtung von zündfähigen Gasen und Dämpfen, von verunreinigten Gasen und von Gasen, die zur Polymerisation neigen [17, 18].

3.4.5 Roots-Gebläse. Roots blowers

Roots-Gebläse arbeiten mit zwei- oder mit dreiflügeligen Rotoren, die außerhalb des Arbeitsraumes durch Zahnräder gekoppelt sind. Die Förderung erfolgt ohne innere Verdichtung.

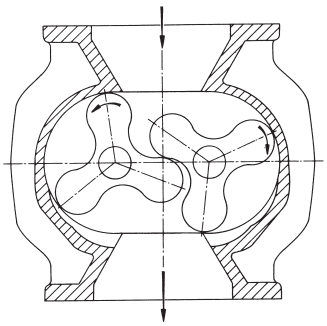


Bild 26. Dreiflügeliges Rootsgebläse mit auslaßseitigen Steuerkanälen (Aerzener, Aerzen)

Der Druckanstieg erfolgt durch Rückströmen des Fördermediums in den Arbeitsraum über Spalte (Eintrittsspalt, Umfangsspalt, Seitenspalt) bzw. über die sich öffnende Auslaßsteuerkante. Die dadurch verursachten Druckschwankungen führen zu einem Schalldruckpegel bis 170 dB, dessen Maximum bei der Förderfrequenz liegt, d. h. dem vierfachen der Drehfrequenz bei zweiflügeligen und dem sechsfachen bei dreiflügeligen Rotoren entsprechend der Zahl der Ausschubvorgänge pro Umdrehung [9, 19].

Beim dreiflügeligen Rootsgebläse nach **Bild 26** wird durch einen Vorauslaßkanal konstanter Breite eine Reduktion des Schalldruckpegels um 30 dB bei Förderfrequenz erzielt [19], verursacht durch Interferenz von Druckpulsationen am Vorauslaß und am Eingriffsspalt der Profile. Dies ist nur beim dreiflügeligen Rootsgebläse möglich, wo der Winkel zwischen Ein- und Auslaß um 60° größer sein kann als der Winkel zwischen den Rotorflügeln, ohne daß die Kanalbreite am Auslaß zu stark verengt wird.

Die Rotorprofile werden als Kreisbogen-Punktprofile nach dem Verzahnungsgesetz ausgeführt (s. **P 2**) oder als Kreisbogen-Evolventenprofile [9, 21] oder als Epizykloidenprofil [20].

Anhaltswerte. $L/D=$ 1 bis 3; Zähnezahlen $z_1 = z_2 = 2$ oder 3; Umfangsgeschwindigkeit $u=$ 20 bis 50 m/s; Nutzliefergrad $\lambda_{nu} = 0,75$ bis 0,95; Achsabstand $A = 0,625\,D$, wenn Welle und Rotor einteilig; $A = 0,66$ bis $0,68\,D$, wenn Welle und Rotor zweiteilig.

3.5 Ein- und Auslaßsteuerung. Inlet and outlet gear

Steuerungen schließen den Arbeitsraum bei der Verdichtung mit der Rückexpansion ab und verbinden ihn beim Ansaugen mit dem Saugstutzen und beim Fördern mit dem Druckstutzen. Steuerpunkte sind hierbei das Öffnen und Schließen Eö und Es des Einlasses und Aö und As des Auslasses. Die Steuerung erfolgt über druckgesteuerte, selbsttätige Ventile oder über Wegsteuerung. Druckgesteuerte Ventile werden überwiegend bei Hubkolbenverdichtern und bei Membranverdichtern eingesetzt, Wegsteuerung überwiegend bei rotierenden Verdrängerverdichtern.

Selbsttätige Ventile werden wie Rückschlagventile von den Druckdifferenzen an der Ventilplatte betätigt und passen die Steuerpunkte selbsttätig den Drücken an. Von mechanischen Antrieben unabhängig, stellen sie die übliche Steuerung für Hubkolbenverdichter dar und sind bis zu Drehzahlen von 3000 min^{-1} und Temperaturen bis 250 °C einsetzbar.

Wegsteuerungen steuern den Arbeitsraum bei einem festen Drehwinkel und passen sich daher nicht selbsttätig an das äußere Druckverhältnis an. Weggesteuerte Verdichter besitzen

ein eingebautes inneres Druckverhältnis. Ist dieses dem äußeren Druckverhältnis nicht angepaßt, entsteht Überverdichtung oder Unterverdichtung bei allen Verdichtern mit innerer Verdichtung (**Bild 17**). Die Steuerkanten sind in der Regel fest im Gehäuse eingebaut und werden vom Verdränger gesteuert. Schiebersteuerungen werden nicht mehr verwendet.

3.5.1 Aufbau selbsttätiger Ventile
Construction of self acting valves

Bild 27 zeigt den Aufbau eines Einzelringventils. Die Ventilplatte besteht aus drei Einzelringen (*3*) aus Kunststoff, die befedert sind (*2*) und auf Ventilsitzen mit kegelförmigen Dichtflächen abdichten. Der Ventilhub wird durch den Hubfänger (*1*) begrenzt, Ventilsitz und Hubfänger werden verschraubt (*5*). Der Sitzwinkel beträgt 36°; daneben gibt es ebene Ringplattenventile mit einem Sitzwinkel von 0°. Bei den Ringplattenventilen sind die Ringe durch Stege verbunden, die Ventilplatte besteht aus Stahl oder Kunststoff.
Ventile mit kegelförmigen Dichtflächen haben einen kleineren Druckverlust als Ringplattenventile, da die Strömung weniger umgelenkt wird und der angeströmte Ventilring eine gerundete Form erhält. Es werden hochtemperaturbeständige Kunststoffe aus Polyether-Ether-Keton (PEEK) mit einer Dauergebrauchstemperatur bis 250 °C verwendet. Kunststoffventilplatten sind im Vergleich zu Stahl schmutzunempfindlicher.

3.5.2 Ventileinbau. Valve location

Der Ventileinbau bestimmt neben der Kühlung und der Kolbenform die Konstruktion der Zylinder. Bei kleineren Maschinen (**Bild 28a–d**) und bei Hochdruckmaschinen (**Bild 28f**) erfolgt der Ventileinbau in den Deckel, bei Kreuzkopfmaschinen auch in den Zylinder (**Bild 28e**).
Beim Einbau in den Deckel bestehen folgende Möglichkeiten:

Einzelventile (Bild 28a, b). Hier können die Mittellinien der Ventile parallel, senkrecht und schräg zu den Zylindermittellinien gelegt werden. Die Ventile werden mit einer Schraube (*5*) im Deckel (*6*) über die Glocke (*7*) auf ihren Sitz gedrückt. Der Deckel (*6*) dichtet mit der Weichdichtung (*8*) ab und ist mit dem Zylinderdeckel verschraubt. Würde das Ventil direkt vom Deckel auf den Sitz gedrückt, wäre eine Doppelpassung entstanden. Der Ausbau der Ventile ist ohne Abnahme von Rohrleitungen möglich.

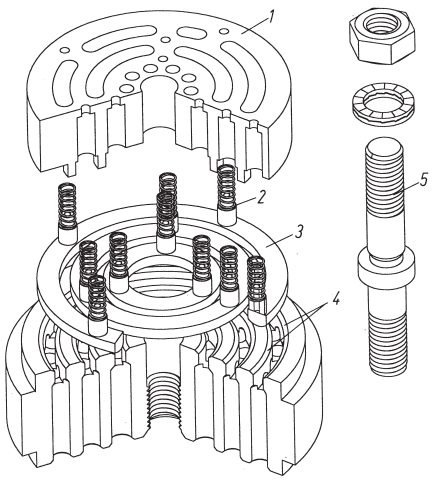


Bild 27. Einzelringventil (Borsig, Berlin). *1* Hubfänger, *2* Ventilfeder, *3* Einzelring, *4* Ventilsitz, *5* Verschraubung

Konzentrische Ventile (Bild 28c). Die Ventilachse fällt mit der Zylinderachse zusammen, die Einbaufläche entspricht der Kolbenfläche oder ist etwas größer. Saugventil (*1*) und Druckventil (*2*) sind in einer Baugruppe zusammengefaßt. Saug- und Druckraum werden durch einen plastisch verformbaren Aluminiumring abgedichtet, gegen den der mit einer Ringschneide versehene Deckel mit der Verschraubung (*3*) verschraubt wird.

Kälteverdichterventile (Bild 28d). Bei diesem konzentrischen Ventil ist das Saugventil außen, das Druckventil innen angeordnet. Am Flansch (*4*) des Zylinders sind 20 Zuflußbohrungen (*3*) angeordnet, außerdem vier Kolben (*5*) zum Offenhalten der Saugventile bei der Regelung. Der Sitz (*6*) des Druckventils (*2*), zugleich Hubfänger des Saugventils (*1*), besitzt Ölabflußnuten (*7*) und wird auf den Bund (*4*) mit der Feder (*8*) gedrückt. Hierdurch kann sich bei einem Flüssigkeitsschlag das gesamte Ventil abheben und den Ausflußquerschnitt wesentlich vergrößern. Dadurch werden schwere Beschädigungen der Maschine vermieden.

Etagenförmiger Einbau (Bild 28f). In den Hochdruckstufen wird der Kolbenquerschnitt immer kleiner, so daß kein Platz mehr für nebeneinander eingebaute Ventile besteht. Das Druckventil wird dann etagenförmig über dem Saugventil angeordnet. Etagenventile gibt es auch bei Niederdruckstufen, um große Strömungsquerschnitte unterbringen zu können, dort sind Saug- und Druckventile getrennt angeordnet und Einzelringe des Ventils befinden sich etagenförmig übereinander.

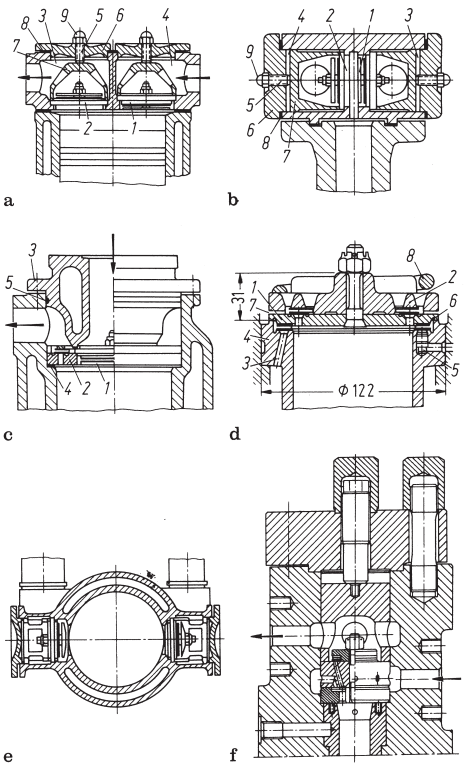


Bild 28a–f. Ventileinbau. **a** Einzelventile, parallel zur Zylinderachse; **b** dgl. senkrecht dazu; **c** konzentrische Ventile; **d** Kältemaschinenventile; **e** Ventileinbau am Zylinderumfang; **f** Druckventil etagenförmig über dem Saugventil angeordnet

P

Ventileinbau im Zylindermantel (Bild 28e). Bei Kreuzkopfmaschinen verdichtet auch die Zylinderunterseite. Da für Kolbenstangen und Kolbenstangendichtungen Platz benötigt wird, werden die Ventile oft seitlich im Zylindermantel angeordnet. Zwischen Ventil und Zylinderraum befindet sich ein ovaler Durchbruch und ein kegelartiger Übergang zum runden Ventil, das Ventilnest. Dieser Durchbruch wird von den Kolbenringen nicht erreicht. Das Ventilnest verursacht einen zusätzlichen Druckverlust.

3.5.3 Ventilauslegung. Valve lay out

Ventilbauart, Ventilhub und Strömungsquerschnitt werden bei der Ventilauslegung zunächst festgelegt. Der erforderliche Strömungsquerschnitt kann auch auf mehrere Saug- und Druckventile aufgeteilt werden.

Der maximal zulässige Ventilhub nimmt mit zunehmender Drehzahl und zunehmendem Druck ab. Erfahrungsgemäß beträgt der maximal zulässige Ventilhub H (mm) von Ringplattenventilen aus Stahl (p (bar) = Druck am Ventil; n (min^{-1}) = Drehzahl) [22]

$$\lg H = 0{,}92 - 0{,}1851 \lg p - (0{,}66 - 0{,}0478 \lg p) \lg(n/100). \quad (35)$$

Der Ventilhub wird durch den Hubfänger begrenzt und beträgt 0,5 bis 3 mm. Möglich sind auch fängerlose Ventile [6].

Die Begrenzung des Druckverlustes erfordert einen ausreichenden Strömungsquerschnitt im Hubspalt des Ventils. Maßgebend ist die gleichwertige Düse (Effektivquerschnitt) Φ_H des offenen Ventils (H = max. Ventilhub; α_H = Durchflußzahl; l_{sp} = Spaltumfang aller Ventilringe)

$$\Phi_H = \alpha_H H l_{sp}. \quad (36)$$

Bild 29 zeigt die Durchflußzahl als Funktion des Hubspaltflächenverhältnisses $2H/b$. Die Sitzspaltbreite b wird größer ausgeführt als der Ventilhub H.

Die Durchflußzahl ist auch abhängig von der Einbauumgebung des Ventils. **Bild 30** liegt ein Ventileinbau mit Nest entsprechend **Bild 28e** zugrunde. Beziehen sich die Durchflußzahlen auf Ventile ohne Nest, muß der einbaubedingte zusätzliche Druckverlust berücksichtigt werden [14, 23].

Der erforderliche Spaltumfang l_{sp} des Ventils ergibt sich näherungsweise aus der Forderung nach Begrenzung des mittleren relativen Druckverlustes δ (**Bild 16**), aus dem Bezugsdruck p, dem Kolbenquerschnitt A_K, der mittleren Kolbengeschwindigkeit v_{KM}, der Dichte ϱ des Gases und der Expansionsziffer ε (Kontinuitätsgleichung)

$$l_{sp} = A_K v_{KM} / (H \alpha_H \varepsilon \sqrt{2 p \delta / \varrho}). \quad (37)$$

Die Expansionsziffer ε berücksichtigt den Einfluß der Kompressibilität des Gases. Sie ist eine Funktion des relativen

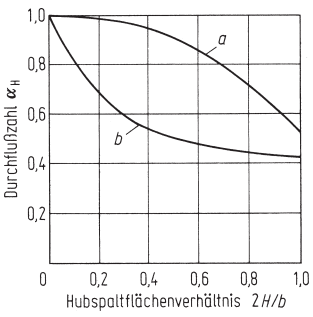


Bild 29. Durchflußzahl als Funktion des Hubspaltflächenverhältnisses. *a* Einzelringventil mit Kegelsitz; *b* Ringplattenventil mit ebenem Sitz

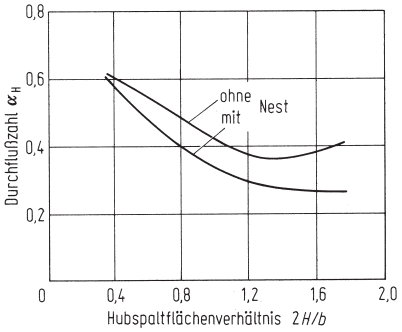


Bild 30. Durchflußzahl für ein Ringplattenventil mit und ohne Nest

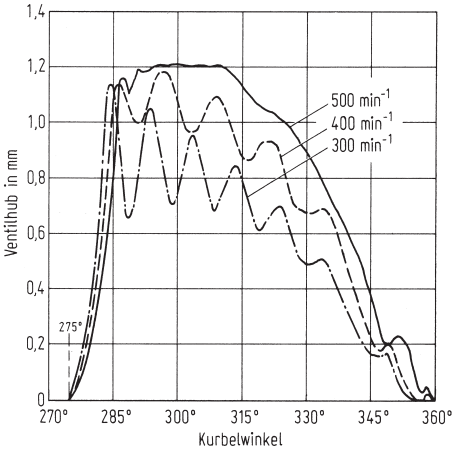


Bild 31. Berechnete Ventilhubverläufe für ein Ringplatten-Druckventil

Druckverlustes δ und des Isentropenexponenten $\varkappa$. Näherungsweise ist [6]:

$$\varepsilon = 1 - \delta(0{,}5 - 0{,}972(\varkappa - 1)/\varkappa). \quad (38)$$

Die Befederung des Ventils bestimmt das dynamische Verhalten der Ventilplatte. Diese flattert, wenn die Strömungskraft auf die Ventilplatte stets kleiner ist als die maximale Federkraft, d. h. die Federn zu stark ausgelegt sind. Dieser Fall tritt bei der Drehzahlregelung ein (**Bild 31**). Bei zu schwacher Befederung löst sich die Ventilplatte zu spät vom Hubfänger und trifft verspätet nach Totpunkt und mit zu hoher Geschwindigkeit am Ventilsitz auf. Der Schließwinkel soll 20 … 40 °KW betragen, damit liegt der Schließbeginn für ein deckelseitiges Druckventil bei 320 bis 340 °KW, für ein deckelseitiges Saugventil bei 140 bis 160 °KW.

Die Strömungskraft F_{str} auf die Ventilplatte wird mit dem experimentell ermittelten Kraftbeiwert ψ (**Bild 32**) bestimmt, (A_{pl} = angeströmte Ventilplattenfläche; δ = relativer Druckverlust = $\Delta p/p$)

$$F_{str} = \psi A_{pl} \delta p. \quad (39)$$

Der relative Druckverlust δ am Ventil wird durch die Frenkel-Dolleschalsche Differentialgleichung beschrieben, für deren Lösung eine Stammgleichung entwickelt wurde [24]. **Bild 33** zeigt den relativen Druckverlust δ für ein Druckventil als Funktion des Kurbelwinkels und der Machzahl Ma. Mit A_K = Kolbenfläche, r = Kurbelradius, ω = Winkelgeschwindigkeit, T = Gastemperatur, z = Zahl gleicher Ventile je Zylinderseite, $\varkappa$ = Isentropenexponent, A_H = Hubspaltquerschnitt

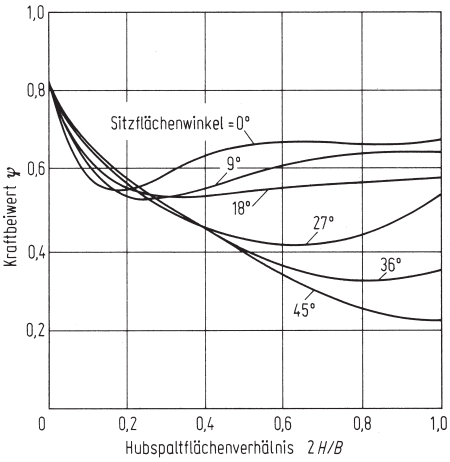


Bild 32. Kraftbeiwert für Ventile mit geradem Sitz und mit Kegelsitz

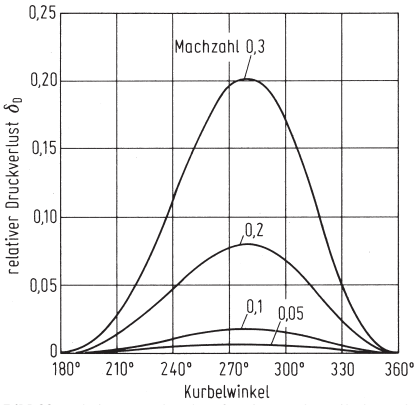


Bild 33. Relativer Druckverlust für ein Druckventil als Funktion des Kurbelwinkels und der Machzahl

des Ventils, α_H = Durchflußzahl des Ventils, R = Gaskonstante wird die Machzahl *Ma*:

$$Ma = 2A_K r\omega/(\pi\alpha_H A_H z\sqrt{\varkappa RT}). \quad (40)$$

Sie kennzeichnet das mittlere Niveau der Strömungsgeschwindigkeit in der gleichwertigen Düse des Ventils bezogen auf die Schallgeschwindigkeit. Die Machzahl für Ventile beträgt 0,1 bis 0,3.

Die maximale Federkraft ergibt sich aus der Strömungskraft bei Schließbeginn (Gl. (39), **Bilder 32** und **33**) unter Berücksichtigung der Gewichtskraft der Ventilplatte.

Das dynamische Bewegungsverhalten des Ventils wird über die Bewegungsdifferentialgleichung der Ventilplatte berechnet (**P 2**, Gl. (40)). Die instationäre Ventiltheorie [6] berücksichtigt zusätzlich drei instationäre Effekte auf die Ventilbewegung: den Gasträgheitseffekt, den Gasfedereffekt und den Arbeitsaustauscheffekt. Der Gasträgheitseffekt erfaßt den Einfluß der Beschleunigung des Gases im Ventilkanal auf die Strömungsgeschwindigkeit im Hubspalt und auf die Strömungskraft; der Gasfedereffekt die „Kolbenwirkung" der Ventilplatte in bezug auf Kompression und Expansion des Gases in den Räumen vor und nach dem Ventil; der Arbeitsaustauscheffekt den instationären Arbeitsaustausch zwischen Strömung und Ventilplatte.

3.6 Regelung und Betriebsverhalten
Regulating device and operating characteristics

3.6.1 Regelung. Regulating device

Zweck der Regelung von Verdichteranlagen ist es, die Fördermenge dem Bedarf anzupassen, den Enddruck auf einem vorgegebenen Wert zu halten und die Einsparung von Antriebsenergie. Regelgröße ist der Druck nach dem Kompressor, aber auch die Durchflußmenge oder Temperaturen bei Kälteanlagen und Wärmepumpen.

Bei Verdichtern werden häufig pneumatische Regler mit und ohne Instrumentenluft als Hilfsenergie eingesetzt [25, 26]. Aussetzregler (**Bild 34**) sind direkt wirkende pneumatische Zweipunktregler ohne Instrumentenluft als Hilfsenergie. Aussetzregler werden zur Leerlaufregelung eines Kompressors in Abhängigkeit vom Enddruck verwendet. Überschreitet der zu regelnde Druck den eingestellten oberen Schaltpunkt, so wird der Eingang E mit dem Ausgang A verbunden (**Bild 34**, links). Gleichzeitig wird die Entlüftung R verschlossen. Unterschreitet der zu regelnde Druck den unteren Schaltpunkt, so wird der Eingang E (unten) verschlossen und der Ausgang A (seitlich) über eine Entlüftungsbohrung R entlüftet. Beide Schaltvorgänge werden durch eine schlagartige Bewegung der Kugel 9 bewirkt.

Sind Eingang E und Ausgang A verbunden, wird über den Behälterdruck ein Stellglied pneumatisch betätigt, das den Verdichter auf Leerlauf schaltet.

Verdichterregelungen werden nach den Stelleingriffen benannt, die auf den Antrieb (Drehzahlregelung, Aussetzregelung), auf die Anlage (Bypassregelung, Saugdrosselregelung) oder auf den Verdichter selbst einwirken können.

Die wichtigsten Verdichterregelungen sind:

Drehzahlregelung. Mit Drehzahlregelung läßt sich die Fördermenge im Bereich von 100 bis 50% stufenlos regeln. Die Regelung ist energiesparend, da bei konstantem Moment die Leistung mit der Drehzahl abnimmt, zusätzlich auch die Strömungsdruckverluste reduziert werden. Bei Hubkolbenverdichtern nimmt der Ungleichförmigkeitsgrad mit sinkender Drehzahl zu, außerdem können kritische Drehzahlen für Torsionsschwingungen der Kurbelwelle und für Gassäulenschwingungen durchlaufen werden. Die Drehzahlregelung wird auch bei Schraubenverdichtern eingesetzt. Bei trockenlaufenden Schraubenverdichtern erwärmt die Spaltrückströ-

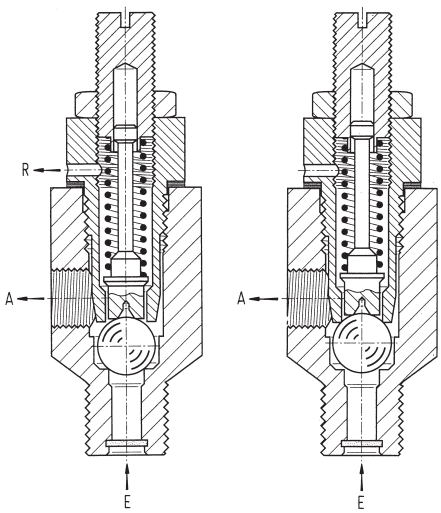


Bild 34. Aussetzregler (Hoerbiger, Wien)

mung des verdichteten Gases das angesaugte Gas, so daß mit abnehmender Drehzahl die Verdichtungsendtemperatur ansteigt.

Aussetzregelung. Durch Stillsetzen des Verdichters wird der Förderstrom von 0 bis 100% intermittierend geregelt. Es entsteht jedoch bei großer Schalthäufigkeit ein zusätzlicher Energieaufwand für das Anfahren des Verdichters. Durch die Wahl großer Druckbehälter läßt sich die Schalthäufigkeit herabsetzen.

Bypassregelung. Die Bypassregelung über alle Stufen des Verdichters verbindet die Druckleitung mit der Saugleitung der 1. Stufe. Das Gas muß gekühlt zurückströmen. Bei der Bypassregelung über alle Stufen besteht keine Energieeinsparung, die Fördermenge läßt sich von 100 bis 0% verstellen. Eine Bypassregelung hinter der 1. Stufe regelt die Menge von 100 bis 50%, wobei sich aber die Zwischendrücke der nachfolgenden Stufen verschieben und sich das Druckverhältnis der letzten Stufe erhöht.

Saugdrosselregelung. Die Saugdrosselregelung arbeitet stufenlos und energiesparend. Durch Drosseln der Saugleitung wird die Dichte des angesaugten Gases vermindert.
Das p, V-Diagramm für Saugdrosselregelung (**Bild 35**) zeigt, daß das Druckverhältnis und damit auch die Verdichtungsendtemperatur bei Saugdrosselregelung zunimmt. Bei öleinspritzgekühlten Schraubenverdichtern wird jedoch auch bei großen Druckverhältnissen der Temperaturanstieg durch Innenkühlung gebremst und die Saugdrosselregelung wird dort häufig eingesetzt. Bei Hubkolbenverdichtern für Luft kann zur Begrenzung des Temperaturanstiegs und des Druckverhältnisses bei Saugdrosselregelung die Druckleitung entlastet werden.

Zuschaltraumregelung. Bei der Zuschaltraumregelung wird der Schadraum des Verdichters über ein pneumatisch betätigtes Ventil mit einem Zuschaltraum verbunden. Verdichtungs- und Expansionslinie verlaufen dadurch flacher, das indizierte Volumen verkleinert sich entsprechend der Größe des Zuschaltraumes (**Bild 36**).
Je größer der Zuschaltraum, desto flacher verlaufen Verdichtungs- und Expansionslinie und um so stärker reduziert sich der Füllungsgrad. **Bild 42** zeigt die Anordnung eines Zuschaltraumes im Zylinderdeckel. Das Ventil zwischen Zuschaltraum und Zylinder wird pneumatisch betätigt. Durch Anordnung mehrerer Zuschalträume ist eine stufenweise Regelung der Fördermenge möglich. Eine stufenlose Zuschaltraumregelung kann durch einen Verstellkolben erreicht werden, der das Volumen des Zuschaltraumes stufenlos verändert. Die Zuschaltraumregelung wird nur bei großen Hubkolbenverdichtern angewendet. Der Verstellbereich für den Volumenstrom reicht bis 50%, die indizierte Verdichtungsarbeit reduziert sich entsprechend der verminderten Fläche des p, V-Diagramms (**Bild 36**).

Regelung durch Saugventil-Abhebung. Diese erfolgt stufenlos als *Staudruckregelung* oder stufenweise als *Greiferregelung*.
Bei der Staudruckregelung (**Bild 37**) wird die Saugventilplatte durch den Greifer (*5*) über Greiferarme (*6*) vom Ventilsitz abgehoben. Die Betätigung des Greifers erfolgt pneumatisch über die Steuerluft (*1*), die Membrane (*2*) und die Feder (*4*). Die Betätigungsstange ist mit einem Metallfaltenbalg abgedichtet. Eine Entlüftungsleitung befindet sich unterhalb der Membran; Rückführleitungen werden im Falle eines Bruchs der Metallfaltenbalgdichtung wirksam. Neben pneumatischen gibt es auch hydraulische Betätigungen des Greifers.
Kehrt der Kolben nach Beendigung des Ansaugvorganges um, wird das angesaugte Gas in die Saugleitung zurückgeschoben; dabei wächst mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit die an der Saugventilplatte in Schließrichtung wirkende Strömungskraft. Wird die Federkraft der Feder (*4*) durch die Strömungskraft kompensiert, schließt das Saugventil und die Verdichtung des Restgases im Zylinder beginnt. Der Volumenstrom wird in einem Bereich von 100 bis 50% stufenlos geregelt, da die Feder (*4*) unterschiedlich stark vorgespannt werden kann. Außerdem kann auf Leerlauf eingestellt werden, wenn die Federkraft im ganzen Hubbereich über der Strömungskraft liegt.

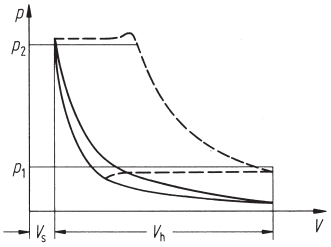


Bild 35. p, V-Diagramm für Saugdrosselregelung

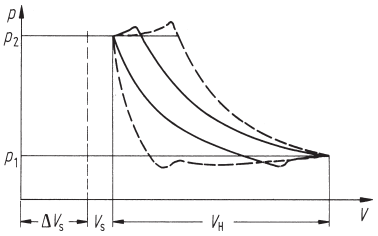


Bild 36. p, V-Diagramm für Zuschaltraumregelung

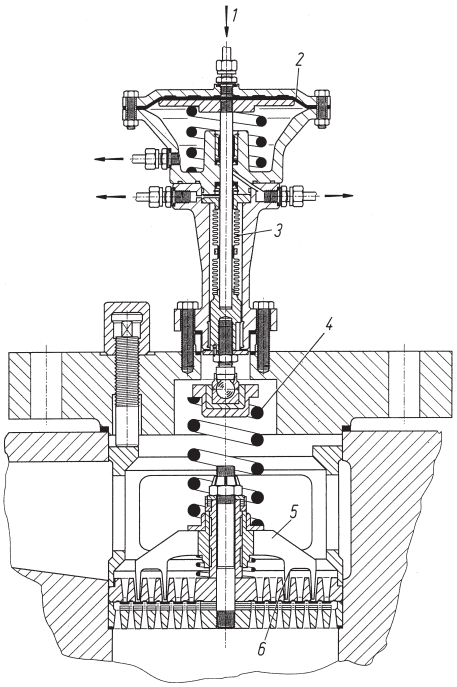


Bild 37. Staudruckregelung (Hoerbiger, Wien)

Das p,V-Diagramm bei Staudruckregelung (**Bild 38**) zeigt die Energieersparnis als Differenzfläche zwischen geregeltem und ungeregeltem Diagramm.

Die *Leerlaufregelung* mit Saugventilabhebung arbeitet mit einem starren, unbefederten Greifer. Die Saugventilplatte bleibt im ganzen Arbeitszyklus abgehoben.

Das p,V-Diagramm (**Bild 39**) zeigt, daß im Leerlauf nur die Strömungsdruckverluste des Saugventils aufzubringen sind. Bei Saugventilabhebung wird die auf den Greiferarmen abgestützte Saugventilplatte stärker beansprucht als im Normalbetrieb.

Bei der *Loch- oder Schieberregelung* wird der Beginn der Verdichtung (Einlaß schließt) durch einen Schieber oder ein ventilbetätigtes Loch im Zylinder verschoben. Das Gas strömt im Teillastbereich zunächst durch die aufgesteuerte Öffnung in den Saugkanal zurück, ehe die Verdichtung beginnt. Die Loch- oder Schieberregelung wird bei Rotationsverdichtern und bei Schraubenverdichtern angewandt, seltener bei Hubkolbenverdichtern.

Bei öleinspritzgekühlten Schraubenverdichtern kann ein Teil des Gehäuses als verstellbarer Schieber ausgebildet werden. Es entsteht eine Rückströmöffnung, über deren Größe der Verdichtungsbeginn und damit der Volumenstrom stufenlos geregelt wird (**Bild 40**). Der Regelbereich liegt zwischen 100 und 10% der Fördermenge. Diese Regelung arbeitet energiesparender als die Saugdrosselregelung. **Bild 49** zeigt eine konstruktive Ausführung der Schieberregelung.

3.6.2 Betriebsverhalten. Operating characteristics

Verdrängerkompressoren zeigen folgendes Betriebsverhalten: Zunahme des Druckverhältnisses bei konstanter Drehzahl.

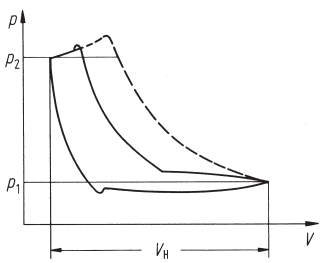


Bild 38. p,V-Diagramm bei Staudruckregelung

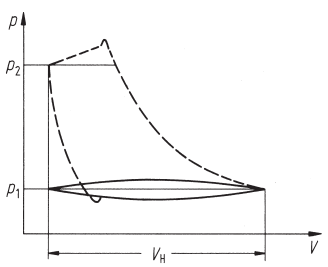


Bild 39. p, V-Diagramm für Leerlaufregelung mit Saugventilabhebung

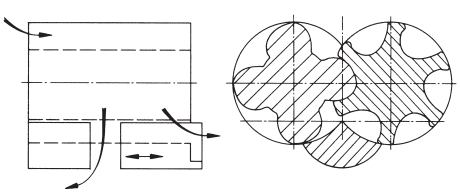


Bild 40. Schieberregelung eines Schraubenverdichters

Der Volumenstrom fällt nur wenig ab (steile Kennlinie), Leistungsaufnahme und Verdichtungsendtemperatur steigen an. Die Verdichtungsendtemperatur begrenzt das maximale Stufendruckverhältnis; darüber hinaus wird eine höhere Stufenzahl und Zwischenkühlung erforderlich.

Zunahme der Drehzahl bei konstantem Druckverhältnis. Volumenstrom und Leistungsaufnahme verhalten sich näherungsweise proportional der Drehzahl, das Drehmoment steigt nur gering an.

Bei trockenlaufenden Schraubenverdichtern (**Bild 41**) steigt die Verdichtungsendtemperatur mit abnehmender Drehzahl an. Grund sind die inneren Leckverluste durch Spaltrückströmung verdichteter Gase. Bei Hubkolbenverdichtern sinkt die Verdichtungsendtemperatur mit abnehmender Drehzahl.

3.7 Bauformen und Baugruppen
Types and components

3.7.1 Hubkolbenverdichter. Piston compressors

Bild 42 zeigt die liegende Zylindereinheit eines Prozeßgasverdichters. Der Antrieb erfolgt über ein Boxertriebwerk oder über ein Doppel-Boxertriebwerk (**Bild 20a**). Die Zylinder sind wassergekühlt und werden in Abhängigkeit vom Betriebsdruck und vom Durchmesser aus folgenden Werkstoffen hergestellt:

bis 50 bar = Grauguß GG 25;
bis 100 bar = Sphäroguß GGG 40.4 oder GGG 50;
bis 220 bar = Stahlguß GS-C 25 oder GS-C 35;
bis 1 000 bar = Schmiedestahl Ck 35.

Die Zylinderbuchse wird eingeschrumpft. Die Stutzen sind vertikal angeordnet. Der Druckstutzen liegt unten, um Flüssigkeitsansammlungen zu vermeiden. Der Kolben (*3*) ist geschweißt und gleitet auf Tragsätteln (*4*) auf der Zylinderbuchse. Tragsattel und Kolbenringe bestehen aus Kunststoff (PTFE- oder PEEK-Compound). Der Zylinder ist mit einer Zuschaltraumregelung (*6*) und einer Staudruckregelung (*7*, *8*) ausgerüstet. Die Staudruckregelung entspricht **Bild 37**. Das Kolbenstangenende (*1*) ist mit einem Dehnschaft zur Aufnahme der Kreuzkopfkupplung (**Bild 43**) versehen. Den Aufbau der Kolbenstangendichtung (*2*) zeigt **Bild 45**. Der Kolbenhub beträgt 320 mm, der Kolbendurchmesser 385 mm, das Hubspiel (Sicherheitsabstand zum Zylinderdeckel) 4,5 mm.

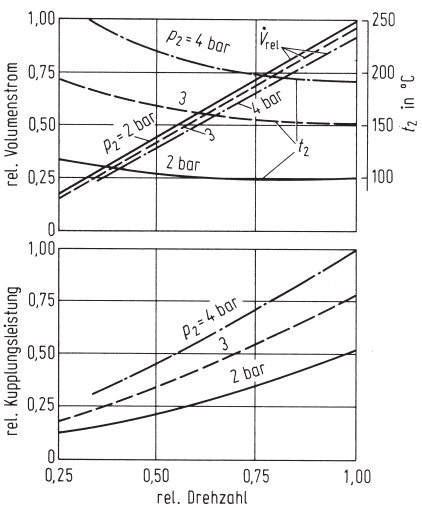


Bild 41. Kennfeld eines trockenlaufenden Schraubenverdichters (Aerzener, Aerzen)

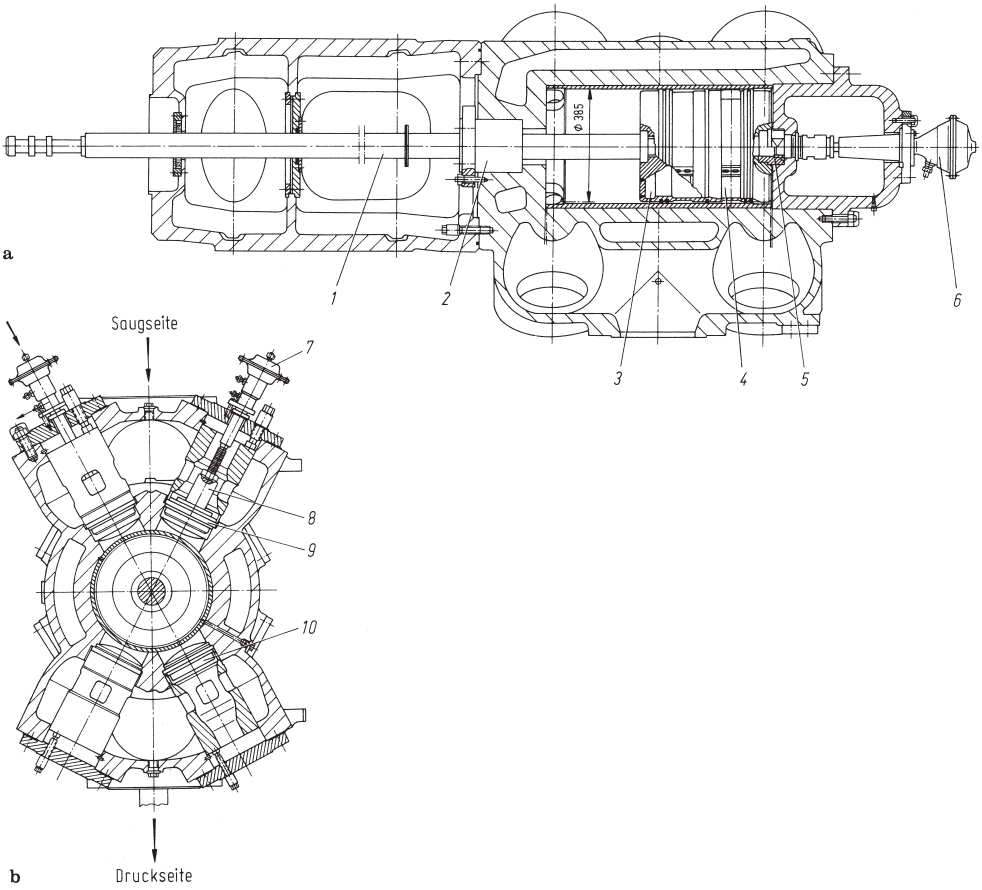


Bild 42a, b. Liegende Zylindereinheit eines Prozeßgasverdichters (Borsig, Berlin). **a** Längsschnitt; **b** Querschnitt durch die Ventilgruppe. *1* Kolbenstange, *2* Kolbenstangendichtung, *3* Kolben, *4* Tragsattel, *5* Kolbenstangenmutter, *6* Membranabhebung für Zuschaltraumventil, *7* Membranabhebung für Staudruckregelung, *8* Greifer, *9* Saugventil, *10* Druckventil

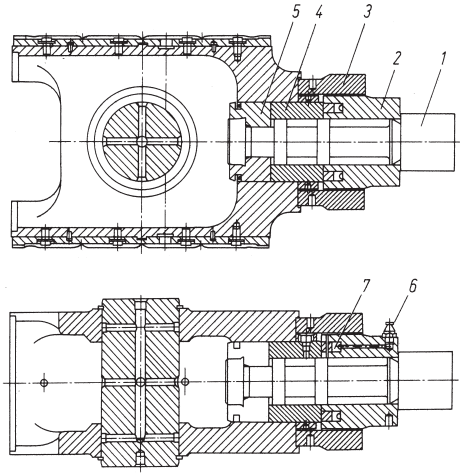


Bild 43. Kreuzkopf und Kreuzkopfkupplung (Borsig, Berlin)

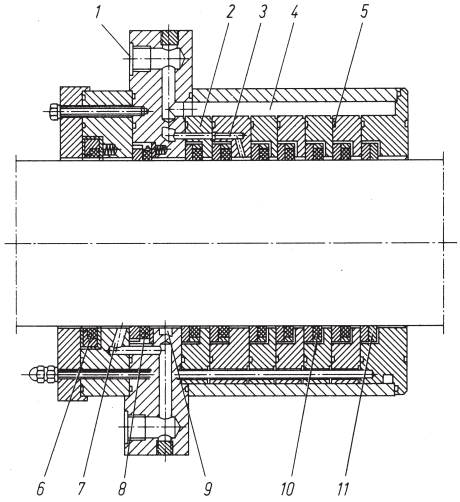


Bild 44. Kolbenstangendichtung (Borsig, Berlin). *1* Anschluß für Kühlung, *2* Kammerring, *3* Schmierung, *4* Kühlraum, *5* O-Ring, *6* Sperrgas-Dichtelement, *7* Sperrgaskammer, *8* Leckgas-Dichtelement, *9* Leckgaskammer, *10* Dichtelemente, *11* Drosselelemente

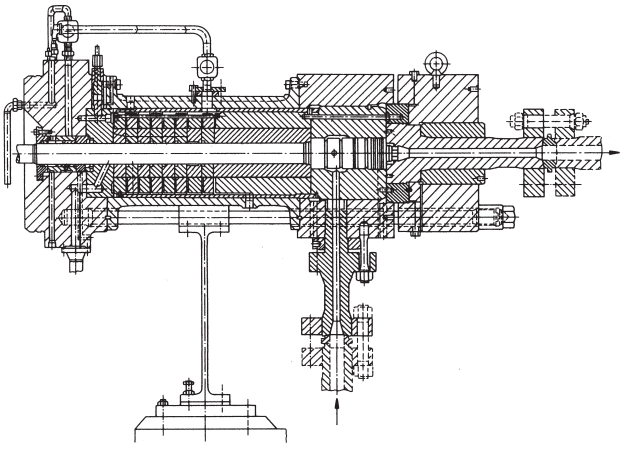


Bild 45. Liegende Zylindereinheit eines Höchstdruck-Kolbenverdichters (Sulzer Burkhardt, Winterthur)

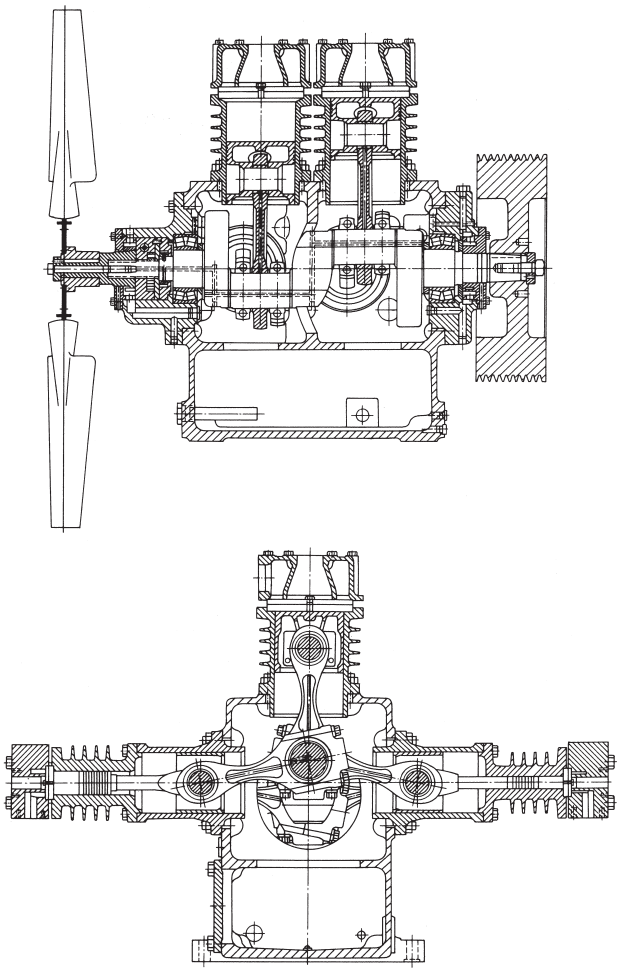


Bild 46. Luftgekühlter dreistufiger Verdichter für Erdgastankstellen (Sulzer Burkhardt, Winterthur)

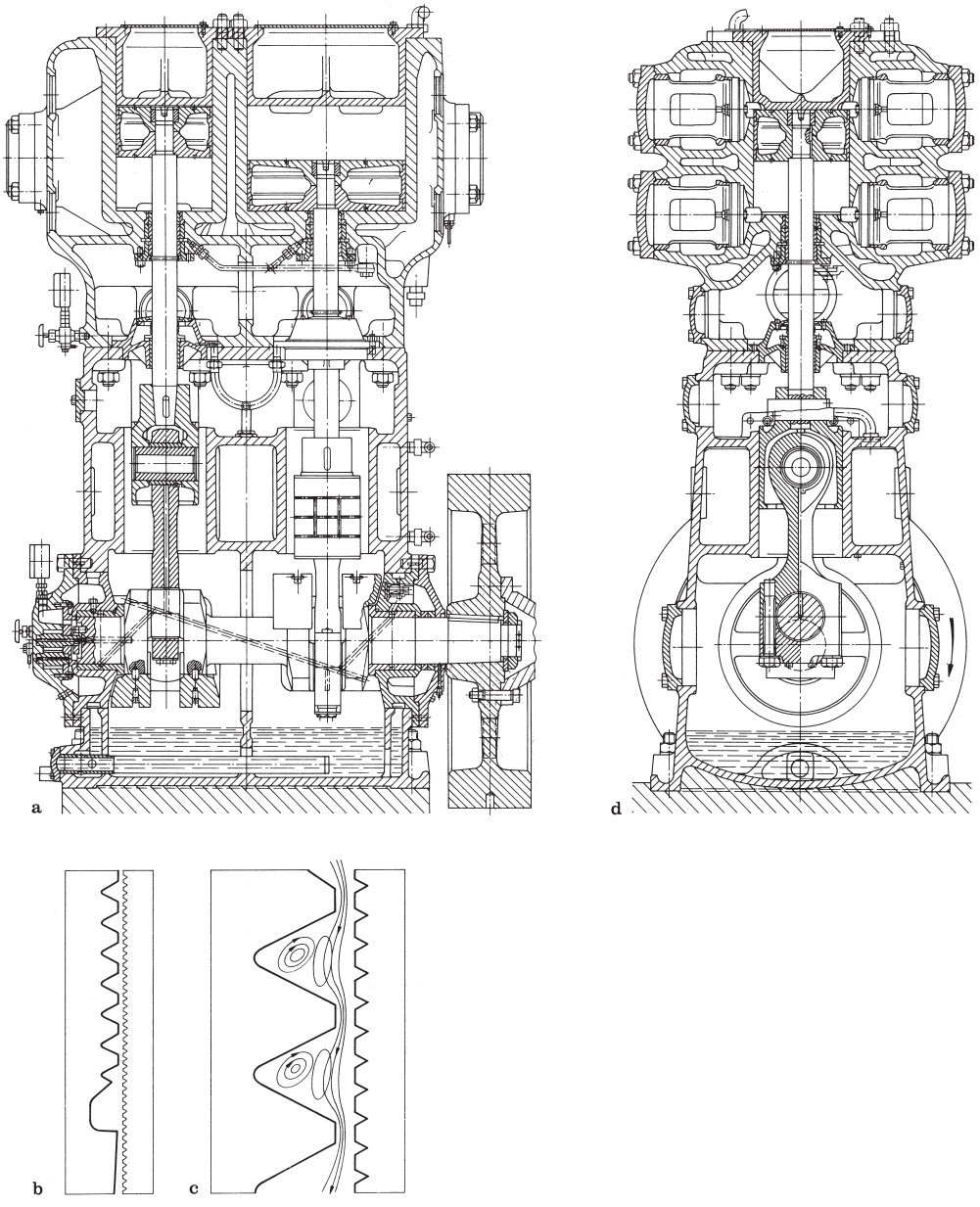


Bild 47 a–d. Labyrinthkolbenverdichter (Sulzer Burkhardt, Winterthur). **a** Längsschnitt; **b** Kolben-/Zylinderwand; **c** Strömungsverlauf im Labyrinth; **d** Querschnitt

Der Kreuzkopf (**Bild 43**) besitzt einstellbare Gleitschuhe mit einer Lauffläche aus Weißmetall. Das Schmieröl wird über Axial- und Umfangsnuten verteilt, in die Keilflächen zum Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms eingearbeitet sind. Das Schmieröl wird über den Kreuzkopfbolzen und das Pleuel an das Kurbelzapfenlager weitergeleitet. Das Kolbenstangenende (*1*) ist als Dehnschaft gestaltet und wird hydraulisch vorgespannt. Bei der Montage wird über den Nippel (*6*) Drucköl zur Lippendichtung (*7*) geführt und der Ring (*2*) mit Mutter (*3*) unter Längung des Dehnschaftes nach rechts bewegt. Das linke Ende des Dehnschaftes stützt sich über Halbringe (*5*) und Schraubring (*4*) am Kreuzkopf ab. Wird nun die Mutter (*3*) nachgestellt, bleibt die Vorspannung auch ohne Öldruck erhalten.

Den Aufbau der Kolbenstangendichtung zeigt **Bild 44**. Die Dichtelemente (*10*) befinden sich in Kammerringen (*2*), die mit O-Ringen (*5*) abgedichtet sind. Das Dichtelement (*10*) ist geschlitzt und wird mit einem Federring verspannt. Der Schlitz wird mit einem Stützring abgedichtet. Vom Gasdruck wird das Dichtelement gegen die Kolbenstange und gegen den Stützring gedrückt, dieser gegen die Flanke des Kammerrings (*2*). Das durchtretende Leckgas wird abgesaugt (*9*), zu-

sätzlich wird mit Überdruck und einem neutralen Gas gesperrt (*7*), so daß der Austritt gefährlicher Prozeßgase wirksam verhindert wird.

Höchstdruck-Kolbenverdichter (**Bild 45**) werden bei der Erzeugung von Hochdruck-Polyäthylen mit Drücken bis 3500 bar eingesetzt [27]. Der Kolben (Plunger) besteht aus Hartmetall und wird mit metallischen, geteilten Dicht- und Deckringen abgedichtet, die in geschrumpften Kammerringen angeordnet sind. Am antriebsseitigen Ende des Plungers befindet sich eine Niederdruckpackung für Leckgasabsaugung, Spülung und Kühlung. Saug- und Druckventile sind hintereinander in einem vom Zylinder getrennten Zylinderkopf angeordnet. Zur Erhöhung der Belastbarkeit durch den schwellenden Innendruck sind Zylinder, Kammerringe und Zylinderkopf geschrumpft.

Verdichter für Erdgastankstellen (**Bild 46**) verdichten dreistufig bei einem Saugdruck von 2 bis 16 bar auf 250 bar. Das Kurbelgehäuse ist druckfest ausgeführt und die Kurbelwelle beidseitig mit doppeltwirkenden Gleitringdichtungen gegen den Austritt von Erdgas abgedichtet [28]. Es werden konzentrische Ventile in der Anordnung von **Bild 28 c** eingesetzt.

Beim Labyrinthkolbenverdichter (**Bild 47**) sind Kolben und Zylinderwand mit Gewinderillen versehen, der Kolben bewegt sich berührungsfrei im Zylinder, der Arbeitsraum ist ölfrei. Die Kolbenstangendichtung besteht aus Graphitringen mit Labyrinthrillen an der Innenseite und besitzt eine Leckgasabsaugung. Die Triebwerke können auch druckfest bis 15 bar ausgeführt werden, der Wellendurchtritt wird dann mit Gleitringdichtungen abgedichtet. Zwischen Kreuzkopf und Kolbenstangendichtung befindet sich ein Führungslager, das zusammen mit dem Kreuzkopf den Labyrinthkolben führt. Die Kolbenenden sind konisch angefast (**Bild 47 b**), wodurch eine zentrierende Druckkraft auf den umströmten Kolben entsteht [8]. Labyrinthkolbenverdichter werden stehend und auch liegend ausgeführt.

3.7.2 Membranverdichter. Diaphragm compressors

Membranverdichter (**Bild 48**) verdichten ölfrei bis 4000 bar. Die Stahlmembran ist zwischen Lochplatte und Membrandeckel eingespannt und wird durch pulsierenden Hydraulikdruck betätigt, der vom Hydraulikkolben erzeugt wird. Durch eine Kompensationspumpe werden die Leckverluste des Hydraulikkolbens ausgeglichen, so daß die Membrane wechselseitig am Membrandeckel bzw. an der Lochplatte zur Anlage kommt. Durch eine Ölkühlschlange wird das Hydrauliköl gekühlt. Wegen der großen wärmetauschenden Oberfläche der Membran und des kleinen Schadraums sind hohe Stufendruckverhältnisse von 10 (max. 20) möglich. Die Membran ist dreilagig aufgebaut, so daß bei Bruch einer Membranlage der Membranbruch angezeigt werden kann und Öl und Gas sich nicht vermischen.

3.7.3 Schraubenverdichter. Screw compressors

Beim öleinspritzgekühlten Schraubenverdichter mit Schieberregelung (**Bild 49**) erfolgt die Volumenstromregelung stufen-

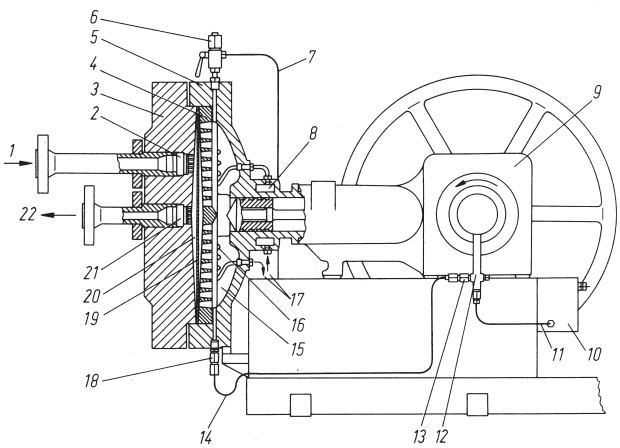


Bild 48. Membranverdichter (Hofer, Mülheim). *1* Gasaustritt, *2* Saugventil, *3* Membrandeckel, *4* Lochplatte, *5* Flansch, *6* Ölüberströmventil, *7* Ölrücklauf, *8* Zylinderkühlung, *9* Kurbeltriebwerk, *10* Ölberuhigungsbehälter, *11* Ölansaugleitung, *12* Kompensationspumpe, *13* Rückschlagventil, *14* Öleinspritzung (Leckageausgleich), *15* Ölraum, *16* Ölkühlschlange, *17* Kühlwasserein-/austritt, *18* Rückschlagventil, *19* Membranen, *20* Gasraum, *21* Druckventil, *22* Gasaustritt

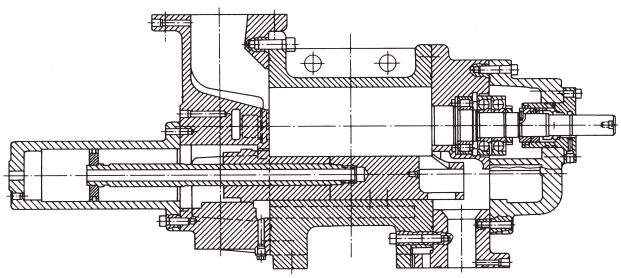


Bild 49. Öleinspritzgekühlter Schraubenverdichter mit Schieberregelung (Aerzener, Aerzen)

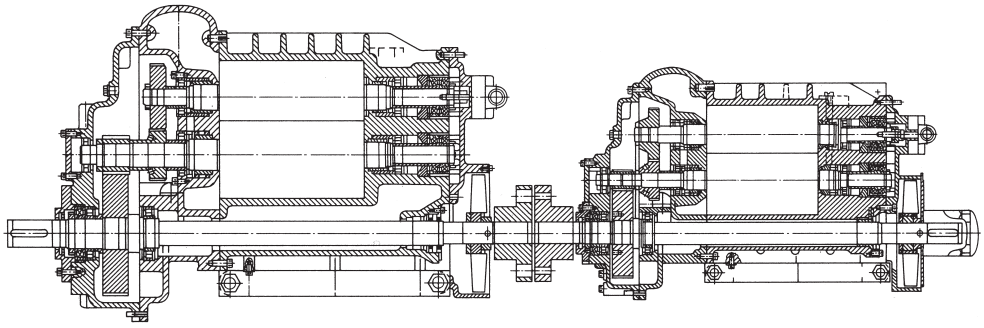


Bild 50. Zweistufiger, trockenlaufender Schraubenverdichter (Aerzener, Aerzen)

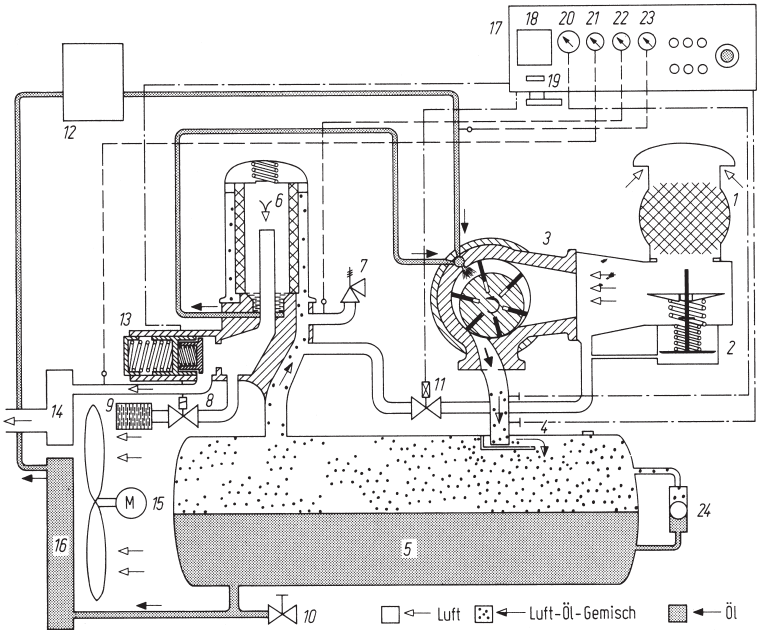


Bild 51. Rotationsverdichter mit Öleinspritzkühlung (Mannesmann DEMAG Verdichter Wittig, Schopfheim). *1* Ansaugfilter, *2* Saugabsperr-Regelung, kombiniert mit Bypass-Regelventil *11*, *5* Ölvorrats- und Abscheidebehälter, *6* Entölelement, *7* Sicherheitsventil, *8* Entlastungsventil mit Entlastungs-Luftschalldämpfer *9*, *12* Ölfilter, *13* Mindestdruck- und Rückschlagventil, *14* Druckluftnachkühler, *16* Ölkühler, *17* Steuerschrank mit Überwachungsgeräten, *24* Ölstandsanzeige

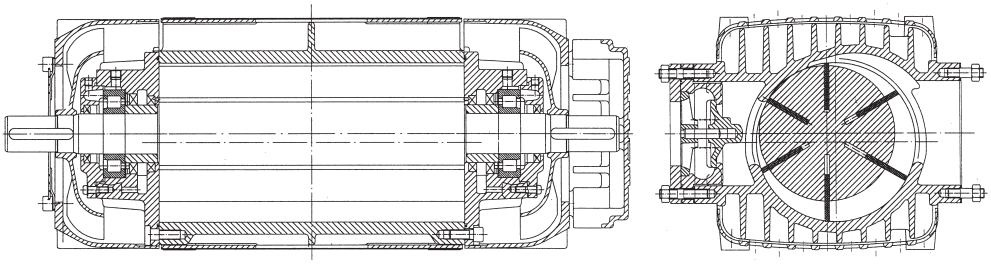


Bild 52. Trockenlaufender Rotationsverdichter mit Luftkühlung für Fahrzeugeinbau (Mannesmann DEMAG Verdichter Wittig, Schopfheim)

los zwischen 10 und 100% durch eingebauten Steuerschieber, der nach dem Prinzip von **Bild 40** arbeitet. Das eingespritzte Öl führt die Verdichtungswärme ab, dichtet und schmiert. Die Rückkühlung des Öls erfolgt über wassergekühlte Ölkühler. Die Förderung erfolgt von oben nach unten. Die Axialkraft auf den Rotor wird von zwei Schrägkugellagern in Tandemanordnung aufgenommen. Bei öleinspritzgekühlten Schraubenverdichtern treibt der Hauptrotor den Nebenrotor im Schraubeneingriff an, ein Koppelgetriebe entfällt.
Zweistufige trockenlaufende Schraubenverdichter (**Bild 50**) verdichten bis 10,5 bar. Der Antrieb des Hauptläufers erfolgt in jeder Stufe über ein ins Schnelle übersetzendes Stirnradgetriebe. Haupt- und Nebenläufer sind durch ein Koppelgetriebe verbunden und arbeiten im Schraubeneingriff berührungsfrei. Die Abdichtung des Wellendurchtritts in den Förderraum erfolgt durch dreifache Kohle-Labyrinthdichtungen und zwei Kammerringe mit neutralem Raum zur Atmosphäre. Die Rotoren sind wälzgelagert (Zylinderrollenlager, Schrägkugellager). Die Getriebestufen sind schrägverzahnt und mit Zylinderrollenlagern, Nadellagern und Vierpunktlagern gelagert. Für Zwischen- und Nachkühler dient Wasser oder Luft als Kühlmedium; das Schmieröl wird mit Luft über Axiallüfter (**Bild 50**) rückgekühlt. Die Kühlung der Verdichterzylinder erfolgt durch Umgebungsluft. Zur Volumenregelung werden die Bypassregelung, die Drehzahlregelung oder die Vollast-Leerlaufregelung mit Saugdrossel eingesetzt.

3.7.4 Rotationsverdichter. Vane compressors

Der Rotationsverdichter ist wesentlich durch folgende Bauteile gekennzeichnet:
- Gehäuse als Fuß- oder Flanschversion,
- zwei Gehäusedeckel,
- Rotor mit ein- oder beidseitiger Lagerung,
- Rotorschieber aus Elektrographit, Kunststoff, Aluminium, Grauguß oder Stahl bei Laufringmaschinen,
- zwei Rotorlager in Form von Radialwälzlagern, selten auch Gleitlager,
- Wellenabdichtung als Gleitringdichtung oder Wellendichtring.

Als Antriebseinheit überwiegt der direkt gekuppelte Elektromotor.
Bezüglich Schmierung und Kühlung wird zwischen Trockenlauf und Frischölschmierung mit Oberflächenkühlung durch Luft oder Wasser sowie Öleinspritzung mit Innenkühlung unterschieden. Bei Verdichtern und Vakuumpumpen mit Öleinspritzung übernimmt das Öl die Funktionen Dichten, Schmieren und Kühlen. An den Gleitflächen der Rotorschieber tritt hydrodynamische Schmierung und damit verbundene Verschleißfreiheit auf. Die intensive Spaltabdichtung führt zu einem nahezu gleichbleibenden Nutzliefergrad im Drehzahlbereich von 50 bis 120% der Nenndrehzahl. Ölumwälzung, Ölkühlung und Ölabscheidung wird durch eine entsprechende Peripherie sichergestellt (**Bild 51**).
Im stationären Bereich fördern Aggregate mit Öleinspritzung technisch ölfreie Luft oder Gas einstufig bis zu einem Volumenstrom von 5000 m^3/h bei einer Antriebsleistung von 500 KW. Stufen mit Öleinspritzung verdichten bis 12 bar bei einer Endtemperatur von 75 bis 85 °C.
Trockenlaufende Rotationsverdichter werden für Volumenströme bis 600 m^3/h und Verdichtungsüberdrücke bis 2,5 bar ausgeführt. Die Rotorschieber bestehen aus Elektrographit. **Bild 52** zeigt einen luftgekühlten Trockenläufer für Fahrzeugeinbau.
Bei Rotationsverdichtern nach dem Laufringprinzip wird ein Teil des Gehäuses über zwei mitrotierende Laufringe dargestellt, deren Innendurchmesser geringfügig kleiner ist als der des Gehäuses. Die Rotorschieber stützen sich in radialer Richtung auf den Laufringen ab. Einstufig werden Endüberdrücke von 2,5 bis 3 bar, zweistufig von 8 bis 9 bar bei Stufenendtemperaturen von ca. 180 °C gefahren. Heutige Rotationsverdichter werden jedoch ohne Laufringe ausgeführt.

P

4 Verbrennungsmotoren
Internal combustion engines

K. Mollenhauer, Berlin, und **H. Tschöke**, Magdeburg

4.1 Einteilung und Verwendung
Classification and use

Verbrennungsmotoren sind Kolbenmaschinen, die Wärme in mechanische Energie umwandeln. Dazu wird die durch Verbrennung als Wärme freiwerdende chemische Energie eines Kraftstoffes einem in einem begrenzten Raum eingeschlossenen gasförmigen Arbeitsmedium zugeführt und in potentieller Form (Druck) ausgenutzt. Für den gasdichten, veränderlichen Arbeitsraum werden Hubkolben- und Rotationskolbenmotoren (HKM bzw. RKM) verwendet.

Motoren mit innerer Verbrennung. Das Arbeitsmedium (Luft) ist zugleich der Sauerstoffträger und vor jedem Arbeitsspiel durch einen Ladungswechsel zu erneuern. Die Verbrennung erfolgt daher zyklisch, wobei je nach Verbrennungsverfahren zwischen Otto-, Diesel- und Hybridmotoren unterschieden wird. Nur für Motoren mit kontinuierlicher innerer Verbrennung existieren technische Lösungsmöglichkeiten [1].

Motoren mit äußerer Verbrennung. Die außerhalb des Arbeitsraumes durch kontinuierliche Verbrennung entstehende Wärme wird auf das Arbeitsmedium durch Wärmeaustausch übertragen. Damit ist ein Arbeitsprozeß mit geschlossenem Kreislauf und beliebigem Arbeitsgas möglich, wobei mit der zulässigen Betriebstemperatur des Wärmeübertragers maximale Prozeßtemperatur und Wirkungsgrad festliegen (s. **P 4.9**).

Wirtschaftliche Bedeutung. Hierzu konnten bisher nur Motoren mit innerer Verbrennung als Otto-, Diesel- und Gasmotoren gelangen: Neben stationärer Verwendung zur Stromerzeugung (Blockheizkraftwerk, Notstromaggregat) sowie in Land- und Baumaschinen, Förder- und Hebeanlagen vor allem beim Antrieb von Straßenfahrzeugen (Pkw, Nkw, Omnibus), Schienenfahrzeugen und Schiffen, in nur noch geringem Maße bei Flugzeugen.
Die Forderungen an einen Fahrzeugantrieb, wie günstiges Massenverhältnis von Antrieb zu Fahrzeug, geringer Raumbedarf, Wirtschaftlichkeit und gutes Betriebsverhalten, werden vom schnellaufenden Ottomotor am ehesten erfüllt und begünstigten die Entwicklung der Kraftfahrzeugindustrie zur Schlüsselindustrie. Umweltbelastende Abgasschadstoffe und Geräuschentwicklung setzen die Entwicklungsziele für die Motoren, ebenso die begrenzten Energievorräte. Bei höchster Wirtschaftlichkeit und geringster Umweltbelastung („Ökologischer Imperativ“) muß der Motor bei möglichst hoher Leistungskonzentration auch alternative Kraftstoffe verbrennen können, wobei regenerative Biokraftstoffe (Bioalkohol, Pflanzenöle) zwar die globale CO_2-Bilanz (Treibhauseffekt)

entlasten, jedoch nur Nischenprodukte sind. Längerfristig werden dem Wasserstoff größere Chancen eingeräumt, vor allem in Brennstoffzellen („kalte Verbrennung"), vorausgesetzt, er steht ausreichend zur Verfügung.

4.2 Arbeitsverfahren und Arbeitsprozesse
Engine types and working cycles

In diesem wie in den folgenden Abschnitten bis **P 4.8** werden Vorgänge bei Verbrennungsmotoren mit innerer Verbrennung behandelt.

4.2.1 Arbeitsverfahren. Type of engine

Unabhängig vom Verbrennungsverfahren wird zwischen Viertakt- und Zweitaktverfahren unterschieden. Beiden gemeinsam ist die in einem ersten Takt (Hub) ablaufende Verdichtung der Ladung (Luft- oder Kraftstoffdampf-Luftgemisch) durch Verringerung des Arbeitsraumes von $V_{max} = V_h + V_c$ auf $V_{min} = V_c$ (mit V_h Hubvolumen, V_c Kompressionsvolumen, s. **P 1**) sowie die kurz vor Umkehr der Kolbenbewegung einsetzende Zündung, die Verbrennung mit einer Druckerhöhung bis auf maximalen Zylinderdruck p_{max} und Ausdehnung des Arbeitsgases im darauffolgenden Takt, bei der am Kolben Arbeit geleistet wird.

Viertaktverfahren (4-Takt). Es benötigt zwei weitere Takte, um das Verbrennungsgas durch Ausschieben aus dem Arbeitsraum zu entfernen und den Arbeitsraum mit frischer Ladung zu füllen.

Zweitaktverfahren (2-Takt). Hier erfolgt der Ladungswechsel im Bereich des unteren Totpunkts bei nur noch geringer Änderung des Arbeitsvolumens durch Ausspülen der Verbrennungsgase mit frischer Ladung, so daß für die Verdichtung und Ausdehnung nicht der volle Hub ausgenutzt wird (s. **P 4.3.4**). Aufgrund der Nachteile, wie erhöhte thermische Belastung, Schwierigkeiten bei Kolbenschmierung und Abgasemission, Wirkungsgradeinbuße durch Expansionsverlust sowie Überspülen bei äußerer Gemischbildung, wird das Zweitaktverfahren fast nur noch bei kleinen Fahrzeug-Ottomotoren (Moped, Kraftrad, Antrieb von Hilfsaggregaten) und Großdieselmotoren für Schiffsantriebe angewendet, wo entweder der einfache kostengünstige Motoraufbau oder der bei wartungsgünstiger Gestaltung mögliche Schwerölbetrieb bei Niedrigstdrehzahlen von Vorteil sind.

Arbeitsspielfrequenz. Sie lautet mit der Drehzahlfrequenz n und der sog. Taktzahl a

$$n_a = n/a. \tag{1}$$

Es ist $a = 2$ bzw. 1 für einfachwirkende Vier- bzw. Zweitakt-Hubkolbenmotoren, ferner ist $a = 3$ für Rotationskolbenmotoren, System Wankel. Damit entspricht die sogenannte Taktzahl einem Frequenzverhältnis.

4.2.2 Vergleichsprozesse. Ideal cycles

Wahl des Vergleichsprozesses

Die Zustandsänderungen des Arbeitsgases im Motor zeigt ein zu definierender Vergleichsprozeß (VP), der je nach Anforderung zwischen einem theoretischen, idealisierten Kreisprozeß der Thermodynamik und dem wirklichen Motorprozeß liegen kann.

Mechanische Arbeit. Sie folgt für jeden Vergleichsprozeß aus dem Energieumsatz nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$W = Q_{zu} - \sum Q_V = \int p \, dV. \tag{2}$$

Für gleiche zugeführte Wärme Q_{zu} ist die Arbeit W nur von den mit dem jeweiligen VP berücksichtigten Verlusten $\sum Q_V$ abhängig.

Energieumsetzungsverluste. Der theoretische Kreisprozeß mit idealem Arbeitsgas berücksichtigt nur den thermodynamischen Verlust: $\sum Q_V = Q_{ab}$ und liefert den oberen Grenzwert W_{th},

$$W_{th} = Q_{zu} - Q_{ab}. \tag{3}$$

Um jedoch die Energieumsetzung im wirklichen Motor beurteilen zu können, sind auch die durch das reale Arbeitsgas (Druck- und Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität, Dissoziation) bedingten Verluste zu berücksichtigen. Die erst mittels Computer möglich gewordene Berechnung des realen Arbeitsprozesses erlaubt, die im wirklichen Motor auftretenden Verluste relativ genau zu berechnen und die realen Zustandsänderungen zu erfassen (Ersparnis an teurer Versuchsarbeit).

Wärmezufuhr. Sie wird dem Prozeß je Arbeitsspiel durch die Brennstoffmasse m_B mit dem (unteren) Heizwert H_u zugeführt

$$Q_{zu} = m_B H_u. \tag{4}$$

Das Arbeitsmedium umfaßt neben m_B die Masse m_L an trokkener Luft, m_D an Wasserdampf und den Restgasanteil m_R aus dem vorhergehenden Arbeitsspiel.

Gemischheizwert. Er ist bei Vernachlässigung von m_R (vollkommene Restgasausspülung) und m_D (Anteil $< 1\%$), also mit $m_z = m_L + m_B$

$$h_u = Q_{zu}/m_z = H_u/(1 + \lambda L_{min}). \tag{5}$$

Er stellt die pro Masseneinheit des Arbeitsmediums zugeführte Wärme dar.

Luftverhältnis. Es ist das Massenverhältnis der trockenen Luft im Zylinder zu der bei stöchiometrischer Verbrennung erforderlichen Luft:

$$\lambda = m_L/(m_B L_{min}). \tag{6}$$

Anhaltswerte. $H_u = 43\,000$ kJ/kg für Benzin und Dieselkraftstoff (Dk), $H_u = 40\,000$ kJ/kg für Schweröl. Minimaler Luftbedarf bei stöchiometrischer Verbrennung $L_{min} = 14{,}7$ kg Luft/kg Brst. (Benzin), 14,5 kg/kg (Dk) bzw. 13,9 kg/kg (Schweröl).

Vergleichsprozeß mit idealem Arbeitsgas

Voraussetzungen. Unter Vernachlässigung des für eine innere Verbrennung erforderlichen Ladungswechsels gelten:
- gleiches Volumen und Verdichtungsverhältnis wie der wirkliche Motor bei hermetischer Abdichtung des Arbeitsraums (keine Leckverluste),
- vollkommene Füllung des Arbeitsraums mit idealem Arbeitsgas (Adiabatenkoeffizient = const) vom Zustand vor Eintritt in den Motor,
- adiabatische Verdichtung und Ausdehnung (wärmedichte Wandungen),
- Wärmezufuhr entsprechend der dem wirklichen Motor zugeführten Brennstoffmenge bei vollkommener und vollständiger Verbrennung,
- idealisierte Wärmezufuhr entsprechend einer zunächst isochoren Zustandsänderung bei $V_2 = V_c$ bis zu einem zulässigen (vorgegebenen) Höchstdruck p_{max} mit anschließender isobarer Zustandsänderung,
- isochore Wärmeabfuhr am Ende der Ausdehnung durch verlustlose Entspannung auf den Anfangsdruck.

Prozeßdaten. Dieser als Seiliger- oder gemischter Prozeß bezeichnete VP kommt dem Arbeitsprozeß im Motor sehr nahe,

der – gleichgültig ob Diesel- oder Ottomotor (auch hier erfolgt die Verbrennung nur mit endlicher Reaktionsgeschwindigkeit) – zwischen zwei Volumen- und Druckgrenzen abläuft, **Bild 1**.

Nach **D 8.2** ergibt sich für ein Füllungsverhältnis $\varphi \to 1$ der Gleichraumprozeß und für ein Druckverhältnis $\psi \to 1$ der Gleichdruckprozeß.

Füllungsverhältnis. Es folgt aus $\varphi = V_3/V_2$ zu

$$\varphi = 1 + (1/\varkappa\psi)[(h_u/c_v T_2) - (\psi - 1)] \tag{7}$$

mit $\varphi \to \varphi_{max}$ für $\psi \to 1$.

Druckverhältnis. Bei vorgegebenem Verdichtungsverhältnis ε und Höchstdruck p_{max} entsprechend der zulässigen mechanischen Belastbarkeit ist das Druckverhältnis $\psi = p_{max}/p_c$ bekannt. Für $\varphi = 1$ beträgt die maximale Drucksteigerung

$$\psi_{max} = 1 + (h_u/c_v T_2). \tag{8}$$

Für das Verdichtungsende gilt

$$p_2 = \varepsilon^{\varkappa} p_1, \quad T_2 = \varepsilon^{\varkappa - 1} T_1. \tag{9), (10}$$

Erfahrungsgemäß entspricht p_2 weitgehend dem wirklichen Verdichtungsenddruck p_c, wogegen $p_3 = p_{max}$ vom Verbrennungsverfahren und den Betriebsbedingungen abhängt.

Anhaltswerte. Verdichtungsenddruck: Ottomotor: 50 bis 65 bar (S) bzw. 70 bis 80 bar (A). Fahrzeugdieselmotor: 70 bis 90 bar (S) bzw. 110 bis 160 bar (A), mittelschnellaufender Viertaktdieselmotor (A): 160 bis 180 bar, Zweitaktlangsamläufer (A): 120 bis 140 bar (S Saugbetrieb; A Aufladebetrieb des Motors).

Druckverhältnis $\psi = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ bei Vorkammerdieselmotoren, $1{,}4 \ldots 1{,}6$ bei direkter Einspritzung, jeweils abnehmend mit zunehmender Aufladung.

Luftverhältnis: Für den Vergleichsprozeß kann $\lambda \approx 1$ (Ottomotor), 1,5 (Dieselmotor-Saugbetrieb), 2 (Dieselmotor mit Aufladung) gesetzt werden. Werte für ε, $\varkappa$, c_v: vgl. **Tab. 4** bzw. **Bild 2**.

Thermischer Wirkungsgrad. Er beträgt nach **D 8.2**

$$\eta_{th} = W_{th}/Q_{zu} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}} \cdot \frac{\varphi^{\varkappa}\psi - 1}{\psi - 1 + \varkappa\psi(\varphi - 1)}. \tag{11}$$

Mit Gl. (4) ist die maximale Arbeit W_{th} bekannt, wobei für konstante Werte von Q_{zu}, $\varkappa$ und ε mit steigendem Gleichraumanteil bzw. ψ der Wirkungsgrad η_{th} zunimmt. Ist ε beliebig steigerbar (keine Klopfgrenze bei Luftansaugung), so liefert der Gleichdruckprozeß (theoretisch) den höchsten Wirkungsgrad, s. **Bild 3**.

Vergleichsprozeß mit realem Arbeitsgas

Voraussetzungen. Geht man für einen vollkommenen Motor von einem offenen Durchlaufprozeß aus, der einen idealisier-

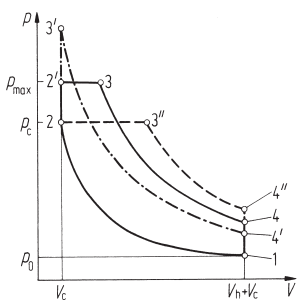


Bild 1. Seiliger-Prozeß (1–2–2′–3–4) und seine Grenzfälle im p, V-Diagramm

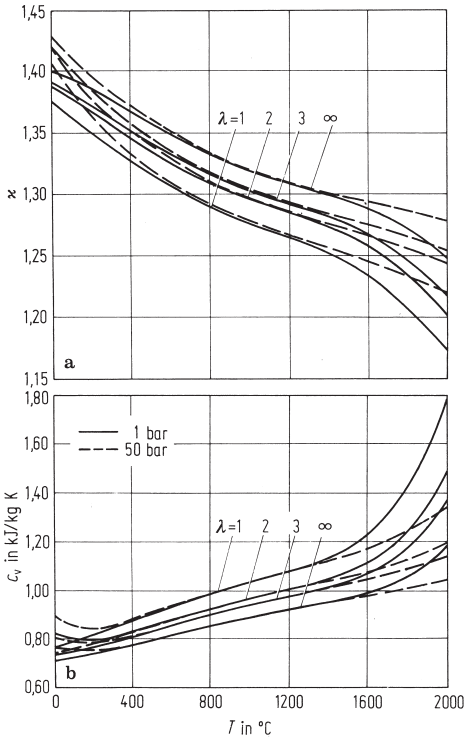


Bild 2 a, b. Einfluß von Temperatur, Druck und Luftverhältnis auf **a** Isentropenkoeffizienten $\varkappa$ und **b** spezifische Wärmekapazität c_v von Verbrennungsgasen [3]

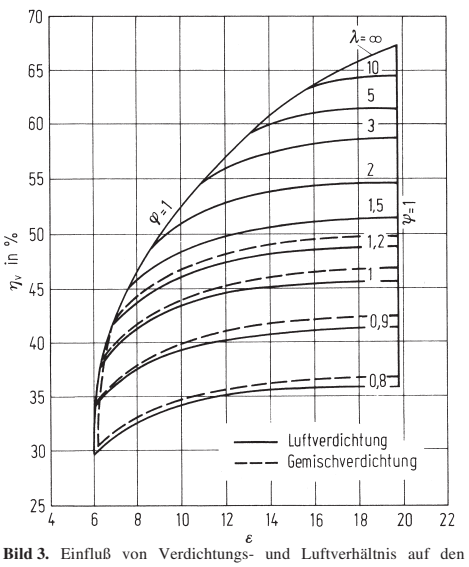


Bild 3. Einfluß von Verdichtungs- und Luftverhältnis auf den Wirkungsgrad η_v des vollkommenen Motors bei konstantem Maximaldruck bzw. Druckverhältnis $p_3/p_1 = 60$ [2]

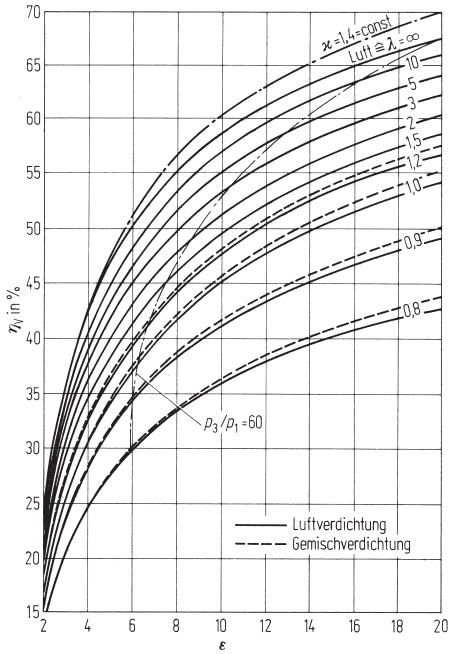


Bild 4. Wirkungsgrad η_v für den Gleichraumprozeß mit realem und idealem Arbeitsgas [2]

ten Ladungswechsel einbezieht, so sind die Bedingungen des VP mit idealem Gas zu ergänzen durch:

- verlustloser Ladungswechsel längs Isobaren (keine Verluste durch Spülen, Drosselung und Aufheizung),
- Berücksichtigung des wirklichen Arbeitsgases und seines realen Verhaltens bei allen Zustandsänderungen.

Der so definierte VP für einen vollkommenen Motor folgt bis auf die Forderung nach gleichem Luftverhältnis für vollkommenen und wirklichen Motor der DIN 1940 [2].

Verluste. Die durch die Änderung der Wärmekapazität mit der Temperatur und Gaszusammensetzung sowie den endothermen Zerfall (Dissoziation) von Verbrennungsprodukten ab 1500 K eintretende Minderung der Arbeitsausbeute von W_{th} auf W_v kann mit Mollier-*h*, *s*-Diagrammen [2] oder rein rechnerisch mittels Näherungsgleichungen bestimmt werden [3]. Die Zusammensetzung des Arbeitsgases ist durch Wahl eines Bezugskraftstoffs (z. B. gilt für **Bild 2** ein Massenverhältnis $c/h = 85{,}63/14{,}37$) und das Luftverhältnis festgelegt.

Wirkungsgrad. Für den vollkommenen Motor gilt

$$\eta_v = W_v / m_B H_u. \tag{12}$$

Dabei ist $\eta_v < \eta_{th}$, **Bild 3** [2], wobei neben Luftverhältnis λ und Verdichtungsverhältnis ε Anfangszustand (p_1, T_1) und Druckverhältnis p_3/p_1 von Einfluß sind. Für den Grenzfall Gleichraumprozeß (s. **Bild 1**, $p'_3 = p_{max}$) ermöglicht **Bild 4** eine Abschätzung nach oben für η_v.

4.2.3 Wirklicher Arbeitsprozeß. Real cycle

Arbeit des wirklichen Motors

Innere Arbeit. Für den wirklichen Motorprozeß ist sie nach Gl. (2) für ein Arbeitsspiel (AS) aus dem Druckverlauf bestimmbar, wenn dieser für jeden der *z* Zylinder gleich verläuft.

$$W_i = z \int_{AS} p_z \mathrm{d}V. \tag{13}$$

Sie setzt sich beim Viertaktmotor aus dem im Sinne der Arbeitsabgabe positiven Anteil W_{i1} des Kompressions- und Arbeitshubs und dem des Ladungswechsels W_{i2} zusammen, der negativ (Saugbetrieb) oder positiv (Aufladung) sein kann, **Bild 5a**.

Indizierung. Um die innere Arbeit W_i nach Gl. (13) zu bestimmen, muß der Druck p_z bekannt sein. Mechanisch arbeitende Kolbenindikatoren werden nur noch bei sehr langsamen Motoren (Zweitakt-Schiffsdieselmotoren) eingesetzt und zeichnen den Zylinderdruck abhängig vom Kolbenweg auf. Das Planimetrieren der Kurvenverläufe liefert die der Arbeit proportionalen Flächeninhalte. Schnellaufende Motoren mit ihren schnellen Druckänderungen verlangen Druckaufnehmer mit hoher Grenzfrequenz (z. B. piezoelektrische Aufnehmer). Elektronische Meßverfahren messen damit den zeitlichen Druckverlauf, der durch gleichzeitig aufgenommene Kurbelwinkelmarken der Kolbenstellung zugeordnet werden kann, **Bild 6**. Mit der Kolbenwegfunktion $x_K = x_K(\varphi)$ (s. **P 1.3.2**), der Zylinderzahl z und dem Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel φ und Drehzahlfrequenz n

$$\mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}t = 2\pi n = \omega \tag{14}$$

folgt für W_i mit der Kolbenfläche A_K

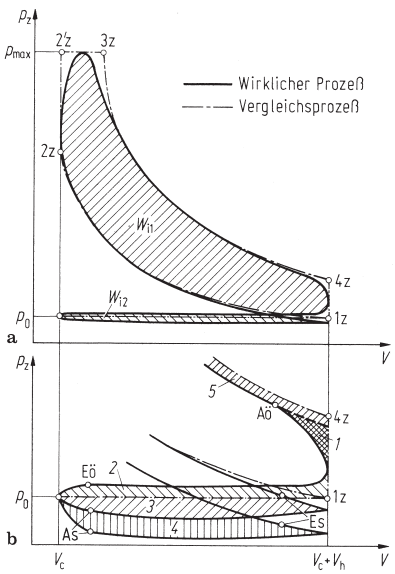


Bild 5. a Druckverlauf eines Verbrennungsmotors (Ottomotor) im *p*, *V*-Diagramm; **b** Ladungswechselschleife mit *1* Expansions-, *2* Ausschub-, *3* Ansaugverlust, *4* zusätzlichem Drosselverlust, *5* Wandwärmeverlust

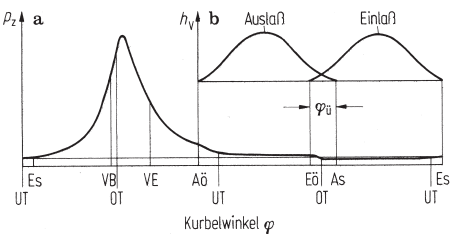


Bild 6a, b. Viertaktmotor. **a** Druck p_z und **b** Ventilerhebung h_v als Funktion des Kurbelwinkels φ, $\varphi_ü$ Ventilüberschneidung

$$W_i = zA_K\omega \int_{AS} p_z(t)\frac{dx_K}{d\varphi}\,dt. \quad (15)$$

Nutzarbeit. Die pro Arbeitsspiel geleistete effektive Arbeit folgt aus dem am Abtrieb zur Verfügung stehenden und mittels einer Leistungsbremse bestimmbaren Moment M sowie der „Taktzahl" a

$$W_e = 2\pi aM. \quad (16)$$

Reibarbeit. Sie ist die Differenz zwischen innerer Arbeit und Nutzarbeit $W_R = W_i - W_e$ und setzt sich aus der Triebwerksreibung, aerodynamischer und hydraulischer Verlustarbeit sowie vereinbarungsgemäß der Antriebsarbeit für Hilfsmaschinen zusammen. Hierbei überwiegt bei starkem Drehzahleinfluß der Anteil der Triebwerksreibung (bis zu 2/3 der Gesamtreibung bei Schnellläufern) mit der Kolben- und Kolbenringreibung als Hauptursache.

Messung. Genaue Bestimmung der Gesamtreibarbeit W_R erfordert neben einer Drehmomentmessung, Gl. (16), die Indizierung des Motors, wobei Abweichungen in den Druckverläufen der einzelnen Zylinder und Zyklen zu berücksichtigen sind, Gl. (15).
Näherungsverfahren sind Auslaufversuch (Messung des Drehgeschwindigkeitsabfalls liefert das Reibmoment $M_R = I_{ges}d\omega/dt$), Schleppversuch (Messen der Reibarbeit als Schlepparbeit durch Fremdantrieb bzw. Abschalten einzelner Zylinder oder Zylindergruppen) und Willians-Verfahren (Extrapolation aus dem Brennstoffverbrauch m_B in Abhängigkeit von w_e für $n = \text{const}$ liefert für $m_B = 0$ näherungsweise die spezifische Reibarbeit w_R).

Spezifische Arbeit und Mitteldruck

Spezifische indizierte Arbeit. Wird die innere Arbeit W_i auf das Hubvolumen V_H bezogen, so folgt die volumenbezogene spezifische Arbeit w_i

$$w_i = W_i/V_H. \quad (17)$$

Bei Hubkolbenmotoren gilt dann (r Kurbelradius)

$$w_i = (\omega/2r)\int_{AS} p_z(t)\frac{dx_K}{d\varphi}\,dt. \quad (18)$$

Spezifische effektive Arbeit. Aus der Nutzarbeit W_e des Motors, Gl. (16), folgt

$$w_e = W_e/V_H. \quad (19)$$

Sie ist unabhängig von Motorabmessungen und Drehzahl und ist neben c_m (mittlere Kolbengeschwindigkeit) die wichtigste Kenngröße. Sie wird oft als „mittlerer Nutzdruck" p_e bezeichnet, obwohl physikalisch kein meßbarer Druck vorliegt. Treffendere Bezeichnungen sind: Spezifische Nutzarbeit, Arbeitsdichte oder auch Arbeit pro Einheit des Hubvolumens („Literarbeit"). Für Umrechnungen gilt z. B. $w_e = p_e/10$ in kJ/dm^3 für p_e in bar.

Spezifische Reibarbeit. Sie beschreibt die gesamte Reibung des Motors

$$w_R = W_R/zV_h = w_i - w_e = w_e(1-\eta_m)/\eta_m. \quad (20)$$

Nachfolgende Beziehungen zur Bestimmung der Reibung beruhen auf Messungen an Dieselmotoren ($D = 0{,}06\ldots0{,}6$ m) und berücksichtigen außer Einspritzpumpe und Ventiltrieb die Hilfsaggregate gesondert:

$$w_R = w_{R0} + w_{Rp} + w_{Ra} + \sum \Delta w_{RH} \quad (21)$$

mit

$$w_{R0} = f(c_m, D) = A_0 + A_1\,c_m + A_2\,c_m^2, \quad (22)$$

$$w_{Rp} = f(w_e) = B_1 w_e + B_2 w_e^2 + B_3 w_e^3, \quad (23)$$

wobei $A_0 = 0{,}061 + 0{,}026\,D$; $A_1 = 0{,}0045\cdot D - 0{,}007\cdot\sqrt{D}$; $A_2 = 0{,}00084 + 0{,}00024D + 0{,}0017D^2$ sowie bei Saugmotoren mit direkter Einspritzung $B_1 = -0{,}0138$; $B_2 = 0{,}0282$; $B_3 = 0$ bzw. mit indirekter Einspritzung $B_1 = 0{,}0275$; $B_2 = 0{,}263$; $B_3 = 0{,}19$ ist. Bei Aufladung ist ein zusätzlicher Lasteinfluß abhängig vom Ladedruck p_L zu berücksichtigen, sofern $c_m < 14$ m/s ist,

$$w_{Ra} = f(p_L/p_0) = ((p_L/p_0) - 1)(0{,}05 - 0{,}0035\,c_m). \quad (24)$$

Bei Nennleistung sind für Schmieröl- und Kühlwasserumlaufpumpe zusammen anzusetzen $\sum \Delta w_{RH} \approx 0{,}02\ldots0{,}05$ kJ/dm^3. Dabei wird Betriebstemperatur des Motors angenommen. Bei abweichender Öltemperatur ändert sich die spezifische Reibarbeit um ca. 0,5 J/dm^3 K [4].

Verluste und Wirkungsgrade

Innerer Wirkungsgrad. Er berücksichtigt die Summe aller Verluste $\sum Q_v$, vgl. Gl. (2), die neben dem thermodynamischen Verlust Q_{ab} durch das Realgas, durch Undichtheit des Arbeitsraumes (Lässigkeitsverluste), Wärmeaustausch zwischen Arbeitsgas und Wand (Wandwärmeverlust), nichtideale Verbrennung hinsichtlich Verlauf und Vollkommenheit, nichtisochore Wärmeabfuhr am Ende der Expansion sowie durch Drosselung, Verwirbelung und Aufheizung beim Ladungswechsel verursacht werden und Abweichungen des wirklichen Druckverlaufs vom Vergleichsprozeß (**Bild 5**) bewirken,

$$\eta_i = W_i/m_B H_u. \quad (25)$$

Gütegrad. Er vergleicht die innere Arbeit W_i mit der Arbeit W_v des Prozesses mit realem Gas. Die somit verbleibenden Verluste sind nur dem Motor anzulasten. Es gilt

$$\eta_g = W_i/W_v. \quad (26)$$

Mechanischer Wirkungsgrad. Er berücksichtigt die auf dem Weg vom Kolben zum Abtriebsflansch auftretenden mechanischen Verluste, d. h. die Reibarbeit

$$\eta_m = W_e/W_i = 1 - (W_R/W_i). \quad (27)$$

Nutzwirkungsgrad oder effektiver Wirkungsgrad. Er lautet

$$\eta_e = W_e/m_B H_u = \eta_v\,\eta_g\,\eta_m = \eta_i\eta_m. \quad (28)$$

Vergleich der Wirkungsgrade. Beim Vergleich von Motoren ist zu beachten, daß der Wert des Gütegrades auch von der Wahl des Vergleichsprozesses abhängt, sowie von der konstruktiven Ausführung und der Zylinderleistung, **Tab. 1**. Erkennbar wird, daß große Dieselmotoren nur noch geringe Wirkungsgradverbesserungen zulassen. Da neuerdings die

Tabelle 1. Wirkungsgrade von Verbrennungsmotoren (Bestwerte), S Saugbetrieb, A mit Aufladung, DE direkte, IDE indirekte Einspritzung (spez. Verbrauch b_e: s. Gl. (69))

Motorenart	Verbrennungs- und Arbeitsverfahren	η_e	η_m	η_g
Pkw-Motor	Ottomotor (DE)	0,26 ... 0,35 ... 0,37	0,8 ... 0,9	0,8 ... 0,9
	Dieselmotor (IDE)	0,28 ... 0,34		
	(DE)	0,32 ... 0,40		
Nfz-Motor	Dieselmotor (S)	0,32 ... 0,42	0,78-0,86	0,86 ... 0,9
	(A)	0,36 ... 0,44	0,82 ... 0,9	0,86 ... 0,9
Mittelschnellläufer MSL	Viertaktdieselmotor	0,44 ... 0,51 (0,53)[a]	0,86 ... 0,92	0,88 ... 0,9
Langsamläufer LL	Zweitaktdieselmotor	0,46 ... 0,52 (0,54)[a]	0,88 ... 0,92	0,86 ... 0,9

[a] Motor mit Turbo-Compound (s. P4.3.5)

Arbeitsprozeßrechnung η_i liefert, haben η_v und η_g an Bedeutung verloren, nicht so der idealisierte Vergleichsprozeß, mit dem Wirkungsgrad und Zustandsänderungen einfach verfolgt und abgeschätzt werden können.

Berechnung des realen Arbeitsprozesses

Gang der Rechnung. Für den Zylinderinhalt (Index z) als ein geschlossenes thermodynamisches System (**Bild 7**) liefert eine Energiebilanz die Differentialgleichung

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{d(m_z u_z)}{d\varphi} + p_z \frac{dV_z}{d\varphi} - \frac{dm_L}{d\varphi} h_L + \frac{dm_A}{d\varphi} h_z. \tag{29}$$

Die vom Kurbelwinkel φ abhängigen Glieder der Gleichung stehen in der angegebenen Reihenfolge für

- die durch Verbrennung frei werdende und dem System zugeführte Wärme (Brennverlauf), Q_B
- den Wandverlust infolge Wärmeaustausches zwischen Wand und Arbeitsgas, Q_W
- die Änderung der inneren Energie des Systems, $m_z \cdot u_z$
- die am Kolben geleistete Arbeit, $p_z \cdot V_z$
- die mit der einströmenden Ladung zugeführte bzw. mit der ausströmenden Abgasmasse abgeführte Energie [5], $m_L \cdot h_L$ bzw. $m_A \cdot h_A$.

Die Kontinuitätsgleichung liefert mit $m_B = Q_B/H_u$

$$\frac{dm_z}{d\varphi} = \frac{dm_L}{d\varphi} + (1/H_u)\frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi}. \tag{30}$$

Zustand des Arbeitsgases. Für die Temperatur folgt aus der Änderung der inneren Energie $u_z = u_z(T_z, \lambda)$

$$\frac{dT_z}{d\varphi} = \frac{1}{m_z \dfrac{\partial u_z}{\partial T_z}} \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} - p_z \frac{dV_z}{d\varphi} + h_L \frac{dm_L}{d\varphi} - h_z \frac{dm_A}{d\varphi} - u_z \frac{dm_z}{d\varphi} - m_z \frac{\partial u_z}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{d\varphi} \right). \tag{31}$$

Hierbei gilt für die Änderung der Brennstoffmasse

$$\frac{dm_B}{d\varphi} = (1/H_u)\frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{m_B}{m_z} \cdot \frac{dm_A}{d\varphi} \tag{32}$$

bzw. der Gaszusammensetzung

$$\frac{d\lambda}{d\varphi} = (1/L_{min} m_B)\left(\frac{dm_z}{d\varphi} - \frac{m_z}{m_B} \cdot \frac{dm_B}{d\varphi} \right). \tag{33}$$

Sind die thermischen und kalorischen Zustandsgrößen des Arbeitsgases bekannt [3], so kann bei gegebenen Randbedingungen Gl. (31) einer schrittweisen Lösung zugeführt werden. Der Druck im Arbeitsraum folgt aus der um den Realfaktor Z ergänzten allgemeinen Gasgleichung für reale Gase [3] (s. **D 6.1.3**)

$$p_z V_z = Z m_z R T_z. \tag{34}$$

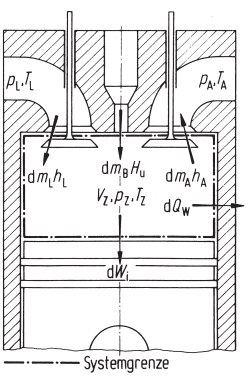


Bild 7. Energiebilanz eines Viertaktmotors

Brennverlauf. Für die vielfachen chemischen und physikalischen Vorgänge während der Verbrennung im Motor gibt es keine einfache analytische Beziehung.

Ersatzbrennverlauf. Er wird für die Prozeßrechnung verwendet und hinsichtlich Form, Brennbeginn φ_{VB} und -dauer $\Delta\varphi_V$ so angepaßt, daß der Arbeitsprozeß mit gemessenen Motorwerten (w_i, p_z, p_{max}) möglichst gut übereinstimmt. Die einfachste Form ist ein Dreieck.

Vibe-Brennverlauf [6]. Er beruht auf reaktionskinetischen Überlegungen und beschreibt die Wärmefreisetzung während der Brenndauer $\Delta\varphi_V = \varphi_{VE} - \varphi_{VB}$ mit $\varphi_B = 0 \ldots \Delta\varphi_V$

$$Q_B(\varphi) = Q_{B\,ges}\left(1 - e^{-a(\varphi_B/\Delta\varphi_V)^{m+1}}\right) = X Q_{B\,ges}. \tag{35}$$

Hierbei sind $a = \ln(1-\eta_u)^{-1}$ ein Maß für den Umsetzungsgrad η_u des eingebrachten Brennstoffs ($a = 6{,}91$ für 1‰ Unverbranntes) und m ein Formparameter. X wird als Durchbrennfunktion bezeichnet, deren Ableitung dann den Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ liefert. Verbrennungsbeginn, Brenndauer und Schwerpunktlage des Wärmeumsatzes, berücksichtigt durch den Formfaktor ($0{,}2 < m < 2$), bestimmen Druck- und Temperaturverlauf sowie den Wirkungsgrad η_i, **Bild 8 a–c**. Danach verschlechtern zu früher Zündbeginn (Ottomotor) oder Förderbeginn (Dieselmotor) ebenso den Wirkungsgrad wie eine schleppende Verbrennung ($m > 1$).

Wandwärmeverlust. Für die vom Arbeitsgas an eine bestimmte Wandfläche A_i übergehende Wärme gilt (s. **D 10.2**)

$$dQ_{wi} = \alpha_i A_i (T_z - T_{wi})\, dt. \tag{36}$$

Da die jeweiligen örtlichen Wärmeübergangsbedingungen meist unbekannt sind, wird von einem örtlich mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α ausgegangen, ebenso von örtlich und zeitlich mittleren Wandtemperaturen T_w für die gesamte Wandfläche oder Teile davon (Kolben, Laufbuchse, Zylinderkopf). Der Wärmeaustausch Gas – Wand ist vom Zustand des Arbeitsgases abhängig, ferner vom Verbrennungsverfahren, den Strömungsverhältnissen im Zylinder (c_m), den geometrischen Abmessungen (D) und der Wandtemperatur (T_w) für $T_w > 600$ K.

Wärmeübergangskoeffizient. Nach Messungen an Diesel- und Ottomotoren [7] gilt die Zahlenwertgleichung für α in W/m^2K

$$\alpha = 130 p_z^{0,8} T_z^{-0,53} D^{-0,2} [C_1 c_m + C_2 (p_z - p) V_h T_1 / p_1 V_1]^{0,8}, \tag{37}$$

wenn Druck p_z und Temperatur T_z des Arbeitsgases in bar bzw. K, der Kolbendurchmesser D in m und die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m (s. **P 1.3.2**) in m/s eingesetzt werden. Die Druckdifferenz $p_z - p$ wird aus dem Druckverlauf mit (p_z) und ohne Verbrennung (p) gebildet; p_1, T_1, V_1 bezeichnen einen bekannten Gaszustand während der Kompression (z. B. zum Zeitpunkt Einlaß schließt), V_h das Hubvolumen. Während Verdichtung und Expansion ist $C_1 = 2{,}28 + (0{,}308 c_u/c_m)$, während des Ladungswechsels $C_1 = 6{,}18 + (0{,}417 c_u/c_m)$. Das Verhältnis c_u/c_m berücksichtigt den Anteil der Ansaugdrallströmung an der durch die Hubbewegung des Kolbens verursachten Gasbewegung.

Erfahrungswerte. Schnellaufende Motoren mit direkter Einspritzung $c_u/c_m \approx 2{,}5$, bei bevorzugter Wandverteilung (M. A. N.-M-Verfahren) $c_u/c_m = 3$, mit zunehmendem Kolbendurchmesser D (Mittelschnelläufer) geht wegen möglichst drallfreier Strömung $c_u/c_m \to 0$.

Die Konstante C_2 berücksichtigt den während der Verbrennung intensiveren Wärmeübergang infolge erhöhter Gasge-

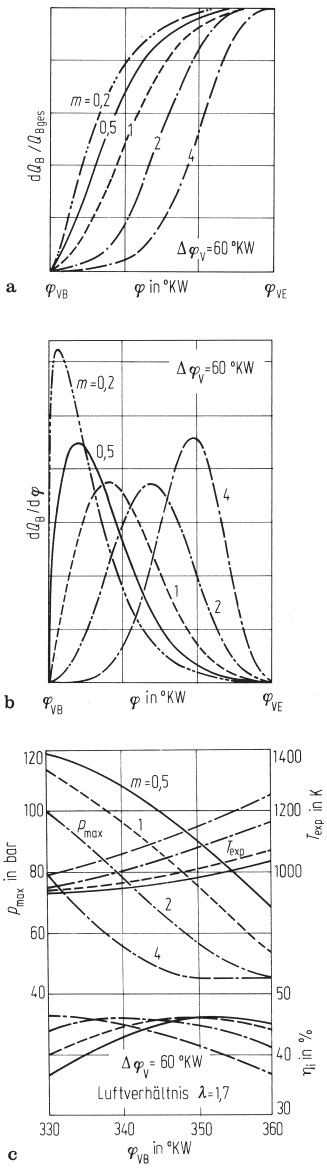


Bild 8a–c. Einfluß des Formparameters m auf **a** Durchbrennfunktion, **b** Brennverlauf, **c** Wirkungsgrad η_i, maximalen Verbrennungsdruck p_{max} und Expansionsendtemperatur T_{exp} als Funktion des Verbrennungsbeginns φ_{VB} (Viertakt-Dieselmotor $D = 120$ mm, $s/D = 1$)

schwindigkeiten, Strahlungseinflüsse etc. Für Dieselmotoren mit indirekter Einspritzung gilt $C_2 = 6{,}22 \cdot 10^{-3}$ ms/K, bei direkter Einspritzung und Ottomotoren $C_2 = 3{,}24 \cdot 10^{-3}$ ms/K jeweils für $T_w < 600$ K; ist $T_w > 600$ K gilt $C_2 = 2{,}3 \cdot 10^{-5}(T_w - 600) + 0{,}005$ (ms/K), so daß bei Brennraumisolierung durch Keramik bei hoher Wandtemperatur trotz geringerer Temperaturdifferenz der Wandwärmeverlust steigt [8].

Volumenänderung des Zylinders. Aus dem vom Kurbelwinkel abhängigen Kolbenweg folgt mit der Kolbenfläche A_K, dem Kurbelradius r und der Pleuelstangenlänge l (s. **P 1.3.2**)

$$\frac{dV_z}{d\varphi} = A_K r\left(\sin\varphi + \frac{\sin\varphi\cos\varphi}{\sqrt{(l/r)^2 - \sin^2\varphi}}\right). \tag{38}$$

Massendurchsatz im Ein- und Auslaßkanal. Der Austausch von Frischladung und Abgas durch die Ein- und Auslaßventile folgt den Gesetzen der instationären Gasdynamik (s. **D 3.4**). Bei quasistationärer Betrachtungsweise und dem Ansatz einer adiabatischen Drosselströmung gilt angenähert für den Massendurchsatz am Ventil

$$\frac{dm}{d\varphi} = (1/\omega)\mu A_V (p_1/\sqrt{RT_1})\psi_{1,2} \tag{39}$$

mit der für $p_2/p_1 < 1$ geltenden Durchflußfunktion,

$$\psi_{1,2} = \sqrt{\frac{2\varkappa}{\varkappa - 1}[(p_2/p_1)^{2/\varkappa} - (p_2/p_1)^{(\varkappa+1)/\varkappa}]}, \tag{40}$$

wobei je nach Vorgang der jeweilige Druck vor und hinter dem Ventilquerschnitt A_V einzusetzen ist. So ist z. B. für das Einströmen von Ladung $p_1 = p_L$, $p_2 = p_z$ bzw. für das Ausströmen von Abgas $p_1 = p_z$, $p_2 = p_A$. Für $p_1 > p_2$ kehrt sich die Strömungsrichtung um (p_2 und p_1 in Gl. (40) sind zu tauschen); für $p_2/p_1 = (2/(\varkappa+1))^{\varkappa/(\varkappa-1)}$ ist das kritische Druckverhältnis und damit der größtmögliche Durchsatz erreicht. Abgesehen von Erfahrungswerten ($\mu \approx 0{,}8$), ist der Durchflußbeiwert μ durch stationäre Strömungsuntersuchungen zu bestimmen.

4.3 Ladungswechsel. Cylinder charging

4.3.1 Kenngrößen des Ladungswechsels

Charging parameters

Viertaktmotor

Liefergrad. Nach DIN 1940 beschreibt er den Erfolg eines Ladungswechsels: Austausch der Verbrennungsgase gegen Frischgas (Luft- bzw. Kraftstoffluftgemisch), und ist das Verhältnis der nach Abschluß des Ladungswechsels im Zylinder befindlichen Masse an Frischgas m_{Lz} zur theoretisch möglichen Masse $m_{th} = V_H \varrho_{th}$,

$$\lambda_l = m_{Lz}/V_H \varrho_{th}, \tag{41}$$

wobei ϱ_{th} dem Zustand (p_L; T_L) vor Einlaß in den Zylinder entspricht. Bei Saugmotoren wird unter Vernachlässigung von Verlusten im Ansaugkanal statt p_L, T_L meist der Zustand vor Ansaugfilter p_0, T_0 eingesetzt.

Für $\varrho_z \to \varrho_{th}$ und vollkommene Restgasausspülung nähert sich λ_l einem Grenzwert $\lambda_{l\max} = \varepsilon/(\varepsilon - 1)$. 4-Takt-Saugmotoren erreichen Bestwerte von $\lambda_l = 0{,}8 \ldots 0{,}9$ und darüber. Der Liefergrad wird beeinflußt durch die Strömungswiderstände im Ansaugsystem und am Ventil (Drosselverluste), den Wärmeaustausch mit den Wänden in Zylinder und Ansaugkanal (Aufheizverlust) sowie die Ventilüberschneidung und das Druckverhältnis Druck vor Einlaßorgan zu Abgasgegendruck (Spülverlust). Mit steigender Drehzahl nehmen Drossel- und Aufheizverluste zu, bei geringen Drehzahlen überwiegen die Spülverluste (s. **P 4.3.3**), so daß λ_l im mittleren Drehzahlbereich ein Maximum besitzt (**Bild 9**), das durch Wahl der Steuerzeiten und durch Ausnutzen dynamischer Vorgänge in den Leitungen zu beeinflussen ist.

Luftaufwand. Als Verhältnis der einfach zu messenden insgesamt zugeführten Masse $m_{L\,ges}$ zur theoretischen wird er häufig anstelle des Liefergrads benutzt. Es gilt

$$\lambda_a = m_{L\,ges}/m_{th}. \tag{42}$$

P

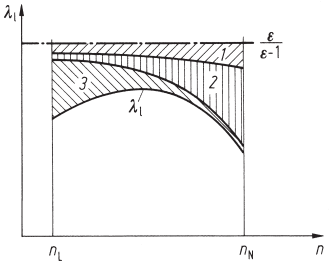


Bild 9. Liefergrad λ_l unter Einfluß von *1* Aufheiz-, *2* Strömungs- und *3* Spülverlusten in Abhängigkeit von der Drehzahl

Fanggrad. Als Verhältnis von dem Zylinder zugeführter Frischgasmenge zur insgesamt geförderten ist er

$$\lambda_z = m_{Lz}/m_{L\,ges} = V_z \varrho_z / m_{L\,ges}, \tag{43}$$

so daß auch gilt

$$\lambda_z = \lambda_l / \lambda_a. \tag{44}$$

Für selbstansaugende Viertaktmotoren mit geringen Spülverlusten kann $\lambda_z \approx 1$ gesetzt werden, so daß $\lambda_a \approx \lambda_l$.

Zweitaktmotor

Der Ladungswechsel wird mit dem Luftaufwand λ_a und dem Spülgrad λ_s beurteilt.

Spülgrad. Er gibt den Anteil der Frischladung m_{Lz} an der aus Frischladung und Restgas m_R bestehenden Gesamtladung an (s. **P 4.3.4**)

$$\lambda_s = m_{Lz}/(m_{Lz} + m_R). \tag{45}$$

Einfluß des Ladungswechsels

Bei Luftansaugung (Dieselmotor) muß nach Gl. (6) die zur Verbrennung einer Kraftstoffmasse m_B erforderliche Luftmasse $m_{Lz} = m_B \lambda L_{min}$ gleich der nach dem Ladungswechsel im Zylinder befindlichen sein, nach Gl. (41): $m_L = m_{Lz} = \lambda_l V_H \varrho_{th}$. Damit ist die zugeführte Energie, Gl. (4), gegeben.

$$Q_{zu} = m_B H_u = \lambda_l V_H \varrho_{th} H_u / (\lambda L_{min}). \tag{46}$$

Mit dem Zustand vor Einlaß Motor und dem Nutzwirkungsgrad, Gl. (28), folgt damit für die Nutzarbeit

$$W_e = \eta_e \lambda_l V_H (p_L/R_L T_L)(H_u/\lambda L_{min}). \tag{47}$$

Spezifische Nutzarbeit. Für sie folgt aus Gl. (19)

$$w_e = \eta_e \lambda_l (p_L/R_L T_L)(H_u/\lambda L_{min}). \tag{48}$$

Bei Gemischansaugung (Ottomotor) gilt mit $m_{Lz} = m_L + m_B$

$$w_e = \eta_e \lambda_l (p_L/R_L T_L)(H_u/(1 + \lambda L_{min}). \tag{49}$$

Drehmoment. Für konstante Stoffwerte H_u, L_{min}, R_L besteht nach Gl. (16) folgende Abhängigkeit

$$M \sim \eta_e V_H \lambda_l (p_L/T_L)(1/\lambda).$$

Motor-Hauptgleichung. So werden Gl. (48) bzw. Gl. (49) bezeichnet, die das Verhalten eines Verbrennungsmotors mit innerer Verbrennung beschreiben. Sie zeigen, daß bei gegebenem Motor bzw. V_H eine wirksame Drehmomentsteigerung wegen bestehender Grenzen für λ (Zünd- bzw. Rauchgrenze bei Otto- bzw. Dieselmotoren), $\eta_e (< \eta_{th})$, T_L (Umgebungstemperatur) und λ_l nur durch Erhöhen von p_L möglich ist, d. h. durch Aufladung, s. **P 4.3.5**. Da sich ferner nur Liefergrad λ_l und Luftverhältnis λ gezielt beeinflussen lassen, wird für Belastungsänderungen beim Saugmotor ausgehend von der Vollast je nach Verbrennungsverfahren entweder λ_l verringert (Ottomotor) oder λ erhöht (Dieselmotor).

Beispiel: Für einen Ottomotor mit einem Nutzwirkungsgrad von $\eta_e = 0{,}3$, einem optimalen Liefergrad von $\lambda_l = 1$, den spez. Brennstoffwerten $H_u = 43$ MJ/kg bzw. $L_{min} = 14{,}7$ kg/kg folgt aus Gl. (49) bei Saugbetrieb ($\varrho_L = 1{,}2$ kg/m^3) und stöchiometrischer Verbrennung eine Literarbeit von

$$w_e = 0{,}3 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}2 \cdot 43/(1 + 1 \cdot 14{,}7)\,\text{kJ/dm}^3 = 0{,}98\,\text{kJ/dm}^3,$$

also ca. 1 kJ je Liter Hubraum. Für Pkw-Dieselmotoren mit einem minimalen Luftverhältnis von ca. 1,3 folgt mit Gl. (48) eine Literarbeit von $w_e \approx 0{,}8$ kJ/dm^3.

4.3.2 Steuerorgane für den Ladungswechsel. Valve gear

Konventioneller Ventiltrieb

Ventile. Sie werden vorwiegend bei Viertaktmotoren, aber auch bei Zweitaktmotoren (Gleichstromspülung) verwendet. Durch eine zwangsgesteuerte Hubbewegung (s. **Bild 6b**) wird zunehmend bis zum Erreichen eines maximalen Hubes der Strömungsquerschnitt eines Pilzventils freigegeben und unter der Wirkung einer Ventilfeder geschlossen. Die Dichtkraft des Ventils *1* am Sitz wird von der Ventilfeder *2* und der Gaskraft aufgebracht, **Bild 10**.

Untenliegende Nockenwelle (Bild 10). Die vom Nocken *6* erzeugte Hubbewegung wird über Ventilstößel *5*, Stoßstange *4* und Kipphebel *3* auf das meist hängend eingebaute Ventil *1* übertragen. Neben hoher thermischer und mechanischer Beanspruchung sind Ventile großer Viertaktmotoren im Schweröl betrieb auch einer Heißkorrosion ausgesetzt, was bei Auslaßventilen gekühlte Ventilsitze erfordert, **Bild 11**. Ein fülliger Ventilkegel vermeidet Verformungen und damit Reibverschleiß.

Obenliegende Nockenwelle. Verlegen der Nockenwelle aus dem Gehäusebereich in den Zylinderkopf vermindert die zu bewegenden Massen um Ventilstößel und Stoßstangen; eine weitere Massenreduzierung ergeben die bei modernen schnelllaufenden Pkw-Motoren verwendeten Schwinghebel oder Tassenstößel, **Bild 12a** bzw. **12b**, wobei bei Pkw-Motoren ein hydraulischer Ventilspielausgleich und ein reibungsarmer Antrieb über Rollen üblich ist [27]. Der Antrieb der Nokkenwelle erfolgt überwiegend durch Zahnriemen oder Kette; seltener sind Stirnradgetriebe oder zwei Kegelräder mit verbindender Königswelle.

Ventilbewegung. Gestaltung des Nockens bestimmt Bewegungsablauf und Zeitquerschnitt, langsamer Anstieg des Nokkens bedingt geringere Massenkräfte und vermeidet Schwin-

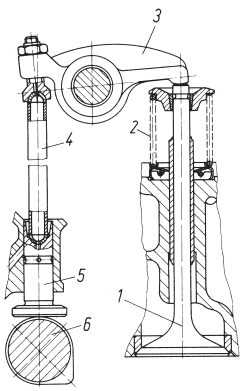


Bild 10. Ventilsteuerung mit untenliegender Nockenwelle

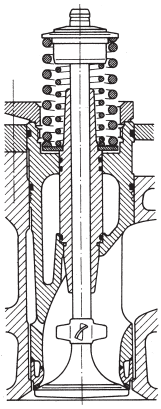


Bild 11. Auslaßventil mit Ventilkorb, Sitz-, Führungskühlung und Drehung durch Abgasstrom (M.A.N.)

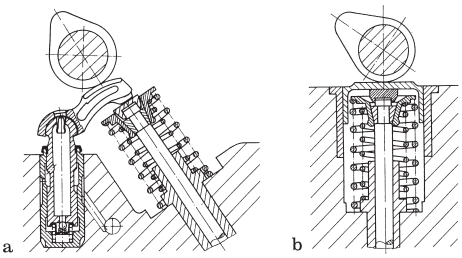


Bild 12a, b. Ventilbetätigung bei obenliegender Nockenwelle. **a** Schlepphebel mit hydraulischem Ventilspielausgleich; **b** Tassenstößel

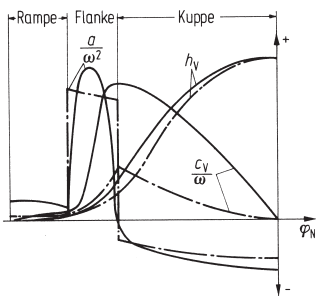


Bild 13. Verlauf von Ventilhub h_V, relativer Ventilgeschwindigkeit c_V/ω und -beschleunigung a/ω^2 abhängig vom Nockenwinkel φ_N (ausgezogen: stetiger Beschleunigungsverlauf)

gungsanregung bei Einbußen am Zeitquerschnitt. Anzustreben ist ein fülliger Nocken (großer Hub schon bei kleiner Nockendrehung) bei Beschleunigungen unter 100 g. Bei schnellaufenden Motoren sind Nockenformen mit stetigem bzw. ruckfreiem Verlauf (**Bild 13**) vorzuziehen [9], um erhöhte Beschleunigungen, Geräuschbildung und Abweichung von der vorgeschriebenen Erhebungskurve zu vermeiden.

Ventilquerschnitt. Mit dem Ventilhub h_V gilt für den geometrischen Ventilquerschnitt A_V (**Bild 14**):

$$A_V = \pi d h_V \sin\beta. \tag{50}$$

Dabei wird angenommen, daß das Gas im engsten Querschnitt mit der Geschwindigkeit c_s parallel zur Sitzfläche des Ventiles strömt. Der effektive Ventilquerschnitt A_{eff} kann durch einen Strömungsversuch ermittelt werden. Der für Berechnungen verwendete Beiwert $\mu_V = A_{eff}/A_V$ hängt somit von der Bestimmungsgleichung für A_V ab. Für die Ventilsitzdurchmesser d ergibt sich für einen möglichst großen Einlaßquerschnitt $d_A/d_E = 0{,}7 \ldots 0{,}9$, für den maximalen Ventilhub $h_{max}/d = 0{,}25 \ldots 0{,}3$ und für die Sitzbreite $s_V/d = 0{,}05 \ldots 0{,}1$. Die Anordnung von je zwei Ein- und Auslaßventilen bietet einen größeren Ventilquerschnitt, geringere Drosselung und somit Steigerung des Drehmomentes bei hohen Drehzahlen aber auch Verlust an Drehmoment im unteren Drehzahlbereich (Ausgleich möglich durch variablen Ventiltrieb, z.B. Änderung der Steuerzeiten durch Verdrehen der Nockenwelle). Die thermische Beanspruchung ist bei vier Ventilen wegen der Zentralsymmetrie bei mittiger Zündkerze bzw. Einspritzdüse geringer.

Variabler Ventiltrieb

Entwicklung. Die Forderung an den Pkw-Antrieb nach maximalem Wirkungsgrad bei minimaler Umweltbelastung („ökologischer Imperativ“) erfüllt hinsichtlich Verbrauch z.Zt. am ehesten der aufgeladene Pkw-Dieselmotor mit direkter Einspritzung. Wirksam kann der Verbrauch des Ottomotors durch einen drosselfreien Ladungswechsel reduziert werden: entweder durch Zufuhr einer bedarfsgerechte Gemischmenge bei variabler Ventilsteuerung oder Änderung der Gemischqualität durch geschichteten Magerbetrieb (s. **P 4.5.4**). Nach dem Einsatz von teilvariablen Ventiltrieben zum Ausgleich von Drehmomentverlusten stehen vollvariable Ventiltriebe vor ihrer Einführung [28].

Mechanischer vollvariabler Ventiltrieb. Ergänzend zu der stufenlosen Einstellung der Steuerzeiten durch Verdrehen der Nockenwellen (z.B. BMW-VANOS) [28] ermöglicht ein zwischen Nockenwelle und Schlepphebel angebrachter Hebel über eine Exzenterwelle die stufenlose Variation des Einlaßventilhubs, **Bild 15**. Dabei ändern sich Öffnungsdauer und Steuerzeiten, so daß man in Kombination mit der Nockenstellung ohne zusätzliche Drosselung auskommt und Verbrauchsminderungen von maximal 20% (niedrige Teillast), im Mittel ca. 10%, erreicht [31].

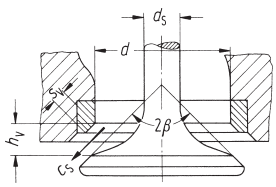


Bild 14. Bezeichnungen am Ventil

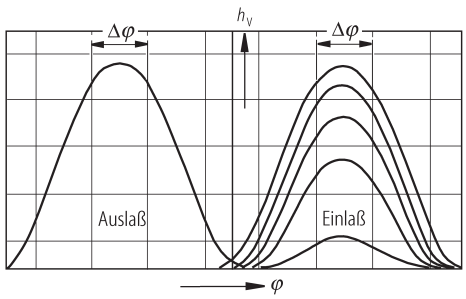


Bild 15. Ventilerhebung h_V über Kurbeldrehwinkel φ bei mechanischem vollvariablen Ventiltrieb. $\Delta\varphi$: Variationsbereich der Ventilöffnungszeiten von Ein- und Auslaßventil (nach BMW)

Elektromechanischer Ventiltrieb. Ein eigener, variabel ansteuerbarer Ventil-Antrieb sichert maximale Funktionalität. Da über Elektromagneten betätigte Ventile ruckartig öffnen und schließen, entfallen der beim Nocken entstehende Ventilspalt (s. **Bild 14**) und die für die Gemischbildung günstigen hohen Eintrittsgeschwindigkeiten, was durch große Ventilüberschneidung (interne Abgasrückführung) und eine thermische Gemischaufbereitung kompensierbar ist, der hohe elektrische Energieaufwand durch einen Abschaltbetrieb (2- oder 3-Ventil-Betrieb). Wegen seiner großen Variabilität ist mittelfristig mit der Einführung dieses Ventiltriebs zu rechnen.

Elektrohydraulischer Ventiltrieb. Dieses ebenfalls noch im Entwicklungsstadium befindliche System hat den Vorteil, daß nur Magnetventile angesteuert werden, um die über eine Hydraulik betätigten Ventile zu öffnen bzw. zu schließen. Nachteilig ist der zusätzliche Hilfskreislauf.

Alternative Steuerorgane

Schieber. Gleichförmig bewegte Drehschieber bieten Vorteile hinsichtlich Massenkräften und Steuerquerschnitt, sind jedoch schwer abzudichten. Trotz großer konstruktiver Variationsbreite (z. B. Flach-, Walzen- und Kegeldrehschieber) konnten sie sich daher im Motorenbau nicht durchsetzen. Serienreife erlangten nur Ausführungen mit zwischen Kolben und Zylinderwand angeordneten Hülsenschiebern, die bewährte Dichtelemente (Kolbenringe) verwenden (Burt-McCollum-Schiebersteuerung der Bristol-Siddeley-Flugmotoren [9]).

Kolben (Schlitze). Mit Ausnahme des Wankelmotors wird nur bei Zweitaktmotoren der Arbeitskolben als Steuerorgan verwendet, indem er am Zylinderumfang befindliche Ein- und Auslaßöffnungen steuert (Schlitzsteuerung). Die Schlitzhöhe bestimmt die Steuerzeiten und mit der Breite den Zeitquerschnitt und damit Vorauslaß und Spülerfolg (s. **P 4.3.4**). Die Abdichtung übernehmen die Kolbenringe, die gegen Verdrehen zu sichern sind, um Beschädigungen beim Überlaufen der Schlitze zu vermeiden. Dabei wird auch der Ölhaushalt am Kolben beeinträchtigt und bedingt besondere Maßnahmen, wie z. B. Ölbeimischung zum Kraftstoff oder Ölzufuhr an die Laufbuchsen, um Fressen zu vermeiden. Auch Überschmieren gefährdet den Motor (Ringfestsetzen durch Ölkohlebildung, Rückstandsbildung im Auslaßsystem), erhöht außerdem den Schadstoffausstoß an unverbrannten und teiloxidierten Kohlenwasserstoffen (Blaurauch), wovon besonders kleine Motoren wegen Schwierigkeiten bei der Dosierung betroffen sind.

4.3.3 Ladungswechsel des Viertaktmotors

Charging of four-stroke engines

Steuerzeiten

Konventionelles Steuerdiagramm. Mit Öffnen des Auslaßquerschnittes am Ende des Expansionshubs (Aö) beginnt der Ladungswechsel durch Ausströmen der Verbrennungsgase zunächst infolge überkritischen Druckgefälles $p_z - p_A$ im engsten Querschnitt mit Schallgeschwindigkeit, **Bild 16a**. Durch Auffüllen der Abgasleitung, Drosselung und Entspannung des Zylinderdruckes nimmt das Druckgefälle schnell ab, so daß das restliche Verbrennungsgas vom Kolben unter Arbeitsleistung verdrängt werden muß. Da der Auslaßquerschnitt anfangs klein und die Auslaßströmung massebehaftet ist, öffnet das Ventil schon vor dem unteren Totpunkt zum Zeitpunkt Aö (s. **Bild 5b**): Zu frühes Öffnen bedingt hohen Expansionsverlust bei geringer Ausschubarbeit und umgekehrt.

Ventilüberschneidung. Auch der Einlaß öffnet (Eö) bzw. schließt (Es) nicht in den Totpunktlagen, so daß im Bereich des Ladungswechsel-Totpunkts (vgl. **Bild 6b**) beide Ventile gleichzeitig geöffnet sind. Diese Ventilüberschneidung ermöglicht Spülen des Kompressionsraums (Verbesserung des Liefergrads, Verringerung der thermischen Bauteilbeanspruchung). Der Überschneidungswinkel $\varphi_{ü} = \varphi_{As} - \varphi_{Eö}$ beeinflußt den Liefergrad und damit das Drehmomentenverhalten: Höheres Drehmoment im oberen Drehzahlbereich bei größerer Überschneidung. Wichtig ist die Wahl von E_S. Spätes Schließen ermöglicht Nutzen der kinetischen Energie der Ladung bei hohen Drehzahlen zur Nachladung.

Variable Steuerzeiten. Eine vollvariable Ventilsteuerung (s. **P 4.3.2**) ermöglicht eine „drosselfreie Laststeuerung" z. B. durch frühes „Einlaß schließen" (Es) bereits dann, wenn sich die gewünschte Gemischmenge im Zylinder befindet, **Bild 17**. Bei spätem „Einlaß schließen" muß das zu viel angesaugte Gemisch während der Kompressionsphase durch das noch offene Einlaßventil in das Ansaugrohr zurückgeschoben werden, was höhere Ladungswechselverluste im Vergleich mit frühem „Es" bedingt. Weitere Möglichkeiten eröffnen elektromagnetische bzw. -hydraulische Steuerungen, indem durch frühes Auslaß öffnen bzw. spätes Auslaß schließen Restgasmengen gezielt zur Gemisch-Verdünnung oder -Aufbereitung genutzt werden können (innere Abgasrückführung).

Ladungswechsel. Er wird durch Größe und Verlauf des freien Querschnitts A_V beeinflußt, wobei zur Beurteilung der sog.

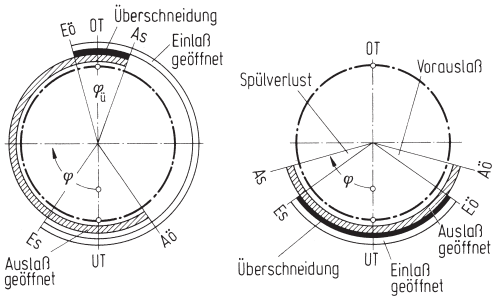


Bild 16. a Steuerdiagramm eines Viertaktmotors (vgl. **Bild 6**); **b** symmetrisches Steuerdiagramm eines Zweitaktmotors (Schlitzsteuerung)

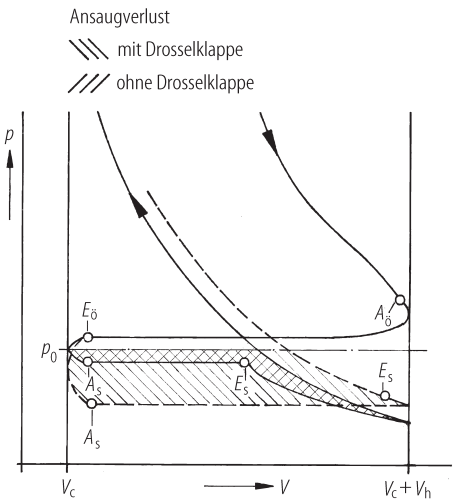


Bild 17. Ansaugverluste bei frühem Einlaßschluß E_S (– – –) ohne Drosselung bzw. bei konventionellem Ladungswechsel mit Drosselung

Winkel- oder Zeitquerschnitt A_φ bzw. A_Z herangezogen wird,

$$A_\varphi = \int_{\varphi_ö}^{\varphi_s} A_V(\varphi)\,d\varphi \quad \text{bzw.} \tag{51}$$

$$A_Z = \int_{t_ö}^{t_s} A_V(t)\,dt = A_\varphi/\omega. \tag{52}$$

Daraus folgt mit steigender Drehzahl eine Abnahme von A_Z, der durch größere Öffnungsdauer begegnet werden kann.
Für die Überschneidungsphase mit den hintereinandergeschalteten Ein- und Auslaßquerschnitten (A_E bzw. A_A) kann unter vereinfachenden Annahmen ein Ersatzquerschnitt bestimmt werden:

$$A_{red}(\varphi) = \sqrt{(A_E A_A)^2/(A_E^2 + A_A^2)}. \tag{53}$$

Bezogen auf die Dauer $\Delta\varphi_{AS}$ des gesamten Arbeitsspiels erhält man damit den „gleichwertigen" Querschnitt $\bar{A}_{red}$ (s. **Bild 18**)

$$\bar{A}_{red} = \int_{\varphi_ö}^{\varphi_s} A_{red}\,d\varphi/\Delta\varphi_{AS}. \tag{54}$$

Ladungsdurchsatz. Der Massenstrom an Frischladung folgt aus Gl. (42)

$$\dot{m}_{L\,ges} = \lambda_a V_H \varrho_L (n/a) = \dot{m}_{Lz} + \dot{m}_{LS} \tag{55}$$

und setzt sich aus Zylinderladungs- und Spülluftdurchsatz zusammen. Bezogen auf den Ansaugzustand folgt daraus der Volumenstrom

$$\dot{V}_0 = \dot{m}_{L\,ges}/\varrho_0 = \lambda_a V_H (n/a)(p_L/p_0)(T_0/T_L), \tag{56}$$

der bei konstanter Motordrehzahl mit Erhöhung des Ladeluftdrucks steigt bzw. mit steigender Temperatur T_L („Motorschlucklinie") sinkt.

Spülluftmenge. Für den Spülluftstrom gilt näherungsweise mit der Durchflußfunktion $\psi_{L,A}$ aus dem Druck vor und hinter dem Zylinder nach Gl. (40)

$$\dot{m}_{LS} = \mu_{red} \bar{A}_{red} \psi_{L,A} \varrho_L \sqrt{RT_L}. \tag{57}$$

Damit ist die durchgespülte Luftmenge unabhängig von der Drehzahl n, während die insgesamt durchgesetzte Luftmasse proportional mit n zunimmt, Gl. (55).

Ladungswechselrechnung. Sie liefert den Liefergrad und den Zylinderinhalt an Frischgas, dient u. a. der Optimierung der Ventilsteuerung und wurde unter Einsatz der EDV immer mehr den wirklichen Verhältnissen angepaßt.
Die instationäre Rohrströmung im Ein- und Auslaßsystem kann mit Hilfe der instationären Gasdynamik erfaßt werden. Dazu wird entweder auf die Theorie der nichtlinearen oder vereinfachend der linearen Wellenausbreitung zurückgegriffen und als Charakteristiken- bzw. akustisches Verfahren angewendet [10]. Weitere Vereinfachung bringt die sog. Füll- und Entleermethode: Angewendet auf die Abgasleitung eines aufgeladenen Motors, wird das gesamte Leitungssystem als ein Behälter aufgefaßt, der durch die einzelnen Zylinder intermittierend aufgefüllt wird und sich durch eine Öffnung konstanten Querschnitts, den Abgasturbolader, kontinuierlich entleert (s. Gl. (39)). Dabei werden nur die zeitlichen, nicht die örtlichen Änderungen des Gaszustands in der Leitung berücksichtigt. Die Abweichungen gegenüber dem Charakteristikenverfahren nehmen mit Leitungslänge und Arbeitsspielfrequenz zu, wobei das rechenintensive Charakteristikenverfahren auch Rohrverzweigungen berücksichtigen kann.
Da bei Saugbetrieb die Voraussetzung kleiner Änderungen der Zustandswerte relativ zu den Absolutwerten in den Leitungen weitgehend erfüllt ist, wird bei schnellaufenden Fahrzeugmotoren meist die akustische Theorie verwendet, die jedoch nicht den Einfluß von Rohrverzweigungen erfaßt.

4.3.4 Ladungswechsel des Zweitaktmotors

Scavenging of two-stroke engines

Steuerdiagramm

Nach Abbau des Druckgefälles $p_z - p_A$ während des Vorauslasses zwischen Aö und Eö erfolgt der Ladungswechsel im Vergleich zum Viertaktmotor nur durch Spülen und verlangt neben einer entsprechend großen Überschneidung eine Vorverdichtung der Ladung auf den Spüldruck p_S. Die Steuerzeiten bei einem nur durch Schlitze und den Arbeitskolben gesteuerten Ladungswechsel ergeben ein symmetrisches Diagramm, **Bild 16 b**. Der Querschnittsverlauf (**Bild 18**) zeigt, daß entsprechend dem Vorauslaßzeitquerschnitt auch Ladung verlorengehen kann. Diesen Verlust verhindert, verbunden mit einem Nachladeeffekt, ein unsymmetrisches Steuerdiagramm, bei dem der Einlaß nach dem Auslaß schließt. Das erfordert voneinander unabhängige Steuerung der Ein- und Auslaßöffnungen z. B. durch ein Auslaßventil, **Bild 20 a** (veraltet: Gegen- oder Doppelkolben), bzw. es sind bei reiner Schlitzsteuerung zusätzliche Maßnahmen entweder hinter dem Auslaßschlitz oder vor dem Einlaß in den Zylinder (Rückschlagventil) erforderlich.

Spülverfahren

Spülmodell. Für den Spülvorgang sind zwei Grenzfälle vorstellbar.

Verdrängungsspülung. Es werden die Verbrennungsgase durch das einströmende Frischgas ohne Mischung in der Grenzzone verdrängt. Der Spülgrad ist damit linear vom Luftaufwand abhängig und erreicht bei $\lambda_a = \varepsilon/(\varepsilon - 1)$ den Wert 1 (vollkommene Restgasspülung).

Mischungsspülung. Die Frischladung mischt sich sofort mit dem Zylinderinhalt und verdünnt ihn mit zunehmendem Luftaufwand, so daß für den Spülgrad eine exponentiale Abhängigkeit besteht, **Bild 19**.

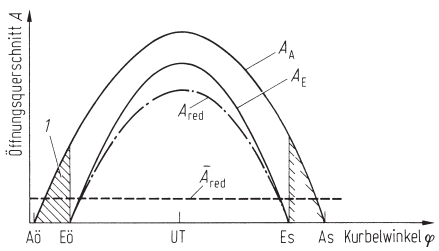


Bild 18. Verlauf von Aus- und Einlaßquerschnitt A_A bzw. A_E sowie des Ersatzquerschnittes A_{red} abhängig vom Kurbelwinkel φ, $\bar{A}_{red}$ gleichwertiger Querschnitt. *1* Vorauslaß

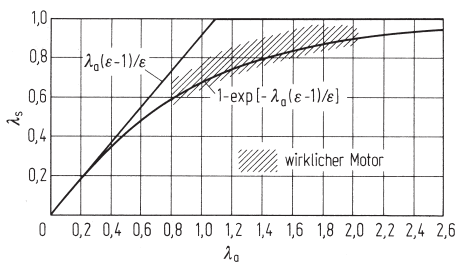


Bild 19. Theoretische Abhängigkeit des Spülgrads λ_s vom Luftaufwand λ_a

P

Der Spülvorgang im wirklichen Motor wird je nach Spülverfahren durch den Verlauf des Spülgrads zwischen beiden Grenzkurven beschrieben. Bei teilweiser Kurzschlußströmung kann λ_s auch unterhalb der unteren Grenzkurve verlaufen.

Gleichstromspülung (Bild 20 a). Sie bietet auch bei extrem langen Hüben günstige Voraussetzungen für einen hohen Anteil an Verdrängungsspülung, so daß bei gleichem Luftaufwand die besten Spülgrade erreicht werden. Konstruktiv bedingt ist ein zweites Steuerorgan erforderlich und somit Nachladung möglich. Heutige Zweitaktgroßmotoren arbeiten nach diesem Verfahren mit einem hydraulisch gesteuerten Auslaßventil.

Querstromspülung (Bild 20 b). Der für die Einlaßschlitze verfügbare Umfang ist kleiner. Möglichst schräg nach oben gerichtete Einlaßkanäle führen das Frischgas längs der Zylinderwand, um Kurzschlußströmung zu vermeiden.

Umkehrspülung. Früher bei Großmotoren eingesetzt (M. A. N.-Umkehrspülung), findet man sie nur noch bei kleinen Zweitakt-Motoren basierend auf der *Schnürle-Umkehrspülung*, bei der zwei schräg gegeneinander gerichtete Einlaßströmungen, geführt durch die Zylinderwand, das Ausspülen besorgen, möglichst unter Vermeiden eines Kurzschlusses (**Bild 20 c**).

Auslegen der Spülung

Spülluftdurchsatz. Da hier $\dot{m}_{\mathrm{L\,ges}} = \dot{m}_{\mathrm{LS}}$ ist, gilt für den vom Spülgebläse angesaugten Volumenstrom nach Gl. (57)

$$\dot{V}_0 = \dot{m}_{\mathrm{L\,ges}}/\varrho_0 = \mu_{\mathrm{red}}\bar{A}_{\mathrm{red}}\psi_{\mathrm{L,A}}(p_{\mathrm{L}}/p_0)(T_0\sqrt{R/T_{\mathrm{L}}}). \quad (58)$$

Luftaufwand. Es gilt nach Gl. (42)

$$\lambda_{\mathrm{a}} = \dot{m}_{\mathrm{L\,ges}}/V_{\mathrm{H}}\varrho_{\mathrm{L}}n = \mu_{\mathrm{red}}\bar{A}_{\mathrm{red}}\psi_{\mathrm{L,A}}\sqrt{RT_{\mathrm{L}}}/(V_{\mathrm{H}}n). \quad (59)$$

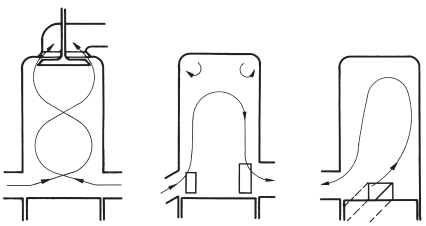


Bild 20 a–c. Spülverfahren. **a** Gleichstromspülung mit Auslaßventil; **b** Querstromspülung; **c** Schnürle-Umkehrspülung

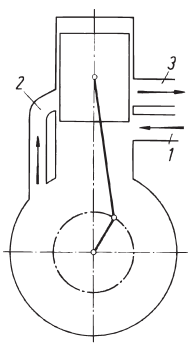


Bild 21. Spülluftverdichtung mittels Kolbenunterseite bei Kurbelkastenspülung (Zweitakt-Kleinmotoren). *1* Lufteinlaß, *2* Überströmkanal, *3* Abgasaustritt

Danach ist λ_{a} und damit der Spülerfolg abhängig vom Druckverhältnis $p_{\mathrm{L}}/p_{\mathrm{A}} = p_{\mathrm{S}}/p_{\mathrm{A}}$ und vom Spülquerschnitt (Erfahrungswert: $\mu_{\mathrm{red}} = 0{,}55\ldots0{,}75$ (0,9) zunehmend mit D bzw. abnehmend mit n). Mit steigender Drehzahl nimmt λ_{a} ab bzw. erfordert höhere Spüldrücke, was einen Verlust an Nutzleistung bedeutet, wenn das Spülgebläse mit dem Motor gekoppelt ist.

Spülluftерzeugung. Hierzu werden mechanisch gekoppelte Verdichter (z. B. Roots-Drehkolbenverdichter), bei aufgeladenen Zweitakt-Großmotoren elektrisch angetriebene Hilfs-Gebläse für Start und niedrige Teillast oder bei kleinen Motoren die Kolbenunterseite (sog. Kurbelkastenspülung) verwendet, **Bild 21**. Hierbei wird der Einlaß durch die Kolbenunterkante gesteuert und das Frischgas gelangt erst nach der Verdichtung im Kurbelgehäuse durch einen Überströmkanal in den Zylinder.

Für eine genauere Ladungswechselberechnung wird wie in **P 4.3.3** angedeutet verfahren.

4.3.5 Aufladung von Motoren. Supercharging

Aufladeverfahren

Unter Aufladung versteht man nach DIN 6262 das Vorverdichten der gesamten oder eines Teils der Ladung, so daß nach Gl. (48) mit der spezifischen Nutzarbeit w_{e} Drehmoment und Leistung zunehmen. Dabei unterscheidet man zwischen Fremd- und Selbstaufladung, erstere wird außer im Versuchsbetrieb nur in Kombination mit der Abgasturboaufladung angewendet. Selbstaufladung kann *ohne* und *mit* Verdichter (mechanische oder Abgasturbo-Aufladung) erfolgen.

Verdichterlose Verfahren. *Schwingsaugrohraufladung.* Durch Ausnutzen der von Drehzahl und Saugrohrlänge abhängigen Saugrohrschwingung werden Aufladegrade von $p_{\mathrm{L}}/p_0 < 1{,}3$ erzielt. Bei Pkw-Ottomotoren eingesetzte Schaltsaugrohre (s. **Bild 71**) verbinden jeden Zylinder mit einem eigenen Saugrohr variabler Länge, wobei kurze Schwingrohre eine hohe Nennleistung mit Verlust an Drehmoment bei niederen Drehzahlen bedingen, während lange Schwingrohre ein umgekehrtes Verhalten zeigen. Damit wird eine füllige Momentenkurve erzielt.

Comprex-Verfahren. Es ist ein verdichterloses Verfahren, bei dem in einem Druckwandler, einem von der Kurbelwelle her angetriebenen Zellenrad, die Energie der Abgasdruckwellen direkt auf die Frischladung übertragen wird. Das Verfahren weist für Fahrzeugmotoren Vorteile gegenüber der Abgasturboaufladung durch ein höheres Drehmoment im unteren Drehzahlbereich und einen geringeren Rußstoß bei schnellem Beschleunigen auf [11], ohne eine breite Anwendung gefunden zu haben.

Mechanische Aufladung. Ein mechanisch mit der Kurbelwelle gekoppelter Verdichter als Verdrängermaschine (z. B. Roots-, Vielzellengebläse, G-Lader [12]) verringert zwar die Nutzarbeit trotz positiver Ladungswechselschleife (s. **Bild 22**: Fläche 1 z–5–8 z–7 z mit $p_{\mathrm{A}} = p_0$), paßt sich aber der Motorschlucklinie, Gl. (56), bei Drehzahländerungen im Fahrbetrieb unmittelbar an, wogegen besonders bei kleinvolumigen Motoren der Ladedruckaufbau beim Abgasturbolader verzögert erfolgt. Daher ist mechanische Aufladung sinnvoll bei Pkw-Otto- oder -Dieselmotoren mit $V_{\mathrm{H}} < 1{,}8$ l, **Bild 23**, wobei die Gesamtwirkungsgrade bei beiden Verfahren wegen der beschränkten Wirkungsgrade kleiner Strömungsmaschinen nur geringfügig voneinander abweichen.

Abgasturboaufladung

Die im Abgas enthaltene Energie wird in einer Abgasturbine in mechanische Energie zum Antrieb eines Turboverdichters umgewandelt und damit der Druck p_{L} der Ladeluft erhöht.

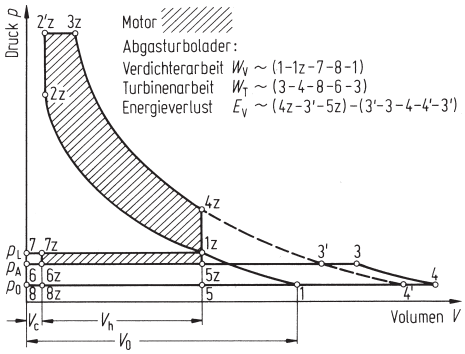


Bild 22. Vergleichsprozeß eines abgasturboaufgeladenen Motors (schraffierte Fläche, Index z) mit Verdichterarbeit (1–1 z–7–8–1) und Turbinenarbeit (3–4–8–6–3) für reine Stauaufladung

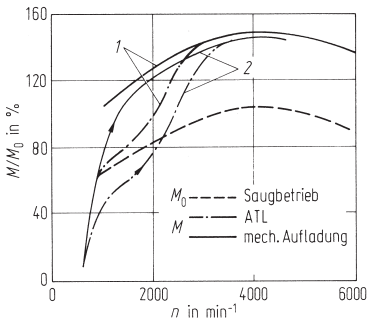


Bild 23. Drehmomentverlauf bei Aufladung eines kleinen Pkw-Motors im Vergleich zum Saugbetrieb. *1* stationär, *2* instationär

Stoßaufladung. Ausgehend vom Vergleichsprozeß (**Bild 22**) wird im Idealfall die gesamte isentrope Expansionsarbeit vom Expansionsenddruck p_{4z} auf Umgebungsdruck p_0 als kinetische Energie in der Turbine verwertet. In Wirklichkeit erfolgt in der Abgasleitung ein Aufstau der Abgase mit starker Pulsation, so daß die Abgasenergie der Turbine in Form von Druck- und Geschwindigkeitsstößen zugeführt wird. Dabei treten kurzzeitig Druckspitzen auf, die ein Mehrfaches des Ladeluftdrucks p_L betragen, so daß Aufladung auch bei geringem Abgasturboladerwirkungsgrad möglich ist. Dazu müssen die Zylinder über relativ enge Abgasleitungen einzeln oder bei geeignetem Zündabstand in Gruppen zusammengefaßt (keine gegenseitige Beeinflussung des Ladungswechsels) an die Turbine angeschlossen werden, **Bild 24a**.

Stauaufladung. Die Abgase werden in einem Abgassammelrohr (**Bild 24b**) auf Abgasgegendruck p_A aufgestaut, so daß die Turbine mit nahezu konstantem Gefälle betrieben werden kann, **Bild 22**. Dabei geht allerdings ein Teil des verbleibenden Expansionsverlustes (Fläche 4 z–3′–5 z–4 z, **Bild 22**) bis auf den Anteil verloren, der zugunsten der Abgasenergie durch Verwirbelung in Wärme umgesetzt wird (Fläche 3′–3–4–4′–3′). Mit steigender Aufladung wird der Verlust jedoch geringer, so daß die Vorteile der Stauaufladung (einfachere Führung der Abgasleitung, geringere Ausschubarbeit des Kolbens infolge schnellen Abbaus des Auspuffstoßes, gleichmäßige Beaufschlagung der Turbine) trotz schlechteren Beschleunigungsverhaltens überwiegen.

Abgasturboladerwirkungsgrad. Mit dem mechanischen Wirkungsgrad des Aggregats, den isentropen Wirkungsgraden η_{Vs} und η_{Ts} für Verdichter bzw. Turbine folgt

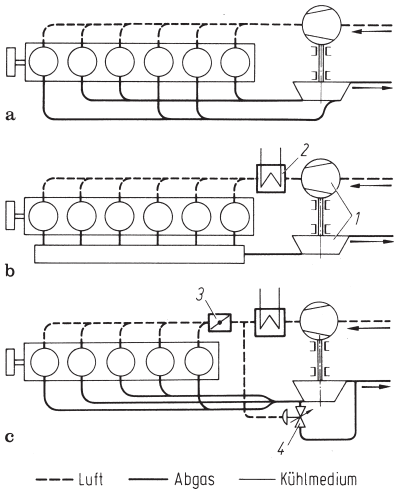


Bild 24a–c. Abgasleitungsführung bei **a** Stoßbetrieb (Zündfolge 1–2–4–6–5–3); **b** Staubetrieb mit Ladeluftkühlung; **c** Mehrstoßaufladung eines Ottomotors mit Abblaseregelung und Ladeluftkühlung. *1* Abgasturbolader, *2* Ladeluftkühler, *3* Drosselklappe, *4* ladedruckabhängiges Abgas-Abblasventil („Waste-Gate“)

$$\eta_{ATL} = \eta_{mA}\,\eta_{Vs}\,\eta_{Ts}. \tag{60}$$

Verwendet werden einstufige Radialverdichter und -turbinen bei kleinen bzw. Axialturbinen bei größeren Motorleistungen, wobei maximal Wirkungsgrade von $\eta_{ATL} = 0{,}6 \ldots 0{,}75$ erreicht werden, bei kleinsten Turboladern mit Raddurchmessern von nur 60 mm wenig über 0,4.

Ladeluftdruck. Die mechanische Kopplung zwischen Verdichter und Turbine bedingt Energiegleichgewicht zwischen effektiver Turbinen- und Verdichterarbeit. Bei isentroper Verdichtung von p_0 auf p_L und Entspannung von p_A auf p_0 (keine Pulsation, Rohrleitungsverluste vernachlässigt) folgt daraus mit dem Wirkungsgrad η_{ATL} sowie den Massenströmen $\dot{m}_{L\,ges}$ für Verdichter und $\dot{m}_A = \dot{m}_{L\,ges} + \dot{m}_B$ für Turbine

$$\pi_V = p_L/p_0 = \left(1 + \eta_{ATL}\,\frac{\dot{m}_A\,c_{pA}\,T_A}{\dot{m}_{L\,ges}\,c_{pL}\,T_0}\,(1 - \pi_T^{(1-\varkappa_A)/\varkappa_A})\right)^{\varkappa_L/(\varkappa_L-1)} \tag{61}$$

(Stoffwerte s. **Bild 2**, **P 4.2.2**: Index A: Abgas, Index L: Ladung, Luft, Index 0: Ansaugzustand).

Danach ist der Ladeluftdruck abhängig von dem Wirkungsgrad η_{ATL}, dem Druckverhältnis $\pi_T = p_A/p_0$ und den Temperaturen (1. Hauptgleichung des Abgasturboladers). Eine 2. Bestimmungsgleichung folgt für den Durchsatz $\dot{m}_A$ aus Gl. (57) mit einem Turbinenersatzquerschnitt statt $\bar{A}_{red}$ und entsprechender Durchflußfunktion für π_T. Dazu liefert das Turbinenkennfeld den drehzahlabhängigen Wirkungsgrad η_{Ts}. Außerdem muß bei gleicher Läuferdrehzahl der Verdichter entsprechend dem Wirkungsgrad η_{Vs} das Ansaugvolumen $\dot{V}_0$, Gl. (56), auf p_L verdichten, um die gewünschte Leistungssteigerung zu bekommen, **Bild 25**.

Ladelufttemperatur. Mit dem Ladeluftdruck p_L bzw. dem Verdichtungsverhältnis $\pi_V = p_L/p_0$ steigt abhängig vom isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{Vs} die Temperatur T_L an (Ansaugzustand p_0, T_0 gleich Zustand vor Verdichter)

$$T_L = T_0 + (T_0/\eta_{Vs})(\pi_V^{(\varkappa-1)/\varkappa} - 1). \tag{62}$$

Ladeluftkühlung. Hierdurch kann für gleiches w_e bei verringertem Ladedruck die mechanische und thermische Belastung

P

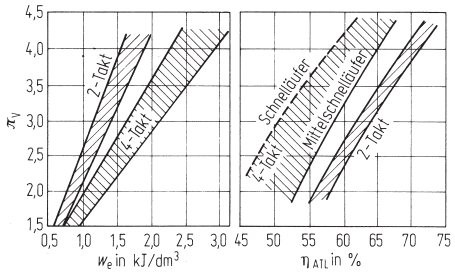


Bild 25. Zusammenhang zwischen Druckverhältnis π_V und spezifischer Nutzarbeit w_e bzw. erforderlichem Turboladerwirkungsgrad η_{ATL} bei Dieselmotoren

des Motors herabgesetzt werden. Daher werden Zweitaktmotoren immer mit Ladeluftkühler ausgerüstet, ebenso wegen Klopfgefahr fast alle Gas- und Ottomotoren, Viertaktdieselmotoren ab Druckverhältnis $\pi_V = 1{,}5$ bzw. $w_e > 1{,}2$ kJ/dm³.

Zusammenwirken von Motor und Verdichter. In einem $\dot{V}_0$, π_V-Diagramm lassen sich Liefer- (Verdichter) und Bedarfskennung (Motor) gemeinsam darstellen. Strömungsverdichter müssen so betrieben werden, daß der Betriebspunkt sich rechts von der „Pumpgrenze" befindet, vgl. **Bild 26a** (s. a. **R 1.7.2**), wobei bei konstanter Verdichterdrehzahl n_V das Druckverhältnis mit steigendem Durchsatz nach einer annähernd quadratischen Abhängigkeit abnimmt. Den Bedarf des Motors liefert als „Motorschlucklinie" für den Viertaktmotor Gl. (56) bzw. Gl. (58) für den Zweitaktmotor: Zum einen erhält man, Ladeluftkühlung vorausgesetzt ($T_L = \text{const}$), für $n = \text{const}$ Geraden mit abnehmender Steigung bei zunehmendem Spülluftanteil, zum anderen eine von der Motordrehzahl unabhängige parabelförmige Kurve, die durch den mit zunehmendem Durchsatz $\dot{V}_0$ und Druckverhältnis π_V steigenden Abgasgegendruck $p_0 < p_A < p_{A\max}$ beeinflußt wird. Sie entspricht damit etwa der Motorbetriebslinie unabhängig von der Betriebsart, wogegen beim Viertaktmotor nur beim Generatorbetrieb ($n = \text{const}$) die Betriebslinie mit der Bedarfslinie übereinstimmt. Beim Motorbetrieb für $m = \text{const}$ sinkt mit abnehmender Leistung bei geringerem Durchsatz auch die Abgasenergie vor Abgasturbine, folglich fallen Turboladerdrehzahl und Ladedruck p_L.

Bei mechanischer Aufladung mit Verdrängerlader, **Bild 26b**, zeigen die Lieferkennlinien wegen zunehmender innerer Verluste mit steigender Aufladung einen geringeren Durchsatz an. Bei einem konstanten Drehzahlverhältnis n_v/n erfolgt mit abnehmender Motordrehzahl und folglich sinkendem Durchsatz für Motorbetrieb mit $M = \text{const}$ eine leichte Abnahme des Ladedrucks; für $n = \text{const}$ bleibt im gesamten Lastbereich der Ladedruck gleich. Wechsel des Drehzahlverhältnisses verschiebt die Motorbetriebslinien auf ein anderes Druckniveau. Für den Zweitaktmotor folgt die Bedarfskennung aus dem Durchsatz für $p_A = p_0$.

Anwendung der Aufladung

Dieselmotoren. Größere Motoren werden nur mit Abgasturboaufladung betrieben, zunehmend auch Fahrzeugdieselmotoren der oberen Leistungsklasse für Lkw-Antrieb sowie Pkw-Dieselmotoren.

Um die mit p_L steigenden Zünddrücke zu begrenzen, werden Drucksteigerung p_{max}/p_c und Verdichtungsverhältnis ε gesenkt. Einbußen am Wirkungsgrad η_v, s. Gl. (11), werden durch ein höheres Luftverhältnis ($\lambda > 2{,}0$) teilweise kompensiert, vgl. **Bild 3**, wobei gleichzeitig die thermische Belastung sinkt. Da mit steigendem Arbeitsdruck die Wandwärme- (η_g) und insbesondere die Reibungsverluste (η_m) relativ abnehmen, steigt der effektive Wirkungsgrad des aufgeladenen Motors. Mit einstufiger Verdichtung (**Bild 25**) und Hochaufladung (Leistungssteigerung über 100%) erreichen Viertaktmotoren bei ($4 > \pi_v > 2{,}5$) spezifische Nutzarbeiten von $w_e = 2 \ldots 2{,}4$ kJ/dm³, große Zweitaktmotoren $w_e = 1{,}5 \ldots 1{,}7$ kJ/dm³, jeweils bei einstufiger Aufladung (Verkaufswerte).

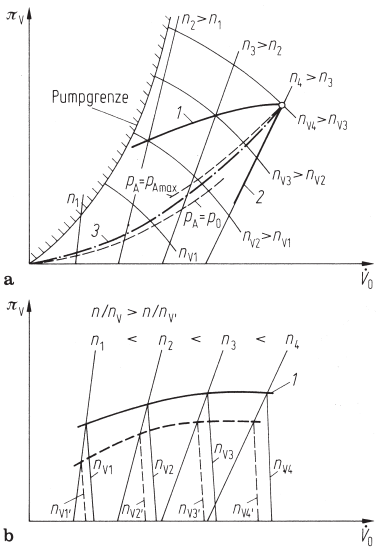


Bild 26a, b. Zusammenwirken von Motor und Verdichter im $\dot{V}_0$, π_V-Diagramm abhängig von der Motor-Bedarfskennung für **a** Abgasturboaufladung bzw. **b** mechanische Aufladung eines mit $M = \text{const}$ (*1*) oder $n = \text{const}$ (*2*) laufenden Viertaktmotors, (*3*) Zweitaktmotor mit ATL

Doppelaufladung mittels zwei in Reihe geschalteter ATL mit Zwischenkühlung ermöglicht mit $\pi_v = 5$ ein w_e von ca. 3 kJ/dm³: Bei schnellaufenden Hochleistungs-Dieselmotoren wird dazu die Verdichtung zurückgenommen, um den Spitzendruck zu senken, was Start- und Teillastverhalten beeinträchtigt [13].

Kann ein Viertaktmotor unter Verzicht auf Spülung auch mit einem Druck $p_L < p_A$ betrieben werden, so erfordert die Spülung beim Zweitaktmotor ein $p_L/p_A = 1{,}1 \ldots 1{,}2$ und damit wegen erhöhter Verdichterarbeit infolge des Spülluftbedarfs bei verringerter Abgastemperatur höhere Wirkungsgrade η_{ATL}, **Bild 25**. Hinzu kommt, daß der Zweitaktmotor mit ATL nur eine Strömungsstrecke zwischen zwei Strömungsmaschinen darstellt, vergleichbar mit einer offenen 1-Wellen-Gasturbinenanlage, so daß eine Erhöhung des Luftdurchsatzes stärker als beim Viertaktmotor vom Durchflußwiderstand des Motors, s. Gl. (58), und dem Wirkungsgrad η_{ATL} abhängt. Während Start und niedriger Teillast sorgen bei reiner Abgasturboaufladung vorgeschaltete, fremdangetriebene Gebläse für die Spülluft, so daß nachgeschaltete Kolbenunterseiten oder zusätzliche Spülpumpen (kombinierte Aufladung) entfallen.

Ottomotoren. Sinnvoll ist eine Aufladung nur im Bereich der Vollastleistung, da im Teillastgebiet meist eine Drosselung erforderlich ist. Da mit der Ladeluftverdichtung außerdem die Neigung zu klopfender Verbrennung zunimmt, ist neben ε-Senkung und Ladeluftkühlung auch Spätzündung bzw. Zündzeitpunktregelung über als Körperschallaufnehmer arbeitende Klopfsensoren angebracht. Problematisch ist der für Pkw-Motoren typische große Drehzahlbereich und das schon bei niedrigen Drehzahlen geforderte hohe Drehmoment. Dem wird durch Wahl eines kleinen ATL mit möglichst geringem Mas-

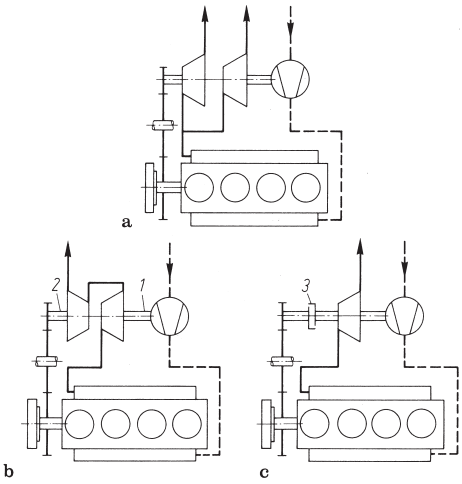


Bild 27 a–c. Anwendung von Turbo-Compound mit Nutzturbine. **a** Parallel-, **b** Serien-, **c** Direkt-Schaltung. *1* Abgasturbolader, *2* Nutzturbine mit Untersetzungsgetriebe, *3* Überholkupplung

senträgheitsmoment entsprochen, so daß bei ca. $0,4\,n_N$ der maximale Ladeluftdruck schon erreicht wird und ein vom Ladedruck gesteuertes Abgas-Abblaseventil erforderlich wird, **Bild 24 c**, um Verbrennungshöchstdruck und Klopfgefahr zu mindern. Druckabnahme vor Drosselklappe vermeidet unnötige Laderarbeit. Gegenüber einem Saugmotor gleicher Volllastleistung besteht Vorteil hinsichtlich vergleichsweise geringerer Reibung eines kleineren Triebwerks, dem ein geringerer thermischer Wirkungsgrad gegenübersteht (ε-Senkung). Daher ist die Abgasturboaufladung vorwiegend bei leistungsbetonten Sportmotoren anzutreffen, wo sie mit der Mehrventiltechnik und der mechanischen Aufladung konkurrieren muß, **Bild 23**.

Turbo-Compound. Verbesserte Abgasturboladerwirkungsgrade ermöglichen gleichen Ladedruck bei niedrigerem Abgasdruckgefälle, was aufgrund besserer Spülung und zunehmender positiver Ladungswechselarbeit den Wirkungsgrad η_e steigert, ferner, vom Turbolader nicht benutzte Abgasenergie in einer Nutzturbine zur Erzeugung mechanischer (elektrischer) Energie zu verwenden. Zweitakt- bzw. Viertakt-Dieselgroßmotoren bevorzugen Parallelschaltung, **Bild 27 a**, wobei bei einer Abgas-Abzweigrate von 10 bis 14% eine Verbrauchsminderung von ca. 5 g/kWh bei Nennleistung möglich ist. Der wegen des geringeren Abgasstroms verringerte Turbinenquerschnitt der Turboladerturbine bewirkt außerdem im Teillastbereich bessere Abgasenergienutzung, ebenfalls mit Vorteil für den Verbrauch. Für Nfz-Motoren ist die Reihenschaltung günstiger, **Bild 27 b**, und u. U. sinnvoll bei Überland-Langstreckenverkehr. Eine Vereinfachung stellt die Schaltung in **Bild 27 c** für Mittelschnelläufer dar, wo nach entsprechender Verkleinerung der Abgasturbine bei Schiffsmotoren eine Wirkungsgradverbesserung im gesamten Betriebsbereich zu erwarten ist. Eine Überholkupplung verhindert ein Mitschleppen des Turboladers im Teillastbereich zu Lasten des Wirkungsgrades.

4.4 Verbrennung im Motor. Internal combustion

4.4.1 Motoren-Kraftstoffe
Internal combustion (IC) engine fuels

Sie können gasförmig oder flüssig sein, feste Brennstoffe werden indirekt verwendet (Vergasung, Entgasung, Verflüssigung).

Flüssige Kraftstoffe. Sie sind vorwiegend Kohlenwasserstoffe hoher Energiedichte auf Erdölbasis, gut speicher- und transportierbar. Ein stark verändertes Bedarfsprofil zugunsten von Kraftstoffen für Fahrzeugmotoren bedingt Einsatz katalytischer Crackprozesse bei der Raffinerie, woraus ein höherer Anteil verbrennungstechnisch ungünstiger Rückstände im Schweröl für Großdieselmotoren resultiert. Die Begrenztheit der Ressourcen zwingt zur Suche nach alternativen Kraftstoffen. Aussichtsreich hinsichtlich Herstellung und verfügbarer Rohstoffe (Kohle bzw. pflanzliche Stoffe) sind Methanol CH_3 OH und Äthanol C_2H_5OH, z. B. in Mischung mit Benzin für Ottomotoren. Pflanzenöle sowie Bioalkohol tragen nicht zur CO_2-Emmission bei, gehen aber zu Lasten der Nahrungsmittelproduktion. Langfristig gesehen ist, sofern verfügbar, der Einsatz von Wasserstoff möglich, womit die Atmosphäre global entlastet wird. Jedoch ist zunächst der Ersatz von Erdöl bei anderen Verbrauchern (Kraftwerke, Raumheizung) problemloser und daher sinnvoller.

Kraftstoffanforderungen. Sie sind unterschiedlich, je nach Verbrennungsverfahren: Ottomotoren verlangen leicht siedende und zündunwillige, Dieselmotoren zündwillige Kraftstoffe.

Oktan- und Methanzahl. Die Zündneigung und Klopffestigkeit (s. **P 4.4.2**) wird bei Flüssigkraftstoffen durch die Oktanzahl, bei Gasen durch die Methanzahl (**Tab. 2**) angegeben. Dazu wird die Zündwilligkeit des Kraftstoffs verglichen mit der eines Bezugskraftstoffs, eines Gemisches aus einer zündunwilligen Komponente (Iso-Oktan ≙ Oktanzahl 100 bzw. Methan CH_4 ≙ Methanzahl 100) mit einer zündwilligen (n-Heptan C_7H_{16} ≙ Oktanzahl 0 bzw. Wasserstoff H_2 ≙ Methanzahl 0). Oktanzahlen werden ferner nach den Prüfbedingungen unterschieden: Üblich ist die R(esearch)-OZ und M(otor)-OZ. Die Mindestanforderungen sind für ein „Europa-Super“ (ROZ/MOZ = 95/85) in der Europa-Norm EN 228 festgelegt, dazu in der nationalen Ausgabe DIN EN 228 die für unverbleites Normal- und „Super-Plus“-Benzin (ROZ/MOZ = 91/82,5 bzw. 98/88). Für Methanol gilt ROZ/MOZ = 110/92. Ehemals als „Klopfbremsen“ verwendete Bleiverbindungen sind als Umwelt- und „Katalysatorgift“ nahezu weltweit, in Europa seit 01.01.2000, nicht mehr zulässig.

Schwefelgehalt. Da Schwefel die Partikelemission fördert und $DeNO_x$-Katalysatoren (s. **P 4.7.3**) schädigt, ist man bestrebt,

Tabelle 2. Klopffestigkeit verschiedener Brenngase ausgedrückt durch die Methanzahl

Gasart	Chem. Zeichen	Methanzahl
Wasserstoff	H_2	0
Butan	C_4H_{10}	10
Butadien	C_4H_5	12
Ethylen	C_2H_4	15
β-Butylen	C_4H_8	20
Propylen	C_3H_6	18,6
Isobutylen	C_4H_8	26
Stadtgas (Berlin-W. bis ’94)		52
Propan	C_3H_8	33,5
Äthan	C_3H_6	43,7
Kohlenoxyd	CO	75
Erdgas[b])		77
Erdgas[c])		78,5
Methan	CH_4	100
Klärgas[d])		133,8

	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	CO_2	N_2	CO	H_2
[a])	26%				17,8%		14,8%	53,4%
[b])	84%	5,6%	1,7%	0,7%	1,6%	6,4%		
[c])	81,9%	3,4%	0,7%	0,6%	1,2%	12,2%		
[d])	65%				35%			

den Kraftstoffschwefel weitgehend zu eliminieren: EU-weit 150 ppm (Bz) bzw. 350 ppm (Dk) zulässig. BRD fördert steuerlich Bz und Dk mit <50 ppm ab 01.11.2001 bzw. <10 ppm ab 01.01.2003 (Benzin mit max. 10 ppm S seit 2000 bereits angeboten; EU: ab 2005 vorgesehen).

Weitere Merkmale. Wichtig sind neben dem Heizwert für den Ottomotor Siedeverhalten und Flüchtigkeit (EN 228), für den Dieselmotor (Dk: DIN EN 590) die die Zündwilligkeit beschreibende Cetanzahl (CZ > 45: DIN 51 773), ferner Viskosität, Verkokungsrückstand (DIN 51 551), Schwefel- sowie Vanadium-, Aluminium- und Wassergehalt bei Schwerölen. Das sind Mischungen aus einer Dieselölfraktion niedriger Viskosität (ca. 2 mm^2/s bei 50 °C) und Raffinerierückstandsölen hoher Viskosität. Mit der Mischviskosität (40 bis 700 mm^2/s bei 50 °C bzw. 10 bis 55 mm^2/s bei 100 °C) als Klassifikationsmerkmal, die Vorwärmung auf Einspritzviskosität erfordert [14], erhöht sich gegenüber Dk der Gehalt an Schwefel (Naßkorrosion), Aschebildnern (V, Na, Al: Heißkorrosion) und somit der korrosive und abrasive Verschleiß bei verschlechterten Zünd- und Brenneigenschaften.

Kraftstoffvergleich. Bei unterschiedlichen Kraftstoffen ist bei gleicher Nutzarbeit und gleichem Wirkungsgrad η_e die zuzuführende Kraftstoffmenge dem jeweiligen Heizwert H_u umgekehrt proportional, der Energieinhalt der Zylinderladung und damit die Motorleistung proportional dem Gemischheizwert h_u, Gl. (5). Daher steigt z. B. der spezifische Kraftstoffverbrauch (s. **P 4.7.1**) bei Methanolbetrieb auf etwa das Doppelte an (Superbenzin $H_u = 41\,170$ kJ/kg, Methanol $H_u = 19\,600$ kJ/kg), jedoch entstehen wegen nahezu gleicher Gemischheizwerte keine größeren Leistungseinbußen (Superbenzin: $h_u = 2750$ kJ/kg, Methanol $h_u = 2650$ kJ/kg für stöchiometrische Mischung: $\lambda = 1$).

4.4.2 Gemischbildung und Verbrennung im Ottomotor
Mixture formation and combustion in spark ignition engines

Normale Verbrennung Für konventionelle Ottomotoren ist sie gekennzeichnet durch: äußere Gemischbildung, homogenes Kraftstoff-Luftgemisch, gesteuerte Fremdzündung, Lastbeeinflussung durch Füllungsänderung (oft auch „Quantitätsregelung" genannt).

Gemischbildung. Gasförmige Kraftstoffe werden meist in einer Mischkammer kurz vor Eintritt in den Zylinder mit der Luft gemischt. Für flüssige Kraftstoffe benötigt man zusätzliche Zerstäubungseinrichtungen. Die anfänglich verwendeten Vergaser wurden (außer bei Zweirad-, Klein- und Hilfsmotoren) durch die Niederdruck-Einspritzung des Kraftstoffs in das Saugrohr nahe dem Einlaßventil ersetzt, wo er zerstäubt, vorgelagert und teilweise verdampft wird, so daß zum Zündzeitpunkt ein möglichst homogenes, zündfähiges Gemisch vorhanden ist. Neuerdings wird bei Ottomotoren wieder die direkte Einspritzung in den Brennraum in Verbindung mit einer Ladungsschichtung eingesetzt, um die Vorteile hinsichtlich Wirkungsgrad (Verringerung der Ansaugverluste, s. **Bild 17**, höheres Verdichtungsverhältnis möglich) und Emissionsverhalten zu nutzen, s. **P 4.5.4**. Derartige Motoren sind den Hybridmotoren zuzurechnen, s. **P 4.4.4**.

Zündung. Bei Benzindampf-Luftgemischen liegen die Zündgrenzen im praktischen Betrieb zwischen $\lambda > 0{,}6$ (reich) und $\lambda < 1{,}3$ (arm). Der Zündfunke einer elektrischen Entladung führt dem Gemisch kurz vor OT örtlich eine so hohe Energie zu, daß die in der Nähe befindlichen Moleküle zerfallen und komplex ablaufende Vorreaktionen einleiten, die schließlich zur Verbrennung führen.

Verbrennung. Sie breitet sich aus, wenn die freiwerdende Energie genügt, um benachbarte zündfähige Gemischteile zur Reaktion zu bringen. Bei normaler Verbrennung erfolgt die Flammenausbreitung ohne sprunghafte Geschwindigkeitsänderungen, so daß sich die Flammenfront nahezu kugelförmig von der Zündkerze aus fortpflanzt, s. **Bild 29**.

Flammenfrontgeschwindigkeit. Sie besteht aus der Brenngeschwindigkeit c_B relativ zum unverbrannten Gemisch vermehrt um die Geschwindigkeit c_T, mit der die Flammenfront durch Eigenbewegung des Gasgemisches transportiert wird: $c_F = c_B + c_T$.

Verbrennungsvorgang. Motordrehzahl und Brennraumgeometrie beeinflussen die Transportgeschwindigkeit c_T, chemische Zusammensetzung des Kraftstoffs, Luftverhältnis λ sowie Zustand des Gemisches die Brenngeschwindigkeit c_B, die bei steigendem Druck geringfügig abnimmt, wogegen höhere Temperaturen die Reaktionsgeschwindigkeit steigern. Mit $c_B \approx 7$ m/s bei ruhendem Gemisch (Bombenversuch) erreicht die Flammenfrontgeschwindigkeit während der Verbrennung maximale Werte von $c_F = 60 \ldots 100(150)$ m/s bzw. im Mittel 10 bis 40 m/s. Entscheidend ist die durch den Einlaßvorgang und die Brennraumgeometrie beeinflußbare Transportgeschwindigkeit. Hohe Turbulenz der Strömung begünstigt den Mischungsvorgang, während gerichtete Strömungen die Bildung eines homogenen Gemisches behindern. Der Einfluß von λ auf die Brenngeschwindigkeit wirkt sich über den Brennverlauf auch auf die Motorleistung aus, wogegen der effektive Wirkungsgrad in erster Linie von der Vollkommenheit der Verbrennung bestimmt wird, **Bild 28**. Ein wirtschaftlicher Betrieb verlangt daher Anpassung von λ: Teillast – mageres Gemisch ($\lambda > 1$), Vollast – fettes Gemisch ($\approx 0{,}85 \ldots 0{,}9$), Leerlauf – überfettes Gemisch wegen der Verdünnung durch hohen Restgasanteil ($\lambda < 0{,}9$). Andere Kraftstoffe als Benzin weisen abweichende Explosions- oder Zündgrenzen auf (Methanol: $\lambda = 0{,}34 \ldots 2{,}0$, Wasserstoff: $\lambda = 0{,}14 \ldots 10$).

Ansaugdrosselung. Da wegen der Zündgrenzen das Luftverhältnis nur in engen Grenzen veränderbar ist, müssen Be-

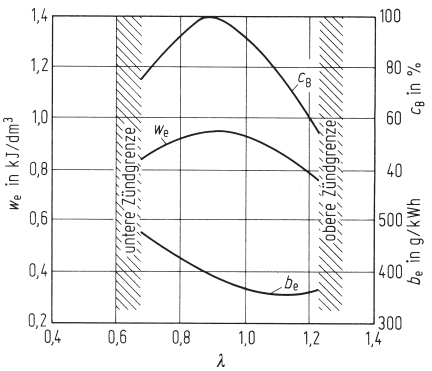


Bild 28. Einfluß von Luftverhältnis λ auf Brenngeschwindigkeit c_B, spez. Nutzarbeit w_e und Verbrauch b_e eines Ottomotors

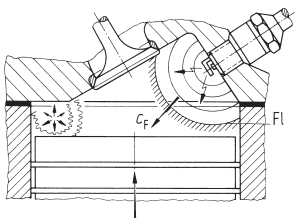


Bild 29. Nichtnormale Verbrennung beim Ottomotor durch Zündungsklopfen, Fl Flammenfront

lastungsänderungen über den Liefergrad λ_l durch zusätzliche Drosselung im Ansaugkanal ausgeglichen werden, s. Gl. (49), was den Teillast-Wirkungsgrad verschlechtert, s. **Bild 5b**.

Gestörte Verbrennung

Zündungsklopfen. Hierbei entzündet sich ein Teil des von der Flammenfront noch nicht erfaßten Gemisches, auch Endgas genannt, von selbst und verbrennt so heftig, daß Druckwellen hoher Frequenz entstehen, die Klopf- und Klingelgeräusche sowie thermische und mechanische Überbeanspruchung von Bauteilen (Kolben und Lager) verursachen. Der Selbstzündung voraus gehen ab 750 bis 800 °C einsetzende Vorflammenreaktionen, wenn die Temperatur des Endgases infolge Verdichtung, Wärmefreisetzung und Flammenstrahlung steigt, **Bild 29**.

Oberflächenzündung. Die initiierende Wärmezufuhr an das Gemisch erfolgt unabhängig vom Zündzeitpunkt durch heiße Stellen der Brennraumoberfläche, z. B. durch glühende Ölkohlebeläge, vorstehende Dichtungskanten, Zündkerzen zu niedrigen Wärmewerts.

Frühzündung. Sie setzt vor Erreichen des Zündzeitpunktes ein und führt oft zu schwerwiegenden Motorstörungen.

Nachzündung. Sie erfolgt wie Zündungsklopfen nach der eigentlichen Zündung und kann hörbar (klopfend) oder nicht hörbar ablaufen, ebenso die Frühzündung.

Vermeiden von Störungen. Zündungsklopfen wird vermieden, wenn die für den Ablauf der Vorflammenreaktionen bis zur Selbstzündung erforderliche Zeit t_{VR} länger als die von der Flammenfront zum Erfassen des Endgases benötigte Zeit t_F ist. Kurze Brennwege durch mittige Zündkerzenanlage und kompakten Brennraum, Erhöhen von Transportgeschwindigkeit c_T durch Ausnutzen turbulenter Quetschströmungen (s. **Bild 30**) und hohe Brenngeschwindigkeit c_B bei optimalem Luftverhältnis λ (s. **Bild 28**) verkürzen t_F. Brennstoffe höherer Oktanzahl, Zusatz von klopfhemmenden Additiven wie Bleitetraethyl bzw. -methyl, Vermeiden einer zu starken Erwärmung des Endgases durch Anordnung der Zündkerzen nahe dem heißen Auslaßventil, Zurücknahme des Zündzeitpunkts auf spät, Verringerung des Verdichtungsverhältnisses und niedrige Ansaugtemperatur der Ladung verzögern die Vorreaktionen. Oberflächenzündung kann hauptsächlich durch Beseitigung von Motorablagerungen vermieden werden, andere Maßnahmen (OZ-Erhöhung, Spätzündung) sind weniger wirksam.

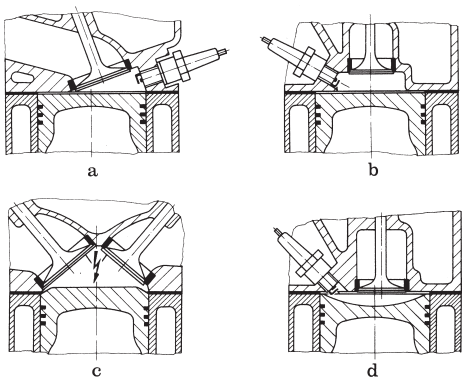


Bild 30a–d. Brennräume von Ottomotoren. **a** Keilform; **b** Wannenform; **c** Halbkugelbrennraum (kompakt, mittige Zündkerzenanlage); **d** Heron-Brennraum mit Kolbenmulde (**a, b** mit Quetschströmung infolge Kolbenüberdeckung)

4.4.3 Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor

Mixture formation and combustion in compression-ignition engines

Zündung und Verbrennung

Charakteristisch für den Dieselmotor sind: innere Gemischbildung, heterogenes Kraftstoff-Luftgemisch, Selbstzündung und Lastbeeinflussung durch Änderung des Luftverhältnisses über die Kraftstoffmasse (sog. „Qualitätsregelung“).

Gemischbildung. Der Kraftstoff wird erst kurz vor dem oberen Totpunkt durch eine Düse in die hochverdichtete heiße Luft ($p_c = 30$ bis 75 bar bei Saugbetrieb) eingespritzt, wobei sich der Strahl in einzelne Kraftstofftröpfchen unterschiedlicher Größe und Durchschlagskraft aufteilt und ein heterogenes Gemisch entsteht. Die Selbstzündung setzt ein entsprechend hohes Verdichtungsverhältnis voraus, dessen unterer Grenzwert mit dem Kolbendurchmesser abnimmt ($\varepsilon = 23 \ldots 11$).

Zündverzug. Hiermit wird die Zeit zwischen Einspritzbeginn und dem durch Druckzunahme gegenüber dem Kompressionsdruckverlauf meßbaren Verbrennungsbeginn bezeichnet, der von motorischen, chemischen und physikalischen Einflüssen abhängt. Da während des Zündverzugs und bis in die Verbrennungsphase hinein Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird (vgl. **Bild 41**), darf während des Zündverzugs nur soviel zündfähiges Gemisch gebildet werden, daß starke Drucksteigerungen vermieden werden ($dp/d\varphi \leqq 8 \ldots 10\,\mathrm{bar/°KW}$), die sonst zu hartem Gang (Nageln) und zur Überbeanspruchung der Bauteile führen. Großer Zündverzug begünstigt das Nageln und ist vom Zustand der Ladung sowie vom Luftverhältnis abhängig [15].

Verbrennung. Sie setzt bei einzelnen Brennstofftröpfchen ein, indem durch Wärmeaufnahme aus der umgebenden heißen Luft Sieden und Verdampfen eintritt. Durch gegenseitige Diffusion von Kraftstoffdampf und Luft entsteht um den noch flüssigen Kraftstoffrest eine Mischungszone unterschiedlicher Konzentration entsprechend einem von Null (Tropfenoberfläche) auf Unendlich zunehmenden Luftverhältnis. Entsprechend den Zündgrenzen bei homogenen Gemischen kommt es im Bereich stöchiometrischen Mischungsverhältnisses bei genügend hoher Temperatur zur Selbstzündung, die Verdampfung und Diffusion beschleunigt sowie die Entzündung benachbarter Tröpfchen anregt.

Rußbildung. Entsprechend dem Siedeverhalten des Kraftstoffes verbrennen zuerst die Moleküle mit hohem H-Anteil, während schwersiedende Anteile zum Teil Crackreaktionen unterliegen. Dabei können schwerentzündbare Moleküle aus nahezu reinem Kohlenstoff entstehen und bei niedrigen Verbrennungstemperaturen im Abgas als unverbrannter Ruß verbleiben (Schwarzrauch). Er verursacht auch die stark leuchtende Gelbfärbung einer Diffusionsflamme, wogegen vorgemischte Flammen von blauer Farbe sind (Ottomotor).

Die beim Dieselmotor auftretenden Vorgänge der Diffusionsflamme führen zu einer statistischen Verteilung der Entzündung und damit zu einem nahezu gleichartigen Verbrennungsablauf von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel. Dagegen führt die feste Zündquelle mit den wechselnden Zündbedingungen infolge Inhomogenitäten des Gemisches und Strömungseinflüssen beim Ottomotor zu großen Verbrennungsdruckunterschieden. Heterogene Gemische ermöglichen aber auch kleinste Kraftstoffmengen bei großem Gesamtluftverhältnis zu verbrennen, so daß das Drehmoment der Änderung des Luftverhältnisses folgt.

Die Schwierigkeit, in kürzester Zeit (ca. 2 ms bei schnellaufenden Fahrzeugmotoren) eine Gemischbildung und Verbrennung mit möglichst hoher Luftausnutzung zu erreichen, begrenzt die Maximaldrehzahl und führte zur Entwicklung unterschiedlicher Gemischbildungsverfahren. Man unterscheidet

Verfahren der indirekten Einspritzung (IDE) mit Aufteilung des Brennraums auf Zylinderraum V_Z und Zylinderkopf sowie der direkten Einspritzung (DE) in den ungeteilten Brennraum.

Indirekte Einspritzung IDE (geteilter Brennraum)

Entwicklung. Bei Pkw-Dieselmotoren wurden zunächst Verfahren mit indirekter Einspritzung entwickelt, um eine schnelle Gemischbildung und Verbrennung innerhalb des vorgegebenen Zeitfensters (<2 ms) zu ermöglichen. Zusätzlich zur Dynamik des Einspritzstrahles wird die Verdrängerwirkung des verdichtenden Kolbens und/oder ein durch Teilverbrennung im Nebenbrennraum erzeugter Druck genutzt, um das Überschieben und die Gemischbildung zu intensivieren. Aus der Aufteilung von Gemischbildung und Verbrennung auf Neben- und Hauptbrennraum folgt eine „verschleppte" Verbrennung mit geringer Drucksteigerung p_{max}/p_c und Vorteilen für Laufruhe (Fahrkomfort) sowie Abgasemission (NO_x-Bildung gering), jedoch bei höherem Verbrauch (kleiner Gleichraumanteil) sowie Neigung zur Rußbildung. Ebenfalls verbrauchserhöhend wirken sich bei IDE-Motoren die internen Strömungsverluste beim Überschieben der Ladung sowie das größere Oberflächen-Volumenverhältnis aus (Wandwärmeverluste: erfordern außerdem Starthilfe mittels Glühkerze oder -stift zum Erreichen der Selbstzündungstemperatur). Wegen fehlender Drosselverluste beim Ladungswechsel ist im Stadtverkehr der Verbrauch dennoch geringer als bei vergleichbaren Ottomotoren. Unter dem Primat der CO_2-Reduktion begann mit dem AUDI TDI 1989 die Ablösung der indirekten Einspritzung, die nur noch ca. 15% der produzierten Pkw-Dieselmotoren ausmacht mit abnehmender Tendenz.

Wirbelkammer-Verfahren. Bei diesem häufig verwendeten Verfahren verbindet ein relativ weiter Überströmkanal den Hauptbrennraum mit der kugel- oder scheibenförmigen Wirbelkammer im Zylinderkopf. Der dort bei der Verdichtung entstehende Luftwirbel bedingt eine gute Gemischbildung. Durch den nach der Entzündung eines Teils des Kraftstoffes steigenden Druck verlagert sich die Verbrennung in den Hauptbrennraum, der ca. 50% des Kompressionsvolumens ausmacht, **Bild 31**.

Vorkammer-Verfahren. Der in der im Zylinderkopf befindlichen Vorkammer ($V_{VK}/V_c = 0{,}2 \ldots 0{,}35$) durch Teilverbrennung von in die Kammer eingespritztem Kraftstoff erzeugte Überdruck verlagert die Gemischbildung überwiegend in den Hauptbrennraum, wobei enge Verbindungsbohrungen hohe Strahlgeschwindigkeiten mit hoher Turbulenz erzeugen, welche die Gemischaufbereitung in Neben- bzw. Hauptbrennraum bei hoher Luftausnutzung ($\lambda = 1{,}2$) wirksam unterstützen.

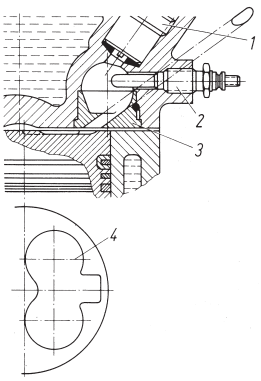


Bild 31. Wirbelkammer, Typ Ricardo Comet Mark V, eines Pkw-Dieselmotors (VW-Golf-Diesel). *1* Einspritzdüse, *2* Starthilfe (Glühstift), *3* wärmespeichernder Einsatz, *4* Wirbelmulde im Kolben bei Draufsicht

Direkte Einspritzung DE (ungeteilter Brennraum)

Entwicklung. Entscheidend für die Gemischbildung ist ein hoher Druck in der Düse, um den eingespritzten Kraftstoff genügend fein zu zerstäuben und gleichmäßig über den Brennraum zu verteilen. Somit ist die DE eng verknüpft mit der Entwicklung der Einspritzpumpen. Neben dem Einfluß der Dynamik des Einspritzstrahles wird die Gemischaufbereitung oft durch eine eher luft- bzw. wandgestützte Kraftstoffverteilung unterstützt, wobei beide Arten der Gemischbildung mit unterschiedlicher Gewichtung stets gemeinsam wirksam sind.

Luftverteilter Kraftstoff. Um die Gemischbildung zu intensivieren, werden bei kleinen Motoren gerichtete Luftströmungen hoher Geschwindigkeit benötigt. Dazu wird die Verdrängerwirkung des Kolbens und die Ansaugströmung ausgenutzt, die durch die konstruktive Gestaltung von Brennraum und Ansaugtrakt, wie Kolbenüberdeckung, Drallkanal, Tangentialkanal, unterstützt wird, **Bild 32 a, b**. Mit steigendem Durchmesser werden zusätzliche Luftbewegungen immer weniger erforderlich, so daß ab $D \approx 300$ mm die Kraftstoffverteilung überwiegend durch das als Mehrlochdüse (bis zu 12 Bohrungen) ausgeführte Einspritzventil erfolgt, s. **P 4.6.3**. Der Brennraum wird dem Einspritzstrahl angepaßt: ein hochgezogener Kolbenrand vermeidet das Anspritzen der Laufbuchse (Zerstörung des Schmierfilms), wobei evtl. vorhandener Luftdrall keine Überdeckung der einzelnen Brennstoffstrahlen bewirken darf. Teilweise Wandanlagerung des Kraftstoffs am Kolben wird mitunter mehr oder weniger stark angestrebt (Hesselmann-Brennraum, **Bild 32 c**). Bei schnellaufenden DE-Dieselmotoren findet man in Verbindung mit einer Vier-Ventilanordnung oft eine Brennraumform, bei der eine ω-förmige Mulde großen Durchmessers lange, freie Einspritzstrahlen ermöglicht. Eine erhöhte Muldenmitte verdrängt die Strömung in Bereiche hoher Drallintensität, wobei der eingezogene Muldenrand die Strahlauflösung unter Vermeiden des Wandanspritzens begünstigt (**Bild 32 b**). Die mit der direkten Einspritzung infolge großer Drucksteigerungen verbundene Gefahr starker Verbrennungsgeräusche kann durch Voreinspritzen einer kleinen Kraftstoffmenge vermieden werden (s. **P 4.6.3**.).

Wandverteilter Kraftstoff. Je nach Grad der Wandanlagerung erfolgt unter Ausnutzen der Wandwärme bei der Kraftstoffverdampfung eine schonende Gemischaufbereitung in Verbindung mit einer wandnahen Potentialwirbelströmung der Luft, somit ein „weicher", geräuscharmer Verbrennungsverlauf (M. A. N.-M-Verfahren). Nachteilig ist die Neigung zur Blauraucbildung (Geruchsbelästigung) beim Kaltstart.

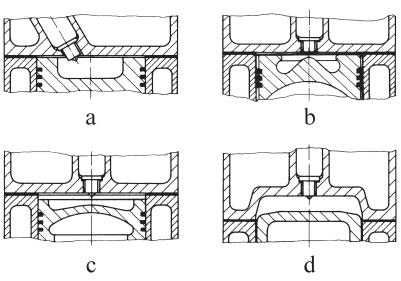


Bild 32 a–d. Ungeteilte Brennräume von Dieselmotoren. **a** Ältere Muldenform mit teilweiser Wandanlagerung des Kraftstoffes (Daimler-Benz); **b** Doppelwirbel-Brennraum mit Ausnutzung von Quetsch- und Drallströmung (BMW); **c** Viertakt-Mittelschnelläufer (Hesselmann-Form); **d** Zweitakt-Großmotor

Sie wird vermieden, wenn die Wandanlagerung so beschränkt wird, daß die Wandwärme nur zur Unterstützung der Gemischbildung bei hohen Lasten dient (**Bild 32a**). Neuere Gemischbildungsverfahren vermeiden möglichst ein Anspritzen der Brennraumwand wegen der damit verbundenen höheren HC- und Partikelemission.

4.4.4 Gemischbildung und Verbrennung in Hybridmotoren

Mixture formation and combustion in hybrid IC engines

Ottomotor mit DE. Hybridmotoren sollen durch Kombination der für Otto- und Dieselmotoren geltenden Merkmale ein besseres Betriebsverhalten (höhere Luftausnutzung bzw. guter Teillastwirkungsgrad) erzielen. Somit gehört auch die direkte Einspritzung (DE) in den Zylinderbrennraum bei Ottomotoren zu den Hybridmotoren, die in den 30er Jahren zur Leistungssteigerung bei Flugmotoren, später in den 50er Jahren vereinzelt im zivilen Sektor angewendet wurde (Mercedes 300 SL bzw. Gutbrod-Zweitakter). Heutige Ottomotoren mit direkter Einspritzung kombinieren die durch eine Ladungsschichtung erreichbaren Vorteile mit denen eines ungedrosselten Ladungswechsels [29]. Bei der Markteinführung dieser Motoren hat VW angekündigt, ab 2005 nur noch Ottomotoren mit Benzin-DE zu produzieren, s. **P 4.5.4**.

Vielstoffmotor. Um aus Gründen der Logistik oder der globalen CO_2-Bilanz (Bio-Alkohole, Pflanzenöle) auch zündunwillige Kraftstoffe, wie Benzin, Kerosin, Alkohol ($CZ < 10$) usw., im Dieselmotor verbrennen zu können, sind Temperatur und Druck der Ladung zur Verkürzung des Zündverzugs zu erhöhen (höheres ε, Ansauglufterwärmung, partielle Abgasrückführung, Aufladung ohne Ladeluftkühlung). Durchgesetzt hat sich die Hilfszündung mit Glüh- und Zündkerzen, verbunden mit teilweiser Wandanlagerung bzw. Ladungsschichtung sowie weitgehender Qualitätsregelung über den Lastbereich.

Schichtlademotor. Bei dem besonders in den 70er Jahren verfolgten Konzept soll ein nahe der Zündkerze befindliches, reiches Benzindampf-Luftgemisch einem insgesamt mageren Gemisch in Verbindung mit motorin- und -externen Maßnahmen zur Entflammung und Verbrennung verhelfen. Infolge des Luftüberschusses, bezogen auf die gesamte Füllung, reduziert sich die NO_x-Emission, aber auch die Nutzarbeit, die durch Aufladung oder/und Hubraumvergrößerung kompensiert werden kann. Die meist erhöhte HC-Emission erfordert eine katalytische Nachoxidation. Das Prinzip wird heute nicht mehr in entsprechend konzipierten Motoren [16], sondern entweder als Magerkonzept oder bei Ottomotoren mit direkter Einspritzung angewendet.

Magermotor. Bei magerem Gemisch ($\lambda = 1{,}4$ bis $1{,}7$) werden CO- und NO_x-Werte ähnlich wie bei 3-Wege-Katalysatoren erreicht, s. **Bild 48**. Bei Übergang vom Stadtverkehr (Teillast) zur Vollast erfolgt durch Kraftstoffanreicherung ($\lambda \rightarrow 1$) Anstieg der NO_x-Emission: Daher trotz Verbrauchsvorteil im Stadtverkehr (max. bis 10%) keine umfassende Lösung des Abgasproblems (gilt nicht für homogene Magergemischaufladung von Gas-Ottomotoren), zumal der technische Aufwand erheblich ist (z. B. Oxi-Katalysator für HC) [17].

Zündstrahl-Diesel-Gasmotor. Gasmotoren besitzen als Ottogasmotoren die Merkmale des normalen Ottomotors, vorausgesetzt das Verdichtungsverhältnis wird der Klopffestigkeit und die elektrische Zündanlage der Zündwilligkeit des jeweiligen Gases angepaßt, s. **Tab. 2**. Bei genügend hoher Klopffestigkeit des Gases (methanreiches Erdgas, Klärgas) kann auch soweit verdichtet werden, daß die Selbstzündung von in üblicher Weise eingespritztem Dieselkraftstoff eintritt, der damit die Zündquelle für das homogene Gas-Luftgemisch abgibt. Der Anteil des Zündöls beträgt 6 bis 10% der Vollastkraftstoffmenge und kann bis 100% gesteigert werden, so daß der Motor dann als Dieselmotor läuft (Zweistoffbetrieb). Bei ausreichend weitem Zündbereich erfolgt Laständerung durch Qualitätsänderung bis zur Magergrenze, danach Gemischdrosselung. Das Zündstrahlverfahren eignet sich auch für den Einsatz von Alkoholen (Methanol, Ethanol) in zu Hybridmotoren umgewandelten Dieselmotoren.

4.5 Verfahren zur Gemischbildung und Zündung bei Ottomotoren

Equipment of spark-ignition engines

4.5.1 Anforderungen an Gemischbildung

Requirements of mixture formation

Die ottomotorische Verbrennung erfordert ein möglichst homogenes Gemisch, dessen Qualität durch die Zündgrenzen oder den Einsatz eines 3-Wege-Katalysators ($\lambda = 1$-Betrieb, s. **P 4.7.3**) bestimmt wird und eine entsprechende Dosierung von Kraftstoff und Luft erfordert. Die der Lastanforderung entsprechende Gemisch-Quantität wird überwiegend verlustreich durch im Ansaugtrakt angeordnete Drosselklappen (Klappenstutzen) gesteuert, s. **Bild 5b**. Während bei Benzin-Einspritzanlagen die Bestimmung der angesaugten Verbrennungsluft getrennt von der Kraftstoffdosierung erfolgt, vereinen Vergaser beide Funktionen, **Bild 33a und b**. Zur Bestimmung eines Luftmassenstromes dienen u. a. Luftklappen und Schwebekörper, **Bild 33c und d**. Weitere Möglichkeiten bieten Sensoren, die nach dem Prinzip des Hitzdraht-Anemometers in Verbindung mit einem Temperaturfühler zur Messung der Ansaugluft-Temperatur arbeiten. Günstig für die Füllung ist, wenn der bleibende Druckverlust $p_0 - p_2$ annähernd konstant bleibt, wie z. B. bei der variablen Düse, der Luftklappe und dem Schwebekörper. Für den Massenstrom $\dot{m}$ gilt $\dot{m} \sim x$ (**Bild 33b und d**) bzw. für die Luftklappe: $\dot{m} \sim \exp(\beta)$ (**Bild 33c**).

4.5.2 Vergaser. Carburetor

Konstant-Querschnitt-Vergaser

Beim Venturirohr, **Bild 33a**, nimmt der statische Druck p_0 im engsten Querschnitt A_L des Lufttrichters bei gleichzeitig erhöhter Strömungsgeschwindigkeit auf p_1 ab. Verbindet man eine im engsten Querschnitt angeordnete Düse mit dem Querschnitt A_B mit einem belüfteten, mittels Schwimmer niveaugeregelten Kraftstoffbehälter, so gilt vereinfacht mit dem

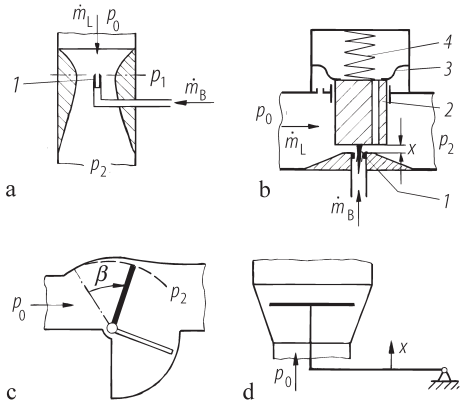


Bild 33a–d. Messung des Luftdurchsatzes mittels **a** Venturidüse; **b** variabler Düse; **c** Stauklappe; **d** Schwebekörper. *1* Kraftstoffdüse (A_B), *2* Kolben, *3* Membran, *4* Feder

Druckgefälle $\Delta p_V = p_0 - p_1$ für den Massenstrom $\dot{m}_L$ an Luft, s. **W 2.6.2**,

$$\dot{m}_L = \alpha_L A_L (2\varrho_0 \Delta p_V)^{1/2}. \quad (63)$$

und mit dem Düsenquerschnitt A_B für den Kraftstoffdurchsatz

$$\dot{m}_B = \alpha_B A_B (2\varrho_B \Delta p_V)^{1/2}. \quad (64)$$

Die Durchflußzahlen α hängen u. a. ab von dem Querschnittsverhältnis der Einschnürung, der Reynoldszahl und der Kompressibilität des Mediums. Bei konstanter Kraftstoffdichte folgt für das Luftverhältnis

$$\lambda \sim (\alpha_L/\alpha_B)(A_L/A_B)(\varrho_L/\varrho_B)^{1/2}. \quad (65)$$

Hohe Luftgeschwindigkeiten w_L im Lufttrichter fördern die Zerstäubung des Benzins, der damit sinkende Druck p_1 die Verdampfung und somit die Gemischbildung. Nachteilig für die Füllung wirkt sich der bleibende Druckverlust $p_0 - p_2 \approx 0,2(p_0 - p_1)$ aus. Zusätzliche Einrichtungen sind erforderlich, um der Anfettung des Gemisches durch die Abnahme der Luftdichte bei sinkendem Druck p_1 zu begegnen (Zugabe von Zusatzluft), ferner beim Leerlauf und Starten wegen zu geringer Luftgeschwindigkeit w_L und zur Anreicherung des Gemisches beim Beschleunigen des Fahrzeuges (Vollastanreicherung).

Konstant-Druck-Vergaser

Es wird eine abhängig vom Druckgefälle Δp_V gesteuerte, variable Düse, **Bild 33b**, verwendet, so daß Druckgefälle Δp_V, Ansaugdruckverlust und Luftgeschwindigkeit im Mischbereich nahezu konstant sowie last- und drehzahlunabhängig sind. Daraus folgt für Gl. (65), daß entsprechend der Querschnittsänderung von A_L auch der Düsenquerschnitt A_B variiert werden muß, um die Bedingung $A_L/A_B = \text{const.}$ zu erfüllen, wozu eine mit dem Kolben 2 verbundene konische Düsennadel dient.

Einsatz von Vergaseranlagen

Die Vorteile (geringe Kosten, Robustheit, gute Notlaufeigenschaften, Möglichkeit zur Selbsthilfe) konnten nicht verhindern, daß die Vergaser aufgrund der gestiegenen Anforderungen an Wirtschaftlichkeit und Umweltfreundlichkeit („ökologischer Imperativ") fast gänzlich vom Markt verschwunden sind und nur noch bei Klein- und Kleinstmotoren, z. B. bei Mopedmotoren, zu finden sind.

4.5.3 Saugrohr-Benzin-Einspritzung. Gasoline injection

Entwicklung

Wesentlich für den Erfolg der Benzin-Einspritzung ist die von der Kraftstoffdosierung getrennte Luftdurchsatzmessung sowie die Möglichkeit, elektro-mechanische Bauteile in Verbindung mit einer elektronischen Regelung einsetzen zu können. Die ersten Ausführungen entwickelten sich aus den Dieseleinspritzanlagen als mechanisch gesteuerte Anlagen zur diskontinuierlichen Einzeleinspritzung bei relativ hohen Drücken (ca. 15 bar) direkt in den Zylinder. Sie wurden zugunsten einer Einzelsaugrohreinspritzung mit Vorlagerung des Kraftstoffs außerhalb des Einlaßventils aufgegeben, die keine besonderen Anforderungen an Einspritzverlauf und -zeitpunkt stellt. Die mittels Düsen durchgeführte Einspritzung führt neben guter Zerstäubung zur gleichmäßigen Versorgung der Zylinder und verringert die Ansaugverluste um den durch den Vergaser bedingten Anteil, wobei die Drosselklappe als Steuerorgan beibehalten wird. Außerdem ermöglicht die Einzel-Saugrohreinspritzung freizügige Ausführung der Ansaugrohre, Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wegen nahezu gleicher Klopfgrenze für alle Zylinder und verbessertes Abgasverhalten bei Verbrauchsminderung und höherer spezifischer Nutzarbeit.

Genügten zur Ansaugluftbestimmung zunächst Ansaugdruckmessung und Drosselklappenstellung, so werden heute mechanische (z. B. Stauklappe) oder elektrische (z. B. Hitzdrahtanemometer) Geräte in Verbindung mit Temperaturfühler zur Bestimmung des Luftdurchsatzes eingesetzt; zur Kraftstoffdosierung vorwiegend elektromagnetische Einspritzventile, deren Öffnungsdauer entsprechend ihrer elektrischen Erregung proportional der eingespritzten Kraftstoffmasse ist.

Zentraleinspritzung (single point injection SPI)

Sie verwendet nur ein einziges elektromagnetisches Einspritzventil, das den Düsenstock eines Konstantquerschnittvergasers ersetzt. Infolge guter Zerstäubung (Systemdruck ca. 2 bar) wird i. allg. eine bessere Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder durch das Sammelsaugrohr als mit einem Vergaser erreicht. Die Auslösung der Einspritzimpulse erfolgt meist durch den Zündverteiler, wogegen die Einspritzdauer über die Luftmassenmessung ergänzt durch Zusatzinformationen über Motorzustand oder λ-Sonde, s. **Bild 49**, gesteuert wird. Die Zentraleinspritzung wird vorwiegend in den USA eingesetzt (Firmenbezeichnungen: Ford: Central Fuel Injection; General Motors: Throttle Body Injection; Bosch: Mono-Jetronic).

Einzelsaugrohreinspritzung (multipoint injection MPI)

Kontinuierliche Einspritzung. Hierbei wird die angesaugte Luftmasse gemessen, danach der Kraftstoff dosiert und kontinuierlich mit geringem Überdruck (ca. 3 bar) vor jedes Einlaßventil in den Ansaugkanal eingespritzt, wie bei der K-Jetronic (Fa. Bosch), **Bild 34**. Der Kraftstoff wird hierzu von einer elektrisch angetriebenen Pumpe einem Mengenteiler zugeführt, der ihn abhängig von der mittels Stauscheibe gemessenen Luftmenge den einzelnen Zylindern zumißt. Ein Differenzdruckventil sorgt für konstanten Öffnungsdruck an der Düse. Korrekturen sind für Kaltstart und Warmlaufperiode vorgesehen. Ein Aufschalten weiterer Funktionen ermöglicht die Weiterentwicklung zur KE-Jetronic, zur elektronisch gesteuerten kontinuierlichen Einspritzanlage: In einem elektronischen Steuergerät werden die Signale von Zündung (Motordrehzahl), Potentiometerstellung an der Stauscheibe (Luftdurchsatz), Drosselklappenschalter (Lastzustand), λ-Sonde und weiterer Druck- und Temperatursensoren verarbeitet und zur Steuerung eines elektrohydraulischen Stellglieds, der in den Kraftstoffmengenteiler eingreift, verwendet.

Diskontinuierliche Einspritzung. Derartige Anlagen verarbeiten die Informationen von Luftmengenmessung und Drehzahl als Hauptsteuergrößen für eine intermittierende Einspritzung mittels elektromagnetisch betätigter Einspritzventile. Der Ausbau zu einer elektronisch gesteuerten Einspritzanlage ist damit naheliegend, wobei in ähnlicher Weise wie bei der KE-Jetronic zusätzliche Informationen über das Steuergerät in die Kraftstoffdosierung einfließen und somit eine Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege-Katalysator ermöglichen. Die Luftmengenbestimmung kann z. B. direkt über Stauklappe (L-Jetronic, Fa. Bosch), Hitzdrahtanemometer (LH-Jetronic, Fa. Bosch) erfolgen (früher: indirekt über Saugrohrunterdruck als D-Jetronic).

Sequentielle Einspritzung. Gestiegene Anforderungen an Abgasqualität bedingen abweichend von der bisher praktizierten Saugrohrvorlagerung eine zeitliche Zuordnung des Einspritzvorgangs zum Arbeitsspiel vergleichbar der Dieseleinspritzung.

4.5.4 Direkte Benzin-Einspritzung
Gasoline direct injection

Entwicklung

Eine wirkungsvolle Verbrauchsminderung (bis zu 15 ... 18%) kann bei Ottomotoren u. a. durch einen ungedrosselten Teil-

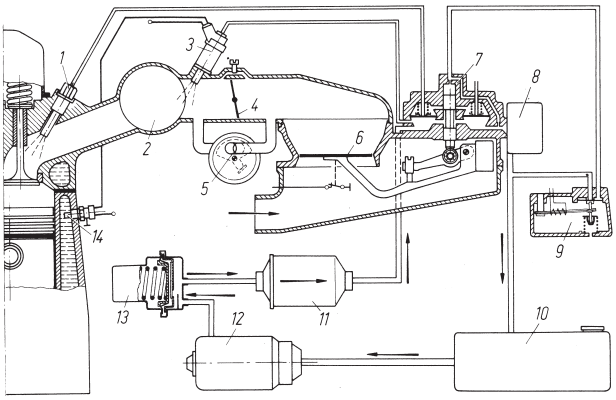


Bild 34. Benzineinspritzung K-Jetronic (Bosch). *1* offenes Einspritzventil, *2* Sammelsaugrohr, *3* elektrisches Einspritzventil (Kaltstart), *4* Drosselklappe, *5* Zusatzluftregulierung für Warmlauf, *6* Luftmengenmesser, *7* Kraftstoffmengenteiler mit Steuerkolben zur Dosierung über Steuerschlitze und Differenzdruckventile, *8* Druckregler für Kraftstoffsystem (bei KE-Jetronic ersetzt durch elektrohydraulischen Drucksteller), *9* Warmlaufregler, *10* Kraftstoffbehälter, *11* Filter, *12* Elektropumpe, *13* Kraftstoffspeicher, wirksam beim Abstellen, *14* Thermozeitschalter für *3*

lastbetrieb und/oder einen thermodynamisch verbesserten Hochdruckprozeß (höhere Verdichtung) in Verbindung mit der direkten Einspritzung (DE) erreicht werden. Die Gemischbildung mit ihrer Parametervielzahl erfordert einen hohen, kostenintensiven Entwicklungsaufwand. Dazu besteht die Neigung zu erhöhter Rußbildung, die Gefahr von Schmierölabwaschung und -verdünnung sowie die Notwendigkeit zur Abgasnachbehandlung.

Grundlagen

Lambda=1-Konzept. Die Einspritzung erfolgt während des Saughubes, um ein weitgehend homogenes Gemisch zum Zündzeitpunkt zu bilden. Verbunden mit einer $\lambda = 1$-Regelung sind konventionelle Dreiwege-Katalysatoren einsetzbar. Verbrauchsvorteile werden durch ein höheres Verdichtungsverhältnis infolge größerer Wandwärmeverluste während der Kompression erreicht.

Magerkonzept mit Ladungsschichtung. Bei Teillast erfolgt nach drosselfreiem Ansaugen die Einspritzung erst während der Verdichtung, um im Bereich der Zündkerze ein zündfähiges, homogenes Kraftstoff-Luftgemisch zu bilden, umhüllt von reiner Luft bzw. sehr armem Gemisch. Damit werden Kontakte brennbaren Gemischs mit der Brennraumwand und somit Reaktionen an der Wand verhindert, so daß die Klopfneigung herabgesetzt wird. Nach bisherigen Erfahrungen ist der geschichtete Betrieb beschränkt auf Drehzahlen bis etwa 3200 1/min und Teillast von ca. 0,4 kJ/dm^3 (4 bar mittlerer effektiver Druck). Wegen der begrenzten Magerlauffähigkeit erfolgt daher im oberen Lastbereich ein Betrieb mit homogenem Gemisch innerhalb der Zündgrenzen. Inhomogenitäten mit überfetteten Gemischzonen neigen zur Rußbildung und sind zu vermeiden.

Wesentlich für die Gemischbildung ist die Ausbildung des Einspritzstrahls. Man unterscheidet strahl-, luft- und wandgeführte Verfahren, je nachdem, ob die Strahlphysik selbst, die Ladungsbewegung oder das Umlenken durch die Brennraumwand die Ladungsschichtung bewirken, wobei es sich immer um eine Kombination der Verfahren handelt. Vorzugsweise strahlgeführte Verfahren erfordern eine räumlich nahe Anordnung von Einspritzdüse und Zündkerze bei äußerst exakter Positionierung wegen geringer Ausdehnung der zündfähigen Zone. Wandgeführte Verfahren lassen einen größeren Abstand zwischen Einspritzdüse und Zündkerze zu, wobei die Gemischbildung meist in einer Wechselbeziehung zwischen der Brennraummulde und einer, durch den Einlaßkanal bedingten, Ladungsbewegung (Tumble oder Drall) erfolgt. Bei überwiegend luftgeführten Verfahren wird bereits aufbereiteter Kraftstoff durch gezielte Ladungsbewegung zur Zündkerze hin bewegt. Notwendig ist die Verträglichkeit mit einer Abgasrückführung, um die NO_x-Rohemission zur Entlastung der $DeNO_x$-Katalysatoren senken zu können. Übliche Drei-Wege-Katalysatoren dienen zur Nachoxidation von CO und HC.

Bei der Realisierung des Verfahrens sind viele Systemparameter zu beachten: Gestaltung von Brennraum (Form, Lage von Einspritzdüse und Zündkerze, Zündzeitpunkt), Ansaugsystem (Form, Ventilanordnung und -steuerzeiten) und Einspritzsystem (Einspritzpumpe, -düsen, Strahlbildung, Steuerung). Mittelfristig werden diesen Konzepten jedoch gute Chancen eingeräumt.

Ausgeführte Verfahren

Mitsubishi-Verfahren. Der erste serienreife Motor mit einem Common-Rail-Einspritzsystem (s. **P 4.6.2**) arbeitet mit einem Einspritzdruck von 50 bar. Die elektromagnetisch betätigten und nach innen öffnenden Einspritzdüsen besitzen Drallkanäle, so daß der Kraftstoff mit einem Drall austritt. Die Europa-Version der GDI-(Gasoline Direct Injection-)Motoren weist eine 2-Phasen-Einspritzung mit einer auf den Kaltstart beschränkten 2-Phasen-Verbrennung auf: Während des ungedrosselten Ansaugvorganges erfolgt die erste Einspritzung und bildet ein homogenes Magergemisch ($\lambda \approx 2$ bis 5), die zweite Einspritzung erfolgt gegen Ende der Kompression und soll ein möglichst homogenes, zündfähiges Gemisch bilden, **Bild 35**. Das extrem magere Gemisch verringert die Klopfnei-

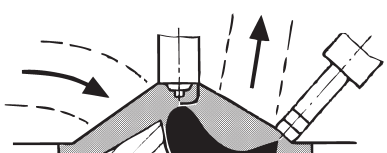


Bild 35. Mitsubishi-Verfahren: 2-Phasen-Benzineinspritzung bei Ottomotoren: 1. Phase homogenes Magergemisch, 2. Phase homogenes zündfähiges Gemisch

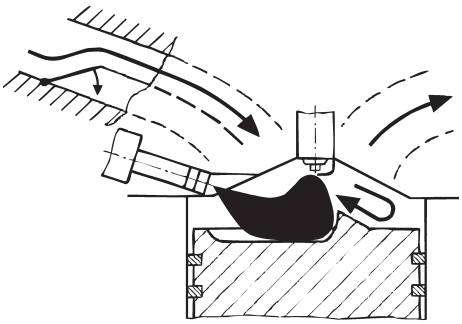


Bild 36. FSI-Verfahren für direkte Benzin-Einspritzung bei Ottomotoren (Volkswagen AG)

gung, so daß die Europa-Motoren ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 12{,}5$ haben. Zur Abgasnachbehandlung dienen ein kontinuierlicher $DeNO_x$-Katalysator und ein nachgeschalteter Dreiwege-Katalysator zur Nachoxidation von HC und CO. Um bei kaltem Motor die Katalysator-Betriebstemperatur schnell zu erreichen, wird bei später, erster Einspritzung nach Beginn der ersten Verbrennung während des Expansionstaktes ein zweites Mal eingespritzt, damit eine zweite Verbrennungsphase eingeleitet und die Abgastemperatur erhöht.

VW-FSI-(Fuel Stratified Injection-)Motor

Charakteristisch für das VW-Konzept ist ein durch ein eingegossenes Blech geteilter Ansaugkanal, bei dem der untere Kanalteil durch eine unterdruckgesteuerte Klappe verschlossen werden kann, **Bild 36**. Der Kolben weist einlaßseitig eine Kraftstoff-, auslaßseitig eine Strömungsmulde auf. Beim Teillast-Schichtladebetrieb wird bei geschlossener Kanalklappe im Brennraum eine Tumble-(Walzen-)Strömung intensiviert, dadurch der während der Kompressionsphase eingespritzte Kraftstoff abgebremst und weitgehend in der Kraftstoffmulde konzentriert. Nur ein wandnaher Anteil im Schatten der Kolbenmulde wird, unterstützt durch den Tumble, zur Zündkerze hin umgelenkt und sichert eine stabile Entflammung. Eine zusätzliche Abgasrückführung AGR (23%) erlaubt einen nahezu drosselfreien Teillastbetrieb bei $\lambda < 2$ und bei abgesenkter Drehzahl einen stabilen Leerlaufbetrieb. Bei Vollast erfolgt bei geöffneter Kanalklappe die direkte Einspritzung während des Ansaugvorganges und ist vor „Einlaß-schließt" beendet. Die Verdampfungswärme des Kraftstoffs deckt möglichst die Enthalpie der Luft, um durch deren Temperatursenkung die Füllung zu verbessern. Bei hohen Drehzahlen und Lasten arbeitet der FSI-Motor wie ein konventioneller Motor mit Saugrohreinspritzung und externer AGR, jedoch mit besserem Wirkungsgrad infolge höherer Verdichtung ($\varepsilon = 12{,}0$, normal: $\varepsilon = 9$). Ein Managementsystem steuert die drei Betriebsarten: Lambda = 1 + AGR, homogener Magerbetrieb ($\lambda = 1{,}4$) und geschichteter Magerbetrieb + AGR, dazu u. a. das mit Drücken bis 100 bar arbeitende Common-Rail-System und die Abgasnachbehandlung durch einen Drei-Wege-Kataysator als Vorkatalysator und einen $DeNO_x$-Speicherkatalysator mit einer Regeneration in Intervallen von ca. 1 Minute (s. **P 4.7.3**).

Renault-IDE-(Injection Directe Essence-)Motor

Dieser auf der Basis eines 2,0 l-Motors entwickelte Direkteinspritzer arbeitet (z. Zt. noch) nach dem Lambda = 1-Konzept unter Verzicht auf $DeNO_x$-Katalysatoren wegen ihrer noch ungenügenden Betriebsfestigkeit und wegen des in Europa noch nicht flächendeckend verfügbaren, schwefelarmen Benzins. Zur NO_x-Reduzierung dient eine zwischen 10 und 25% variierende Abgasrückführrate in Verbindung mit einem $\lambda = 1$-Betrieb und einem herkömmlichen Dreiwege-Katalysator. Angegeben wird eine Verbrauchseinsparung von im Mittel 5% gegenüber der üblichen Saugrohreinspritzung.

4.5.5 Zündausrüstung. Ignition equipment

Zündstromquellen

Sammler (Akkumulatoren). Sie liefern durch elektrische Entladung die Zündenergie für das Gemisch (Batteriezündung), wobei überwiegend Bleibatterien (Elektroden Pb/PbO_2, Elektrolyt H_2SO_4), seltener alkalische Batterien (Elektroden $Ni(OH)_3/Fe$ bzw. Cd, Elektrolyt KOH) verwendet werden.

Magnetzünder. Sie erzeugen durch einen rotierenden Dauermagneten im Feld einer umgebenden Spule infolge Induktion die notwendige Energie (autarker Motorbetrieb, z. B. bei Zweiradfahrzeugen), wobei der Hochspannungsteil der Zündanlage dem bei Batteriebetrieb entspricht.

Zündanlagen

Spulenzündanlage. Durch einen Unterbrecherkontakt, **Bild 37**, wird der durch den Primärteil der Zündspule fließende Strom unterbrochen. Ein parallel zum Unterbrecher liegender Kondensator ergänzt den Ladekreis zu einem Schwingkreis, der über den Sekundärteil der Zündspule im Entladekreis eine hochtransformierte Spannung induziert, so daß ein Überschlag an der Zündkerze erfolgen kann (Überschlagspannung ca. 5000 bis 12000 V). Ein von der Kurbel- oder Nokkenwelle aus angetriebener Zündverteiler ordnet die Entladungen den einzelnen Zylindern zu und befindet sich mit dem Kondensator, dem über einen Nocken gesteuerten Unterbrecherkontakt und einem Zündversteller in einem Gehäuse. Der Zündversteller steuert lastabhängig (Saugrohrdruck) und drehzahlabhängig (Fliehmassen) den Öffnungszeitpunkt am Unterbrecherkontakt und somit den Zündzeitpunkt (Vorverlegung mit Drehzahlzunahme, Unterdruck für zusätzliche Frühzündung bei Teillast).

Transistorzündanlage. Ein Leistungstransistor dient zum Schalten des Zündstroms, wodurch der Unterbrecherkontakt nur noch vom Steuerstrom des Transistors beaufschlagt wird (Verschleißminderung). Sie bietet höhere Zündenergie, die

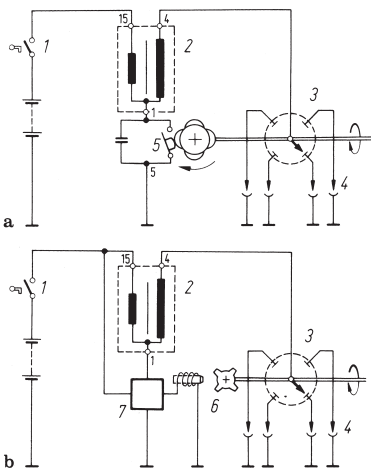


Bild 37. **a** Spulenzündanlage; **b** Kontaktlose Transistorzündanlage. *1* Zündschalter, *2* Zündspule, *3* Zündverteiler, *4* Zündkerzen, *5* über Zündverteiler angetriebener Unterbrecherkontakt, *6* am Zündverteiler befestigtes Polrad mit induktivem Geber, *7* elektronisches Schaltgerät. 1, 4, 15 Anschlußklemmen

für magere Gemische, höhere Turbulenzen im Brennraum und größere Elektrodenabstände erforderlich ist.

Kontaktlose Transistorzündanlage. Sie verwendet statt des Unterbrecherkontakts berührungslose Impulsgeber (induktive, magnetische oder fotoelektronische Geber), die die Impulse für eine Schaltelektronik liefern, **Bild 37 b**.

Elektronische und vollelektronische Zündanlage. Mikrocomputer ersetzen den mechanischen Zündversteller und berechnen jeweils zwischen zwei Zündvorgängen den günstigsten Zündzeitpunkt nach einem gespeicherten Zündwinkelkennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl, Kurbelstellung und Saugrohrdruck (Last), wobei mittels weiterer Sensoren (Motortemperatur, Drosselklappenschalter, Batteriespannung) korrigierende Eingriffe über den Rechner möglich werden. Ein mechanischer Hochspannungsverteiler verteilt nach kontaktloser Auslösung den Zündfunken auf die Zylinder, wobei bei vollelektronischer Zündung der mechanische Verteiler durch statisch arbeitende, elektronisch gesteuerte Komponenten ersetzt wird. Diese Anlagen bieten die Ausbaumöglichkeit zu einem elektronisch gesteuerten und geregelten Motormanagement (Motronic, Bosch) durch Kombination mit einer elektronischen Einspritzung und ergänzt z. B. durch eine Klopf-, λ- oder /und Leerlaufregelung gegebenenfalls bis hin zur zentralen Steuerung von Bremskraft, Gangwahl bei automatischen Getrieben etc. unter Wahrnehmung von Überwachungsaufgaben.

Zündkerze

Ein gasdicht in ein Einschraubgehäuse eingesetzter Isolator (Aluminiumoxid) enthält eine Mittelelektrode (**Bild 38**), die über Kerzenstecker und Verteilerkabel mit dem Zündverteiler verbunden ist. Zwischen ihr und der am Gehäuse befindlichen Masseelektrode erfolgt die elektrische Entladung mit Funkenbildung. Die dabei freiwerdende Energie ist abhängig von der Überschlagspannung, die bei gleichem Zustand des Gasgemisches vom Elektrodenabstand (ca. 0,3 bis 1 mm) sowie von Formgebung und Werkstoff der Elektroden beeinflußt wird.

Wärmewert. Die hohe thermische Belastung der Zündkerze erfordert je nach Motor die Anpassung des Wärmeleitwiderstands, ausgedrückt durch den sog. Wärmewert, so daß sich eine Kerzen-Betriebstemperatur zwischen 450 und 900 °C einstellt. Bei zu hohem Wärmewert wird die Selbstreinigungstemperatur (400 °C) unterschritten: die Kerze verschmutzt. Zu niedriger Wärmewert bedingt Wärmestau: Glühzündungen. Innere und äußere Verschmutzungen der Kerze begünstigen unerwünschte Kriechentladung des Zündstroms.

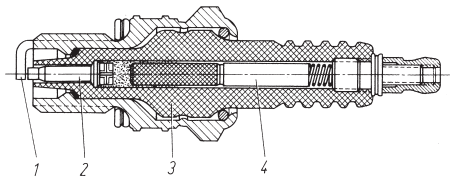


Bild 38. Zündkerze mit Entstörwiderstand (Bosch). *1* Masseelektrode, *2* Mittelelektrode, *3* Isolator, *4* Entstörwiderstand

4.6 Einrichtungen zur Gemischbildung und Zündung bei Dieselmotoren

Compression-ignition engine auxiliary equipment

4.6.1 Konventionelle Einspritzsysteme

Conventional fuel injection system

Pumpe-Leitung-Düse (PLD)

Die Aufgaben jedes Einspritzsystems sind die lastgerechte Kraftstoffdosierung, deren zeitgenaue Einspritzung innerhalb eines Zeitfensters sowie Zerstäubung im Brennraum, um die gewünschte Gemischbildung zu ermöglichen. Forderungen nach minimalem Verbrauch und Einhalten ständig verschärfter Grenzwerte für die Abgas- und Geräuschemission stellen hohe Anforderungen an das Einspritzsystem. Das aus Einspritz(kolben)pumpe *1*, Druckleitung *2* und Einspritzdüse *3* bestehende PLD-System (**Bild 39**) führt zum vorgesehenen Zeitpunkt dem Brennraum Kraftstoff dosiert nach einem Einspritzverlauf zu. Die Vielzahl der Einflußgrößen (Förderverlauf der Pumpe, konstruktive Ausführung von Pumpe, Einspritzleitung und Düse, Druckverteilung im System etc.) erfordert eine Abstimmung des Einspritzsystems auf den gewünschten Einspritzverlauf bzw. Brennverlauf. Mit dem Hub des Pumpenkolbens *5* steigt der Druck in der kraftstoffgefüllten Einspritzleitung schlagartig über einen Ruhedruck (Standdruck) zwischen 350 und 2000 bar an und markiert so den (dynamischen) Förderbeginn FB. Das Einspritzen beginnt mit dem durch den Druckanstieg ausgelösten Abheben der Düsennadel gegen die Kraft der Düsenfeder (s. **P 4.6.3**) und endet, wenn die Wirkung des Leitungsdrucks diese unterschreitet, **Bild 40**.

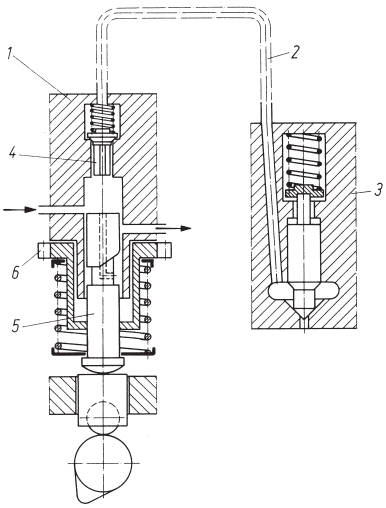


Bild 39. Einspritzsystem

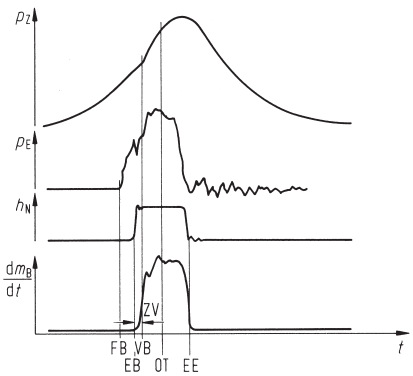


Bild 40. Einspritzvorgang: Verlauf von Zylinderdruck p_z, Einspritzdruck p_E vor Düse, Düsennadelhub h_N und eingespritzter Menge dm_B/dt. FB, EB und VB Förder-, Einspritz und Verbrennungsbeginn; EE Einspritzende; ZV Zündverzug

Druckwellen. Sie werden in dem bei hohen Drücken und kleinen Durchsätzen hochelastischen Kraftstoff durch den Druckstoß ausgelöst und laufen infolge von Reflexionen bis zur Aufzehrung durch Reibung in der Leitung mit Kraftstoffschallgeschwindigkeit mehrmals hin und her. Sie führen bei ungünstiger Auslegung zu unerwünschtem Nachspritzen der Düse (Verschleppen der Verbrennung) sowie Kavitation in der Einspritzleitung.

Druckentlastung. Sie verhindert ein nochmaliges Abheben der Düsennadel (Nachspritzen) und wird durch Vergrößerung des Leitungsvolumens beim Schließen des die Pumpe zur Leitung hin abschließenden, federbelasteten Entlastungsventils *4* (**Bild 39**) bewirkt.

Einspritzpumpen

Einzeleinspritzpumpe. Je Zylinder ist ein Pumpenelement vorgesehen. Über einen auf einer Nocken-(Steuer-)welle befindlichen Nocken löst es den Einspritzvorgang aus. Das aus Kolben *2* und Zylinder *1* bestehende Pumpenelement, **Bild 41**, wird über Filter durch eine Förderpumpe mit Kraftstoff versorgt. Zur Steuerung der Kraftstoffmenge wird meist eine Überströmöffnung vor Hubende freigegeben, so daß nicht der volle Pumpenhub zur Förderung beiträgt. Dazu werden gesteuerte Überströmventile oder (häufiger) vom Kolben selbst über eine Schrägkante *3* gesteuerte Überströmöffnungen *4* verwendet. Der in einer außen verzahnten Regelhülse fixierte Kolben (s. Pos. *6*, **Bild 39**) wird dazu über die als Zahnstange ausgebildete Regelstange verdreht, so daß sich der gewünschte Nutzhub einstellt.

Steckpumpensystem (Unit Pump System UPS). Wurden Einzel-Einspritzpumpen bisher vorwiegend bei Großmotoren ($P_Z > 100$ kW) eingesetzt, findet man dieses System bei schnellaufenden Dieselmotoren. Es verfügt über eine Einzeleinspritzpumpe (Steckpumpe) je Zylinder, die angetrieben von einer möglichst hoch angeordneten Nockenwelle über eine kurze, abgestimmte Hochdruckleitung mit der Düsenhalter-Kombination verbunden ist. Ein schnell schaltendes, elektronisch angesteuertes Magnetventil ersetzt die Schrägkantensteuerung. Überwiegend in Nfz-Motoren eingesetzt werden Einspritzdrücke bis zu 1800 bar zum Vorteil für die Partikelemission erreicht.

Reiheneinspritzpumpe. Die auf einer Nockenwelle angebrachten Brennstoffnocken sind mit den zugehörigen Pumpenelementen in einem Gehäuse vereinigt, woran meist noch Drehzahlregler und Kraftstofförderpumpe ebenso wie Spritzversteller angeflanscht werden. Dieser verlegt den Einspritzzeitpunkt mit zunehmender Drehzahl vor und gleicht so die Zunahme des relativen Zündverzuges in °KW aus. Bei Einspritzdrücken zwischen 550 und 1300 bar werden sie bei Motoren mit maximal 100 kW eingesetzt.

Hubschieber-Reiheneinspritzpumpe. Sie unterscheidet sich von der herkömmlichen Reihen-Einspritzpumpe durch einen auf dem Pumpenkolben gleitenden Hubschieber, mit dem der Vorhub und damit der Förderbeginn über eine zusätzliche Stellwelle verändert werden kann, womit ein zusätzlicher Freiheitsgrad gewonnen wird.

Verteilereinspritzpumpen. *Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe.* Eine kosten- und bauraumgünstige Vereinfachung wird erreicht, wenn nur ein Pumpenelement (**Bild 42**) für alle Zylinder die Förderung übernimmt, wobei die einzelnen Zylinder über eine entsprechende Anzahl von Auslässen an einem Verteiler angeschlossen werden. Außerdem sind Förderpumpe, Spritzversteller und Drehzahlregler im Pumpengehäuse konstruktiv vereinigt. Förderung (Hubbewegung) und Verteilung (Drehung) werden von einem Verteilerkolben ausgeführt, wobei ein Regelschieber Förderende und damit die eingespritzte Kraftstoffmasse bestimmt. Die Zahl der Hübe je Umdrehung entspricht der Zylinderzahl. Dazu befindet sich auf der Unterseite einer mit dem Kolben verbundenen Hubscheibe eine entsprechende Zahl von Nockenerhebungen, die sich auf an einem Rollenring befindlichen Rollen abstützen. Durch Verdrehen des Rollenringes kann der Förderbeginn geändert werden. Elektronisch gesteuerte Hochdruckmagnetventile können anstelle des Regelschiebers die Dosierung in Verbindung mit einer elektronischen Dieselregelung EDC (s. **Bild 61**) übernehmen.

Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe. Zwei bis vier Radialkolben, die paarweise gegeneinander arbeiten, wobei sie sich auf innerhalb eines rotierenden Ringes befindlichen Nocken abstützen, übernehmen die Hochdruckerzeugung und -förderung und Hochdruckmagnetventile die Dosierung bei Einspritzdrücken an der Düse bis zu 1700 bar (Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen bis 1400 bar).

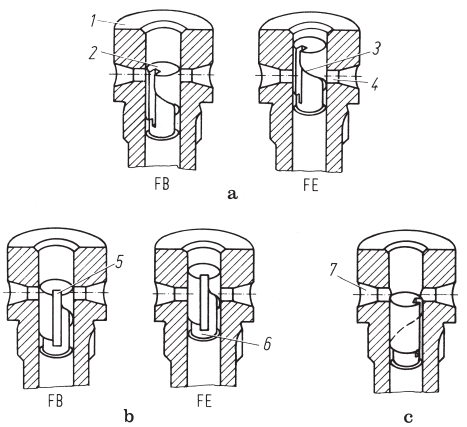


Bild 41 a–c. Mengensteuerung mittels Steuerkante. **a** Vollförderung; **b** Teilförderung; **c** Leerlauf. FB Förderbeginn, FE Förderende; *1* bis *4* siehe Text, *5* Längs-, *6* Ringnut, *7* Zulauf

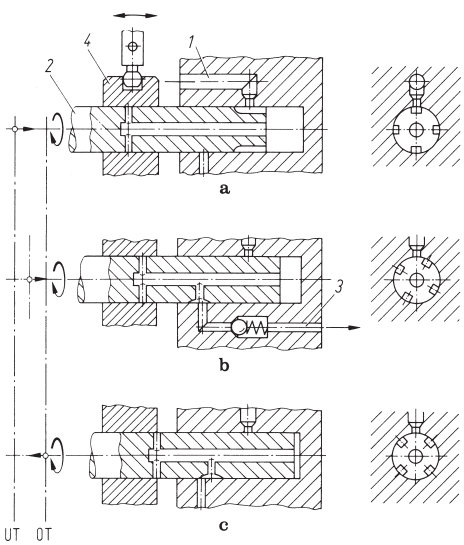


Bild 42 a–c. Verteilereinspritzpumpe (Bosch). Schematische Darstellung von **a** Förderbeginn; **b** Einspritzung; **c** Förderende. *1* Kraftstoffzulauf, *2* Verteilerkolben, *3* Anschluß Einspritzdüse, *4* Regelschieber

4.6.2 Unkonventionelle Einspritzsysteme
Unconventional fuel injection systems

Pumpe-Düse-Einheit (Unit Injection System UIS)

Steigende Anforderungen an Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit erfordern eine unabhängige Einstellung von Einspritzmenge und -zeitpunkt unter Einsatz der elektronischen Kennfeldregelung zur Ansteuerung von Magnetventilen (**Bild 43**). Die sog. „Pumpe-Düse“ vereinigt Einspritzdüse und Pumpenstempel unter Wegfall der Einspritzleitung, so daß keine Druckschwingungen auftreten und Einspritzdrücke bis 2000 bar erreicht werden können. Der für den Pumpenkolben erforderliche Nockentrieb bedingt größeren Bauaufwand und Einbauraum im Zylinderkopf.

Common-Rail-Einspritzsystem (CRS)

Eine Hochdruckpumpe *1* fördert den Kraftstoff in ein gemeinsames Leitungssystem *2* (Rail), von dem aus die Injektoren *3* für jeden einzelnen Zylinder versorgt werden, sofern sie von der Motorelektronik *4* angesteuert werden (**Bild 44**). Die Fördermenge ist proportional der Öffnungsdauer und dem Systemdruck, der über einen Drucksensor *5* gemessen wird und zur Regelung der Hochdruckpumpe dient. Über ein regelbares Ventil *6* wird sie mit Kraftstoff versorgt. Abtasten der Kurbelstellung *7* sichert die zeitliche Zuordnung des Einspritzvorganges. Mit dem dadurch von der Einspritzpumpendrehzahl unabhängigen Einspritzdruck existiert eine zusätzliche Variable, um eine bedarfsgerechte Einspritzung des Kraftstoffs zu ermöglichen. Bei Pkw-Diesel- und Ottomotoren mit direkter Einspritzung (bei Nfz-Motoren weniger) hat sich das Common-Rail-System durchgesetzt, weil es u. a hohe Drücke bis 1400 bar (Feinstzerstäubung) und eine mehrstufige Einspritzung ermöglicht: z. B. Vor(Pilot)- oder Nach (Post)-Einspritzung um die Geräusch- bzw. Rußemission zu reduzieren.

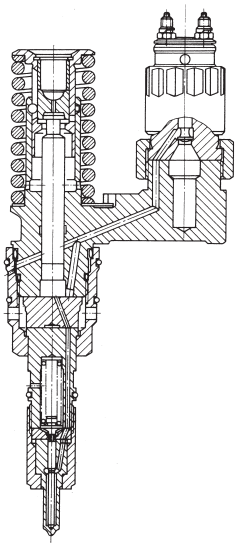


Bild 43. Pumpe-Düse mit elektromagnetischem Ventil zur Mengenregelung (Bosch)

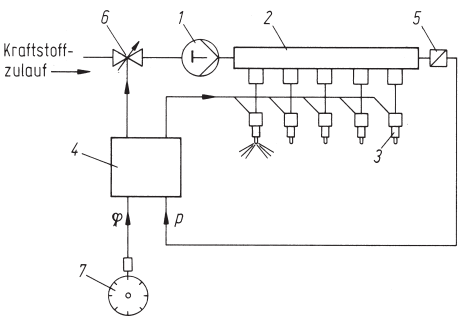


Bild 44. Schema eines Common-Rail-Einspritzsystems

4.6.3 Einspritzdüse. Injection nozzle

Überwiegend werden geschlossene Düsen mit einer unter Federkraft schließenden Nadel verwendet, die, hydraulisch betätigt, nach innen öffnet, s. **Bild 39**.

Mehrlochdüsen übernehmen über die Anzahl der Bohrungen ($d_{min} \approx 0{,}12$ mm) die Verteilung des Kraftstoffs auf den Brennraum. Das Spritzbild und die Zerstäubungsgüte werden außer von der Lochzahl bestimmt durch die Länge und Neigung der Bohrungen, wobei die Tröpfchengröße mit abnehmendem Bohrungsdurchmesser, steigendem Einspritz- sowie Gegendruck abnimmt, somit gleichfalls die Rußbildung. Angestrebt wird ein möglichst kleines Sack- und Spritzlochvolumen, um HC- und Partikelemissionen zu senken, **Bild 45 a**. Ab Temperaturen von 200 bis 250 °C am Düsennadelsitz wird zur Funktionssicherung eine Düsenkühlung erforderlich, bei Schweröl betrieb schon ab 120 bis 140 °C, um Cracken und Verkoken des Brennstoffes zu vermeiden: Koksansätze an der Düse verändern deren Spritzbild und verschlechtern die Verbrennung.

Zapfendüsen werden bei Kammermotoren verwendet. Es sind Einlochdüsen mit einem in das Spritzloch des Düsenkörpers eintauchenden Zapfen am Nadelventil, wodurch eine Selbstreinigung der Düsenöffnung bewirkt wird. Der Mengenverlauf wird wesentlich vom Verlauf des effektiven Düsenquerschnitts μA_D in Abhängigkeit vom Nadelhub h_N beeinflußt. Bei der Zapfenausführung als Drosselzapfen tritt zunächst nur eine kleine Brennstoffmenge aus, um den Druckanstieg (Geräusch) zu begrenzen.

Düsenhalter dienen zum Einbau der Düsen in den Motor und enthalten neben den Anschlüssen für Drucköl- und Leckölleitung auch Filtereinsätze und Einstellmöglichkeiten für den

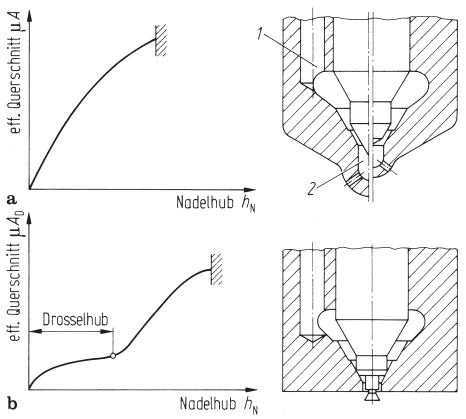


Bild 45. Durchflußcharakteristik von Einspritzdüsen. **a** Mehrlochdüse (rechts mit vermindertem Sacklochvolumen); **b** Drosselzapfendüse. *1* Brennstoffzulauf, *2* Sacklochvolumen

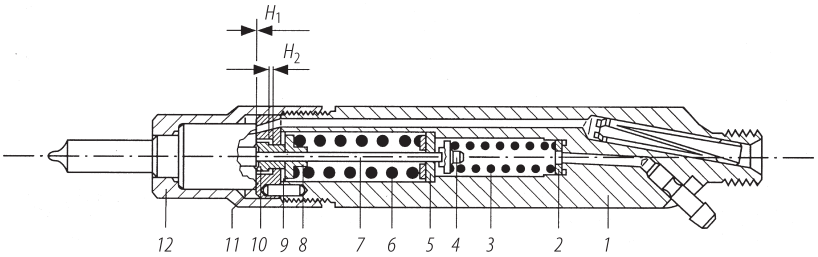


Bild 46. Zwei-Federn-Düsenhalter (sog. „Zweifederhalter") mit Hubbegrenzung. *1* Halterkörper, *2*, *9* Ausgleichscheiben, *3* , *6* Druckfedern, *4* Druckbolzen, *5* Führungsscheibe, *7* Druckstift, *8* Federteller; *10* Anschlaghülse, *11* Zwischenscheibe, *12* Düsenspannmutter (nach BOSCH)

Öffnungsdruck (80 bis 150 bar bei Zapfendüsen, bis 1 500 bar bei Lochdüsen).

Zwei-Federn-Düsenhalter werden bei Pkw-Dieselmotoren mit DE eingesetzt. Die schwächere Feder (*3*) begrenzt die Nadelerhebung auf einen Zwischenhub, **Bild 46**. Erst nach Überwinden der großen Federkraft wird der volle Hub erreicht. Somit wird eine Voreinspritzung zur Minderung des Druckgradienten bzw. des Verbrennungsgeräusches möglich (Fahrkomfort bei Pkw-Antrieb).

4.6.4 Start- und Zündhilfen. Starting aids

Thermische Zündhilfe. Da die Selbstzündung eine Mindesttemperatur voraussetzt, müssen bei kleinen Motoren (großes Oberflächen-Volumenverhältnis), zündunwilligen Kraftstoffen oder niedrigem Verdichtungsverhältnis (bei Höchstaufladung zur Senkung von p_{max}, s. **P 4.3.5**) je nach Starttemperatur Zündhilfen eingesetzt werden. Die minimale Starttemperatur der Ansaugluft beträgt bei Vorkammermotoren 60 °C, Wirbelkammermotoren 30 °C, Motoren mit ungeteilten Brennräumen −10 °C. Sie wird durch elektrisch beheizte Glühkerzen oder -stifte bei geteilten (s. **Bild 31**), durch Anheizkerzen bzw. Heizflansche bei ungeteilten Brennräumen erhöht. Wirkungsvoller ist eine Flammenbeheizung der Ansaugluft mit gegenüber der elektrischen Beheizung geringerem Energiebedarf aber größerem Aufwand (Flammenkerzen, Kraftstofförder- und -dosiereinrichtung). Sie wird bei größeren Direkteinspritzern angewendet ($V_h = 3 \ldots 15\,dm^3$).

Mechanische Zündhilfe. Bei Verfahren mit überwiegend wandverteiltem Kraftstoff verringern im Ansaugkanal angeordnete Drallklappen während des Startens die Drallströmung. Dadurch steigt der leichter zündende Anteil an luftverteiltem Brennstoff, wodurch das Starten erleichtert und gleichzeitig der Ruß- und Aldehydgehalt in dieser Phase verringert wird.

Starteinrichtungen. Um die Startdrehzahl zu erreichen, werden neben dem Handstart bei Kleinmotoren meist elektrisch oder mit Druckluft betriebene Hilfsmotoren durch Eingriff eines Ritzels in einen Zahnkranz an der Schwungscheibe zugeschaltet, größere Motoren werden mit gespeicherter Druckluft (15 bis 40 bar) über ein mechanisch oder pneumatisch gesteuertes Anlaßventil im Zylinder angelassen.

4.7 Betriebsverhalten und Kenngrößen
Operating conditions and performance characteristics

4.7.1 Leistung, Drehmoment und Verbrauch
Power, torque and fuel consumption

Nutzleistung

Sie beträgt für einen Motor mit z Zylindern und einer Arbeitsspielfrequenz n_a (s. Gl. (1))

$$P_e = W_e n_a = z V_h w_e n_a = M\,2\pi n. \tag{66}$$

Zahlenwertgleichungen. Mit w_e in kJ/dm^3, V_h in dm^3 und n_a in 1/s folgt aus Gl. (66) die Nutzleistung in kW. Bei Drehzahlangabe in 1/min gilt für einfachwirkende Motoren mit der Taktzahl a

$$P_e = z V_h w_e (n/a\,60) \quad \text{in kW}, \tag{67}$$

bei Gebrauch des „Nutzdrucks" p_e in bar (s. **P 1**) ist

$$P_e = z V_h p_e (n/a\,600) \quad \text{in kW}. \tag{68}$$

Definition. Die Nutzleistung ist nach DIN 1940 die Kupplungsleistung, die nach Abzug der für alle zum Motorbetrieb erforderlichen Hilfsaggregate aufgewendeten Leistung zur Verfügung steht (Pumpen für Kraftstoff, Öl, Kühlwasser, Zündvorrichtung, Gebläse). Dagegen berücksichtigen die amerikanischen SAE-Vorschriften diese Verlustleistung nicht, die angegebene Motorleistung ist also höher. Die ausfahrbare Leistung ist abhängig vom Verwendungszweck und den zu erwartenden Volllastbetriebsstunden. Gegenüber einem Anteil von ca. 3 bis 5% an der jährlichen Betriebszeit bei Pkw-Motoren werden von einem Schiffsmotor ca. 8 000 h/a störungsfreier Vollastbetrieb verlangt.

Leistungsangaben. Für Kraftfahrzeugmotoren erfolgen sie nach ISO 1585 (bisher DIN 70 020) für $T_0 = 298$ K, $p_0 = 1$ bar, rel. Feuchte 30% (entspr. Wasserdampfpartialdruck von 1 kPa), für sonstige Anwendungen nach ISO 3046, Teil 1 (Bezugszustand: $T_0 = 300$ K, $p_0 = 1{,}0$ bar, rel. Luftfeuchte $\varphi_0 = 60\%$, Kühlwassertemperatur vor Ladeluftkühler $T_k = 300$ K), wobei je nach Verwendung und Betriebsdauer nach Dauerleistung A mit kurzzeitig zulässiger Überleistung (z. B. für 1 h innerhalb 12 h um 10% überlastbar), Dauerleistung B bei blockierter Regelstange und Höchstleistung unterschieden wird. Die Leistungsbemessung für Schiffshauptmotoren erfolgt meist nach der MCR (Maximum Continuous Rating), was ungefähr Dauerleistung A jedoch mit abweichendem Bezugszustand entspricht (z. B. $T_0 = 318$ K, $p_0 = 1$ bar, Kühlwassertemperatur vor Ladeluftkühler 305 K, $\varphi_0 = 60\%$). Abweichungen vom vereinbarten Bezugszustand werden durch Korrekturformeln oder entsprechende Vereinbarungen bei der Leistungsbewertung und den Verbrauchsangaben berücksichtigt (s. DIN 70 020).

Motorkennung

Hiermit bezeichnet man den Verlauf des Drehmoments über der Drehzahl. Ebenso wie die Leistung ändert sich das Drehmoment zwischen Leerlauf n_L („runder" Lauf des unbelasteten Motors) bzw. einer wegen der strömungsabhängigen Gemischbildungsvorgänge höheren Mindestdrehzahl $n_{min} = n_0$ bei Vollast und der Nenndrehzahl n_N als maximale Drehzahl entsprechend der Leistungsangabe. Die Überdrehzahl (ca. 1,1 bis 1,2 n_N) dient der konstruktiven Auslegung. Drehzahlabhängigkeit des Liefergrads (vgl. **P 4.3.1**), der Reibung, s.

Tabelle 3. Nutzbare Drehzahlspanne $\Delta n_N = n_0/n_N$, Drehmomentlage $n_{M\,max}/n_N$ und Drehmomentanstieg M_{max}/M_N für Fahrzeugmotoren

Motorenart		Δn_N	$n_{M\,max}/n_N$	M_{max}/M_N
Pkw-Ottomotor	Saug	0,25 … 0,15	0,25 … 0,35	1,25 … 1,3
	ATL			1,3 … 1,35
Pkw-Dieselmotor	Saug	0,28 … 0,2	0,15 … 0,4	1,15 … 1,2
	ATL			1,2 … 1,3
Nfz-Dieselmotor	Saug	0,55 … 0,3	0,15 … 0,6	1,1 … 1,2
	ATL			1,2 … 1,6[a])

[a]) ATL (Abgasturboaufladung) mit LLK (Ladeluftkühlung)

Gl. (22), sowie der Gemischbildung und Verbrennung bedingen Abweichungen vom idealen Verlauf $M(n) = \text{const}$, so daß das maximale Moment M_{max} bei einer Zwischendrehzahl $n_{M\,max}$ erreicht wird, s. **Tab. 3**. Der Drehmomentanstieg bei sinkender Drehzahl bringt im Fahrbetrieb erwünschte „Motorelastizität" (s. **Bild 56**). Sind in einem P_e, n-Diagramm die Linien konstanten Moments Nullpunktsgeraden, so sind die Linien konstanter Leistung im M, n-Diagramm gleichseitige Hyperbeln, wobei die Hyperbel maximaler Leistung die Vollastlinie nicht bei M_N tangieren muß.

Kennfelddarstellung. Linien gleichen Wirkungsgrads η_e im M, n- bzw. w_e, n-Diagramm zeigen die Wirtschaftlichkeit des Motors, **Bild 47** („Muscheldiagramm"). Die Grenze der maximalen Nutzarbeit bzw. des Moments bei Vollast ($M_{Vollast}$) entspricht der Linie maximaler Drosselklappenöffnung bei Otto- bzw. der zulässigen Abgastrübung („Rauchgrenze") bei Dieselmotoren.

Verbrauch

Statt η_e wird häufig der spezifische Brennstoffverbrauch b_e verwendet:

$$b_e = \dot{m}_B/P_e = 1/H_u\eta_e. \tag{69}$$

Vergleichbarkeit der meist in g/kWh angegebenen Werte setzt gleichen Kraftstoff bzw. Heizwert voraus: Bezugsheizwert nach DIN 6271: $H_u = 42\,000$ kJ/kg, vgl. auch **P 4.4.1**.

Zahlenwertgleichung. Für $H_u = 42\,860 \approx 43\,000$ kJ/kg (Benzin, Dk) und Angabe von b_e in g/kWh ist $\eta_e = 84/b_e$ bzw. $b_e = 85{,}7/\eta_e$ für $H_u = 42\,000$ kJ/kg.

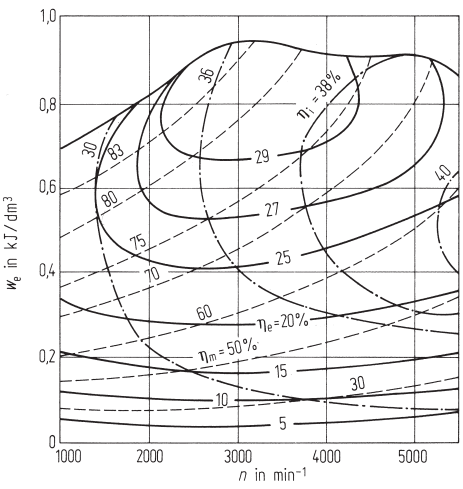


Bild 47. Kennfeld (Muscheldiagramm) eines 2-l-Pkw-Ottomotors für den effektiven, mechanischen und indizierten Wirkungsgrad

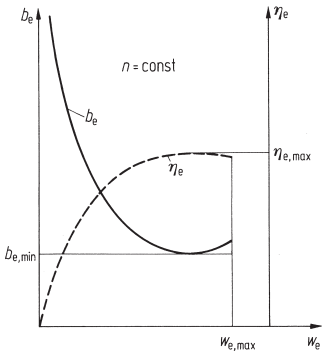


Bild 48. Effektiver Wirkungsgrad η_e und spezifischer Verbrauch b_e über der spezifischen Nutzarbeit w_e

Für $n = \text{const}$ (**Bild 48**) nimmt der spezifische Verbrauch mit sinkender Belastung w_e wegen relativer Zunahme der mechanischen Verluste zu. Bei Annäherung an λ_{min} bei Vollast ist oft ein Anstieg von b_e gegen $w_{e\,max}$ zu beobachten.

Für Fahrzeugmotoren wird der Verbrauch auf die Fahrleistung bezogen und in l/100 km angegeben, in den USA in miles per gallon (10 mpg ≙ 4,26 km/l ≙ 23,5 l/100 km). Erstmals besteht hier eine Verbrauchsgesetzgebung mit einem über einen Fahrzyklus gemessenen mittleren Verbrauch, der auf alle verkauften Fahrzeuge eines Herstellers bezogen wird (Flottenverbrauch): Sie sieht ab Modelljahr 1989 26,5 mpg (8,9 l/100 km) für einen Verbrauchsfahrzyklus vor.

Der Wirkungsgrad (Verbrauch) von großen Dieselmotoren wird auch durch das Verhältnis w_e/p_{max} charakterisiert (entspricht dem Gleichraumgrad der Verbrennung); angestrebt wird für optimalen Verbrauch ein Verhältnis $w_e/p_{max} = 0{,}0125 \ldots 0{,}01 (p_{max}/p_e = 8 \text{ bis } 9)$.

4.7.2 Kenngrößen. Characteristics

Neben der volumenbezogenen Nutzarbeit w_e und der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m werden auch leistungsbezogene Kenngrößen zum Vergleich der Motoren untereinander verwendet, **Tab. 4**.

Hubraumleistung. Die auf das Hubvolumen bezogene Leistung („Literleistung") ist drehzahlabhängig,

$$P_V = P_e/zV_h = w_e n_a, \tag{70}$$

und nur bei gleichem Zylindervolumen bzw. Motoren gleicher Größenordnung sinnvoll anwendbar.

Kolbenflächenleistung. Für die auf die Kolbenflächen bezogene Leistung gilt

$$P_A = P_e/zA_K = w_e c_m/2a. \tag{71}$$

Mit Angabe in W/mm² für w_e in kJ/dm³, c_m in m/s. Die Kenngröße ist proportional dem Produkt aus spezifischer Arbeit und der Schnelläufigkeit des Motors, ausgedrückt durch die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m, beides größenunabhängige Werte.

Beispiel: Aufgeladene Großmotoren erreichen z. B. als Zweitakt-Langsamläufer mit 800 bis 900 mm Bohrungsdurchmesser eine spezifische Kolbenflächenleistung von $P_A = 6{,}8$ W/mm² mit $w_e = 1{,}7$ kJ/dm³ und $c_m = 8$ m/s; bei einem Viertakt-Pkw-Hochleistungsmotor (AUDI 20 V Turbo) mit 162 kW bei 5700 min^{-1} ($s/D = 86{,}4/81$, $z = 5$) ist $P_A = 1{,}53 \cdot 16{,}4/4 = 6{,}3$ W/mm².

Diese spezifischen Leistungen weisen beide Motoren als Spitzen- oder „High-Tech"-Produkte aus, dagegen nicht die Werte für die volumenspezifische („Liter"-)Leistung von ca. 2 bzw. ca. 70 kW/dm³.

Tabelle 4. Kenngrößen von Verbrennungsmotoren: Sofern kein Bereich angegeben, handelt es sich um statistische Mittelwerte und Bestwerte (eingeklammert). Die maximale spezifische Arbeit w_{emax} entspricht dem maximalen Moment bei n_{Mmax} (vgl. **Tab. 3**)

	n_N 1/min	D mm	s/D	ε	c_m m/s	$w_{e\,max}$ kJ/dm³	m/P_e kg/kW	P_A W/mm²
Kraftrad-Ottomotoren								
Zweitakt	5500 … 9000	40 … 80	0,8 … 1,0	8,6 (12)	13 (17)	0,65 (0,85)	3,5 (1,3)	3,8 (6,1)
Viertakt	5000 … 10500	40 … 100	0,7 … 1,25	9,4 (11,2)	17 (20,7)	1,0 (1,4)	2 (1,4)	4,1 (6,0)
Einbaumotoren								
Otto: Zweitakt	3600 … 7000	40 … 90	0,7 … 1,0	8 (9,7)	8 (10,5)	0,5 (0,6)	3,4 (1,9)	1,5 (2,6)
Viertakt	3600 … 6200				8 (11,2)	0,8 (0,95)	4 (2,2)	1,3 (1,9)
Diesel: Viertakt	2300 … 3600	70 … 100	0,7 … 1,3	19,6 (21)	8,5 (11)	0,6 (0,74)	9 (5)	1,1 (1,7)
Pkw-Motoren								
Otto: Saugbetrieb 2V	4600 … 6600	70 … 100	0,75 … 1,1	9,4 (11,3)	14,5 (18,9)	1,0 (1,1)	1,7 (1,1)	3,2 (4,0)
4V	5200 … 7000			10 (11,6)	14,5 (18,9)	1,15 (1,3)	1,3 (1,0)	4,4 (5,0)
m. Aufladung 2V	5000 … 6800	80 … 100	0,75 … 1,1	8 (9,1)	15 (16,1)	1,4 (1,67)	1,3 (0,9)	5,5 (6,0)
4V	5000 … 6800			8,5 (9,3)	15 (16,5)	1,6 (1,74)	1,3 (0,9)	5,5 (6,3)
Diesel: Saugbetrieb	4200 … 5000	75 … 100	0,9 … 1,1	22,3 (23)	12,8 (13,8)	0,75 (0,85)	3,6 (2,8)	2,1 (2,3)
m. Aufladung	4200 … 5000			22,3 (23)	12,8 (13,8)	1,06 (1,13)	3,6 (2,7)	2,8 (3,2)
Nfz-Dieselmotoren								
Saugbetrieb	2000 … 4000	90 … 140	0,9 … 1,35	17 (22)	10,2 (12,5)	0,8 (0,94)	5,4 (3,2)	1,8 (2,4)
m. Aufladung	1800 … 2800	90 … 170	0,9 … 1,35	15 (17)	10 (11,7)	1,2 (1,4)	4,3 (3,0)	2,4 (3,0)
m. Aufladung u. LLK [a])	1800 … 2800			14,5 (16)	10 (11,7)	1,5 (2,0)	3,8 (2,2)	3,1 (4,4)
Schnellaufende Hochleistungsdieselmotoren [a])	1000 … 2000	165 … 280	1,0 … 1,35	12 (15)	10,3 (12,7)	2,3 (3,0)	5,8 (2,4)	5,0 (7,5)
Mittelschnellaufende Viertaktdieselmotoren [a])	350 … 750	240 … 620	1,0 … 1,5	12 (15)	8,7 (10)	2,2 (2,5)	13 (7)	4,5 (5,7)
Langsamlaufende Zweitaktdieselmotoren [a])	58 … 250	260 … 900	2,8 … 3,8	12 (17)	8,0 (8,5)	1,8 (1,9)	36 (16)	7,2 (8,0)
Rennmotoren								
Saugbetrieb	9000 … 12300	70 … 90	0,6 … 0,9	11,3 (12)	19,5 (22,7)	1,2 (1,43)	0,6 (0,4)	5,8 (8,0)
mit Aufladung	9500 … 11800	74 … 90	0,5 … 0,7	7 (8)	18 (20,5)	4,3 (5,2)	0,28 (0,24)	19,4 (24,7)

[a]) Mit Abgasturboaufladung und Ladeluftkühlung; 2V, 4V: 2 bzw. 4 Ventile je Zylinder.

P

Steigerung von w_e wie auch c_m stößt auf die Grenzen zulässiger mechanischer und thermischer Belastung, s. **P 4.8.1**.

Kennwerte für den Bauaufwand. Hier sind die auf die Leistung bezogene Motormasse m_M („Leistungsgewicht") $m_P = m_M/P_e$ in kg/kW üblich, ferner die Bauraumleistung $V_P = V_M/P_e$ in m³/kW, wobei das Motorvolumen V_M einem Quader aus den lichten Motormaßen entspricht.

4.7.3 Umweltverhalten. Environmental pollution

Abgasemission

Gesundheitsschädigende Bestandteile im Abgas von Verbrennungsmotoren veranlaßten den Gesetzgeber, zuerst national (z. B. Deutschland: Bundes-Immissionsschutz-Gesetz mit TA-Luft für stationäre Anlagen mit Verbrennungsmotoren), später übernational (EG, EU) und international (ISO 8178) Vorschriften zu erlassen, in denen Prüfverfahren, Meßgeräte und zulässige Grenzwerte festgelegt sind [18].

Gesetzliche Grenzwerte (Tab. 5 und 6). Sie gelten für die gasförmigen Schadstoffe Kohlenmonoxid CO, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Stickoxide, summarisch mit HC bzw. NO_x bezeichnet. Bei Dieselmotoren ist auch die Abgastrübung sowie die Emission an Staub nach TA-Luft (für Dk entspricht Staub etwa dem Gehalt an trockenem Ruß) bzw. Partikeln PM (1998/69/EG) limitiert: Diesel-Partikel bestehen überwiegend aus Ruß mit daran angelagerten anorganischen und organischen Verbindungen, wenn das Abgas mit Luft verdünnt und auf maximal 52 °C abgekühlt wird.

Tabelle 5 a, b. EU-Abgasgrenzwerte für
a Pkw ≤ 6 Personen, zul. Gesamtgewicht ≤ 2500 kg mit Otto- (OM) oder Dieselmotoren (DM) gem. 1998/69/EG (Abgasrollentest gem. ECE/EG-Testzyklus mit außerstädtischem Anteil)

EU-Stufe	EURO 2	EURO 3	EURO 4
Motor	OM/DM	OM/DM	OM/DM
Einführung	01.01.96	01.01.00	01.01.05
CO (g/km)	2,2/1,1	2,3/0,64	1,0/0,5
HC (g/km)	– / –	0,2/ –	0,1/ –
NOx (g/km)	– / –	0,15/0,5	0,08/0,25
HC+NOx (g/km)	0,5/0,7(0,9)[a]	– /0,56	– /0,3
PM (g/km)	– / –	– /0,05	– /0,025

[a]: für DM mit direkter Einspritzung

b Dieselmotoren für Nfz ≥ 3,5 t Gesamtmasse nach 1999/96/EG: Werte gelten ab EURO 3 für einen geänderten stationären Test ESC; geplant ist, ab EURO 4 einen transienten Test ETC mit geänderten Grenzwerten sowie Dk mit S ≤ 50 ppm einzuführen.

EU-Stufe	EURO 2	EURO 3	EURO 4
Einführung	01.01.96	01.01.00/01	01.01.05(08)[b]
CO (g/kWh)	4	2,1	1,5
HC (g/kWh)	1,1	0,66	0,46
NO_x (g/kWh)	7	5	3,5(2,0)[b]
PM (g/kWh)	0,15(0,25)[c]	0,10(0,13)[c]	0,02

[b]: Euro 5
[c]: für Motoren mit Zylindervolumen $V_h \leq 0{,}75$ l und n ≥ 3000 l/min

Tabelle 6. Schadstoffgrenzwerte nach der TA-Luft 2002 für stationäre Verbrennungsmotoren-Anlagen mit über 1 MW Feuerungs-(Brennstoff-) Wärmeleistung, s. Gl. (4), angegeben in g/m^3_n bei einem O_2-Gehalt des Abgases von 5% (entspr. $\lambda \approx 1{,}3$), abhängig von Motorenart und Feuerungs-Wärmeleistung (HC*: ohne CH_4-Gehalt)

Schadstoffkomponente in g/m^3_n bei 5% O_2-Gehalt		Motorenart [a])	
		DM und DGM	OGM
Stickoxide	$NO_{x(2)}$	1,0 (0,5)[b])	0,5(0,8)[c])
Kohlenmonoxid	CO	0,30	
Schwefeldioxid	SO_2	0,42	
Formaldehyd	HCHO	0,02	
Kohlenwasserstoffe	HC*	0,15	
Staub (Ruß)	PM	0,02	

[a]) DM: 4-Takt-Diesel; DGM: -Dieselgas-; OGM: -Ottogas-Motor
[b]) Feuerungswärmeleistung > 3 MW
[c]) 2-Takt-OGM.

Toxizität. Gemessen an der gesetzlich maximal zulässigen Immissionskonzentration MIK ist die Gefährlichkeit des Stickstoffdioxids NO_2 um den Faktor 100 größer als die von Kohlenmonoxid CO. Dabei entsteht im Motor überwiegend NO, das erst an der Luft zu dem hochgiftigen NO_2 aufoxidiert. Die Schädlichkeit der geringen Mengen an HC-Verbindungen ist einzeln für sich genommen sehr unterschiedlich und reicht von geruchsbelästigend bis karzinogen, hervorgerufen durch teiloxidierte Kohlenwasserstoffe, wie Aldehyde und Ketone, bzw. durch polyzyklische Aromaten (PAH), wie z. B. Benzo-a-pyren. Sie machen weniger als 1‰ an der Partikelmasse aus. Die potentielle Gefährdung durch Dieselrußpartikel wird in dem PAH-Gehalt und der geringen Größe von meist unter 0,1 µm gesehen. Die Technischen Regeln für Gefahrstoffe TGRS 554 geben für Dieselmotorenemissionen in Arbeitsbereichen deshalb eine Technische Richtkonzentration TRK von 0,1 mg/m^3 an. Erwähnt werden sollte aber auch, daß bei jeder Verbrennung von Kohle oder Kohlenwasserstoffen (Hausbrand, Kraftwerk, Ottomotor etc.) PAHs sowie Schwebstaub emittiert werden (s. **Anh. Z Tab. 22**).

Abgase von Ottomotoren

Kohlenmonoxid. Es entsteht im Luftmangelgebiet durch unvollkommene Verbrennung, wobei der Reaktionsablauf weitgehend der Wassergasreaktion folgt. Da das wirkliche Kraftstoff-Luftgemisch nicht völlig homogen ist, tritt auch bei Luftüberschuß noch CO auf, **Bild 49**.

Kohlenwasserstoffe. Auf den Gehalt an unverbrannten Kohlenwasserstoffen wirkt sich für $\lambda < 1$ die unvollkommene, für $\lambda > 1$ die mit zunehmendem Luftgehalt schleppendere Verbrennung aus (Gefahr von Zündaussetzern an der oberen Zündgrenze); ferner die Motorbelastung und die Brennraumform (Oberflächenvolumenverhältnis, Quetschspaltanteil), da im Bereich der „kalten" Wand die Flamme erlischt und die Verbrennung abbricht. An der gesamten HC-Emission eines Motors sind außerdem die Verdampfungsverluste des Kraftstoffsystems und die Kurbelgehäuseabgase zu ca. 20% beteiligt und erfordern Maßnahmen wie die geschlossene Kurbelhausbelüftung.

Stickoxide. Die Bildung von NO, das an der Atmosphäre zu NO_2 oxidiert, ist stark temperaturabhängig und erreicht deshalb ihre maximale Konzentration dort, wo örtlich die höchsten Verbrennungstemperaturen auftreten, bei homogenem Gemisch im Bereich $\lambda \approx 1{,}05$. Der gegensätzliche Einfluß von λ auf NO_x- und HC- bzw. CO-Emission läßt eine allseitige Verringerung durch Änderung der Gemischzusammensetzung nicht zu.

Schadstoffreduzierung [19]. Von der nach **Bild 50** möglichen Beeinflussung verbessern Ansaugluftvorwärmung,

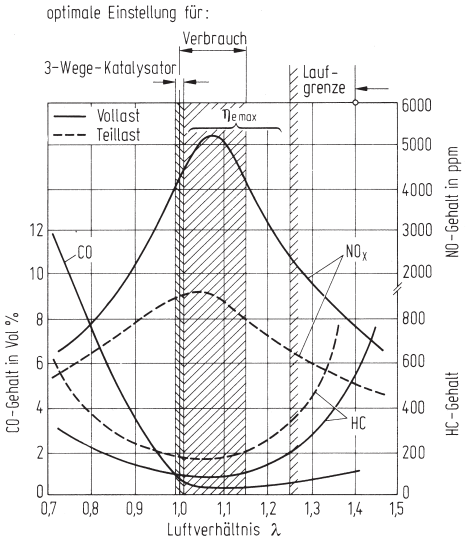
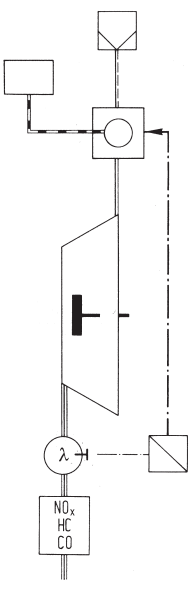


Bild 49. Einfluß von Luftverhältnis und Motorbelastung auf die Schadstoffemission von Ottomotoren

Saugrohrbeheizung, Übergang auf Benzineinspritzung die Gemischaufbereitung und -verteilung und erlauben mit entsprechender Brennraumgestaltung zur besseren Verwirbelung die Verbrennung bei $\lambda \geqq 1$ (Standardkonzept). Das „Magerkonzept" strebt Betrieb jenseits der Laufgrenze ($\lambda \geqq 1{,}3$) an, um CO und NO_x zu verringern bei Anstieg von HC (evtl. Nachoxidation) und Laufunruhe, **Bild 49**, sowie Abnahme von Verbrauch und w_e, s. **Bild 28**. Magerbetrieb erfordert kontrollierte, energiereiche Zündung („Zündmanagement"),



Bereich	Einflußgrößen
Ansaugluft	Druck, Temperatur Feuchtigkeit
Kraftstoff	Zusammensetzung Siedeverhalten
Gemischbildung	Vergaser Einspritzung Luftverhältnis
Saugrohr	Gemischverteilung Druck, Temperatur
Motor	Hubraum, Verdichtung, Brennraumform, Rückstände Turbulenz, Steuerzeiten, Kühlung
Zündung	Kerzenlage Elektrodenabstand Funkendauer Zeitpunkt
λ-Sonde mit Steuergerät	Temperatur Betriebszeit
3-Wege-Katalysator	Temperatur Betriebszeit, Blei

Bild 50. Möglichkeiten zur Beeinflussung der Abgaszusammensetzung bei Ottomotoren

P

Ausspülen der Restgase, hohe Verdichtung und Wandtemperaturen (Heißkühlung); letzteres mindert Abschreckwirkung und somit HC-Gehalt.
Der Zündzeitpunkt beeinflußt den Brennverlauf (s. **Bild 8**), so daß bei später Zündung mit den Arbeitsdrücken und -temperaturen der NO_x-Gehalt sinkt, aber auch der Wirkungsgrad, HC bei schleppender Verbrennung jedoch steigt. Senken der Höchsttemperaturen ferner möglich durch geringere Verdichtung (η_v sinkt) und durch höheren Inertgasanteil (kontrollierte Abgasrückführung in das Ansaugsystem). Hohe Anforderungen an die Abgasreinheit erfordern zusätzliche Nachbehandlung der Abgase.

Katalysatoren. *Oxidations-Katalysatoren.* Sie reduzieren HC und CO durch Nachoxidation bei Luftüberschuß und relativ niedrigen Reaktionstemperaturen.

Drei-Wege-Katalysator Er ist ein multifunktioneller Katalysator, der neben der Oxidation von HC und CO gleichzeitig NO_x unter Verwendung von HC und CO als Reduktionsmittel reduziert, was eine nur innerhalb eines engen „Fensters" um den stöchiometrischen Punkt pendelnde Gemischzusammensetzung erfordert, **Bild 51**, somit für die Kraftstoffdosierung einen geschlossenen Regelkreis mit einer sog. „λ-Sonde" zur Messung des O_2-Gehalts im Abgas als Regelgröße. Die als Katalysatoren verwendeten Edelmetalle (Pt, Rh, Pd) befinden sich feinstverteilt in einer Schicht (wash coat) eingebettet, die sich auf den Oberflächen eines in Strömungsrichtung von vielen kleinen Kanälen (25 bis 40 je cm^2) durchzogenen Monolithen aus gesintertem Al_2O_3 befindet. Daneben werden auch Al_2O_3-Granulat, Schüttgut- und Metallwickel-Katalysatoren verwendet. Die Katalysatorwirkung wird wesentlich von dessen Betriebstemperatur bestimmt, so daß neben einer Isolierung bei motornaher Anordnung auch eine elektrische Katalysatorheizung für den Leerlauf- und Schwachlastbetrieb vorgesehen wird (evtl. auch kurzzeitig eine Abgasrückführung). Voraussetzung für den Einsatz dieser Katalysatoren ist bleifreies Benzin, um eine sog. Katalysatorvergiftung zu vermeiden.

P

Abgase von Dieselmotoren

Sie enthalten wegen des Luftüberschusses wenig CO und HC, der NO_x-Gehalt entspricht bei direkter Einspritzung etwa dem des unbehandelten Ottomotors, ist bei indirekter Einspritzung (geteilter Brennraum) unter Vollast nur etwa halb so groß. Die für den Dieselmotor charakteristische Rußbildung nimmt bei Vollast zu, außerdem bei verschleppter Verbrennung, wobei als Ursachen örtlicher O_2-Mangel und Crackvorgänge während der Verbrennung bzw. Oxidationsabbruch bei niedrigen Temperaturen angesehen werden. Die sich an Rußpartikeln anlagernden HC-Verbindungen entstammen zu ca. einem Drittel dem Schmieröl und sind ansonsten abhängig vom Verbrennungsverfahren und der Kraftstoffzusammensetzung. Mit dem Gehalt von Aromaten und Schwefel nimmt die Partikelemission zu. Daneben ist auch die Geruchsbelästigung störend, die besonders bei Kaltstart, Leerlauf und in der Warmlaufperiode auftritt. Sie ist gekennzeichnet durch den Gehalt an Aldehyden und Ketonen. Abhilfe bringt schnelles Durchlaufen dieser Phase (Abschalten von Zylindern, Verringern des wandverteilten Kraftstoffanteils).

Schadstoffreduzierung [20]. Eine Verringerung von NO_x ist möglich durch Verstellen des Förderbeginns gegen OT, Aufladung, Ladeluftkühlung und kontrollierte Abgasrückführung (problematisch bei Abgasturboaufladung wegen Verschmutzungseinfluß auf Verdichterwirkungsgrad, außerdem hinsichtlich HC- und Partikelemission), wobei späte Einspritzung Verbrauch und Abgastrübung erhöhen, s. **Bild 52**.
Um bei Abgasturboaufladung beim Beschleunigen von Fahrzeugmotoren den „Rußstoß" wegen Nachhinkens der Luftförderung zu vermeiden, werden Abgasturbolader mit kleinem Massenträgheitsmoment, integriertem elektrischen Zusatzantrieb, Turbinen mit verstellbaren Leitschaufeln sowie ein ladedruckabhängiger Regelstangenanschlag (LDA) verwendet.

Katalysatoren. *Oxidationskatalysatoren* werden bei Dieselmotoren vorwiegend zur Reduktion von HC, weniger von CO, eingesetzt, um die Partikelbildung durch angelagerte HC-Verbindungen zu unterdrücken.

Katalytische NO_x-Reduktion ist bei einer Verbrennung mit Luftüberschuß, wie bei Dieselmotoren und Ottomotoren mit DE, problematisch und kann unterschiedlich erfolgen. Von den miteinander konkurrierenden $DeNO_x$-Katalysatoren

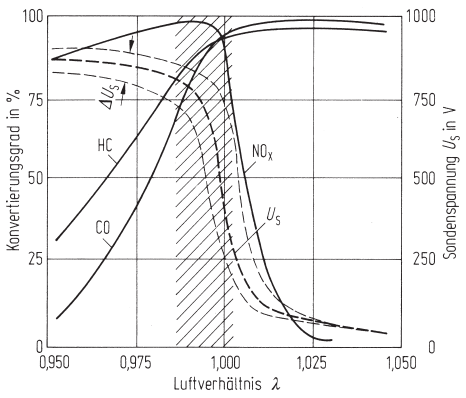
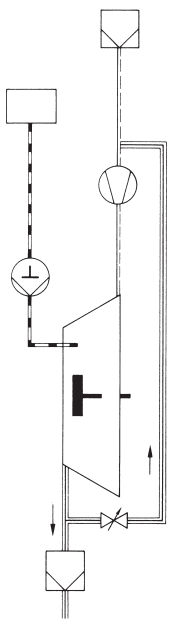


Bild 51. Statisch gemessene Konvertierung von Schadstoffen im Bereich des „λ-Fensters" eines 3-Wege-Katalysators und Spannungsverlauf U_S der λ-Sonde, ΔU_S Einfluß der Abgastemperatur auf U_S



Bereich	Einflußgrößen
Ansaugluft	Druck Temperatur Feuchtigkeit
Kraftstoff	Zusammensetzung Cetan – Zahl Siedeverhalten Zähigkeit
Ansaugsystem	Luftwiderstand Aufladeverfahren Ladeluftzustand
Einspritzanlage	Einspritzmenge Einspritzdruck Förderbeginn Förderverlauf Düsenform Düsenlage
Motor	Brennraumform Verbrennungs – Verfahren Verdichtung Luftdrall Steuerzeiten Kühlung
Abgasrückführung	Menge Temperatur
Rußfilter	Bauart Regenerierung

Bild 52. Einflußgrößen auf die Abgasemission von Dieselmotoren (AGR bei mechanischer Aufladung dargestellt)

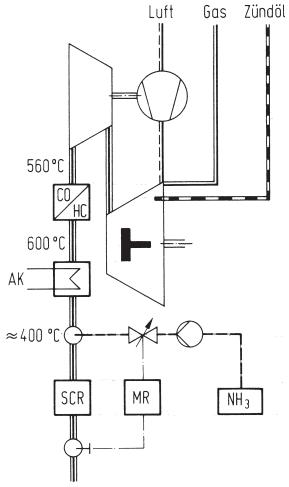


Bild 53. Stationärer Dieselgasmotor mit SCR-Katalysator zur NO_x-Abgasnachbehandlung mit NH_3: MR Meß- und Regeleinheit, AK Abgaskühlung auf Reaktionstemperatur, CO/HC Oxidationskatalysator

konnte bisher keiner den entscheidenden Durchbruch erzielen.

SCR-Verfahren (SCR: Selective Catalytic Reaction). Es verwendet Ammoniak NH_3 oder Harnstoff als Reduktionsmittel, wobei ein enger Temperaturbereich einzuhalten ist. Durchgesetzt hat sich das Verfahren bisher bei größeren, stationären und Schiffs-Motorenanlagen, s. **Bild 53**. Auch für Nfz-Dieselmotoren sind SCR-Anlagen entwickelt worden, wobei hier besonders die Dosierung des Reduktionsmittels in Abhängigkeit der im Fahrbetrieb auftretenden Belastungsänderungen Schwierigkeiten bereitet, da ein Schlupf des hochgiftigen Ammoniaks zu vermeiden ist.

NO_x-Speicher-Katalysatoren. Sie erreichen z. Zt. im Neuzustand die höchsten Reduktionsraten (85–95%), die jedoch durch hohe Abgastemperaturen und Kraftstoffschwefel stark beeinträchtigt werden (z. Zt. in Europa <200 ppm, in Japan <30 ppm, anzustreben ist <10 ppm), so daß noch Entwicklungsbedarf besteht. In dem Katalysator werden unter Wirkung des Sauerstoffes die Stickoxide in Form von Nitraten abgelagert. Ist das Speichervermögen erschöpft, wird zur Regenerierung in Intervallen von ca. 50 ... 100 s kurzzeitig für ca. 1 Sekunde das Kraftstoff-Luftgemisch angefettet, so daß mit dem dabei gebildeten CO das Nitrat zu Stickstoff reduziert wird.

NSCR-Katalysatoren. Diese kontinuierlich arbeitenden Katalysatoren auf der Basis von Pt- bzw. Cu-haltigen Zeolithen besitzen z. Zt. noch ein geringeres Reduktionspotential, das durch Zugabe von HC-Verbindungen (Kraftstoff) als Reduktionsmittel allerdings erhöht werden kann. Vorteilhaft ist der kontinuierliche Betrieb und ein Verbrauchsvorteil gegenüber Speicherkatalysatoren (0,5 ... 3%), der jedoch bei Zugabe eines Reduktionsmittels entfällt.

Rußfilter. Z. Zt. nur punktuell eingesetzt, stehen sie vor einem Serieneinsatz, um dem sog. Diesel-Dilemma: Zunahme der Partikelemission bei NO_x-Reduktion, zu begegnen. Gefordert wird hoher Abscheidegrad bei großer Aufnahmefähigkeit und niedrigem Strömungswiderstand. Die beschränkte Aufnahmefähigkeit erfordert Regenerierung des Filters und Entsorgung durch Verbrennen des gesammelten Rußes. Problematisch ist dabei dessen hohe Entzündungstemperatur von über 550 °C, die vom Abgas nur selten (Vollast) erreicht wird, mitunter durch einen integrierten, vorgeschalteten Oxidationskatalysator. Eine Selbstregenerierung mittels chemischer Katalysatoren als Additive zum Senken der Zündtemperatur (Zusatz extern oder als Kraftstoffadditiv und/oder auf Filter) muß umweltverträglich sein; Regenerierungsverfahren durch Zufuhr thermischer Energie (elektr. Heizung, Ölbrenner) erhöhen den Verbrauch. Als Filter dienen meist Keramikmonolithe, ähnlich den als Katalysator eingesetzten, jedoch mit wechselseitig verschlossenen Kanälen, s. **Bild 54 a**. Daneben gibt es Wickelfilter (mit Keramikfasergespinst versehene, gelochte Rohre), **Bild 54 b**, sowie Filter auf Sintermetallbasis. Angestrebt wird eine Integration in die Abgasschalldämpfer-Anlage.

Geräuschemission

Durch gesetzliche Vorschriften wird weltweit versucht, die Lärmbelästigung durch Straßenfahrzeuge zu begrenzen, wovon auch der Motor betroffen ist. Das vom Motor abgestrahlte Geräusch (**Bild 55**) wird dabei direkt oder indirekt als Luftschall (s. **O 3.2**) erzeugt. Schwingungsanregend auf die Bauteile wirken Verbrennungsvorgang und rein mechanische Erregung durch Massen-, Feder- und Stoßkräfte (Spiel zwi-

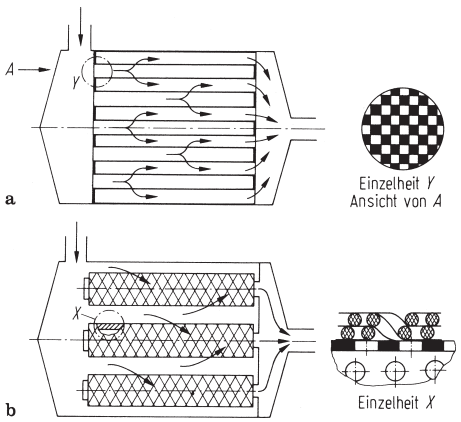


Bild 54 a, b. Rußfiltersysteme zur Minderung der Partikelemission von Dieselmotoren. **a** Keramikmonolith mit wechselseitig verschlossenen Kanälen; **b** Wickelfilter (Fa. MB bzw. MANN & HUMMEL)

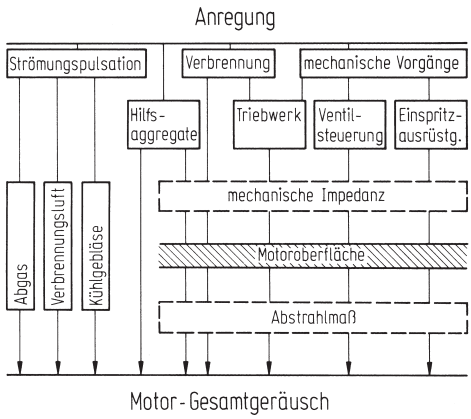


Bild 55. Geräuschentstehung an einem Motor

P

schen Bauteilen). Das unterschiedliche Übertragungsmaß bei der Körperschalleitung bedingt die jeweilige Körperschallschnelle an der Motoroberfläche, die abhängig vom Abstrahlmaß in Luftschalleistung umgesetzt wird. Die durch Strömungsvorgänge direkt erzeugten Geräusche können am Entstehungsort relativ einfach durch Ansaug-Auspuffschalldämpfer gedämpft werden. Die indirekt erzeugten Geräusche verlangen zur Absenkung des Gesamtgeräusches die gleichmäßige Dämpfung möglichst aller Einzelschallquellen. Dazu kann neben einer verminderten Anregung sowohl auf das Übertragungsmaß (Eingangsimpedanz) als auch auf das Abstrahlmaß eingewirkt werden.

Motorinterne Maßnahmen. Änderungen am Verbrennungsvorgang (Senken des Druckanstiegs durch spätere Einspritzung, geteilten Brennraum, Aufladung) oder an den mechanischen Kräften (Kolben-Desachsierung, Einsatz von Regelkolben zum Laufspielausgleich, hydraulische Ventilspiel-Ausgleichselemente) können die Körperschallerregung nur beschränkt beeinflussen (maximal 2 bis 4 dB(A) Dämpfung des Gesamtgeräusches). Konstruktive Änderungen an den äußeren Bauteilen beeinflussen das Abstrahlmaß durch körperschallisolierende Befestigung nichtkraftführender (Deckel, Ölwanne) und größere Biegesteifigkeit der kraftführenden Wandteile, so daß die Emission des Bauteils um maximal 10 dB(A), durch aufwendige Vorsatzschalen bis zu 20 dB(A) abnimmt, was insgesamt eine Geräuschminderung bis zu 5 dB(A) ergibt.

Äußere Maßnahmen. Eine für das menschliche Ohr merkbare Geräuschminderung von über 10 dB kann nur durch nachträgliche vollständige Kapselung des Motors erreicht werden, maximal 10 bis 20 dB(A) bei einer Gewichtszunahme von 8 bis 15% je nach Motorgröße [21]. Günstiger ist eine schon bei Neukonstruktion berücksichtigte Kapselung. Durch stark dämpfende Wände (Magnesium) und steife Skelettkonstruktion eines Triebwerkträgers mit isoliert angebrachten Wandschalen konnten gegenüber konventioneller Bauweise bei Prototypen ca. 10 dB(A) Geräuschminderung erreicht werden.

P

4.7.4 Verbrennungsmotor als Antriebsaggregat
Internal combustion (IC) engine drives

Motorbelastung bzw. Motorkennung

Es sind vier charakteristische Abhängigkeiten zwischen Moment und Drehzahl zu unterscheiden, **Bild 56**.

Drehzahldrückung (M const, n variabel). Sie tritt beim Antrieb von Kolbenmaschinen auf, ebenso bei Schiffsmotoren infolge Zunahme des Schiffswiderstands. Dabei sind hochaufgeladene Motoren durch thermische Überlastung wegen verringerter Luftförderung bei Drehzahlabfall und erhöhte mechanische Beanspruchungen durch Zünddrucksteigerungen gefährdet, so daß grenzbelastete Motoren eine Leistungsreserve bei der Auslegung verlangen.

Generatorbetrieb (M variabel, n const). Er stellt bei Drehstromgeneratoren mit p_G Polpaaren wegen der Abhängigkeit von der Frequenz

$$n = f/p_G \tag{72}$$

hohe Anforderungen an die Drehzahlregelung. Die Motorauslegung erfolgt bei Angabe der Generatornennleistung als Scheinleistung P_s in kVA nach der Wirkleistung P_w unter Berücksichtigung von Leistungsfaktor $\cos\varphi$ und Generatorwirkungsgrad η_G ($\eta_G \approx 0{,}93; \cos\varphi \approx 0{,}8$)

$$P_e = P_W/\eta_G = P_s \cos\varphi/\eta_G. \tag{73}$$

Propellercharakteristik ($M \sim n^2$). Sie besteht bei Strömungsmaschinen, wie Kreiselpumpen, Flugzeug- und Schiffspropellern, so daß die Leistungaufnahme angenähert mit der dritten Potenz der Drehzahl steigt und geringe Drehzahländerungen starke Belastungsänderungen bewirken.
Beim Schiffsantrieb mit Festpropeller besteht eine Selbstregelung, indem sich die Propellerdrehzahl abhängig von der eingespritzten Brennstoffmenge und dem ihr entsprechenden Moment je nach Betriebspunkt einstellt (Füllungsregelung). Verstellpropeller mit veränderlicher Anstellung der Flügel bis zur Schubumkehr erweitern den Betriebsbereich des Motors. Damit werden Drehzahlbegrenzungen gegen Durchgehen erforderlich bei Wegfall der Umsteuereinrichtung (axial verschiebbare Nockenwelle mit zweitem Nockensatz zur Änderung der Steuerzeiten).

Fahrzeugantrieb (M und n variabel). Der nutzbare Betriebsbereich des Motors, s. **Bild 56**, ist hierbei noch um das Schleppmoment M_s für den Schiebebetrieb durch das Fahrzeug (Motorbremsung) zu erweitern.

Idealer Antrieb für ein Straßenfahrzeug ist ein Momentenverlauf bei konstanter Leistung P_{max} (Zugkrafthyperbel), der einerseits begrenzt ist durch das mit den Antriebsrädern übertragbare maximale Moment $M_{R,max}$, andererseits durch die maximale Motordrehzahl, **Bild 57**. Durch ein zwischengeschaltetes Getriebe wird das Motormoment an die Hyperbel $P_{max} = \text{const}$ angepaßt.

Drehmoment und Leistung. Für das am Rad wirkende Moment M_R gilt mit der Untersetzung i_K im Stufengetriebe bzw.

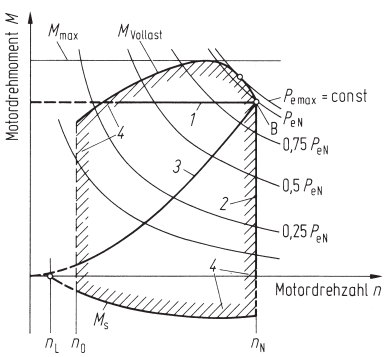


Bild 56. Motorbelastung bei *1* Drehzahldrückung, *2* Generatorantrieb, *3* Propellerantrieb, *4* Fahrzeugantrieb, B Betriebspunkt

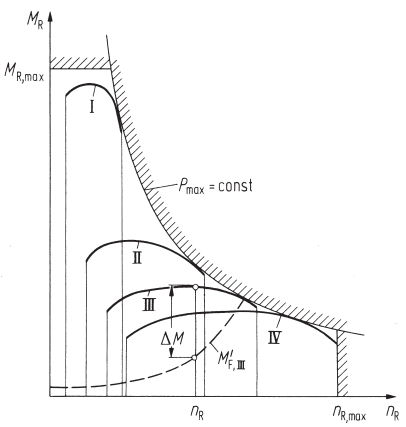


Bild 57. Anpassung des Motormoments M an das Fahrzeugkennfeld $M_R(n_R)$ durch ein Vier-Gang-Schaltgetriebe (I bis IV)

i_A im Achsgetriebe und Differential und den Wirkungsgraden η_K bzw. η_A

$$M_R = i_K i_A \eta_K \eta_A M. \tag{74}$$

Im Betriebspunkt besteht Gleichgewicht zwischen M_R und dem Momentenverlauf $M_F = F_F r$ nach der Fahrwiderstandslinie (s. **Q 1.2**, r= Radhalbmesser). Daraus folgt, daß sich die erforderliche Antriebsleistung (Verbrauch)

$$P_R = 2\pi n_R M_R = F_F c_F \tag{75}$$

durch geringe Fahrgeschwindigkeit c_F sowie Leichtbauweise (Masseneinfluß auf Roll- und Steigungswiderstand) und günstigen Strömungswiderstand klein halten läßt.

Beschleunigen des Fahrzeugs erfolgt durch den Momentenüberschuß ΔM zwischen der jeweiligen Fahrwiderstandslinie M'_F entsprechend der Gangwahl bei $c_F = \text{const}$ und der Kurve M_{Vollast}.

Anfahren. Die Drehzahllücke zwischen Motormoment bei Leerlaufdrehzahl und Anfahrmoment bei Fahrzeugstillstand ($n_K = 0$) muß durch eine Kupplung überbrückt werden, die beim Anfahren als Drehzahlwandler ($M = M_K, n \neq n_K$) wirkt.

Regelung

Je nach Lage des Schnittpunkts von Motor- und Kupplungsmoment M und M_K des zu treibenden Aggregats ist der Betrieb stabil oder instabil, **Bild 58**. Bei Instabilität ist Momenten- oder Drehzahlregelung notwendig.

Ottomotor. Er besitzt selbst im Leerlauf durch die quadratisch mit n zunehmenden Ansaugverluste bei Verwendung als Fahrzeugmotor stabile Betriebspunkte, so daß kein besonderer Regler erforderlich ist. Um durch Bedienungsfehler Überdrehzahlen zu vermeiden, verwendet man einen Drehzahlbegrenzer.

Dieselmotor. Mit zunehmender Drehzahl nehmen die Leckverluste an der Einspritzpumpe ab, so daß sich durch abnehmendes Luftverhältnis der Motor im Leerlauf instabil verhält. Außerdem wird die sog. Angleichung erforderlich, um auch bei Vollastdrehzahl volle Kraftstoffausnutzung trotz verringerter Luftmenge ohne Rußen zu ermöglichen, **Bild 59**.

Leerlauf- und Enddrehzahlregler. Wegen der „Durchgehgefahr" wird ein Regler benötigt, wobei normalerweise bei Straßenfahrzeugen nur Leerlauf- und Enddrehzahl (maximale

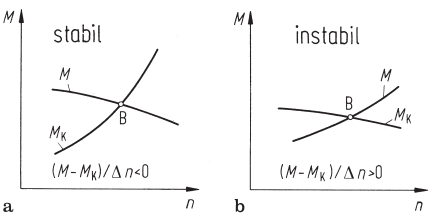


Bild 58. a Stabiler und **b** instabiler Betriebspunkt B (Δn vorzeichenbehaftet)

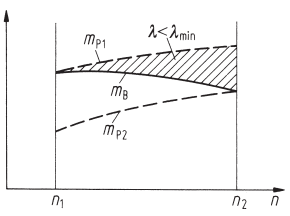


Bild 59. Angleichkennlinie. $m_{P1,2}$ Pumpenförderkennlinie, m_B Kraftstoffbedarf, λ Luftverhältnis

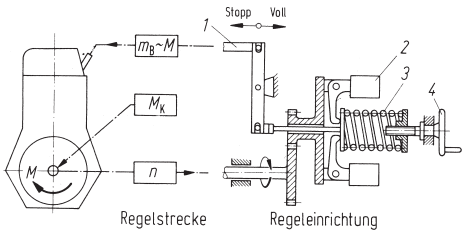


Bild 60. Regelkreis für einen Verbrennungsmotor mit Fliehkraftregler. *1* Regelstange, *2* Fliehmassen, *3* Reglerfeder, *4* Drehzahleinstellung

Drehzahl) begrenzt werden. Zwischenstufen werden unter Ausschaltung des Reglers direkt oder indirekt an der Regelstange der Einspritzpumpe eingestellt.

Verstell-(Alldrehzahl-)regler. Er hält eine vorgegebene Motordrehzahl, z. B. bei Schleppermotoren, Anlagen mit Verstellpropellern etc. ein.

Regelstrecke. Die Kraftstoffmenge m_B je Arbeitsspiel ist die Stellgröße y und bei Fliehkraftreglern die Drehzahl die Regelgröße x bzw. bei pneumatischen Reglern der Ansaugunterdruck. Störgröße z ist die Belastungsänderung durch das Kupplungsmoment M_K, z. B. bei Abfall des Generatorstroms, **Bild 60**. Stellglied ist die Regelstange der Einspritzpumpe bzw. bei Ottomotoren die Drosselklappe.

Anlaufzeit. Sie ist eine wichtige Kenngröße für das dynamische Verhalten der Regelstrecke. In dieser Zeit läuft der unbelastete Motor nach einer Änderung der Stellgröße m_B bis zur Betriebsdrehzahl n_B hoch. Mit dem Trägheitsmoment J der gesamten Anlage ist die Anlaufzeit

$$t_a = 2\pi J n_B / M_{\text{voll}}. \tag{76}$$

Große Anlaufzeit (großes Trägheitsmoment) erleichtert den Regelvorgang. Normal ist z. B. für Generatoranlagen $t_a = 1{,}8 \ldots 2\,s$. Niedrigere Werte erfordern reaktionsschnellere Regler.

Regler. Je nach Reglerbauart wird der Sollwert unterschiedlich eingehalten:

P-Regler besitzen eine lastabhängige Abweichung, die durch den Ungleichförmigkeitsgrad δ (P-Grad, s. **X 3.2**) des Reglers ausgedrückt wird.
Er ist bedingt durch das unterschiedliche Kräfteverhältnis Fliehkraft zu Federkraft. Damit bestimmt die Federsteife den P-Grad (normal 4 bis 5% bei Drehstrom-Netzanlagen, 5 bis 7% bei Schiffsantrieben), die Federvorspannung den Sollwert.

PI-Regler. Sie werden benutzt, wenn in Sonderfällen keine Drehzahlabweichung zulässig ist. Durch eine nachgiebige Rückführung wird die bleibende Drehzahlabweichung bei Ausregelzeiten unter 2 *s* zu Null.

Elektronischer Regler. Bei Reihen- (und auch Verteilereinspritzpumpen) ersetzt ein elektromagnetisches Stellwerk den mechanischen Fliehkraftregeler und betätigt die Regelstange. Abhängig von Fahrpedalstellung, Drehzahl und mehreren Korrekturgrößen errechnet ein Mikroprozessor im Vergleich zu einem gespeicherten Soll-Kennfeld die Soll-Einspritzmenge bei einem Soll-Ist-Vergleich des Regelstangenwegs. Ebenso kann auch der mechanische Spritzversteller ersetzt werden, in dem ein Sensor die Öffnung der Düsennadel einer der Einspritzdüsen anzeigt und über einen Soll-Ist-Vergleich auf das Stellwerk des Spritzverstellers einwirkt, **Bild 61**.
Die bei hohen Aufwendungen sich bietenden Möglichkeiten für komplexe Funktionskennfelder (z. B. Fahrgeschwindig-

P

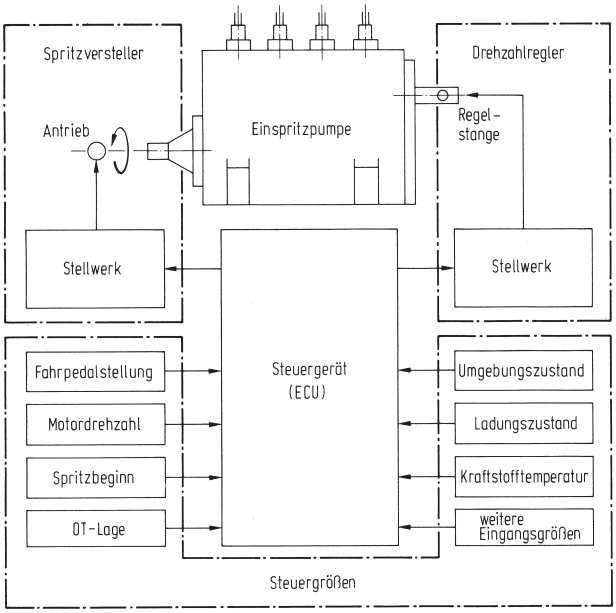


Bild 61. Schema einer Dieseleinspritzpumpe mit elektronischer Mengen- und Spritzbeginnregelung

keitsregelung, Abgasrückführungsrate etc.) lassen für den Fahrzeugdieselmotor künftig eine Zunahme der elektronischen Regelung erwarten.

4.8 Konstruktion von Motoren
Internal combustion (IC) engine design

4.8.1 Ähnlichkeitsbeziehungen und Beanspruchung
Similarity conditions and loading

Mechanische Beanspruchung. Motorbauteile werden durch Gas- und Massenkräfte mechanisch beansprucht: Für die Beanspruchung durch oszillierende $m = m_{osz}(1 + \lambda_s)$ bzw. rotierende Massen $m = m_{rot}$ kann eine Massenkraft F_m angegeben werden, für die Beanspruchung durch den Gasdruck die maximale Kolbenkraft F_z (λ_s Schubstangenverhältnis)

$$F_m = m r \omega^2, \quad F_z = p_{max} A_K. \tag{77}$$

Damit gilt für die Spannung im Bauteilquerschnitt A_B

$$\sigma_m = F_m / A_B \quad \text{bzw.} \quad \sigma_p = F_z / A_B. \tag{78}$$

Wird näherungsweise $m \sim D^3 \varrho$, $A_B \sim D^2$ gesetzt, so folgt aus Gln. (77) und (78)

$$\sigma_m \sim D^3 \varrho r \omega^2 / D^2 = D \varrho (s/2)(2\pi n)^2 \sim c_m^2 \varrho \quad \text{bzw.} \tag{79}$$

$$\sigma_p = p_{max} A_K / A_B \sim p_{max} D^2 / D^2 \sim p_{max}. \tag{80}$$

Geometrische Ähnlichkeit zweier Motoren (gleiche lineare Abhängigkeit der Abmessungen vom jeweiligen Kolbendurchmesser D) und gleiches p_{max} hat nach Gl. (80) gleiche mechanische Beanspruchung aller Bauteile durch Gaskräfte zur Folge.

Mechanische Ähnlichkeit besteht bei gleicher Kolbengeschwindigkeit c_m wegen gleicher Beanspruchung durch die Massenkräfte: Gl. (79). Danach kann σ_m durch stärkere Querschnitte A_B nicht verringert werden.

Neben den Werten für c_m in **Tab. 4** kann bei Dieselmotoren mit folgender maximaler Kolbengeschwindigkeit gerechnet werden $(0{,}1 < D < 1$ in m)

$$c_m \approx 8(D)^{-0{,}25} \quad \text{in m/s}. \tag{81}$$

Bei Schweröl betrieb sollte eine Geschwindigkeit von $9 < c_m < 10$ nicht überschritten werden.

Thermische Beanspruchung. Mit der Beaufschlagung der brennraumbildenden Wände durch die Wärmestromdichte q_w (s. **P 4.2.3**) entsteht im Bauteil ein Temperaturgefälle, das thermische Spannungen σ_{th} verursacht. Vereinfacht gilt für eine ebene Wand der Stärke δ mit der Wärmeleitfähigkeit λ_w, dem linearen Ausdehnungskoeffizienten β und dem Elastizitätsmodul E

$$\sigma_{th} = (\Delta l / l) E = \pm \tfrac{1}{2} (E \beta / \lambda_w) q_w \delta. \tag{82}$$

Da die Wärmestromdichte $q_w = Q_w / A$ von dem gasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α abhängt, Gl. (37), gilt näherungsweise (Stoffwerte = const)

$$\sigma_{th} \sim D^{0{,}8}. \tag{83}$$

Die mit zunehmendem Kolbendurchmesser D wachsenden thermischen Spannungen sind zu beherrschen, wenn sie mittels einer Stützkonstruktion (Membran- oder strong-back-Konstruktion) getrennt von der mechanischen Beanspruchung aufgenommen werden. Durch eine relativ dünne Wand (**Bild 62 a**) wird dabei die Wärme an das Kühlmittel abgeleitet (σ_{th} klein), wobei die innere Schale ihre Festigkeit gegenüber der mechanischen Beanspruchung durch Abstützen auf eine starke Außenwand erhält. Bei der immer häufiger verwendeten Bohrungskühlung (**Bild 62 b**) „entartet" dieses Konstruktionsprinzip zu einer starken Wand mit nahe der brennraumseitigen Oberfläche verlaufenden und von Kühlmittel durchströmten Bohrungen.

Beanspruchung bei Leistungssteigerung. Aus Gl. (66) folgt für die Nutzleistung

$$P_e \sim w_e c_m D^2. \tag{84}$$

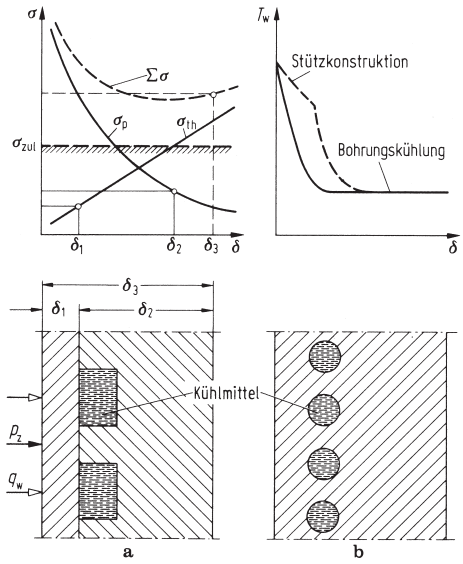


Bild 62a, b. Einfluß der Wandstärke δ auf Beanspruchung und Temperaturverlauf. **a** Stützkonstruktion; **b** Konstruktion mit Bohrungskühlung

Bohrungsdurchmesser. Seine Vergrößerung bringt die wirkungsvollste Leistungssteigerung, wie beispielsweise bei Großmotoren für Schiffsantriebe. Abgesehen von den Abmessungen (Handhabung) findet sie ihre Grenzen in den thermischen Beanspruchungen, Gl. (83) und in der mit D zunehmenden Leistungsmasse $m_P \sim D$.

Kolbengeschwindigkeit. Ihre Erhöhung hat außer quadratisch zunehmenden Massenkräften, Gl. (79), und Ansaugverlusten (Liefergrad, Gaswechselarbeit) auch größere thermische Spannungen zur Folge,

$$\sigma_{th} \sim \alpha(T_z - T_w) \sim c_m^{0,8}. \quad (85)$$

Aufladung steigert die spezifische effektive Arbeit (s. Gl. (48)) und führt bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis zu höheren Gasdrücken bei gleichbleibenden Prozeßtemperaturen. Damit steigt die mechanische Beanspruchung annähernd proportional mit w_e, die thermische Beanspruchung entsprechend dem Druckeinfluß auf den Wärmeübergang jedoch schwächer,

$$\sigma_{th} \sim p_z^{0,8} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_{th} \sim w_e^{0,8}. \quad (86)$$

Luftverhältnis. Seine Verringerung bedingt erhöhte Prozeßtemperaturen T_z und wirkt sich auf den Wärmeübergangskoeffizienten sowie das wirksame Temperaturgefälle aus, Gl. (85), so daß angenähert gilt

$$\sigma_{th} \sim T_z^{0,5}. \quad (87)$$

Die in erster Näherung gleiche exponentiale Abhängigkeit der Spannung σ_{th} von w_e und c_m erklärt, daß bei konstantem Produkt $w_e\, c_m$ kleine Änderungen von w_e oder c_m ohne größeren Einfluß auf die Beanspruchung σ_{th} sind, so z. B. bei der „low speed"-Version von Zweitakt-Großmotoren mit erhöhtem w_e.

4.8.2 Motorbauarten. Type of IC-Engine

Hubkolbenmotoren

Bauformen. Bis auf Kleinmotoren werden heute (einfach wirkende) Mehrzylinder-Motoren in Reihen- oder V-Anordnung der Zylinder ausgeführt; bei Pkw-Motoren findet man auch Boxer- (s. **P 1.4.3**) und VR-Anordnung (sehr kleine V-Winkel ermöglichen kurze Baulänge durch wechselseitiges Auseinanderdrücken der Zylinder).

Zylinderzahl. Bei schnellaufenden Fahrzeugmotoren findet man bis zu $z = 6$ in Reihenanordnung, darüber als V 8- bis V 12-Motor, bei größeren Motoren ($D > 0{,}14$ m) mit entsprechend steiferer Kurbelwelle sind auch 8-Zylinder-Motoren möglich, bei V-Anordnung bis $z = 10$ in einer Reihe. Viertakt-Großmotoren ($D > 0{,}3$ m) werden bis $z = 9$ bzw. 18 (Reihen- bzw. V-Motor) ausgeführt, Zweitakt-Großmotoren nur als Reihenmotoren mit bis zu 12 Zylindern. Dem Vorteil der kompakten V-Bauweise steht eine aufwendigere Herstellung im Vergleich zu zwei entsprechenden Reihenmotoren gegenüber. Größere Zylinderzahl begünstigt Laufruhe und Ungleichförmigkeitsgrad, erhöht jedoch Störanfälligkeit sowie (bei gleicher Leistung) Fertigungs- und Wartungskosten.

Verdichtungsverhältnis ε. Bei Ottomotoren wird der maximale Wert durch die Klopfgrenze, somit vom Kraftstoff, Brennraum und Bohrungsdurchmesser bestimmt: Mit Zunahme von D nimmt das Oberflächen-Volumenverhältnis ab und bedingt ε-Senkung. Übergang auf 4 Ventile bringt ε-Steigerung um 1 bis 1,5 Einheiten. Klopfsensoren erlauben Nutzung des optimalen ε unabhängig von Kraftstoffart. Bei Dieselmotoren bestimmt die Kaltstartfähigkeit die Wahl von ε und erfordert bei Pkw-Motoren $\varepsilon = 21 \ldots 23$. Die Abnahme mit größer werdendem D wird eingeschränkt bei Steigerung von p_{max}, die ein Anheben von ε für optimalen Verbrauch erfordert, s. a. **Tab. 4**.

Hub-Bohrungsverhältnis. Seine Wahl richtet sich nach den Anforderungen: Kurzhuber mit überquadratischem Verhältnis ($s/D < 1$) erlauben große Ventilquerschnitte und hohe Drehzahlen bzw. niedriges c_m, jedoch steigen die Gaskräfte. Der Wert s/D beeinflußt ferner die Motormaße (Baulänge sinkt mit zunehmendem s/D, während Motorbreite und -höhe wachsen), den Verbrennungsraum, indem er mit fallendem s/D bei Anstieg des Oberflächen-Volumenverhältnisses (Wandwärmeverlust, „flame quenching") flach und ungünstig für die Verbrennung wird und das realisierbare Verdichtungsverhältnis senkt. Forderungen nach Quereinbau im Fahrzeug (kurze Baulänge), geringem HC-Ausstoß und Verbrauch stärken bei Pkw-Motor Trend zu $s/D = 1$, vgl. **Tab. 4**, der bei Viertakt-Dieselmotoren zu $s/D = 1{,}2 \ldots 1{,}4$ (1,5), bei Zweitakt-Großmotoren mit Rücksicht auf niedrige Propellerdrehzahl zu $s/D = 3{,}2 \ldots 4$ geht.

Bohrungsdurchmesser. Er hat die Grenze bei $D \leqq 0{,}65$ für Viertakt- und $D \leqq 1$ m für Zweitaktmotoren erreicht, womit maximale Motorleistungen von $P_e = 20 \ldots 24$ MW bei Viertaktmotoren, bis zu 65 MW bei Zweitaktmotoren erreicht werden. **Bild 63** liefert den Zusammenhang zwischen dem „Stand der Technik", ausgedrückt durch P_A, s. **Tab. 4**, und dem Bohrungsdurchmesser D.

Verwendung. Kleine Zweitaktmotoren werden wie alle Viertaktmotoren in Tauchkolbenbauart ausgeführt (s. **P 1.3**) und hauptsächlich zum Antrieb von Zweirädern bzw. als Einbaumotor verwendet. Der schnellaufende Viertaktmotor dient überwiegend dem Antrieb von Pkws und Nutzfahrzeugen bzw. (als schnellaufender Hochleistungs-Dieselmotor) von Lokomotiven und schnellen Schiffen. Daneben findet auch der Einsatz in stationären Anlagen zur Stromerzeugung gekoppelt mit Abwärmenutzung statt (Blockheizkraftwerk BHKW zur dezentralen Wärme- und Stromerzeugung, meist mit Erdgas betrieben). Zum Antrieb von großen Schiffen wird überwiegend der Zweitaktgroßmotor (LL) in Kreuzkopfbauart verwendet. Gute Schweröltauglichkeit bei Trennung des Triebwerkraums von dem Verbrennungsraum (geringere Schmierölverschmutzung) ergibt hohe Betriebssicherheit bei niedrigsten Drehzahlen (direkter Propellerantrieb möglich).

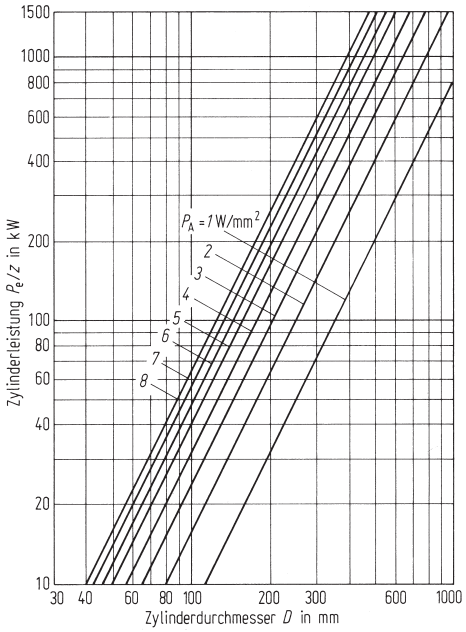


Bild 63. Zusammenhang zwischen Zylinderdurchmesser und Zylinderleistung abhängig vom „Stand der Technik", ausgedrückt durch die Kolbenflächenleistung P_A bzw. das Produkt aus spezifischer Nutzarbeit w_e und mittlerer Kolbengeschwindigkeit c_m, s. Gl. (71)

Mittelschnellaufende Viertaktmotoren (MSL) haben dagegen geringeres Gewicht und Bauvolumen, kostengünstigere Herstellung, erfordern aber Untersetzungsgetriebe. Der Wettbewerb zwischen den Schiffsmotoren wird davon beeinflußt, ob der MSL gleiche Betriebssicherheit bei gleichem Wartungsaufwand, Verschleiß und Schmierölverbrauch (Zweitakt: 0,8 bis 1,2 g/kWh; Viertakt: 1,0 bis 1,6 g/kWh) erreicht. Kritisch sind dabei die Ventilstandzeiten bei Schwerölbetrieb.

Kreiskolbenmotor (Wankelmotor)

Von der Vielzahl möglicher Rotationskolbenmaschinen konnte nur der von F. Wankel entwickelte Kreiskolbenmotor technische Bedeutung erlangen [22].

Aufbau. Durch Abrollen eines Hohlrads (d_2) mit daran im Abstand R befindlichen kurvenerzeugendem Punkt A auf einem fixen Ritzel (d_1) entsteht die äußere Arbeitsraumkontur als zweibogige Trochoide, **Bild 64**, wenn sich $d_1 : d_2 = m : (m+1)$ verhalten und $m = 2$ ist. Die $m+1 = 3$ erzeugenden Punkte A, A′, A″ bilden auch die Eckpunkte des Innenläufers (Kolben) als innere Hüllfigur. Er ist auf dem Exzenter *4* der Welle *3* gelagert, wobei das mit dem Kolben verbundene Hohlrad *2* mit dem an der Seitenscheibe *1* befestigten Zahnritzel kämmt. Die Exzentrizität der Zahnräder beträgt $e = (d_2 - d_1)/2$. Das Verhältnis R/e bestimmt die Trochoidenform (üblich $R/e = 6,8$ bis 7,2) und das maximale Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon_{max} \approx 2{,}6(R/e). \tag{88}$$

Hubraum. Für eine Kammer folgt er als Differenz $V_{max} - V_{min}$ aus

$$V_K = 3\sqrt{3}eRB \approx 5{,}2eRB. \tag{89}$$

Arbeitsweise. Der Motor arbeitet nach dem Viertaktverfahren mit 270° Exzenterwinkel je Arbeitstakt einer Kammer, somit pro Arbeitsspiel $4 \cdot 270° = 1\,080°$ bzw. drei Umdrehungen,

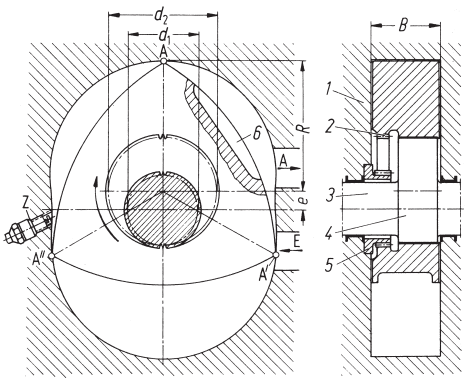


Bild 64. Kinematik und Aufbau eines Wankelmotors mit Umfangsein- und -auslaß E, A, und Zündkerze Z. V_{max}-Stellung der Kolbenseite A′A″ kurz vor „Einlaß schließt" am Beginn der Kompression, während A″A am Beginn der Expansions- bzw. AA′ am Ende der Ausschubphase ist (Erläuterungen s. Text)

was einem Frequenzverhältnis $a = 3$ entspricht, Gl. (1). Die Leistung eines 1-Scheibenmotors folgt aus Gl. (66) mit $V_h = 3V_K$. Ausgeführt wurden bisher kommerziell 1- und 2-Scheibenmotoren, letztere nur wassergekühlt.

Die Kolbenmulde *6* senkt ε_{max} auf für Ottomotoren übliche Werte, verbindet im OT die beiden sichelförmigen Brennräume und erhöht das bereits hohe Oberflächen-Volumenverhältnis, das Wandwärmeverlust, HC-Emission sowie Verbrauch ungünstig beeinflußt. Da auch die Herstellung im Vergleich zum Hubkolbenmotor keine Vorteile bietet, konnte sich der Wankelmotor trotz einiger Vorteile (Massenausgleich, Leistungsmasse) nicht durchsetzen, was sich bei anderen Randbedingungen ändern könnte.

4.8.3 Motorbauteile. Engine components

Kolben

Die Triebwerksbeanspruchung durch Massenkräfte erfordert Leichtbauweise und geringe Werkstoffdichte, die thermische Beanspruchung gute Wärmeleitfähigkeit. Die daher vorzugsweise eingesetzten Leichtmetallkolbenlegierungen besitzen gegenüber Eisenwerkstoffen jedoch geringere Warmfestigkeit und größere Wärmedehnung, die erhöhtes Kalt-Laufspiel am Kolben bzw. konstruktive Maßnahmen zum Dehnungsausgleich erfordern.

Fahrzeugmotoren. Um Massen- und Reibkräfte zu verhindern, wurden für Pkw-Ottomotoren Leichtbaukolben mit nur zwei Ringen entwickelt, **Bild 65 a**. Üblich bei Pkw-Motoren sind Regelkolben, bei denen Regelglieder die Dehnung senkrecht zum Bolzen (Druckrichtung) klein halten und so das Kolbenklappern im Leerlauf vermeiden. Erhöhte thermische Belastung erfordert bei Überschreiten der zulässigen Grenztemperatur an der 1. Kolbenringnut ($T \leqq 250\,°C$) deren Armierung durch warmfeste Ringträgereinlagen oder (und) allgemein eine Kühlung des Kolbens durch Anspritzen der Kolbenunterseite mit Öl aus dem Schmierölkreislauf, **Bild 65 b**.

Großmotoren. Wirkungsvoller sind eingegossene, volldurchströmte bzw. teilgefüllte Kühlkanäle mit der für die Kühlung günstigen Pendel- oder Shakerströmung, die auch bei den gebauten Kolben für Viertaktmotoren hoher Leistung auftritt. Dabei wird die Kolbenkrone aus warmfestem Stahl oder Stahlguß mit dem Kolbenunterteil aus üblicher Kolbenlegierung verschraubt, **Bild 65 e**, hohe Zünddrücke bei großer

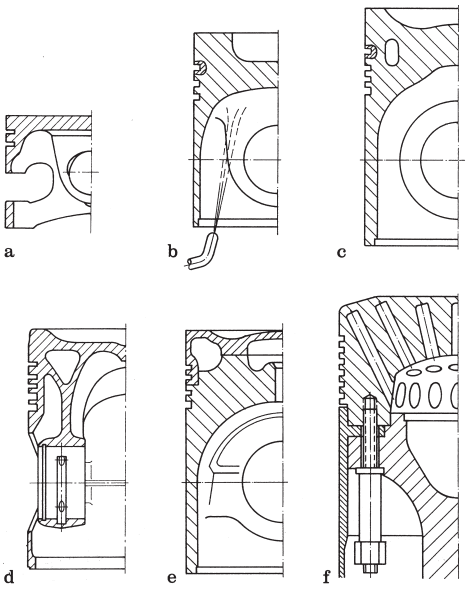


Bild 65. **a** Pkw-Leichtbaukolben in 2-Ringausführung (Prototyp); **b** Kolben mit Ringträger und Anspritzkühlung; **c** Kühlkanal-Kolben (gepreßt); **d** GGG-Monoblock-Kolben mit „Shakerkühlung"; **e** gebauter Kolben mit St-Oberteil und Leichtmetall-Unterteil; **f** Kolben für Zweitakt-Langsamläufer mit Bohrungskühlung (Abmessungen auf ungefähr gleichen Durchmesser bezogen)

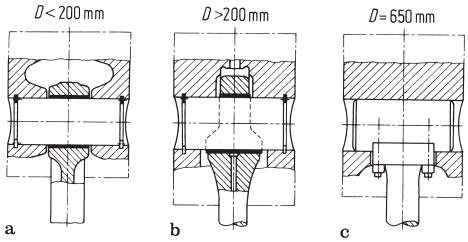


Bild 67a, b. Kolbenbolzenlagerung. **a** Fahrzeugmotor; **b** Mittelschnelläufer, $D = 250$ mm; **c** Schwingzapfenausführung, $D = 650$ mm (M. A. N., Prototyp)

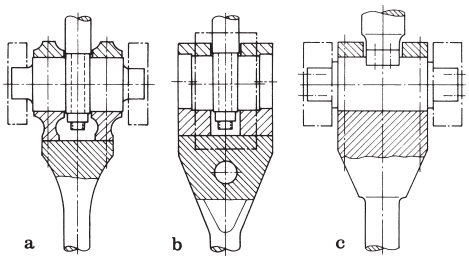


Bild 68a–c. Gestaltung des Kreuzkopfes. **a** Nachgiebige Zapfenlagerung, beidseitige Führung (Sulzer); **b** exzentrische Lagerung, einseitige Führung (Zapfen um 90° gedreht gezeichnet, Fiat-G. M. T.); **c** Schwingzapfen, beidseitige Führung (M. A. N.-B & W)

thermischer Belastung, verbunden mit starkem abrasiven und korrosiven Verschleiß erfordert Übergang auf Leichtbau-GGG-Monoblock-Kolben, **Bild 65 d**, bzw. gebaute Kolben mit GGG- statt Leichtmetall-Unterteil (**Bild 65 e**) bei vorteilhaft geringem Laufspiel.

Auch Kolben von Zweitaktgroßmotoren sind gebaut, wobei sich das dünnwandige GS-Kolbenoberteil über Stützkörper auf der Kolbenstange abstützt, die auch das Kolbenhemd trägt. Die Kühlung wird durch Wasser statt Motoröl und Bohrungskühlung intensiviert, **Bild 65 f**. Der Einsatz gekühlter Kolben (**Bild 66**) ist abhängig von der Baugröße und der thermischen Belastung durch die Wärmestromdichte q_w.

Die mit Kolbendurchmesser und Zünddruck wachsende Belastung der Kolbenbolzenlagerung bei Tauchkolben (**Bild 67**) zwingt zur Vergrößerung der druckseitigen Auflagefläche durch abgesetzte Pleuelaugen bis hin zur Ausbildung als Schwingzapfen.

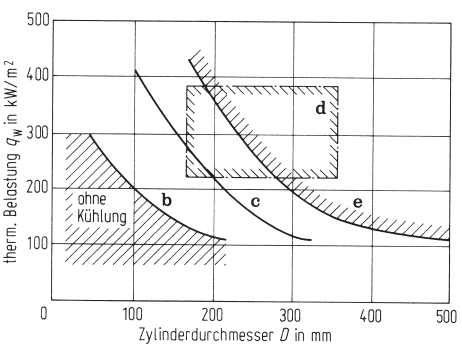


Bild 66. Verwendung gekühlter Kolben nach **Bild 65** bei Viertakt-Dieselmotoren

Kreuzkopf

Am Kreuzkopf von Zweitakt-Großmotoren bedingt die Gaskraft F_z ein dauerndes Anliegen der Zapfenunterseite bei nur geringen Schwenkbewegungen, die keine Schmierkeilbildung und Vollschmierung zuläßt. Zunehmende Aufladung erfordert daher sorgfältige Gestaltung des oft grenzbelasteten Bauteils. Nachgiebige Auflager gleichen Zapfenverformungen aus, durch Schwingzapfen vergrößerte Lagerflächen senken die Flächenpressung, **Bild 68a, c**.

Ein exzentrischer Versatz am Zapfen soll ein wechselndes Abheben der Lagerflächen beim Ausschwenken der Treibstange erreichen und die Kontaktflächen entlasten, **Bild 68 b**. Die Kreuzkopfführung kann einseitig oder beidseitig, dann mit vier Führungsflächen erfolgen.

Pleuelstange

Schnellaufende Motoren erfordern mit Rücksicht auf Massenkräfte sorgfältige Formgebung der als Doppel-T ausgeführten Stange mit geschlossenem oberen und geteiltem unteren Pleuelauge, die (gegossen: Pkw) meist im Gesenk geschmiedet wird; Einsatz faserverstärkter Werkstoffe (CFK) könnte oszillierende Masse senken. Hohe Beanspruchungen bestehen am Übergang Stange/großes Pleuelauge mit zusätzlicher Gefährdung durch Gewindebohrungen für Pleuelschrauben, die Klaffen (Biegemoment), Abheben (Normalkraft) und Verschieben (Querkräfte) in der Trennfuge vermeiden müssen. Die formschlüssige Verbindung kann durch Paßschraube, Nut und Feder oder Kerbverzahnung unterstützt werden, **Bild 69 a**. Mit zunehmendem Durchmesser wird eine einfachere Gestaltung des Schafts wegen geringerer Massenkräfte bei Schwenkbewegung möglich, **Bild 69 b**.

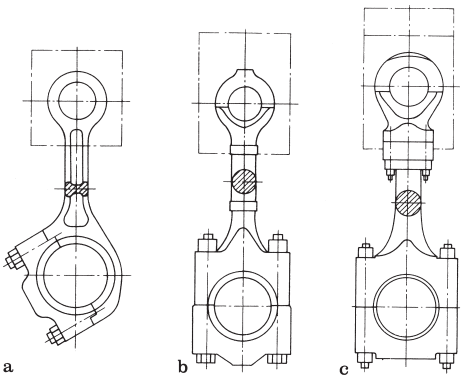


Bild 69 a–c. Pleuelstangen. **a** Schräggeteiltes Pleuel für Schnelläufer; **b** teilweise unbearbeitete Stange für Mittelschnelläufer (MaK); **c** Marinekopf-Ausführung (M. A. N.-B & W)

Marinekopf. So heißt die Ausführung, die durch Teilung von Stange und Pleuelkopf bei Großmotoren das Kolbenziehen erleichtert, **Bild 69 c**.
V-Motoren besitzen nur selten Gabelpleuel oder Anlenkpleuel (teuer), um den bei nebeneinanderlaufenden Pleueln auftretenden Versatz der Zylinderreihen zu vermeiden bzw. Baulänge zu sparen (s. **P 1.4**).

Kurbelwelle und Lager

Belastung. Gas- und Massenkräfte beanspruchen die Kurbelwelle auf Biegung, das Nutzdrehmoment auf Verdrehung, Zusatzbeanspruchungen durch Drehschwingungen sind durch Drehschwingungsberechnungen zu erfassen [23], gegebenenfalls durch Schwingungsdämpfer, -tilger zu senken.

Herstellung. Kurbelwellen werden je nach Motorgröße im Gesenk oder frei vorgeschmiedet, zunehmend (USA überwiegend) werden für Pkw-Motoren gegossene Ausführungen (Sphäroguß) verwendet. Die dadurch mögliche freie Gestaltung ergibt günstige Spannungsverteilungen und hohe Gestaltfestigkeiten bei günstigen Kosten. Unbearbeitete Kurbelwangen mit angeschmiedeten Gegengewichten findet man bei kleinen, niedrig belasteten Motoren. Üblicherweise erfolgt allseitige Bearbeitung, wobei die Gegengewichte angeschraubt werden.
Zweitakt-Großmotoren besitzen gebaute (Hubzapfen, Wangen und Grundzapfen einzeln gefertigt und durch Schrumpfen verbunden) oder halb-gebaute Kurbelwellen (Hubzapfen mit Wangen aus einem Stück, Schmiedestahl oder Stahlguß).

Lager. Es werden überwiegend Gleitlager verwendet, Wälzlager sind selten. Sie setzen gebaute Kurbelwellen (Kleinmotoren) oder Scheibenkurbelwellen voraus, bei denen die Wellenzapfen zur Wange mit Kreisquerschnitt erweitert werden (Bauart Maybach). Der Auslegung von Grund- und Pleuellagern hochbelasteter Motoren liegt die Verlagerungsbahn des Zapfens im instationär belasteten Gleitlager zugrunde [24].

Motorgehäuse, Kurbelgehäuse

Gehäuseformen. Bei kleineren und mittleren Motoren vereinigt ein gemeinsames Gehäuse Zylinder, Kühlmantel (Wasserkühlung) und Kurbelgehäuse, wobei wegen der komplizierten Formgebung Gußverfahren verwendet werden (Grauguß, Pkw-Motoren auch Leichtmetalldruckguß mit eingegossenen oder eingepreßten Zylinderbuchsen aus Grauguß, anderenfalls ist Eisenbeschichtung am Kolben erforderlich). Gute Kühlung ist bei allseitig umströmten Zylindern gegeben,

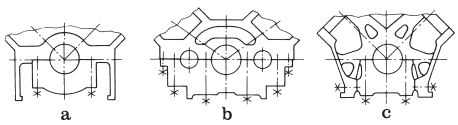


Bild 70 a–c. Kurbelgehäuse von V-Motoren (Abmessungen auf gleiche Zylinderbohrung D bezogen). **a** Pkw-Motor (Daimler-Benz); **b** Lkw-Motor (Saurer); **c** Lkw-Motor (KHD)

jedoch besteht mit Rücksicht auf Baulänge (Quereinbau von Pkw-Motoren) Trend zu zusammengewachsenen Zylindern.

Kurbelwellenlagerung. Einwandfreies Arbeiten des Triebwerks setzt hohe Formsteifigkeit des Gehäuses voraus. Liegt bei Pkw-Reihenmotoren die Unterkante des Gehäuses meist auf der Höhe der Grundlagerteilung, so wird bei V-Motoren durch Herunterziehen der Gehäusewand das Gehäuse versteift, **Bild 70 a**. Ebenso wirkt eine gemeinsame Blocklagerung von Kurbel- und Nockenwelle (**Bild 70 b**) oder ein durch Querverspannung erzielter ringförmiger Verband um die Kurbelwellenlagerung herum (**Bild 70 c**). Sie wahrt auch den Montagevorteil der hängenden Lagerung. Diese wird auch bei Viertaktgroßmotoren mit einteiligem Motorgestell bevorzugt. Die liegende Lagerung ist günstiger bei geteiltem Gehäuse und wird bei Zweitaktgroßmotoren ausschließlich verwendet.

Zuganker. Das bei großen Zweitaktmotoren aus Grundplatte, Gestell und Zylinderblock bestehende Gehäuse wird mittels Zuganker verspannt, so daß im Gehäuse nur Druckspannungen auftreten. Die für Schiffsmotoren erforderliche Gehäusesteifigkeit zum Schutz der Kurbelwelle bedingt, daß die für das Gestell früher angewendete Ständerbauweise (auf Grundplatte aufgesetzte Einzelständer tragen den Zylinderblock) weitgehend von durchgehenden Kastenträgern mit hohem Widerstandsmoment abgelöst wird, s. **Bild 76**.

Zylinderkopf

Einzel-, Blockzylinderkopf. Letzterer kann nur für $D \leqq 130$ mm für bis zu sechs Zylindern verwendet werden und setzt große Stückzahlen voraus. Ein gleichmäßiger Dichtdruck erfordert genügend Steifigkeit (Bauhöhe), wobei die bei Viertaktmotoren neben Ein- und Auslaßkanälen anzubringenden Durchbrüche (Zündkerze bzw. Einspritzdüse, Nebenbrennraum, Anlaßventil, Zylinderkopfschrauben etc.) eine komplizierte Formgebung und Gußform (GG) bedingen mit Trend zu Leichtmetall bei Pkw-Motoren.

Ventilzahl. Je ein Ein- und Auslaßventil verwenden nur noch Kleinmotoren und luftgekühlte Fahrzeug-Motoren, die wegen der notwendigen Verrippung nur zwei Ventile aufnehmen können. Schon bei Pkw-Motoren sind vier Ventile wegen des vorteilhafteren, symmetrischen Brennraumes und der verbesserten Füllung (Ottomotoren) die Regel. Hinzu kommt eine geringere thermische Belastung der Ventile infolge mittiger Zündkerze bzw. Einspritzdüse und insgesamt größerer Ventilsitzfläche. Beim konventionellen Ventiltrieb sind im Normalfall zwei Nockenwellen vorgesehen. Die Ventile von Viertakt-Großmotoren erhalten Ventilkörbe, um die Wartung zu erleichtern und zu verhindern, daß sich Zylinderkopfdeformationen auf die Ventilsitzdichtung übertragen, s. **Bild 11**.
Mit Zunahme von Kolbenflächenleistung und Bohrungsdurchmesser werden besondere Kühlmaßnahmen erforderlich, zunächst lokal beschränkt (Ventilsteg, Einspritzdüsenbereich), dann Übergang zur Stützkonstruktion oder Bohrungskühlung bei Großmotoren, s. **Bild 62**.

Laufbuchse

Integrierte Buchse. Sie ist integraler Bestandteil des wassergekühlten Motorgehäuses mit engem Zylinderabstand,

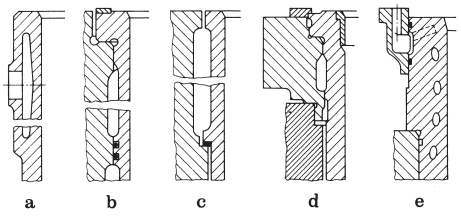


Bild 71 a–e. Wassergekühlte Laufbuchsen. **a, b** geschlossenes Gehäuse („closed-deck") mit integrierter bzw. nasser Buchse; **c** offenes Gehäuse („open-Deck") mit nasser Buchse; **d, e** Buchsen für Großmotoren mit hoher thermischer Belastung

Bild 71 a, aus möglichst verschleißfestem Werkstoff: Grauguß bietet gute Laufeigenschaften in Verbindung mit Leichtmetallkolben; Leichtmetallgehäuse erfordert Oberflächenbehandlung an Buchse oder/und Kolben.

Trockene Buchse. Darunter sind in die Gehäusebohrung eingesetzte und bei Reparaturen auswechselbare Laufbuchsen von 2,5 bis 3,5 mm Stärke aus verschleißfestem Gußeisen zu verstehen. Sie ermöglichen preiswerteren Grauguß oder Leichtmetall und werden bei Fahrzeugmotoren bis $D = 120$ mm verwendet.

Nasse Buchse. Sie ermöglicht gute Kühlung und sichere Schmierung. Obere Buchsenbundauflage bei hängender Ausführung ohne Dichtung zum Wasserraum, der unten mittels O-Ringen abgedichtet wird, **Bild 71 b**, stehende Buchsen, bei Pkw-Leichtmetallgehäusen in open-deck-Bauweise verwendet, werden am unteren Bund metallisch gedichtet, **Bild 71 c**. Mit zunehmender Baugröße bei Großmotoren anwachsende Beanspruchungen und Verformungen im Bereich des Buchsenkragens erfordern beanspruchungsgerechte Gestaltung mit guter Kühlung nach Entlastung des Gehäuses von radialen Einspannkräften durch hochgelegte Auflage, **Bild 71 d**, wobei bei zunehmender Belastung Ausbildung zum Stützring mit Flanschkühlung oder zu starkwandigem Bund mit Bohrungskühlung erfolgt, **Bild 71 d, e**. Die dabei auf die obere Buchsenpartie beschränkte Kühlung soll mögliche Naßkorrosion bei Unterschreiten des Taupunkts an den Wänden verhindern.

Luftgekühlte Motoren. Deren Laufbuchsen werden meist als Einzelbuchsen aus Grauguß in das Kurbelgehäuse eingesetzt und mittels Zuganker gemeinsam mit dem Einzelzylinderkopf verspannt. Sie sind außen zur Vergrößerung der Kühlfläche mit Rippen versehen, wobei Luftkühlung wegen des mit zunehmendem Durchmesser D abnehmenden Oberflächen-Volumenverhältnisses nur bis $D = 150$ mm anwendbar ist.

Hybride Motorkühlung. Sie sieht unterschiedliche Kühlmedien vor für Zylinderkopf und Motorblock, indem z. B. neben Luft (Zylinderkopf) für den Motorblock auf Öl, das als Schmieröl vorhanden ist, zurückgegriffen wird (open-deck-Version mit integrierten Buchsen, abgeschlossen durch luftgekühlten Blockzylinderkopf).

4.8.4 Ausgeführte Motorkonstruktionen
Design of typical internal combustion (IC) engines

Pkw-Ottomotor (Bild 72)

Dieser Motor entstand aus der Erweiterung einer Motorbaureihe (Opel-Familie 1) mit einem Zylinderabstand von 86 mm und ist das Nachfolgemodell eines bisherigen 1,8 l-Motors. Bei einem Bohrungsdurchmesser von 80,5 mm und minimalen Zylinderwandstärken von 5,5 mm ist die für eine Großserienfertigung obere Hubraumgrenze erreicht. Gegenüber dem Vorgängermodell mit einem Zylinderabstand von 93 mm verringerte sich die Motormasse um 17 kg, der Verbrauch um 8%. Das maximale Drehmoment von 170 Nm wird schon bei 3400 U/min und damit um 200 Umdrehungen früher erreicht. Die aus strategischen Gründen gleichgebliebene Leistungsspitze von 85 kW liegt bei 5400 U/min. Das Hub-Bohrungsverhältnis von 1,1 bietet gute Voraussetzungen für die Brennraumgestaltung und Verbrauchsverbesserungen bei einem Verdichtungsverhältnis von 10,5.

Motorgehäuse und Zylinderkopf. Für den als closed-deck ausgelegten Motorblock aus GGG bestand die Forderung nach Fertigung auf der vorhandenen Linie, dennoch konnte die Struktur zur Gewichtsreduzierung nochmals verbessert werden, ebenso die Kanalführungen von Ölrücklauf und Kurbelgehäuseentlüftung. Der Block-Zylinderkopf aus Leichtmetall besitzt zwei obenliegende Nockenwellen zur Betätigung der mit hydraulischen Tassenstößeln versehenen vier Ventile in Querstromanordnung. Die bewegte Ventilmasse wurde um

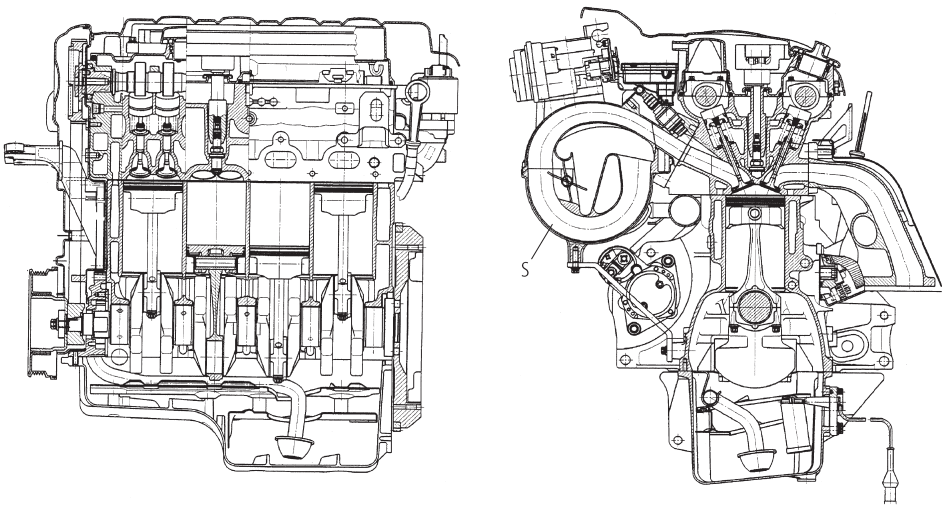


Bild 72. Pkw-Ottomotor (OPEL-Ecotec-Compact), S: Schaltsaugrohr

knapp 24% auf 101 g verringert. Angeflanscht an den Zylinderkopf befindet sich ein Schaltsaugrohr, das einen fülligen Drehmomentenverlauf ermöglicht: durch vakuumbetätigte Klappen wird bei hohen Lasten im unteren Drehzahlbereich zwischen 2400 und 3900 U/min von den kurzen (288 mm) auf die langen Saugarme (621 mm) umgeschaltet.

Triebwerk. Die aus Sphäroguß (GGG 60) gefertigte Kurbelwelle hat aus fertigungstechnischen Gründen die Lagerabmessungen des 1,4/1,6 l-Motors. Der Kasten-(Slipper-)Kolben ist mit 222 g extrem leicht. Die sehr geringe Feuersteghöhe von 2,9 mm und der Verzicht auf Ventiltaschen bieten gute Voraussetzungen für geringe HC-Emissionen. Durch Verwendung von GGG 70 für die Pleuelstange können erhöhte Belastungen bei gleichzeitiger Gewichtsreduzierung aufgenommen werden. Insgesamt sind die bewegten Massen gegenüber dem Vorgänger-Motor um 23% geringer, so daß trotz größeren Hubes die Massenkräfte 2. Ordnung so gering sind, daß keine Ausgleichswelle erforderlich ist.

Nebenaggregate, Motorsteuerung. Die auf der Kurbelwelle befestigte Ölpumpe vom Typ „G-Rotor" fördert schon bei niedrigen Drehzahlen große Ölmengen. Der Antrieb der Kühlwasserpumpe erfolgt über den Zahnriemen für die Nokkenwellen. Die Motorsteuerung erfolgt über ein Managementsystem zur Steuerung und Kontrolle von Gemischbildung, Zündung inclusive Klopfregelung, Abgasrückführung, Kühlungsmodul, Gebläseansteuerung etc. Auch ist eine Antriebs-Schlupfregulierung integriert, die durch Zündungsrücknahme und Kraftstoffabschaltung das Drehmoment reduziert und das Durchdrehen der Antriebsräder verhindert.

Abgasemissionen. Die Rohemission weist einen niedrigen HC-Anteil (günstiger Brennraum) und Gehalt an NO_x infolge gesteuerter Abgasrückführung auf. Dazu wird Abgas hinter der Zusammenführung aller Abgasrohre entnommen und über das Saugrohr zentral zugeführt. Mittels Lambda-Regelung und Dreiwege-Katalysator werden die D3-Grenzwerte unterschritten.

Dieselmotor für schwere Nutzfahrzeuge (Bild 73)

Diese Motorenbaureihe umfaßt V 6- und V 8-Motoren mit 12 bzw. 16 l Hubraum und einem Leistungsbereich von 230 bis 420 kW. Zielvorgaben der Entwicklung waren geringe Lebenszykluskosten für den Kunden durch größere Gesamtwirtschaftlichkeit, Zuverlässigkeit und Wartungsfreundlichkeit.

Motordaten. Mit den Abmessungen $s/D = 150/130$ mm/mm beträgt bei Nenn-Drehzahl $n_N = 1800$ l/min die mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 9$ m/s und die höchste Nennleistung $P_{eN} = 315$ (V 6) bzw. 420 kW (V 8) bei einer maximalen spezifischer Arbeit $w_{eN} = 1{,}946$ (V 6) bzw. 2,13 kJ/dm^3 (V 8). Damit werden Kolbenflächenleistungen von maximal $P_A = 4{,}38$ bzw. 4,79 W/mm^2 erreicht. Für die leistungsstärkste Version beträgt das maximale Drehmoment $M_{max} = 2000$ bzw. 2700 Nm bei $n_{Mmax} = 1080$ l/min.

Kurbelgehäuse. Ausgelegt für einen maximalen Zylinderdruck von 180 bar leiten vier symmetrisch verteilte Zylinderkopfschrauben den Kraftfluß über das Graugußgehäuse ohne größere Umlenkung über die Schottwand in den Grundlagerstuhl. Der kompakte Motoraufbau integriert Ölkühler, Kühlwasserpumpenspirale, Schmieröl- und Kraftstoffkanäle, Steckpumpen sowie einen im V-Raum des Gehäuses zentral angeordneten Kühlmittelkanal. Die nassen Zylinderlaufbuchsen großer Wanddicke aus legiertem Schleuderguß besitzen einen hohen Buchsenbund.

Zylinderkopf. Er besteht aus Molybdän-Grauguß und nimmt je zwei Ein- und Auslaßventile in Querstromanordnung mit je einem gemeinsamen Ein- bzw. Auslaßkanal auf, ferner die zentral angeordnete Einspritzdüse, ein fünftes Ventil zur Steigerung der Motorbremsleistung [30] sowie eingepreßte Ventilführungen und -sitzringe.

Triebwerk. Die Kolben aus hochwarmfestem Aluminium besitzen eine zentrische, flache ω-Kolbenmulde (s. **Bild 32b**) sowie offene Kühlkanäle, die von unten angespritzt werden. Die Pleuelstangen aus Schmiedestahl werden erstmals im großen Pleuelauge durch sog. „Cracken" (s. **P 1.4.1**) schräg geteilt. Die aus mikrolegiertem Stahl im Gesenk geschmiedeten Kurbelwellen werden aus der Schmiedehitze vergütet, alle Lagerflächen mit sämtlichen Radien induktiv gehärtet und vierfach (V 6) bzw. fünffach (V 8) gelagert. Der Versatz der Zylinderreihen beim V 6 um 30° ermöglicht gleichmäßigen Zündabstand; gleichzeitig sind die Zwischenwangen festigkeitssteigernd. Mit je zwei Gewindefließschrauben befestigte Gegenmassen (V 6:4; V 8:6) sorgen für nahezu 100%igen Massenausgleich und gleichverteilte Lagerbelastung.

Einspritzsystem. Das modular aufgebaute, elektronisch gesteuerte Hochdruckeinspritzsystem, je Zylinder bestehend aus Einsteckpumpe, kurzer Einspritzleitung und Achtlochdüse,

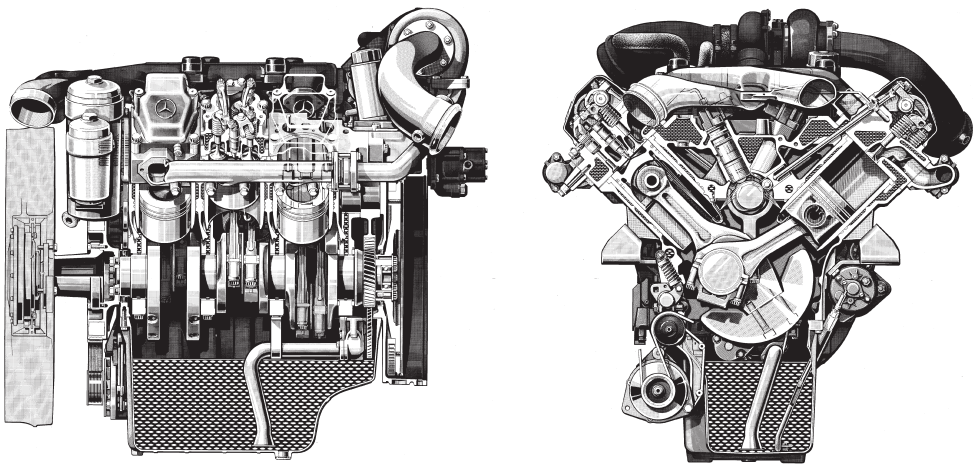


Bild 73. Mercedes-Benz-V 6-Dieselmotor der Baureihe 500 (Typenbezeichnung: OM 501 LA)

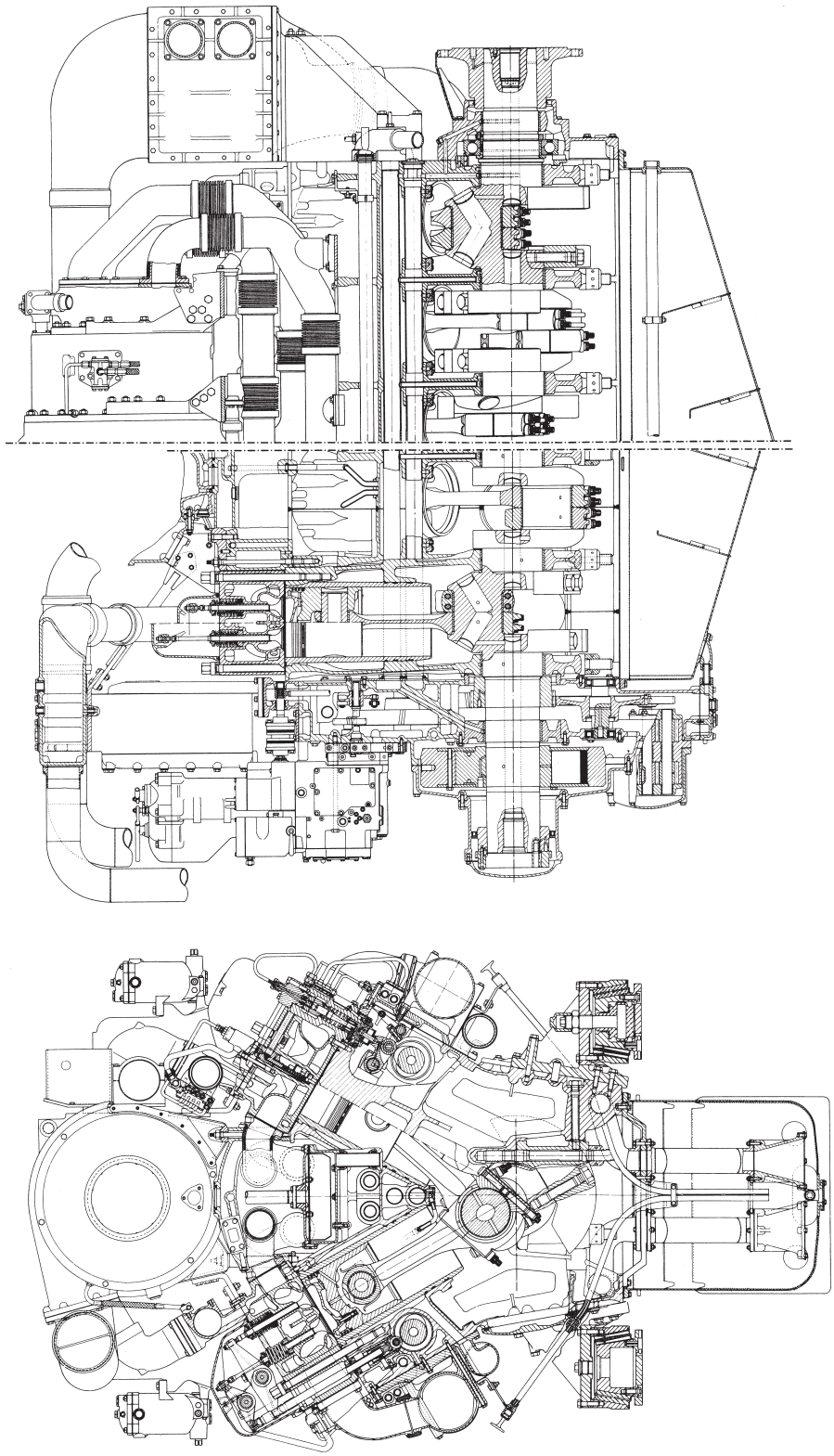


Bild 74. Basisausführung (Konstruktionsstand 2) eines schnellaufenden Hochleistungsdieselmotors der mtu Motoren- und Turbinenunion Friedrichshafen (Baureihe 1163): $s/D = 280/230$ mm/mm

arbeitet mit Einspritzdrücken bis 1800 bar (Vollast) und ist in ein elektronisches Motormanagementsystem eingebunden, dessen Steuergerät auch Fahrzeugfunktionen (Fahrpedalstellung, Ansteuerung der Motorbremse, Geschwindigkeitsregelung, Kontrolle von Leerlauf-, Arbeitsdrehzahl und Drehmoment etc.) übernimmt.

Aggregate. V 6- und V 8-Motoren besitzen ein bzw. zwei Abgasturbolader gleicher Bauart. An der Motorstirnseite sind Wasserpumpe und Lichtmaschine angeordnet. Der druckstabile Düsenmantellüfter wird über eine temperaturgesteuerte Viskosekupplung direkt von der Kurbelwelle angetrieben; beim V 8 erhöht ein zwischengeschaltetes Getriebe die Lüfterdrehzahl auf 1,32 : 1. Der schwungradseitig angeordnete Rädertrieb aus schrägverzahnten Zahnrädern wird mit einem Druckgußdeckel verschlossen und treibt die vier- bzw. fünffach (V 8) gelagerte Nockenwelle an, die je V-Einheit vier Ventilsteuer- und zwei Einspritznocken aufweist, sowie den Luftkompressor mit angeflanschter Lenkhilf- und integrierter Kraftstoffpumpe.

Schnellaufender Hochleistungsdieselmotor (Bild 74)

Dargestellt ist der Basismotor einer Baureihe mit 12-, 16- und 20-V-Motoren für den Lokomotivantrieb, den Einsatz in schnellen Schiffen und zur 60-Hz-Stromerzeugung. Der Viertakt-Dieselmotor mit 60°-V-Anordnung arbeitet mit direkter Einspritzung über Einzel-Einspritzpumpen.

Aufladung. Gegenüber der Basisausführung mit 1stufiger Aufladung und LLK konnte durch Doppelaufladung mit Zwischenladeluftkühlung durch mehrere Gruppen in Reihe geschalteter Abgasturbolader (Registeraufladung) [13] die Zylinderleistung (B) bei $n_N = 1300$ l/min von 260 auf 370 kW/Zyl. gesteigert werden, entsprechend $w_{e\,max}$ von 2,064 auf 2,94 kJ/dm^3. Dabei erfolgt externe Ladeluftkühlung im Fremdwasserkreislauf mit Vorwärmmöglichkeit bei Teillast.

Motorgehäuse. Besteht aus miteinander verschweißten Stahlguß-Einzelteilen mit angeschraubter Ölwanne aus geschweißten Stahlblechen sowie nassen Buchsen und besitzt in Hoch- und Querrichtung verschraubte Grundlagerdeckel.

Einzelzylinderköpfe (Guß) mit je zwei Ein- und Auslaßventilen, die von zwei seitlich hoch am Motorgehäuse angesetzten Nockenwellen über Rollenstößel, Stoßstangen und Kipphebel gesteuert werden.

Triebwerk. Die einteilige Kurbelwelle, geschmiedet, allseitig bearbeitet und mit angeschraubten Gegengewichten versehen, läuft in Gleitlagern und besitzt ein Rillenkugellager als Axiallager. Auf dem Hubzapfen laufen nebeneinander geschmiedete und allseitig bearbeitete Pleuel zweier gegenüberliegender Zylinder.

Kolben. Sie bestehen aus Leichtmetallschaft mit aufgeschraubten Kolbenböden aus Stahl und werden zur Kühlung über feststehende Spritzdüsen mit Öl beaufschlagt.

Mittelschnellaufender Dieselmotor (Bild 75)

Dargestellt ist die mittlere Baugröße einer neu entwickelten Familie von Mittelschnelläufern mit gleichen Konstruktionsmerkmalen bei Kolbendurchmessern von 320 bis 580 mm in Reihen- ($z = 6 \ldots 9$) und auch V-Anordnung. Die Motoren sind für den Schiffsantrieb und die Stromerzeugung in stationären Anlagen vorgesehen. Sie sind schweröltauglich und arbeiten mit direkter Einspritzung hoher Intensität bei Stauaufladung mit Ladeluftkühlung.

Motorgehäuse. Auf das einteilige, sehr steif ausgeführte Graugußgestell werden Einzelzylindermäntel aufgesetzt, so daß die Zylinderbuchsen voneinander unbeeinflußt bleiben. Die Wasserkühlung beschränkt sich auf diese Zylindermäntel.

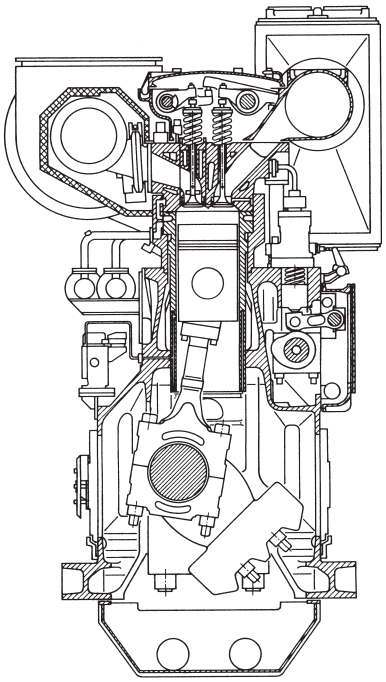


Bild 75. Mittelschnellaufender Viertaktdieselmotor der MAN-B & W Diesel AG (Baureihe L 40/54): Zylinderleistung 665 kW bei 514 min^{-1}, $s/D = 540/400$ mm/mm, $w_e = 2{,}29$ kJ/dm^3, $c_m = 9{,}25$ m/s, Leistungsmasse 18,4 bis 18,8 kg/kW

Zuganker halten den Kurbelwellenlagerdeckel, der außerdem seitlich über Dehnschrauben mit dem Gestell verspannt wird.

Einzelzylinderköpfe mit Ventilsitzkühlung für je zwei Ein- und Auslaßventile (letztere in Ventilkörben und mit Drehflügeln zur Rotation durch den Gasstrom), die über Kipphebel, Stößelstangen und Rollenstößel von der im Gestell gelagerten Nockenwelle gesteuert werden. Wegen des gesteigerten Zünddrucks wurde die Doppelboden-(Stütz-)Konstruktion zugunsten der Bohrungskühlung aufgegeben.

Laufbuchse. Kühlung erfolgt nur im Bundbereich der im oberen Drittel der Lauffläche lasergehärteten Buchse, die ferner eine Frischöl-Zylinderschmierung im Kolbenringbereich bei UT-Stellung aufweist.

Kolben in gebauter Ausführung mit geschmiedetem Leichtmetallunterteil und geschmiedeter Stahlkrone mit flacher Brennraummulde und Kühlölzufuhr vom oberen Pleuelauge aus.

Triebwerk. Vollbearbeitete Kurbelwelle mit angeschraubten Gegengewichten und Pleueln in Marinekopfausführung mit Trennfuge im oberen Schaftbereich und abgesetztem, oberen Pleuelauge.

Zweitakt-Großmotor (Bild 76)

Es handelt sich um eine Baureihe gleichstromgespülter Zweitaktdieselmotoren mit Durchmessern von $D = 260 \ldots 900$ mm und Hub/Bohrungsverhältnissen von 2,87 (K-), 3,24 (M-) und 3,82 (S-Version), wobei die M-Version die Basis ist und durch Variation des Hubes die Anpassung an jede geforderte Drehzahl unter Beibehalten eines optimalen Motorbetriebs mit maximalen Nutz-Wirkungsgraden von bis zu 54% erlaubt. Der dargestellte Aufbau ist bis auf die kleinste Variante ($D = 260$ mm) bei allen Motoren mit Zylinderzahlen von $z = 4$ bis 12 ähnlich.

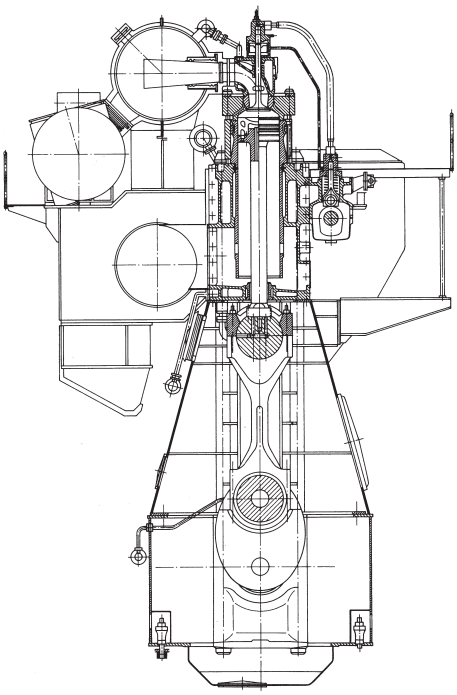


Bild 76. Langsamlaufender Zweitaktdieselmotor der MAN-B & W Diesel A/S, Typ L80 MC/MCE: Zylinderleistung 3100 kW bei 88 min^{-1}, $s/D = 2592/800$ mm/mm, $w_e = 1{,}62$ kJ/dm^3, $c_m = 7{,}6$ m/s (K-Version: $P_e = 3250$ kW/Zyl. bei 104 min^{-1}, $s/D = 2300/800$ mm/mm bei gleichem w_e bzw. S-Version: $P_e = 3350$ kW/Zyl. bei 77 min^{-1}, $s/D = 3056/800$, $w_e = 1{,}8$ kJ/dm^3, $c_m = 7{,}8$ m/s)

Motorgehäuse. Es ist mehrteilig, bestehend aus einer hohen Grundplatte und einem Gestell, beide in geschweißter Ausführung als durchgehende steife Kastenträger, sowie einzeln aufgesetzten, gegossenen Zylindereinheiten mit Kühlmantel und Spülkasten zur Aufnahme der bohrungsgekühlten Laufbuchsen. Zuganker verbinden diese drei Teile miteinander, wobei die Zylindergehäuse in Längsrichtung mittels Paßbolzen verschraubt werden. Am Gestell befinden sich je Zylinder vier Gleitbahnen für den Kreuzkopf.

Einzelzylinderkopf aus Stahl mit Bohrungskühlung und gutem Zutritt zu dem mittigen Auslaßventil mit Drehflügel, das hydraulisch betätigt wird, sowie zu zwei seitlich neben dem Auslaßventil angeordneten Einspritzventilen.

Nockenwelle. Ein Gehäuse, das sich am oberen Ende jeder Zylindereinheit befindet, dient zur Lagerung der mehrteiligen Nockenwelle mit je einem Nocken für die Brennstoffeinspritzpumpe bzw. die Hochdruckpumpe zur Ventilbetätigung und nimmt die zugehörigen Einzel-Pumpen auf, wobei eine mechanische Verstelleinrichtung den Einspritzzeitpunkt variiert. Der Antrieb der Nockenwelle erfolgt über eine Doppel-Rollenkette direkt von der Kurbelwelle.

Triebwerk. Die teil- oder vollgebaute Kurbelwelle ist liegend gelagert. Die Treibstange stellt über den vierfach abgestützten Kreuzkopf und die Kolbenstange die Verbindung zum relativ kurzbauenden, ölgekühlten Kolben her. Der Kreuzkopf ist ein durchgehend gelagerter Bolzen mit seitlichen Aufnahmen für die zwei doppelseitigen Führungen (s. **Bild 68 c**), an dem oben die hohle Kolbenstange befestigt ist. Eine Stopfbuchse verhindert das Verschmutzen des Triebwerkraums durch Verbrennungsrückstände und Leckgase am Kolben.

Aufladung, Spülung. Ein großes Abgassammelrohr oberhalb der Zylinderköpfe bedingt einen gleichmäßigen Abgasstaudruck vor der Turbine des Abgasturboladers. Die im Lader auf 3,2 bis 3,4 bar verdichtete und im Ladeluftkühler gekühlte Luft wird dem Spülluftaufnehmer zugeführt, in dem sich Einblasekästen mit Rückschlagklappen befinden, so daß bei Abwärtsbewegung des Kolbens kein Rückströmen erfolgen kann. Die Einlaßschlitze der Spülluft sind gleichmäßig über den Umfang der Buchse verteilt. Beim Anfahren und im Teillastgebiet wird der Turbolader durch elektrisch angetriebene Hilfsgebläse unterstützt (Leistungsaufnahme ca. 0,5% der Vollastleistung).

4.9 Philips-Stirling-Motor. Stirling-cycle engine

Arbeitsprozeß

Der Heißgasmotor ist ein Motor mit äußerer Verbrennung bzw. Wärmezufuhr (**Bild 77**). Der geschlossene Kreisprozeß durchläuft bei freier Wahl des Arbeitsgases einen Doppel-Isothermen-Isochoren-Prozeß [25], wobei mit einem Regenerator der thermische Wirkungsgrad η_{th} dem des Carnot-Prozesses entspricht

$$\eta_{th} = 1 - (T_1/T_3).$$

Der geschlossene Arbeitsprozeß (**Bild 78**) erfordert einen heißen und einen kalten Raum, in dem zu Beginn des Arbeitsspiels das Gas vom Zustand *1* unter Wärmeentzug ($Q_{ab} \triangleq$ Fl. a, 2, 1, b, **Bild 77 b**), isotherm verdichtet wird, Zustand *2*. Dann nimmt das Gas beim Überschieben durch den Kolben I in den heißen Raum unter Erwärmung auf T_3 im Regenerator die Wärme Q_R ($\triangleq$ Fl. a, 2, 3, c, **Bild 77 b**) auf, ohne sein Volumen zu ändern, Zustand *3*, und expandiert anschließend bei konstanter Temperatur bis zum Zustand *4*, wobei im oberen

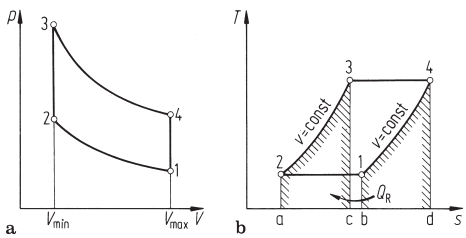


Bild 77 a, b. Idealisierter Kreisprozeß des Stirling-Heißgasmotors. **a** im *p*, *V*-Diagramm; **b** im *T*, *s*-Diagramm

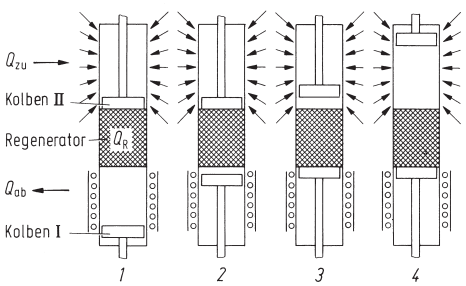


Bild 78. Schematischer Arbeitsablauf beim Heißgasmotor entsprechend dem Zustandsverlauf in **Bild 77**

Raum über einen Erhitzer Wärme ($Q_{zu} \triangleq$ Fl. c, 3, 4, d) zugeführt werden muß. Schließlich erfolgt beim Überschieben in den kalten Raum durch den Kolben II Entzug der Wärme Q_R im Regenerator.

Wirkungsgrad

Mit heute möglichen Erhitzertemperaturen von maximal 970 K sind effektive Wirkungsgrade von $\eta_e \approx 0{,}36$ erreichbar. Relativ hohe innere Strömungsverluste begrenzen die Motordrehzahl und erfordern ein Arbeitsmedium geringer Dichte wie Helium (bevorzugt) oder Wasserstoff (gute thermische Eigenschaften). Gemessen an einem Nfz-Dieselmotor gleichen Einbauraums ist die spezifische Nutzbarkeit beim Stirlingmotor um das 2,5- bis 3,3fache auf $w_e \approx 1{,}9 \ldots 2{,}6$ kJ/dm^3 zu erhöhen, bei einem mittleren Prozeßdruck von bis zu 160 bar [26].

Entwicklung

Ein anfangs verwendetes, sehr aufwendiges Rhombentriebwerk (Fa. Phillips) ermöglicht nur eine Einzylinderbauweise (Baukastenprinzip), so daß man zu doppeltwirkenden Mehrzylindermotoren (z=4 bis 8) überging, bei denen die Kolbenoberseite den Arbeitskolben darstellt, während gleichzeitig die Kolbenunterseite als Verdränger für den benachbarten Zylinder arbeitet. Kühler, Regenerator und Erhitzer befinden sich zwischen den Zylindern, **Bild 79**. Bei geeigneter Phasenverschiebung in der Arbeitsfolge sind so kompakte Motoren

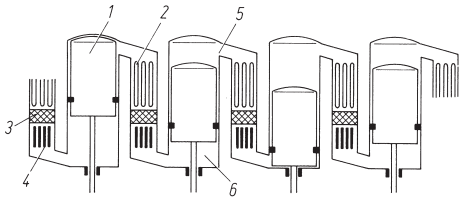


Bild 79. Doppelwirkender Vierzylinder-Heißgasmotor, Schema der Anordnung von *1* Kolben, *2* Erhitzer, *3* Regenerator, *4* Kühler, *5* heißem und *6* kaltem Raum

in Reihen- oder V-Anordnung der Zylinder bzw. als Taumelscheibenmotor möglich [26].

Den Vorteil (Vielstoffähigkeit, geringe Schadstoffemission, hohe Laufruhe, mögliche Nutzung von Prozeß-Abfallwärme und Sonnenenergie) stehen ein konstenintensiver Bauaufwand und ein (prinzipbedingt) beschränkter Wirkungsgrad als Nachteile gegenüber, abgesehen von noch nicht hinreichend gelösten Entwicklungs-Problemen bei dem Erhitzer, der möglichst hermetischen Dichtung nach außen und einer schnellen Lastanpassung bei Belastungsänderungen. Denkbar ist ein stationärer Einsatz zur Nutzung von Abwärme oder Sonnenenergie, weniger als Fahrzeugantrieb.

5 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu P 1 Allgemeine Grundlagen der Kolbenmaschinen

[1] *Weber, M.:* Vorteile der Bruchtrennung bei Pulverschmiedepleueln. ATZ/MTZ-Sonderheft Fertigungstechnik 1993. – [2] *Mettig, H.:* Konstruktion schnellaufender Verbrennungsmotoren. Berlin: de Gruyter 1973 (s. auch: *Mollenhauer, K.:* Handbuch Dieselmotoren. Berlin: Springer 1997, a. a. O.: Kapitel 7.4) – [3] *Knoll, G.; Peeken, H.:* Analyse tribologischer Systeme mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. VDI-Z 120 (1978) S. 1157. – [4] *Graunke, K.:* Labyrinthspaltdichtung eines Labyrinthkolben-Kompressors. Technische Rundschau Sulzer 1984, H. 4. – [5] *Affenzeller J.; Gläser, H.:* Lagerung und Schmierung von Verbrennungskraftmaschinen. Die Verbrennungskraftmaschine – Neue Folge, Bd. 8. Wien: Springer 1996. – [6] *Warnecke, W. et al.:* Belastungsgerechte Ölwartung mit ASSYST. MTZ 59 (1998) 414 – 421 – [7] *Garthe, H.; Wahnschafe, J.:* Konstruktion und Entwicklung der DEUTZ-Dieselmotorenreihe FL 1011. MTZ 53 (1992) S. 148–155.

zu P 2 Verdrängerpumpen

[1] *Vetter, G.; Fritsch, H.:* Auslegung von Pulsationsdämpfern für oszillierende Verdrängerpumpen. Chemie-Ing.-Techn. 42 (1970) 609–616. – [2] *Palte, R.:* Einflußgrößen auf die Förderstrompulsation ventilgesteuerter Kolbenpumpen. Ölhydraulik und Pneumatik 24 (1980) 534–538. – [3] *Schlösser, W. M. J.:* Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren. Ölhydraulik und Pneumatik 5 (1961) 122–130. – [4] *Schlösser, W. M. J.; Hildbrands, J. W.:* Der volumetrische Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. Ölhydraulik und Pneumatik 7 (1963) 469–476. – [5] *Schlösser, W. M. J.; Hildbrands, J. W.:* Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen. Ölhydraulik und Pneumatik 9 (1965) 333–338. – [6] *Schlösser, W. M. J.:* Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen. Ölhydraulik und Pneumatik 12 (1968) 415–420. – [7] *Schlösser, W. M. J.:* Eine Maßstabtheorie zur Voraussage des Verhaltens von Mitgliedern einer Familie hydraulischer Verdrängermaschinen. Ölhydraulik und Pneumatik 14 (1970) 1–5. – [8] *Vetter, G.:* Untersuchungen an Dosierpumpen für die Verfahrenstechnik. Chemie-Ing.-Techn. 36 (1964) 185–191. – [9] *Fritsch, H.:* Dosierpumpen. Landsberg: Moderne Industrie 1989. – [10] *Dettinger, W.:* Die hydrodynamische und technologische Leistungsgrenze der Kolbenpumpen. Industrie-Anzeiger 88 (1966) 923–929, 968–972. – [11] *Vetter, G.* (Hrsg.): Pumpen, 2. Aufl. Essen: Vulkan Verlag 1992. – [12] *Adolph, U.:* Vorausberechnung der Funktion und der Schlaggrenze selbsttätiger Pumpenventile bei reiner Flüssigkeitsförderung. Dissertation TH Dresden 1967. – [13] *Hölz, H.; Schmitt, W.:* Einsatz von Drehkolbenpumpen im Klärwerksbetrieb. Korrespondenz Abwasser 9 (1992) 1376–1384.

zu P 3 Kompressoren

[1] VDI 2045, Blatt 3. Abnahme und Leistungsversuche an Verdichtern-Teil III, Thermische Stoffwerte. Ausg. Mai 1967. – [2] *Baehr, H. D.:* Der Isentropenexponent der Gase H_2, N_2, O_2, CH_4, CO_2, NH_3 und Luft für Drücke bis 300 bar. Brennstoff, Wärme, Kraft (1967) 65–68. – [3] Unfallverhütungsvorschrift „Verdichter" (VBG 16). Unfallverhütungsvorschriften des Hauptverbandes der gewerblichen Berufsgenossenschaften (VBG). Köln: Heymanns 1987. – [4] *Barthmann, L.:* Beitrag zur Bestimmung der Leckverluste im Arbeitszylinder eines Kolbenkompressors. Dissertation TU Karlsruhe 1968. – [5] *Röttger, W.:* Digitale Simulation von Kältekompressoren unter Verwendung realer Zustandsgleichungen. Dissertation TU Hannover 1975. – [6] *Böswirth, L.:* Strömung und Ventilplattenbewegung in Kolbenverdichterventilen, 2. Aufl. Wien 1994, Selbstverlag. – [7] *Naujoks, R.:* Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen – Ein Vergleich von Rechnung und Experiment. Düsseldorf 1982, Fortschr. Ber. VDI-Z Reihe 7, Nr. 69. – [8] *Graunke,*

K.: Labyrinthspaltströmung eines Labyrinthkolben-Kompressors. Technische Rundschau Sulzer 5 (1984) 16–20 und 1 (1985) 30–33. – [9] *Graunke, K.:* Untersuchungen über Gasschwingungen in einem Drehkolbenverdichter und dessen Druckleitung. Düsseldorf 1981, Fortschr.-Ber. VDI-Z Reihe 7, Nr. 58. – [10] *Machu, E.:* A simplified theory on the influence of valve throttling on compressor efficiency and gas temperatures. Wien, Hoerbiger engineering report (56), Hoerbiger Ventilwerke. – [11] *Machu, E.:* How leakages in valves can influence the volumetric and isentropic efficiencies of reciprocating compressors. Wien 1990, Hoerbiger engineering report (54), Hoerbiger Ventilwerke. – [12] *Feller, H.G.; Hölz, H.; Schriever, U.:* Wartungsfreier Betrieb von Rotationsverdichtern und Druckluft-Lamellenmotoren. In: Tribologie Bd. 5. Berlin: Springer (1983) 395–531. – [13] *Soedel, W.:* Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors. Indiana, West Lafayette 1972, Purdue University. – [14] *Graunke, K.; Ostermann, E.:* Ventilverluste im Hubkolbenkompressor. Technische Rundschau Sulzer (1986) 37–40. – [15] *Haehndel, H.:* Welche Wirkungsgrade sind im Kolbenverdichter erreichbar? VDI-Z (1956) Nr. 26, 1449–1553. – [16] *Scherff, R.:* Ölfreie Drucklufterzeugung. Druckluft-Kommentare 2 (1996) 8–10, Atlas Copco. – [17] *Hetzel, H.:* Auslegung einräumiger Wasserringpumpen durch Berechnen des theoretischen Förderstromes. Chemie-Ing.-Techn. 39 (1967) 74–79. – [18] *Faragallah, W.H.:* Ausführung und Anwendung von Flüssigkeitsring- und Gasring-Vakuumpumpen und -Verdichtern – ein Überblick. In: Handbuch Verdichter, hrsg. von G. Vetter. Essen: Vulkan Verlag 1990. – [19] *Nissen, H.:* Pulsationsabbau beim Rootsverdichter durch konstruktive Maßnahmen. Konstruktion 47 (1995) 43–46. – [20] *Mack, K.:* Untersuchungen zur Verbesserung des Wirkungsgrades und der Betriebssicherheit von Drehkolbengebläsen. Dissertation TU München 1978. – [21] *Kukla, F.:* Entwicklung einer neuen Gebläsereihe. Technische Rundschau Sulzer 4 (1971) 267–279. – [22] *Kleinert, H.J.:* Taschenbuch Maschinenbau, Bd. 5. Berlin: VEB Verlag Technik 1969. – [23] *Bauer, F.:* Strömungswiderstände von eingebauten Kolbenverdichter-Ventilen. Wien: Hoerbiger Ventilwerke AG 1988. – [24] *Hölz, H.; Bleich, H.J.:* Druckverlust und Bewegungsverhalten von Verdichterventilen. In: Handbuch Verdichter, hrsg. von G. Vetter. Essen: Vulkan Verlag 1990. – [25] *Ott, J.:* Pneumatische Regelung von Kolbenverdichtern. Wien: Hoerbiger Ventilwerke AG 1973. – [26] *Ott, J.:* Steuerung und Regelung von Kolbenverdichtern für Kältekreisläufe. Schongau: Hoerbiger Ventilwerke AG 1966. – [27] *Matile, C.:* Industrie-Höchstdruck-Kolbenverdichter. Technische Rundschau Sulzer 2 (1971) 97–104. – [28] *Zwemmer, A.J.:* Hochdruckkompressoren für Erdgastankstellen. Technische Rundschau Sulzer 2 (1987) 3–7.

zu P 4 Verbrennungsmotoren

[1] *Siencnik, L. u.a.:* Arbeitsraumbildende Maschinen mit kontinuierlicher Verbrennung. 2nd Symp. on Low Pollution Power Systems Development, Düsseldorf 1974. – [2] *Pflaum, W.:* Mollier-Diagramme für Verbrennungsgase, Teil I und II, 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1960, 1974. – [3] *Zacharias, F.:* Mollier-I, S-Diagramme in der Datenverarbeitung MTZ 31 (1970) 296–303. – [4] *Thiele, E.:* Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren. MTZ 43 (1982) 253–258. – [5] *Woschni, G.:* Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen. M.A.N.-Forschgs.-H. 12 (1965) 1–16. – [6] *Vibe, I.I.:* Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik 1970. – [7] *Woschni, G.:* Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ 31 (1970) 491–499. – [8] *Woschni, G.:* Einfluß von Brennraumisolierung auf den Kraftstoffverbrauch und die Wärmeströme bei Dieselmotoren. MTZ 49 (1988) 281–285. – [9] *Bensinger, W.-D.:* Die Steuerung des Gaswechsels in schnellaufenden Verbrennungsmotoren, 2. Aufl. Berlin: Springer 1968. – [10] *Seifert, H.:* Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an den Verbrennungskraftmaschinen. Berlin: Springer 1962. – [11] *Kirchhofer, H.:* Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mit Comprex. Automobilind. 22 (1977) 59–67. – [12] *Walzer, P. u.a.:* Mechanische Aufladung am Beispiel des Volkswagen-G-Laders. Automobilind. 32 (1987) 437–445. – [13] *Deutschmann, H.:* Neue Verfahren für Dieselmotoren zur Mitteldrucksteigerung auf 30 bar und zur optimalen Nutzung alternativer Kraftstoffe. In: *Pucher, H. u.a.:* Aufladung von Verbrennungsmotoren. Sindelfingen: expert 1985. – [14] *Groth, K. u.a.:* Brennstoffe für Dieselmotoren heute und morgen. Ehningen: expert 1989. – [15] *Pischinger, F.:* Der Verbrennungsablauf im Dieselmotor aus neuerer Sicht. VDI-Z 111 (1969) 430–434. – [16] *Müller, H.; Thomas, U.:* Motoren mit geschichteter Ladung. MTZ 36 (1975) 233–234. – [17] *Walzer, P.:* Magerbetrieb beim Ottomotor. ATZ 88 (1986) 301–312. – [18] *Klingenberg, H.:* Meß- und Prüfverfahren für Automobilgase. atm V 81-1 (1977) H.1–4. – [19] VDI Ber. 531: Emissionsminderung Automobilabgase-Ottomotoren. Düsseldorf: VDI Verlag 1984. – [20] VDI Ber. 559: Emissionsminderung Automobilabgase-Dieselmotoren. Düsseldorf: VDI Verlag 1985. – [21] *Thien, E.; Fachbach, H.:* Geräuscharme Dieselmotoren in neuartiger Bauweise. MTZ 35 (1974) 237–246. – [22] *Bensinger, W.-D.:* Rotationskolbenmotoren für Kraftfahrzeuge. ATZ 66 (1964) 120–125. – [23] *Haug, K.:* Die Drehschwingungen in Kolbenmaschinen. Konstruktionsbücher, Bd. 8/9. Berlin: Springer 1952. – [24] *Lang, O.R.; Steinhilper, W.:* Gleitlager. Konstruktionsbücher Bd. 31. Berlin: Springer 1979. – [25] *Künzel, M.:* Stirlingmotor der Zukunft. Fortschr.-Ber. Reihe 6, Nr. 193. Düsseldorf: VDI Verlag 1986. – [26] *Zacharias, F.:* Weiterentwicklungen am Stirlingmotor. MTZ 38 (1977) 371–377, 569–573. – [27] *Speckens, F.-W.; Hermsen, F.-G.; Buck, J.:* Konstruktive Wege zum reibungsarmen Ventiltrieb. MTZ 59 (1998) 176–181. – [28] *Klüting, M.; Flierl, R.; Grudno, A.; Luttermann, Ch.:* Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltrieben. MTZ 60 (1999) 476–485. – [29] *Kollmann, K.; Niefer, H.; Panten, D.:* Wohin führt die Weiterentwicklung der Ottomotoren? MTZ 59 (1998) 630–642. – [30] *Körner, W.-D.; Bergmann, H.; Weiß, E.:* Die Motorbremse von Nutzfahrzeugen, Grenzen und Möglichkeiten zur Weiterentwicklung. ATZ 90 (1988) 671 ff. – [31] *Flier, R.; Hofmann, R.; Landerl, C.; Melcher, T.; Steyer, H.:* Der neue BMV-Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic. MTZ 62 (2001) 450–463.

Q | Fahrzeugtechnik
Transportation technology

M. Hecht, Berlin; **T. Keilig**, Stuttgart; **G. Krause**, München; **O. Polach**, Winterthur; **U. Seiffert**, Braunschweig; **R. Voit-Nitschmann**, Stuttgart

Allgemeine Literatur

zu Q 1 Kraftfahrzeuge

Bücher: *Basshuysen, R. van; Schäfer, F.:* Handbuch Verbrennungsmotor. Wiesbaden: Vieweg 2002. – *Bosch GmbH*: Kraftfahrttechnisches Taschenbuch, 22. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995. – *Braess, H.-H.; Seiffert, U.:* Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 2003. – *Bühler, O.-P.:* Omnibustechnik. Wiesbaden: Vieweg. – *Buschmann, H.; Koeßler, P.:* Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik, 8. Aufl. München: Heyne-Verlag 1976. – *Bussien, R.:* Automobiltechnisches Handbuch, Band 2. Berlin: Technischer Verlag H. Cram 1965. – *Bussien, R.:* Automobiltechnisches Handbuch, Ergänzungsband zur 18. Aufl. Berlin: Walter de Gruyter 1979. – *Fersen von, O.:* Ein Jahrhundert Automobiltechnik Personenwagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – *Fersen von, O.:* Ein Jahrhundert Automobiltechnik Nutzfahrzeuge. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987. – *Hoepke, E. et al.:* Nutzfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg. – *Hucho, W.-H.:* Aerodynamik des Automobils. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. – *Seiffert, U.; Walzer, P.:* Automobiltechnik der Zukunft. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989. – *Seiffert, U.; Walzer, P.:* Automobile Technology of the Future. SAE-USA 1991. – VDI-Berichte 1637: Innovativer Kfz-Insassen- und Partnerschutz (2001). Düsseldorf: VDI-Verlag. – VDI-Berichte 1653: Fahrzeugkonzepte für das 2. Jahrhundert Automobiltechnik (2001). Düsseldorf: VDI-Verlag. – VDI-Berichte 1613: Der Fahrer im 21. Jahrhundert (2001). Düsseldorf: VDI-Verlag. – VDI-Berichte 1565: Innovative Fahrzeugantriebe (2000). Düsseldorf: VDI-Verlag. – VDI-Berichte 1559: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau (2000). Düsseldorf: VDI-Verlag. – VDI-Berichte 1547: Elektronik im Kraftfahrzeug (2000). Düsseldorf: VDI-Verlag. – *Verband der Automobilindustrie (VDA):* Tagungsbände der technischen Kongresse 1999–2003.

Zeitschriften: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Wiesbaden: Vieweg. – Automotive Engineering Partners, Wiesbaden: Vieweg. – JSAE-Society of Automotive Engineers, Japan. – Motortechnische Zeitschrift (MTZ). Wiesbaden: Vieweg. – SAE-Society of Automotive Engineers, USA.

Die spezielle Literatur zu Q 1 ist am Schluss des Kapitels nach Themen geordnet und nicht immer im Text herangezogen.

zu Q 2 Schienenfahrzeuge

Bücher: *Bendel, H. u. a.:* Die elektrische Lokomotive. Aufbau, Funktion, Neue Technik, 2. Aufl. Berlin: Transpress 1994. – *Esveld, C.:* Modern Railway track, 2nd ed. Delft: MRT-productions 2001. – *Feihl, J.:* Die Diesellokomotive. Aufbau, Technik, Auslegung. Stuttgart: Transpress 1997. – *Fiedler, J.:* Bahnwesen, Planung, Bau und Betrieb von Eisenbahnen, S-, U-, Stadt- und Straßenbahnen, 4. Aufl. Düsseldorf: Werner Verlag 1999. – *Filipovic, Z.:* Elektrische Bahnen. Grundlagen, Triebfahrzeuge, Stromversorgung, 3. Aufl. Berlin: Springer 1995. – *Gralla, D.:* Eisenbahnbremstechnik. Düsseldorf: Werner Verlag 1999. – *Knothe, K.:* Dynamik von Eisenbahngleisen. Berlin: Ernst und Sohn 1998. – *Kurz, K. et al.:* Richtlinien für die Spurführung von Schienenbahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen, 2. Aufl. Bielefeld: E. Schmidt Verlag 1994. – *Matthews, V.:* Bahnbau, 5. Aufl. Stuttgart: Teubner 2002. – *N.N.:* Stadtbahnen in Deutschland: innovativ – flexibel – attraktiv=Leight Rail in Germany. Düsseldorf: Alba Verlag 2000. – *N.N.:* Jane's World Railways, 43rd ed. Coulsdon: 2001. – *N.N.:* Die Güterbahnen, zukunftsfähige Mobilität für Wirtschaft und Gesellschaft= Freight railways. Düsseldorf: Alba Verlag 2002. – *Popp, K.; Schiehlen, W.:* Fahrzeugdynamik. Eine Einführung in die Dynamik des Systems Fahrzeug – Fahrweg. Stuttgart: Teubner 1993. – *Popp, K.; Schiehlen, W.:* System dynamics and long-term behaviour of railway vehicles, track and subgrade. Berlin: Springer 2003. – *Wende, D.:* Fahrdynamik des Schienenverkehrs. Wiesbaden: Teubner 2003.

Zeitschriften: *ETR Eisenbahntechnische Rundschau:* Zeitschrift für die gesamte Eisenbahntechnik. Hestra Verlag. – *Verkehr und Technik* (*V+T*): Organ für den Öffentlichen Personennahverkehr (ÖPNV); Verkehrstechnik; Verkehrswirtschaft; Verkehrspolitik. Erich Schmidt Verlag. – *Der Nahverkehr:* Zeitschrift für Verkehr in Stadt und Region. Alba Fachverlag. – *Nahverkehrs-Praxis:* Fachzeitschrift für Nahverkehr und Verkehrsindustrie. Arnold GmbH. – *Der Eisenbahningenieur:* Intern. Fachzeitschrift für Schienenverkehr + Technik. Verband Deutscher Eisenbahningenieure VDEI e. V. – *Elektrische Bahnen eb:* Elektrotechnik im Verkehrswesen. RTR. – *Railway Gazette international:* Quadrant House, Sutton. – *Railway Technical Review:* International Journal of Railway Engineers. Hestra Verlag. – *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,* Part F; Journal of Rail and Rapid Transit, Professional Engineering Publishing. – *ZEVrail Glasers Annalen:* Zeitschrift für das gesamte System Bahn, Georg Siemens Verlag, Berlin. – Eisenbahnrevue International, Minirex Verlag, Luzern.

zu Q 3 Luftfahrzeuge

Bücher: *Anderson, J.:* Aircraft performance and design. New York: McGraw-Hill 1999. – *Anderson, J.:* Fundamentals of aerodynamics. New York: McGraw-Hill 1991. – *Anderson, J.:* Introduction to flight. New York: McGraw-Hill 1989. – *Beck, G.; Pusch, D.:* Grundlagen der Luftfahrzeugtechnik in Theorie und Praxis: Band I: Allgemeine Luftfahrttechnik; Band II: Flugwerk, Band III: Triebwerk; Band IV: Elektronik; Band V: Segelflugzeuge und Motorsegler. Hrsg.: LBA. Köln: TÜV-Verlag 1997. – *Bölkow, L.:* Ein Jahrhundert Flugzeuge – Geschichte und Technik des Fliegens. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. – *Curtis, H. D.:* Fundamentals of Aircraft Structural Analysis. London, Chicago: Irwin, Times Mirror Higher Education Group 1997. – *Dörner, H.:* Drei Welten – ein Leben. Prof. Dr. Ulrich Hütter. Segelflug, Windenergie, Glasfasern. Heilbronn: Eigenverlag 1995. – *Donaldson, B. K.:* Analysis of Aircraft Structures: An Introduction. New York: McGraw-Hill 1993. – *Engmann, K.* (Hrsg.): Technologie des Flugzeuges. Alsbach: Leuchtturm-Verlag 1994. – *Etkin, B.:* Dynamics of flight: stability and control. Chichester: Wiley 1996. – *Foersching, H.:* Grundlagen der Aeroelastik. Berlin: Springer 1974. – *Götsch, E.:* Einführung in die Luftfahrzeugtechnik. Alsbach: Leuchtturm-Verlag 1980. – *Hirschel, E.H.; Prem, H.; Madelung, G.:* Die Deutsche Luftfahrt, Band 30: Luftfahrtforschung in Deutschland. Bonn: Bernhard & Graefe 2001. – *Jane's:* All the World's Aircraft. Coulsdon: Jane's information group ltd. Alle Jahrgänge. – *Just, W.:* Flugmechanik. Stutt-

gart: Verlag Flugtechnik 1965. – *Megson, T. H. G.:* Aircraft Structures for Engineering Students. London: Arnold 1999. – *Niu, M. C.-Y.:* Airframe Structural Design. Hong Kong: Conmilit Press Ltd. 1988. – *Roskam, J.:* Airplane Design. Lawrence: University of Kansas 1989. – *Raymer, D.:* Aircraft design: a conceptual approach. Washington: AIAA 1989. – *Torenbeek, E.:* Synthesis of subsonic airplane design. Delft: University Press 1976.

Zeitschriften: Aviation Week & Space Technology. McGraw Hill, UK. – Flight International. UK. – AIAA Journal. AIAA Publication, USA. – Journal of aircraft. AIAA Publication, USA. – Aircraft Design. Pergamon, UK.

Normen, Gesetze und Richtlinien: ATA Specification 100, Air Transport Association of America: Specification for Manufacturers' Technical Data, Washington D. C.: ATA 1994. – BFU Bauvorschriften für Ultraleichtflugzeuge, Nachrichten für Luftfahrer Teil II, NFL II 100/95, 1995. – DIN 9300 Begriffe, Größen und Formelzeichen in der Flugmechanik (Teil 1–7). – FAR Federal Aviation Regulations. Federal Aviation Administration, Washington. – JAR22 Joint Airworthiness Requirements Part 22, Amendment 6. Erste Durchführungsverordnung zur Bauordnung für Luftfahrtgerät (Lufttüchtigkeitsforderungen für Segelflugzeuge und Motorsegler), Bundesanzeiger, 2002. – JAR-VLA Joint Airworthiness Requirements Very Light Aeroplanes. Joint Aviation Authorities (JAA) of the European Civil Aviation Conference (ECAC), 1992. – LuftBO Betriebsordnung für Luftfahrtgerät, Bundesgesetzblatt I S. 262, 1970. – Aircraft Inspection and Repair FAA AC 43.13-1A Chg. 93. Deutsche Übersetzung: Köln: TÜV-Verl. GmbH, 1992. – WL-Blätter: Werkstoff-Handbuch der deutschen Luftfahrt. Hrsg. DIN Deutsches Institut für Normung e. V. – Normenstelle Luftfahrt.

1 Kraftfahrzeuge. Vehicle vehicles

U. Seiffert, Braunschweig

1.1 Definition und allgemeine Anforderungen
Definitions and general requirements

1.1.1 Definition. Definitions

Die Richtlinien der Europäischen Gemeinschaft definieren die verschiedenen Fahrzeugklassen. Allgemein wird unterteilt in
- Straßenfahrzeuge,
- mit Anhängefahrzeugen (nicht selbstfahrend),
- als Fahrzeugkombination.

Innerhalb der Gruppen gibt es beispielhaft folgende Unterteilung:

Straßenfahrzeuge mit der Untergruppe Kraftfahrzeuge (Kfz). Hierzu gehören:
- Krafträder (einspuriges Kfz mit 2 Rädern), z. B. Motorrad, Motorroller mit Hilfsmotor;
- Kraftwagen (mehrspuriges Kfz). Hier unterscheidet man in Personenkraftwagen (Pkw) und Nutzkraftwagen (Nkw).

Zu den *Personenkraftwagen* gehören Fahrzeuge, die max. 9 Personen befördern können: Limousine, Coupé, Kabriolett, Kombi, Nkw-Kombi, spezielle Pkws wie Wohnmobile und Multipurpose-Fahrzeuge (MPV) sowie Geländewagen. Zu den Nutzfahrzeugen gehören Fahrzeuge für den Transport von Personen und vorrangig Gütern, z. B. der *Kraftomnibus* (mehr als 9 Personen incl. Gepäck), Kleinbus (max. 17 Personen), Linienbus, Überlandbus, Reisebus, Gelenkbus und Spezialbusse.
Zu den *Lastkraftwagen* (Lkw), die für den Transport von Gütern vorgesehen sind, gehören der Vielzweck-Lkw für alle Transportaufgaben und der Spezial-Lkw.
Zu den *Zugmaschinen*, die dem Ziehen von Anhängern oder Geräten dienen, gehören die Anhänger- und Sattelzugmaschine und der Traktor.
Zu den *Anhängerfahrzeugen* gehören die Starr- und Gelenkdeichselanhänger. Die *Fahrzeugkombinationen* beinhalten alle Zugfahrzeuge, Pkw und Nkw mit Anhänger.
Die Klasseneinteilung selbst unterscheidet in Klasse L, M, N, und O.
L sind Kraftfahrzeuge mit weniger als 4 Rädern.
M sind Kraftfahrzeuge zur Personenbeförderung mit mindestens 3 oder 4 Rädern mit einem Gesamtgewicht > 1 t,
$M_1 \leq 9$ Personen,
$M_2 > 9$ Personen, < 5 t Gesamtgewicht,
$M_3 > 9$ Personen, > 5 t Gesamtgewicht.
N sind Kraftfahrzeuge zur Güterbeförderung mit mindestens 3 oder 4 Rädern mit einem Gesamtgewicht > 1 t,
$N_1 \leq 3,5$ t Gesamtgewicht,
$N_2 > 3,5$ t ≤ 12 t Gesamtgewicht,
$N_3 > 12$ t Gesamtgewicht.
O bedeutet Anhänger oder Sattelhänger,
O_1 einachsige Anhänger $\leq 0,75$ t Gesamtgewicht,
$O_2 > 0,75$ t $\leq 3,5$ t Gesamtgewicht,
$O_3 > 3,5$ t ≤ 10 t Gesamtgewicht,
$O_4 > 10$ t Gesamtgewicht.

1.1.2 Allgemeine Anforderungen. General requirements

Die Erfolgsbilanz des Automobils lässt sich schon daran erkennen, dass in den Industrieländern bis zu 85% des Personenverkehrs und über 65% des Güterverkehrs bewältigt wird. Trotzdem steht das Automobil immer wieder unter heftiger Kritik. Durch innovative Lösungen müssen Verbesserungen entsprechend **Bild 1** auf allen Gebieten durchgeführt werden. Dabei sind zahlreiche Optimierungsgrößen widersprüchlich, und die Ziele richten sich für den Gesetzgeber mehr nach dem Machbaren als unbedingt immer nach dem Notwendigen. Bezogen auf die Aufgabe, die Mobilität zu erhalten, muss sich auch der Kraftfahrzeughersteller vom reinen Automobilproduzenten hin zum Mobilitätsanbieter verändern. Fragt man die Pkw-Kunden der Mittelklassefahrzeugkäufer nach ihren Wünschen, dann ergibt sich eine Priorität entsprechend **Tab. 1**, wobei eine Mehrfachnennung möglich ist.

Tabelle 1. Wünsche der Automobilkunden. Anteil „äußerst wichtig/wichtig" in %

Sicherheit	95	Spaß am Autofahren	51
Qualität/Zuverlässigkeit	93	Vollzähligkeit der	
Wirtschaftlichkeit	85	Ausstattung	50
Niedriger Treibstoffverbrauch	84	Vielseitige Nutzungs-	
Fahrverhalten/Straßenlage	81	möglichkeiten	48
Umweltfreundlichkeit	78	Großer Kofferraum	44
Preiswürdigkeit	78	Gestaltung des Innenraums	42
Fortschrittliche Technik	73	Formgebung/äußeres Design	40
Komfort/Bequemlichkeit	62	Hohe Motorleistung	25
Geräumigkeit des Innenraums	55	Auto mit Persönlichkeit	
Kompakte Außenmaße/		und Charakter	22
handlich, wendig	53	Sportlichkeit	18

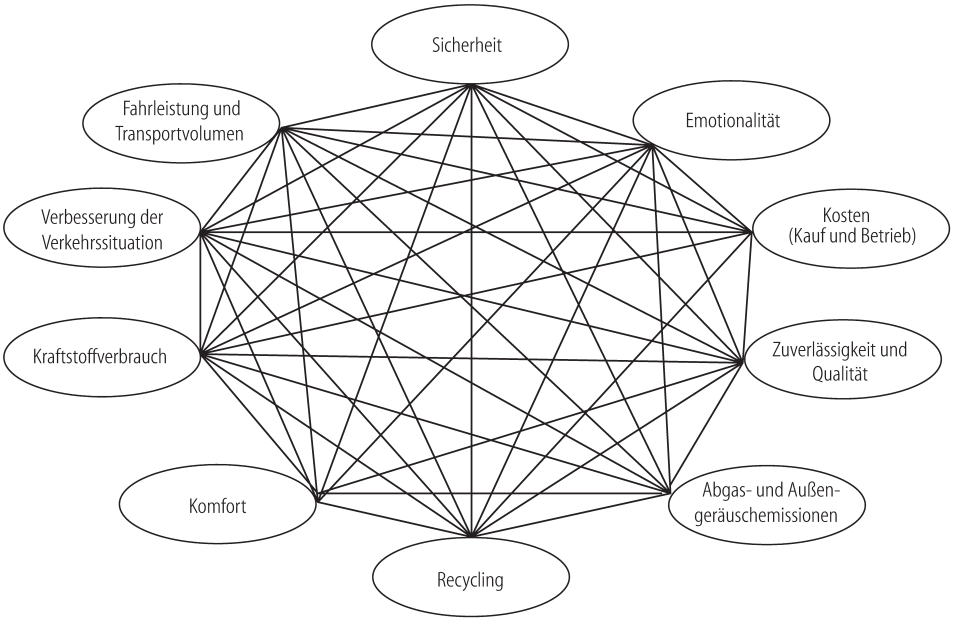


Bild 1. Widersprüchliche Anforderungen an das Automobil

Besonders die Fahrzeugsicherheit, niedriger Verbrauch, hoher Umweltschutz und Emotionalität fallen ins Gewicht. Hieraus lässt sich auch die Notwendigkeit für neue Prozesse der Produktentstehung ableiten. Während früher sequentiell gearbeitet wurde, wird in zunehmendem Maße entsprechend der Prozesskette in Simultaneous Engineering Teams gearbeitet, wobei sowohl der Kunde als auch die Zulieferanten in zunehmendem Maße in den Prozess einbezogen werden.
Wegen der Auswirkung auf Personen (Fahrzeugsicherheit, Abgas- und Geräuschemissionen), die Umwelt, die Energie und Wirtschaft gibt es zahlreiche Gesetze, die Herstellung und Betrieb der Kraftfahrzeuge regeln. Eingebettet in die Europäische Gesetzgebung regelt die Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO) und die Straßenverkehrsordnung (StVO) die Zulassung und den Betrieb der Fahrzeuge in der Bundesrepublik Deutschland, wobei auch eine EG-Betriebserlaubnis möglich ist. Aufgrund der Globalisierung der Märkte sind allerdings u. a. die EG-Direktiven, die Federal Motor Vehicle Safety Standards (FMVSS), die Abgasgesetze in Kalifornien, die japanischen Design Rules für die Konzeption der Fahrzeuge ausschlaggebend.

1.2 Fahrwiderstand und Antrieb
Driving resistance and powertrain

1.2.1 Gesamtwiderstand. Total driving resistance

Der Gesamtfahrwiderstand (**Bild 2**) wird wie folgt berechnet:

$$F_W = F_{Ro} + F_L + F_{St.}$$

Die Fahrwiderstandsleistung entspricht

$$P_W = F_W \cdot \upsilon$$

mit F_W Fahrwiderstand, F_{Ro} Rollwiderstand, F_L Luftwiderstand, F_{St} Steigungswiderstand, P_W Fahrwiderstandsleistung,

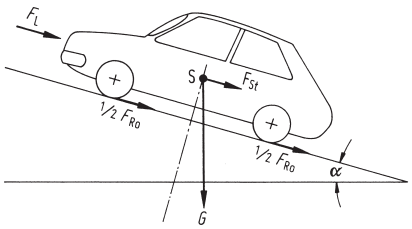


Bild 2. Gesamtfahrwiderstand

υ Fahrgeschwindigkeit, f Rollwiderstandsbeiwert, g Erdbeschleunigung, m Fahrzeugmasse, G Fahrzeuggewicht.

Rollwiderstand

Der Rollwiderstand entsteht aus der Formänderungsarbeit am Reifen und Fahrbahn

$$F_{Ro} = f \cdot G = f \cdot m \cdot g.$$

Nur im Gelände spielt der Verformungswiderstand des Untergrunds eine Rolle; er kann bei weichem Boden mehr als 15% des Fahrzeuggewichts betragen. Auf befestigten Straßen ergibt sich der Rollwiderstand fast ausschließlich aus der Walkverlustarbeit des Reifens. Bestimmend sind die Walkamplitude (Einfederung, Radlast, Reifeninnendruck) und Walkfrequenz (Fahrgeschwindigkeit). Die Reibung im Antriebsstrang kann den Rollwiderstand wesentlich erhöhen. Neue rollwiderstandsarme Reifen erreichen im unteren Geschwindigkeitsbereich Werte von 0,008. Bei 150 km/h werden Werte von 0,017 erreicht. Da der F_{Ro} in Radlängsachse definiert ist, ist er vom Fahrwiderstand aus der Seitenkraft (Vorspurwiderstand) zu unterscheiden.

Luftwiderstand

Der Luftwiderstand F_L wird nach folgender Formel berechnet:

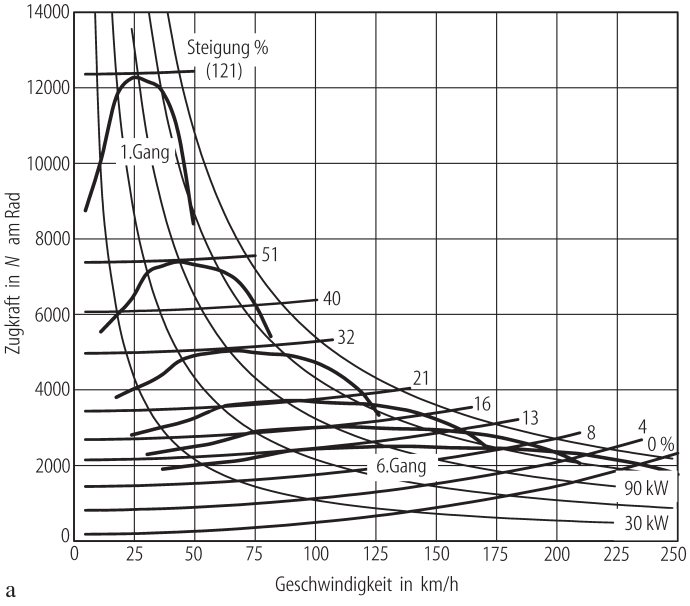
$$F_L = c_W \cdot A \cdot \varrho \cdot \frac{v^2}{2}$$

mit ϱ Luftdichte, v Anströmgeschwindigkeit, A Querschnittsfläche, c_W Luftwiderstandsbeiwert.

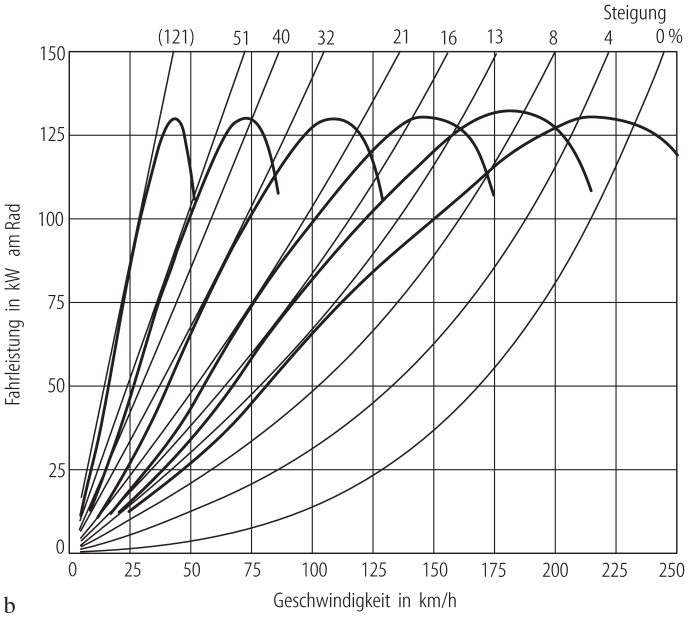
Die Luftwiderstandsbeiwerte betragen beim Pkw $c_W = 0{,}25$ bis 0,44, beim Lkw $c_W = 0{,}4$ bis 0,9, die Querschnittsfläche A beim Pkw 1,8 bis 2,5 m^2 und beim Lkw 4 bis 9 m^2. Der Luftwiderstand entsteht durch die Umströmung und Durchströmung des Fahrzeugs. Durch intensive Forschungs- und Entwicklungsarbeit konnte er in den letzten Jahren deutlich reduziert werden. Bei höheren Geschwindigkeiten bestimmt der Luftwiderstand den Fahrwiderstand und ist damit die dominierende Größe für den Verbrauch. Bei Schräganströmung unter einem Winkel ε zur Fahrzeuglängsachse ändern sich die Widerstandswerte $c_T(\varepsilon)$. Mit derselben Querschnittsfläche und einer „schrägen Anströmgeschwindigkeit" v_A gibt dann

$$F_L = c_T \cdot A \frac{\varrho}{2} v_A^2.$$

Die Luftwiderstandsleistung P_L beträgt $P_L = F_L \cdot v$.



a



b

Bild 3a, b. Zugkraft- und Fahrleistungsdiagramm

Antriebswiderstand

Der Antriebswiderstand beträgt $F_A = (1-\eta)P/v$. Er beinhaltet die mechanischen Verluste vom Motor über Getriebe bis zu den Radnaben $(\eta = \eta_1\,\eta_2\,\eta_3 \cdots \eta_n)$ mit P als Leistung, $v \cong$ Geschwindigkeit und $\eta =$ Wirkungsgrad.

Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand $F_{st} = m \cdot g \cdot \sin\alpha$ mit der Masse m, die Steigungsleistung beträgt $P_{st} = F_{st} \cdot v$.

Beschleunigungswiderstand

$F_B = m_{red}\,dv/dt$. Bei Vernachlässigung der rotierenden Bauteile mit kleineren Trägheitsmomenten an Wellen und im Getriebe sowie mit dem Ansatz konstanter Rotationsenergie $(J \cdot \omega^2 = \text{const})$ ist

$$m_{red} = m + \frac{(J_R + i\,J_M)}{r_{stat} \cdot r_{dyn}}$$

mit J_R, J_M den Massenträgheitsmomenten der Räder und des Motors, i der Übersetzung, r_{stat}, r_{dgn} den Reifenhalbmessern (statisch und dynamisch).

Zugkraftausnutzung

Bei gegebener Zugkraft F_x an den Rädern ergibt sich für die Beschleunigung und Steigung $F_B + F_{St} = F_x - (F_R \text{ und } F_L)$.

1.2.2 Zugkraftdiagramm. Traction forces diagram

Aus dem Motorkennfeld $M(n)$ können unter Berücksichtigung des inneren Widerstandes F_I die Zugkräfte, die in den verschiedenen Getriebegangstufen verfügbar sind, als Funktion der Fahrgeschwindigkeit $F_x(v)$ ermittelt werden. Die Volllastkurven sollten sich möglichst ohne große Lücken an die Grenzhyperbel aus der maximalen Motorleistung $F_x = P_{max}/v$ anschmiegen. Auf der anderen Seite steht die Summe der Fahrwiderstände $\Sigma\, F_W(v)$. **Bild 3a** ist ein Beispiel für ein 6-Ganggetriebe, aus dem das **Bild 3b**, ein auf gleichen Daten beruhendes Fahrleistungsdiagramm, abgeleitet ist. Die Betriebspunkte, Steigungs- und Beschleunigungsreserven können den Kurven entnommen werden. Natürlich kann man auch für einen optimalen Kraftstoffverbrauch abstimmen – der spezifische Verbrauch kann ebenfalls in das Zugkraftdiagramm eingetragen werden. Leider ist es in der Praxis häufig so, dass die Kunden beim Handschaltgetriebe dann doch in den verbrauchsungünstigeren Gängen fahren.

1.2.3 Kraftstoffverbrauch beeinflussende Maßnahmen

Fuel consumption related measures

Der spezifische Streckenverbrauch B_e in g/km beträgt:

Triebstrang — Steigungswiderstand

Motor, Rollwiderst., Luftwiderst., Beschleunigungswiderst., Bremswiderst.

$$Be = \frac{\int b_e \cdot \frac{1}{\eta_H}\left[(m \cdot f \cdot g \cdot \cos\alpha + \frac{\varrho}{2} \cdot c_W \cdot A v^2) + m(a + g \cdot \sin\alpha) + B_r\right] v \cdot dt}{\int v\,dt}$$

Strecke

1.2.4 Dynamische Kräfte. Dynamic forces

Die Massenkräfte erzeugen beim Antreiben und Bremsen nach **Bild 4** die dynamische Achslastverlagerung ΔF_z.
Bei der Fahrt in der Ebene (**Bild 4a**) verändern sich die Vertikalkräfte:

$$|\Delta F_z| = m \cdot \frac{dv}{dt}\,\frac{h_s}{l}$$

mit ΔF_z Veränderung der Vertikalkräfte, m Fahrzeugmasse, dv/dt Fahrzeugbeschleunigung, -bremsung, h_s Schwerpunkthöhe, l Radstand.

Die beschleunigte Fahrt bewirkt eine Veränderung von ΔF_z, die beim Antreiben zu einer Erhöhung der Achslast an der Hinterachse und beim Bremsen an der Vorderachse führt. Diese Nickbewegungen müssen bei der Fahrwerksauslegung berücksichtigt werden. Besonders störend werden im Fahrbetrieb die Längsschwingungen empfunden, die meistens mit Nickbewegungen einhergehen, so dass die Radaufhängungen in Längsrichtung möglichst weich angebunden werden, ohne dass die anderen Steifigkeiten zu gering werden.
Bei der stationären Fahrt greift der Fahrwiderstand F_W in der Höhe h_W am Fahrzeug an. Damit ergibt sich $\Delta F_z = F_W \cdot (h_W/l)$ (h_W = Angriffspunkt der Widerstandskraft).
Bei Steigungen muss die Gewichtskomponente berücksichtigt werden. Entsprechend **Bild 4b** gilt

$$\text{Achslast vorn:}\quad F_{zV} = \frac{G}{l} \cdot (I_H \cdot \cos\beta - h_s \cdot \sin\beta) \pm \Delta F_z,$$

$$\text{Achslast hinten:}\quad F_{zH} = \frac{G}{l} \cdot (I_V \cdot \cos\beta + h_s \cdot \sin\beta) \pm \Delta F_z.$$

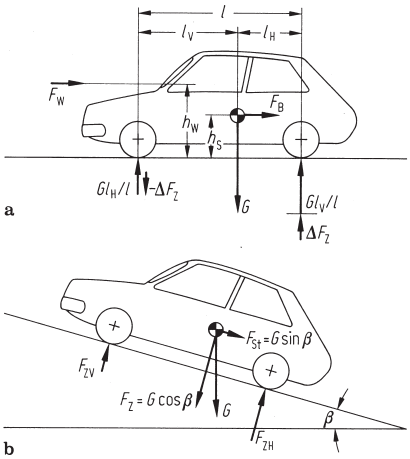


Bild 4a, b. Statische und dynamische Achslasten in der Ebene und (**a**) in der Steigung (**b**)

1.3 Antriebsstrang. Drive train

1.3.1 Bauformen. Types

Antriebsarten

Die Lage der angetriebenen Räder werden nach Front-, Heck- und Allradantrieb unterschieden [1]. Bei Personenkraftwagen mit Frontantrieb sind Motor und Schalt- oder Automatikgetriebe vorn überwiegend in Querbauweise untergebracht. Bei größeren Fahrzeugen ist auch der Längseinbau des Antriebsstrangs zu finden.
Pkws in Standardbauweise haben Motor und Getriebe im Längseinbau untergebracht. Differential und Achsantrieb befinden sich an der Hinterachse. Sportfahrzeuge und vereinzelt Multipurpose-Vehicle (MPVs) haben das Aggregat zwischen den Achsen oder im Heck angeordnet.
Einen gewissen Anteil bei den Antrieben haben sich Allradsysteme erobert. Grundsätzlich unterscheidet man Straßen- und Offroadversionen. Dabei dienen manuell zuschaltbare Systeme ausschließlich der Traktionsverbesserung und permanente oder sich automatisch zuschaltende Lösungen (**Bild 5**) der Traktionsverbesserung und der Optimierung des Fahrverhaltens und damit der erhöhten Fahrsicherheit [2].
Leichte Lastkraftwagen werden mit Front- oder Heckantrieb und mit Allradantrieb gebaut.

Mittlere und schwere Lastkraftwagen sind überwiegend in Standardbauweise ausgeführt.
Es gibt weiterhin Antriebe mit Unterflur-, Heckmotor bei Bussen und geländegängige Nkw mit Allradantrieb (Verteilergetriebe). Bei Hybrid- und Brennstoffzellenantrieben findet man vereinzelt auch Radnabenmotore.

Antriebsgrenzen

Die Griffigkeit von Reifen und Fahrbahn und die Radlasten der angetriebenen Räder entscheiden über die Übertragung des Antriebsmoments [3]. Der Beschleunigungs- und Steigfähigkeitsvorteil bei einem Pkw mit Frontantrieb ist nur bei niedrigem Kraftschluss gegenüber einem Fahrzeug mit Standardbauweise vorhanden. Allerdings schwindet der Vorteil der höheren statischen Vorderachslast mit zunehmender Geschwindigkeit und Beschleunigung infolge der dynamischen Achsverlagerung [4]. Optimale Ausnutzung des verfügbaren Kraftschlusspotentials heißt Allradantrieb mit idealer achslastabhängiger Momentenaufteilung, dann gilt:

$$\frac{d\upsilon}{dt} = g \cdot \mu, \qquad q_{id} = \frac{\ddot{x}}{g} = \mu, \qquad q_{id} = \text{ideale Beschleunigung}.$$

Bild 5 zeigt auch den Gütegrad der Momentenverteilung beim Allradantrieb.

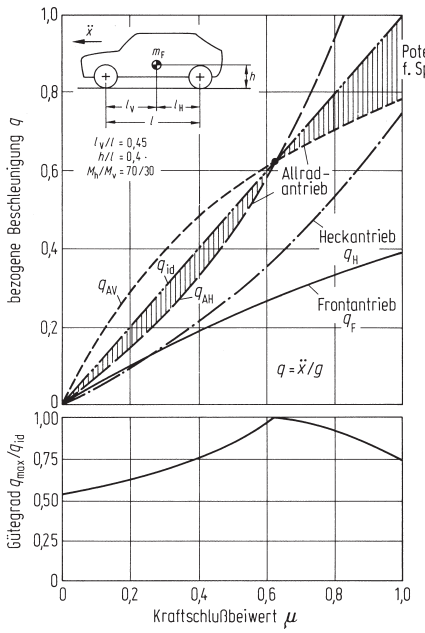


Bild 5. Einfluss des Antriebskonzepts auf das Beschleunigungsverhalten

1.3.2 Kennungswandler. Torque converter

Da auch in den nächsten 25 Jahren Otto- und Dieselmotoren vorherrschen werden und alternative Energien wie CNG in Ottomotoren verbrannt werden können, werden für die Drehmomentenwandlung nach wie vor die klassischen Schaltgetriebe mit Reibkupplungen, allerdings zum Teil elektronisch/hydraulisch als Einscheiben- bzw. als Doppelkupplungsgetriebe betätigt, Automatikgetriebe mit Drehmomentenwandler und in zunehmendem Maße auch CVT-Getriebe (Continously Variable Transmission) mit Drehmomentwandler oder nasser Lamellenkupplung eingesetzt. Für Elektro- und Elektrohybridfahrzeuge gibt es andere Lösungen, z. B. den elektrischen Direktantrieb der Hinterräder.

Kupplungen

Zwischen Motor und Getriebe wird die manuell oder elektrisch, pneumatisch bzw. hydraulisch angesteuerte Reibkupplung als

- Drehzahlwandler zum Anfahren,
- Trennglied für den Schaltvorgang,
- Überlastschutz (1,3 bis 2 M_{max}) und als
- Drehschwingungsdämpfer

angeordnet. Bei Automatik- und CVT-Getrieben übernimmt der hydraulische Drehmomentwandler diese Funktion.
Die Einscheiben-Trockenkupplung (**Bild 6**) ist der Regelfall. In schweren Nutzfahrzeugen wird auch die Zweischeibenkupplung eingesetzt. Die Übertragung der Kupplungspedalkraft übernimmt ein axial verschiebbarer, wälzgelagerter Ausrücker (gezogen oder gedrückt). Die Federung des Kupplungsbelages begünstigt weiches Anfahren und geringen Verschleiß. Der Reibbelag muss leicht, hitzebeständig, verschleißfest und unempfindlich gegen Reibbeiwertschwankungen sein. Metallische oder keramische Beläge eignen sich für Extrembeanspruchung. Durch die immer höheren Drehmomente der Motoren bei niedrigen Drehzahlen wird immer mehr der höhere Gang benutzt. Damit entstehen lästige Drehschwingungen (Getrieberasseln). Torsionsdämpfer in der Kupplungsscheibe mit mehrstufiger, unterschiedlicher Drehfederrate und Reibungsstärke werden eingesetzt. Das Zweimassenschwungrad hat sich zur Schwingungsdämpfung durchgesetzt. An anderen Lösungen, die in der Kurbelwelle integriert sind, wird nach wie vor intensiv entwickelt. **Bild 7** zeigt eine besonders kompakte Ausführung für einen Quereinbau.
Hydrodynamische Anfahrelemente eignen sich für schwere Fahrzeuge als verschleißfreie Anfahrkupplung. Für den Gangwechsel sind aber zusätzliche Kupplungseinrichtungen einzusetzen.
Speziell in Allradfahrzeugen werden verschiedene Lösungen für die Zuschaltung der nicht grundsätzlich angetriebenen Achse eingesetzt [5]. Die neueste Version verwendet die Hal-

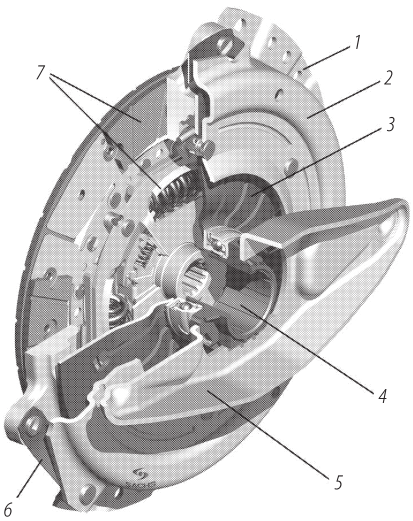


Bild 6. Einscheiben-Trockenkupplung. *1* Verschraubung zum Schwungrad, *2* Druckplatte, *3* Membranfeder, *4* Ausrücker, *5* Ausrückhebel, *6* Tangentialblattfeder, *7* Kupplungsscheibe mit Torsionsdämpfer (Quelle ZF-Sachs)

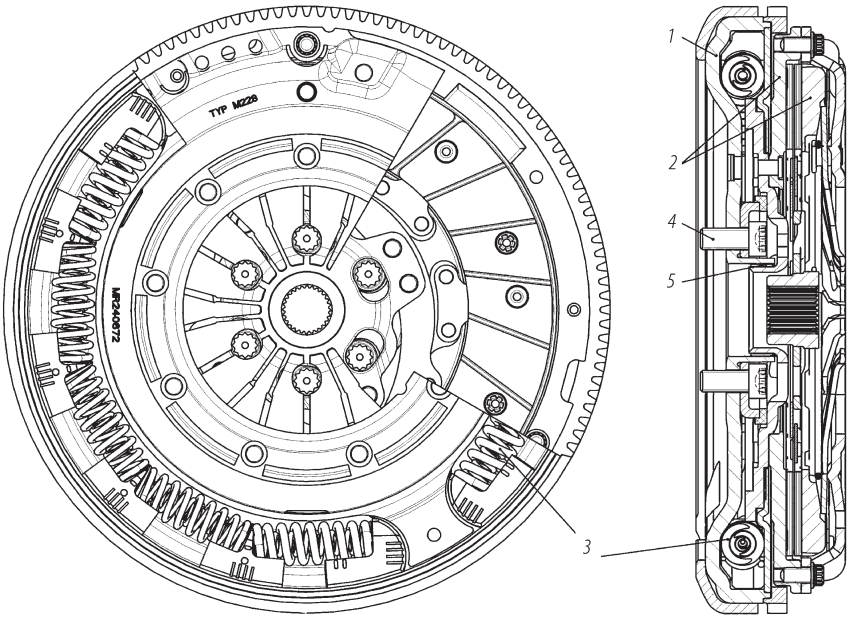


Bild 7. Zweimassenschwungrad. Beim Zweimassenschwungrad ist die Schwungmasse in eine primäre (*1*) und eine sekundäre (*2*) Schwungmasse aufgeteilt. Die primäre Schwungmasse wird an der Kurbelwelle befestigt (*4*). Die sekundäre Schwungmasse ist auf der primären drehbar gelagert (*5*): Zwischen den Schwungmassen ist ein Torsionsdämpfer eingebaut, der durch die langen, gebogenen oder eine Reihenschaltung von Schraubenfedern (*3*) gebildet wird, die Verdrehwinkel von bis zu 100° und als Reihenschaltung auch mehrstufige Federraten erlauben (Werksbild ZF)

dexkupplung. Sie ist im **Bild 8** dargestellt und zeichnet sich dadurch aus, dass sie elektronisch sehr fein dosiert zurückgeschaltet werden kann.

In zunehmendem Maße werden Schaltgetriebe elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch betätigt. Dies gilt sowohl für den Pkw als auch für das Nutzfahrzeug. Die Gründe für den Einsatz liegen im Pkw-Bereich beim Komfort, schalten per Fingertipp (kein Kupplungspedal) oder in speziellen Regelaufgaben bei sehr sparsamen Fahrzeugen. Der VW-3 l/100 km-Lupo ist dafür ein gutes Beispiel oder beim Lkw zur Erleichterung der zahlreichen Gangwechsel.

Getriebe

Die Steig- und Beschleunigungsfähigkeit einerseits (i_{max}) und die Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigungsreserve im obersten Gang i_{min} ($i = n_1/n_2$) und der Kraftstoffverbrauch bestimmen die Größe der Drehmomentenwandlung. Die gewünschte Anpassung an die ideale Zugkrafthyperbel (s. **Bild 3**) bestimmt die Anzahl der Gänge. So werden im Pkw-Bereich als Standardgangzahl 5-Gänge und zunehmend 6-Gang-Getriebe eingesetzt. Bei geometrischer Gangstufung wären alle Stufensprünge φ_n gleich $\varphi = i_n/i_{n+1}$ [6, 7].

Bei der heutigen Auslegung wird eine progressive Stufung (**Bild 9**) vorgenommen. Hier werden die Stufensprünge zu den oberen Gängen geringer. Grundsätzlich ist in den letzten Jahren eine deutliche Steigerung des Drehmoments der Otto- und Dieselmotoren zu verzeichnen gewesen.

Stufengetriebe. Die mehrstufig schaltbaren Zahnradgetriebe erreichen in Abhängigkeit von Gangzahl und Übersetzungsverhältnis eine zufriedenstellende bis gute Anpassung an die

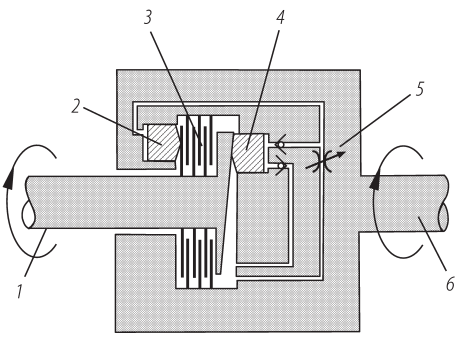


Bild 8. Haldexkupplung (Volkswagen AG). *1* Ausgangswelle, *2* Arbeitskolben, *3* Lamellen, *4* Axialkolbenpumpe, *5* Regelventil, *6* Eingangswelle

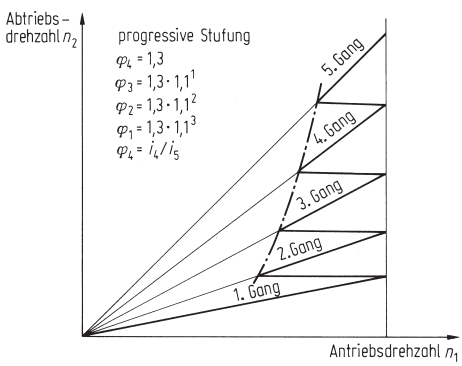


Bild 9. Progressive Getriebeabstufung

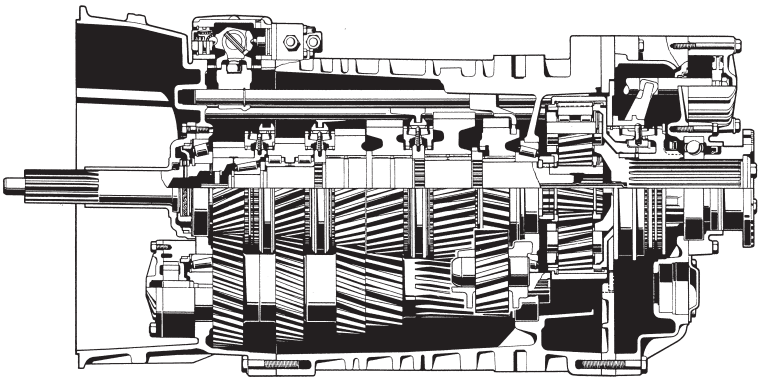
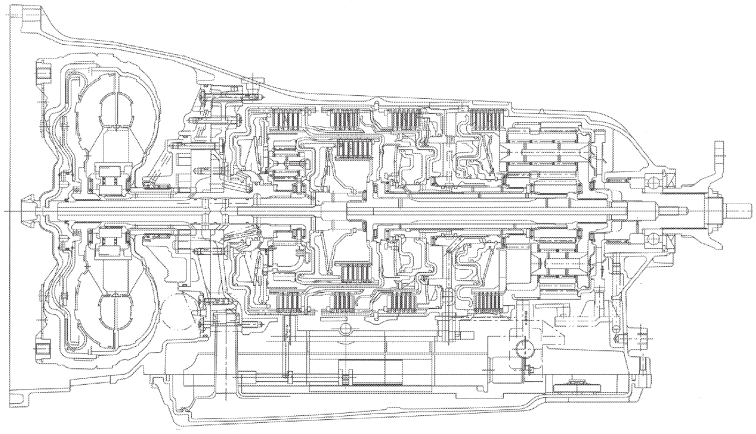
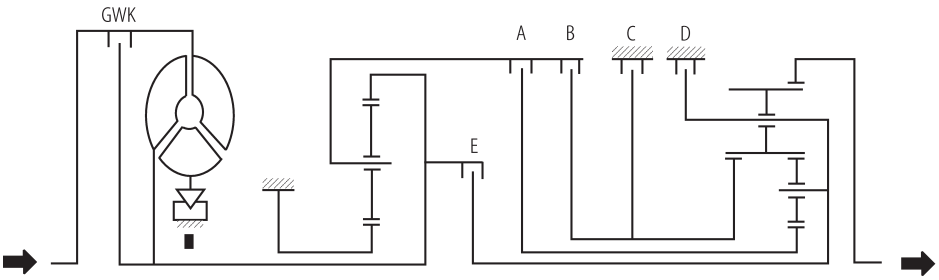


Bild 10. ZF-Ecosplit 16-Gang-Handschaltgetriebe (16 S 221), Werkbild ZF



a



b

Geschlossene Schaltelemente

Gang	Kupplung				Bremse		Freilauf	Übersetzung
	GWK	A	B	E	C	D	G	*i*
1	*	●				●	○	4,171
2	*	●			●		○	2,340
3	*	●	●				○	1,521
4	*	●		●			○	1,143
5	*		●	●			○	0,867
6	*			●	●		○	0,691
R			●			●	○	−3,403

○ = je nach Betriebszustand * = je nach Schaltprogramm

c Planetengetriebe-System nach Lepelletier

Bild 11 a–c. 6-Gang-Pkw-Automatikgetriebe ZF-6 HP 26 (Werkbild ZF Friedrichshafen). **a** Konstruktiver Aufbau; **b** prinzipieller Aufbau; **c** Einsatz der Schaltelemente beim 6-Gang-Programm (Werkbild ZF)

Hyperbel der maximalen Motorleistung. Die Stufengetriebe werden von Hand oder automatisch geschaltet. Sie sind beim Pkw und teilweise beim Nkw als Zweiwellenvorgelegegetriebe gebaut. Die schweren Nutzfahrzeuge haben zum Teil Leistungsübertragung über zwei oder auch drei Vorgelegewellen, um die Zahnbelastung herabzusetzen.

Handschaltgetriebe. Pkw-Getriebe haben heute im Regelfall 5 Vorwärtsgänge, zunehmend 6 Gänge. Das Übersetzungsverhältnis liegt zwischen 3,8 und 5,5. Im Nutzfahrzeugbereich werden je nach Einzelfall 4 bis 16 Gänge eingesetzt (**Bild 10**).
Bis zu 6 Gängen gibt es die Eingruppen-, bis zu 9 Gängen die Zweigruppen- und bis zu 16 Gängen die Dreigruppengetriebe. Die Übersetzungsverhältnisse reichen von 4 bis >16. Zum Teil sind in die Getriebe der schweren Nkw-Retarder integriert, die bei Dauerbremsung zur Entlastung der Radbremsen beitragen.

Automatikgetriebe. Die automatischen Stufengetriebe haben einen hydrodynamischen Wandler in Trilok-Bauweise zum Anfahren. Im Pkw-Bereich besitzen sie überwiegend 4–5 Gänge mit einer Tendenz zu 6 Gängen. Der mechanische Übersetzungsbereich liegt beim 5-Gänger bei 5, die Anfahrwandlung bei ca. 2,5. Im Nkw-Bereich reichen die Gänge von 4 bis 6. Der mechanische Übersetzungsbereich geht bis 8. Auch hier werden integrierte Retarder eingesetzt, da die Elemente wie Ölpumpe, Ölkühler sowieso vorhanden sind. **Bild 11** zeigt ein 6-Gang-Automatikgetriebe aus dem Pkw-Bereich.

Stufenlose Getriebe – CVT. Ein stufenloses Getriebe kann dem Kennfeld des Motors jeweils die optimalen Übersetzungen zuordnen. Als Prinzipien werden heute Umschlingungs- und Reibradgetriebe verwendet. Beim Pkw setzen sich derzeit bis zu mittleren Drehmomenten (bis ca. 300 Nm) mechanisch stufenlose Umschlingungsgetriebe mit Stahlbändern bzw. Ketten durch. Da hier die Entwicklung erst richtig beginnt, ist eine Ausweitung auf höhere Hubräume und Drehmomente denkbar. Trotz der getriebespezifisch höheren Verluste im Vergleich zu einem Zahnradgetriebe kann durch die bessere Anpassung an das Motorkennfeld Kraftstoff eingespart werden (**Bild 12**). Es scheint aber eine Grenze bezüglich des Hubraums nach unten zu geben. Bei Hubräumen <1,3 l zeigt das elektronisch geschaltete mechanische Getriebe Vorteile bezüglich des Verbrauchs.

Elektronische Getriebesteuerung. Zur Steuerung der automatischen Getriebe werden neben den hydraulischen Elementen zunehmend elektronische Systeme eingesetzt. Die Hydraulik übernimmt die Leistungsansteuerung der Kupplungen, während die Elektronik die Gangwahl und die Regelung der Drücke an das zu übertragende Moment vornimmt. In manchen Fahrzeugen kann manuell zwischen verbrauchs- und leistungsorientiertem Fahren gewählt werden. Zunehmend setzen intelligente Schaltprogramme ein, die das Fahrerverhalten interpretieren und die Gangwahl automatisch vornehmen. Darüber hinaus erkennen diese Programme Berg- und Kurvenfahrten und schalten beispielsweise automatisch zurück oder verhindern eine Hochschaltung. Für diese adaptiven Anpassungen werden zum Teil bereits FUZZY-Logik oder neuronale Regler eingesetzt. Je nach Ausführung ist über eine Schaltwippe auch noch der direkte Schaltwunsch aussprechbar. Die deutlich erkennbare Technologieveränderung in Richtung „drive by wire“ erfordert elektronisch/hydraulisch betätigte Kupplungen. Auch für die CVT-Getriebe wird eine elektronische Getriebesteuerung eingesetzt. Erst dadurch wird das Freisetzen des Potentials dieser Getriebeart möglich [8].

Achsgetriebe. Die verschiedenen Getriebe (Schaltung, Automatik) bilden zusammen mit dem Achsgetriebe die Gesamtübersetzung. Im Pkw besteht der Achsantrieb meistens aus einem Kegeltrieb mit Hypoid-Verzahnung (Motor längs eingebaut) oder einem Stirnradsatz (Motor quer eingebaut). Bei den Nutzfahrzeugen kommen aufwendigere Systeme zum Einsatz, sie reichen von einer Achse mit einfacher Übersetzung über Vorgelegegetriebe, 2-Gangachse, Ritzelachse bis hin zur Außenplanetenachse.
Ausgleichs-(Differential-)getriebe gleichen die unterschiedlichen Drehbewegungen der Antriebsräder aus, z. B. zwischen kurveninnerem und -äußerem Rad. Dies gilt auch für Allradantriebe zwischen den Achsen. Die Kegelradbauweise wird im allgemeinen bevorzugt. Beim Differential mit Ausgleichssperre verhindern schaltbare oder sich selbsttätig zuschaltende Sperrelemente das Durchrutschen eines Rades. Bei Ausgleichsgetrieben mit begrenztem Schlupf wird über Reiblamellen, Reibkegel, Zahnradkombinationen mit selbsthemmender Wirkung oder über Lamellen mit hochviskoser Flüssigkeit gebremst. Auch elektronisch angesteuerte Sperrdiffe-

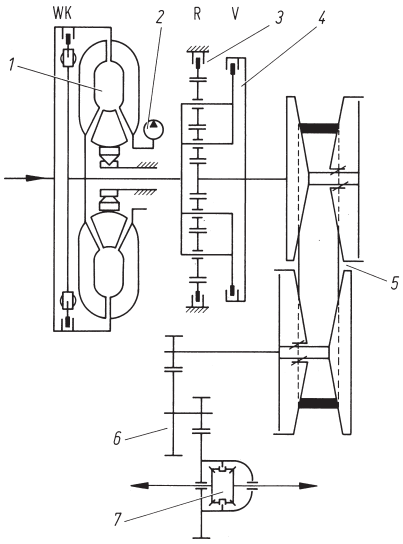


Bild 12. CVT-Getriebe ZF-ECOTRONIC. *1* Wandler, *2* Pumpe, *3* Schaltelemente, *4* Wendesatz, *5* Scheibensatz, *6* Konstantübersetzung, *7* Differential

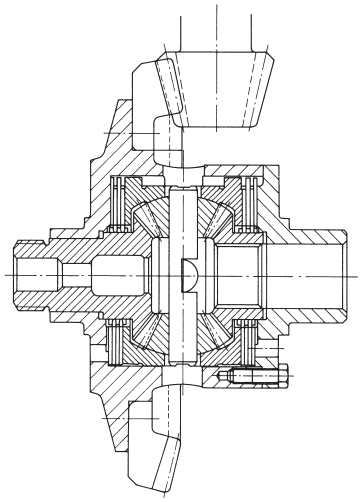


Bild 13. ZF-Selbstsperr-Differential (Werkbild ZF)

	Schaltgetriebe	Automatisierte Schaltgetriebe	Automatgetriebe	stufenlose Getriebe
Pkw Standard	⇩	⇧ (Sportan= wendung)	⇧ 6-Gang	Toroid ?
Pkw Front-Längs	⇩		⇧ 6-Gang	⇧ CVT
Pkw Front-Quer	⇩	⇧ (untere Leistungs- klasse)	⇧ 5/6-Gang	⇧ CVT
Stadtbus			Standard	elektrisch stufenlos (Brennstoffzelle)
Reisebus	⇩	⇧		
Lkw	⇩	⇧		

Bild 14. Entwicklungstrend Fahrzeuggetriebe [9]

rentiale sind im Einsatz, **Bild 13** zeigt ein Selbstsperr-Differential.

Allrad, Verteilergetriebe. Für den Allradantrieb sind die unterschiedlichsten Systeme im Einsatz:
- Permanentantrieb mit Kegelraddifferential oder Planetendifferential;
- zuschaltbarer Allradantrieb (Visco-Kupplung, elektronisch ansteuerbare Reibelemente, z. B. Haldex, oder Verteilerdifferential), auch mit zuschaltbaren Differentialsperren in Verteiler- und Achsgetrieben.

In geländegängigen Fahrzeugen haben die Verteilergetriebe zusätzlich schaltbare Übersetzungen für extreme Steigungen. Für den Pkw-Bereich wird bei den Straßenversionen der Allradbetrieb so gesteuert, dass ein Überbremsen der Hinterachse vermieden wird. Das **Bild 14** zeigt eine Übersicht über Tendenzen der Getriebeentwicklung [9].

1.3.3 Gelenkwellen. Drive shafts

Beim Pkw und leichten Nfz werden Wellen mit Gleichlaufgelenken (Kugel-, Tripode) eingesetzt, radseitig als Festgelenk, getriebeseitig als Verschiebegelenk. Winkelbewegungen werden in der Regel auch durch diese ausgeglichen, so dass es keiner zusätzlichen Gelenke bedarf. Beim Nfz werden bei angetriebenen Lenkachsen Doppelkreuzgelenke und im Längsstrang Kreuzgelenke eingesetzt. Geringe Beugewinkel und homokinetische Anordnungen sind anzustreben. Es hat sich gezeigt, dass die Gelenkwellen nebst Gelenken zur Leerlaufvibration des Aggregates und Übertragung ins Fahrzeug beitragen. Dies gilt besonders bei Automatikfahrzeugen, so dass hier die Tripodegelenke stärker zum Einsatz kommen. Auch das Thema Gewichtserleichterung macht vor den Gelenkwellen und den Gelenken nicht Halt, z. B. Hohlwellen auch im Pkw-Bereich.

1.3.4 Antriebsschlupfregelung ASR. Drive slip control

Der erweiterte Einsatz des ABS ermöglicht auch bei nur einer angetriebenen Achse im Pkw und Nfz die Sicherstellung der Spurtreue (Richtungsstabilität) und die Erhöhung der Traktionsfähigkeit beim Anfahrvorgang. Notwendig ist neben einem erweiterten ABS-System, der zusätzliche ASR-Teil, um einen Bremseneingriff zu ermöglichen, ein „elektronisches Gaspedal". D. h. sowohl der Otto- als auch der Dieselmotor müssen elektronisch ansteuerbar sein, um das auf die Straße zu bringende Drehmoment entsprechend des Kraftschlusses zu regeln (**Bild 15**). Beim Pkw kann außerdem das ASR-System durch eine Motorschleppmomentregelung MSR ergänzt werden. Beim Zurückschalten oder bei schnellem Gaswegnehmen hebt die MSR bei glatter Fahrbahn das Motordrehmoment durch leichtes Gasgeben wieder an, so dass die Fahrstabilität, d. h. auch die Lenkfähigkeit gewährleistet, ist.

1.3.5 Alternative Antriebsformen
Alternative Power train systems

Neben den klassischen Antrieben (Otto- und Dieselmotoren) gibt es zahlreiche Nischenantriebe und Forschungsaktivitäten zu alternativen Antrieben. Mittelfristig sind Hybridantriebe wegen der Kraftstoffverbrauchsreduzierung und damit der Verringerung der CO_2-Emissionen von Bedeutung. Der zur Zeit bekannteste und auch am weitesten verbreitete Hybridantrieb, der Toyota-Prius, erzielt deutliche Verbrauchseinsparungen, **Bild 16** [11]. Eine besondere Form des Hybridantriebes ist der Einsatz der Brennstoffzelle. Diese wird im Fahr-

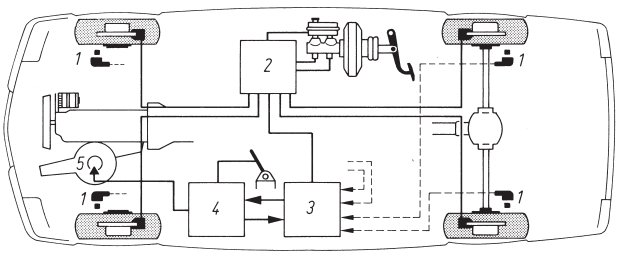


Bild 15. ABS/ASR 21-System für Pkw. *1* Drehzahlsensor, *2* ABS/ASR-Hydroaggregat, *3* ABS/ASR-Steuergerät, *4* EMS-Steuergerät, *5* Drosselklappe, [10]

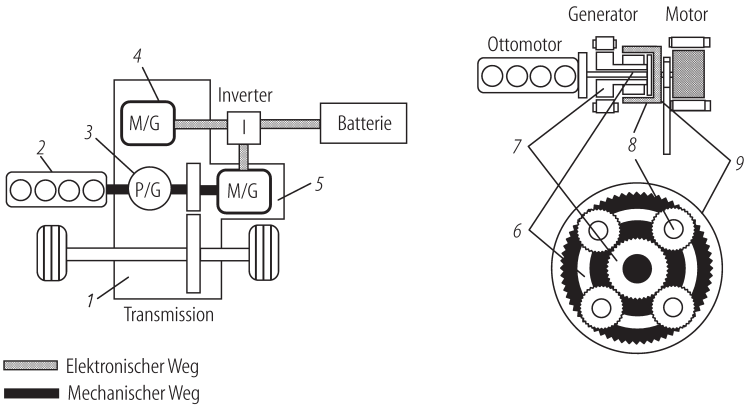


Bild 16. Funktionsschema Toyota-Prius [11]. *1* Reduktions-Gang, *2* Ottomotor, *3* Leistungsaufteilung, *4* Generator, *5* Motor, *6* Planetensatz (Ottomotor), *7* Sonnenrad (Generator), *8* Zahnritzel, *9* Tellerrad

zeug erhebliche Veränderungen bezüglich der Speicherung des Kraftstoffes, des Energiemanagements, der Bauweisen und des Antriebs erfordern. Details sind in [12] beschrieben.

1.4 Bremsen. Brakes

1.4.1 Gesetzliche Anforderungen. Legal requirements

Die Bremsanlagen gehören wie Räder, Radaufhängung, Lenkung und Aggregate zu den wichtigsten Bauteilen der Fahrzeuge. Dementsprechend hoch müssen die Sicherheitsanforderungen und damit automatisch die gesetzlichen Auflagen sein. National wird dies über den § 41 der StVZO, international über die EG-Richtlinie 71/320/EWG, die ECE-Regelungen 13 und 78 sowie für ABS-Systeme über § 41 b StVZO vorgenommen. Bei einem weltweiten Export müssen auch noch zusätzliche Anforderungen wie die US-FMVSS 105, 121 und 135 berücksichtigt werden.

Vorgeschrieben sind in jedem Fall zwei unabhängige Bremsanlagen für das jeweilige Kfz. Man unterscheidet in die Betriebsbremsanlage (BBA), die Hilfsbremsanlage (HBA) und die Feststellbremsanlage (FBA). Die BBA wird als Muskel-, Hilfs- oder Fremdkraftbremse ausgeführt. Sie muss zweikreisig sein, auf alle Räder wirken und abstufbar sein (**Bild 17**). Das Bild zeigt die noch konventionelle Auslegung. Bei einer steigenden Anzahl von Fahrzeugen werden auch für die Räder hinten Scheibenbremsen eingesetzt. Die EHB (Elektro-Hydraulische Bremse) ergibt grundsätzlich neue konstruktive Auslegungsformen.

Die Bremskraft muss sich entsprechend der Achslasten auf die Achsen verteilen. Bei der Bremskreisaufteilung hat sich bei frontlastigen Fahrzeugen die diagonale und bei den mehr hecklastigen Fahrzeugen die Vorderachs-/Hinterachsaufteilung durchgesetzt. Grundsätzlich muss ein Überbremsen der Hinterachse wegen der Richtungsstabilität vermieden werden, dazu dienen automatische Bremskraftregler, die last-, druck- oder verzögerungsabhängig arbeiten, entsprechend **Bild 18** [13].

Die elektronische Bremsregelung erlaubt nahe an der idealen Verteilung zu bremsen. Derartige Systeme, wie Antiblockiersysteme für Pkw (ABS), gehören speziell in Europa immer mehr zur Serienausrüstung.

Die Hilfsbremsanlage (HBA) muss beim Versagen der Betriebsbremsanlage (BBA) deren Aufgabe mit verminderter Wirkung erfüllen, bei dem Nkw muss sie auch auf den Anhänger wirken. Als HBA wird jeweils der noch intakte Bremskreis der BBA verwandt.

Die Feststellbremsanlage (FBA) „Handbremse“ muss das Fahrzeug auf einer schrägen Fahrbahn mit 18% Neigung im Stillstand halten können.

Die Dauerbremsanlage (DBA) muss ein Fahrzeug bei einem Gefälle von 7% über eine Länge von 6 km auf $v = 30$ km/h halten können, ohne die BBA, HBA und FBA zu benutzen. Dies ist z. B. für Busse über 10 t und Gefahrgutfahrzeuge vorgeschrieben.

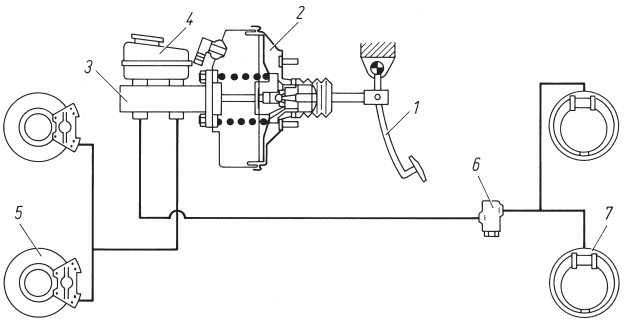


Bild 17. Hilfskraftbremsanlage für Pkw. *1* Bremspedal, *2* Unterdruck-Bremskraftverstärker, *3* Tandemhauptzylinder, *4* Bremsflüssigkeitsbehälter, *5* Scheibenbremse (vorn), *6* Bremskraftverteiler, *7* Trommelbremse (hinten)

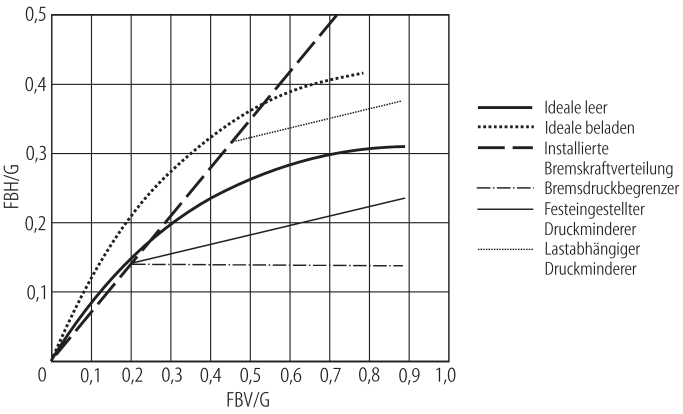


Bild 18. Bremskraftverteilungsdiagramm. F_{BV}, F_{BH} Bremskräfte Vorder- und Hinterachse

Die Bremsen selbst werden durch Muskel-, Hilfs- und Fremdkraft betätigt. Eine Hilfskraftbremsanlage verstärkt die Muskelkraft mittels eines Bremskraftverstärkers. Die Fremdkraftbremsanlage findet man überwiegend in Nkw, dabei wird die hydraulische Bremsanlagenbetätigung mittels Gas, meist Stickstoff, gesteuert.

Die **Tabelle 2** zeigt für Krafträder, Pkw und Lkw einige Mindestbremswirkungen nach § 41 StVZO bzw. nach EWG 71/320 (91/422) Anhang 2.

Die Bremsanlagen müssen in regelmäßigen Abständen überprüft werden. In der Regel geschieht dies bei der Hauptuntersuchung, wobei für die Bremsen der Nkw Sonderuntersuchungen vorgeschrieben sind.

1.4.2 Physikalische Grundlagen. Law of physics

Grundsätzlich müssen die Bremskräfte über den Reifen eingeleitet werden. Dabei bestimmt die Reibungskraft zwischen Reifen und Fahrbahn die maximale Kraftübertragung. Die Reibungskraft ist $F_H = \mu \cdot F_N$, wobei F_N die Normalkraft und μ die Haftreibungszahl ist. Die Haftreibungszahl ist stark von der Paarung Reifen/Fahrbahn abhängig. Sie beträgt z. B. bei trockener Straße 0,8 bis 1,1, bei nassen Straßen 0,4 bis 0,8 und bei Glatteis 0,05 bis 0,2. μ_{max} des Reifens muss jeweils höher liegen.

Die Normalkraft wiederum ist abhängig von der Achs- bzw. Radlast. Die Achslast der Vorderachse erhöht sich bei einer eingeleiteten Bremsverzögerung a um den Betrag ΔF_z. Die Hinterachse wird um den gleichen Betrag entlastet. Soll der verfügbare Kraftschluss für alle Abbremsungen z $(z = -a/g)$ voll genutzt werden, dann muss sich das Verhältnis der eingeleiteten Bremskräfte entsprechend der Achslastverteilung ändern. Im Bremskraftverteilungsdiagramm verschieben sich die Lage der Parabel (**Bild 18**) und auch die Lage der Grenzkurven mit der Veränderung des Fahrzeugschwerpunkts. Die

Tabelle 2. Mindestanforderungen an Bremsanlagen

	Mittlere Vollverzögerung in m/s²			Abbremsung z in %
	Krafträder	Pkw	Lkw	Anhänger
BBA	5,8	5,8	5,0	45 ... 50 (je nach Bauart)
HBA	3,1	2,9	2,2 (Busse 2,5)	entfällt
FBA	–	muß Fahrbahnneigung 18% halten		

$$z = \text{Abbremsung} = \frac{\text{Summe der Bremskräfte}}{\text{Fahrzeuggewicht}} 100\,[\%]$$

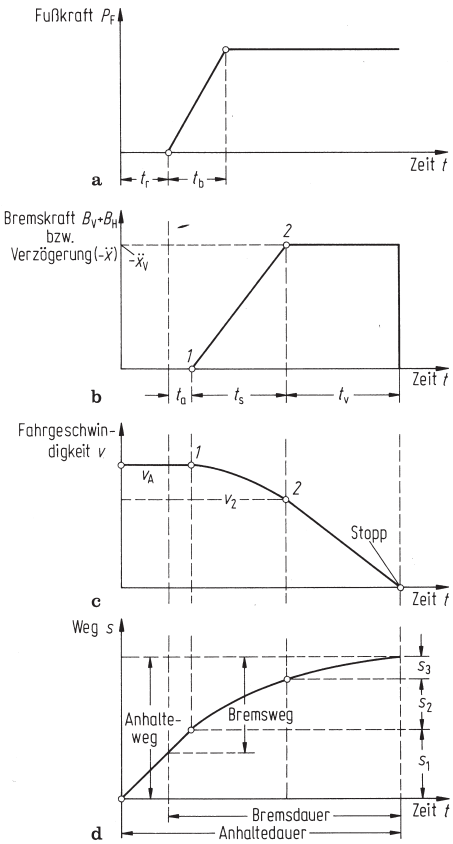


Bild 19a–d. Bremsvorgang. **a, b** Idealisierte Verläufe der Fußkraft, der Bremskraft bzw. der Verzögerung über der Zeit; **c** daraus sich ergebender Fahrgeschwindigkeits- und **d** Wegverlauf über der Zeit. t_r Reaktions-, t_b Betätigungs-, t_a Ansprech-, t_s Schwell-, t_v Vollbremsdauer, v_A Ausgangsgeschwindigkeit

Bremskraftverteilung bleibt konstant, solange keine Bremskraftregelung eingreift. Oberhalb z_{krit} tritt die Gefahr des Überbremsens (Blockieren der Hinterräder) und damit ein instabiles Fahrverhalten auf. Der kürzeste, ideal erreichbare Anhaltweg ist erreichbar, wenn der Gütegrad η den Wert 1 einnimmt.

$$\eta = \frac{z_{max}}{z_{id}} = \frac{z_{max}}{\mu}.$$

Bild 19 zeigt den idealisierten Bremsvorgang. Die Reaktionszeit zwischen dem Erkennen eines Hindernisses und dem Umsetzen des Fußes auf das Bremspedal beträgt t_r 0,5 bis 1,2 s. Die Überwindung des Lüftspiels erfordert t_a ca. 0,04 s; danach addiert sich t_s mit ca. 0,2 s. Die gesamte Anhaltedauer ist die Summe von t_r, t_a, t_s und t_v. Der Anhalteweg ist die Summe aus Reaktions- plus Bremsweg. Aus der obigen Darstellung sind auch die zukünftigen Anforderungen erkennbar. Das bedeutet, die Reaktions-, die Bestätigungs-, Ansprech- und Schwelldauer so gering wie möglich zu halten. Die Bemühungen der Firma Continental mit dem Projekt „in 30 m aus 100 km/h zu bremsen“, zeigen den richtigen Weg [14]. Auch das inzwischen eingesetzte neue Bremssystem EHB der Firma Bosch [15] geht in Richtung der Optimierung des Bremsvorgangs, um die Sicherheit im Verkehr zu erhöhen. In einigen Serienfahrzeugen unterstützt der Bremsassistent einen zügigen Bremsdruckaufbau.

1.4.3 Bremsregelung. Control of brakes

Das Antiblockiersystem ABS erkennt über eine entsprechende Sensorik frühzeitig die Gradientenänderung der Raddrehzahlen und sorgt dafür, dass über den jeweiligen Bremsdruck das Blockieren verhindert wird und z. B. die Lenkfähigkeit trotz Bremsen und damit die Fahrstabilität aufrechterhalten

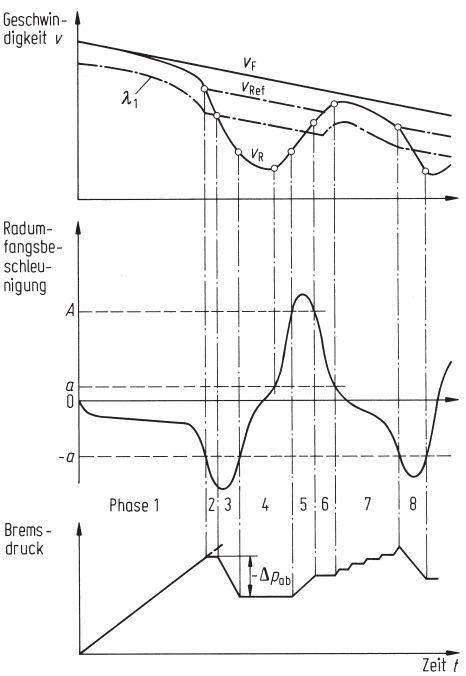


Bild 20. Bremsregelung bei großen Haftreibungszahlen. v_F Fahrzeuggeschwindigkeit, v_{Ref} Referenzgeschwindigkeit, v_R Radumfangsgeschwindigkeit, λ_1 Schlupfschallschwelle. Schaltsignale: $+A, +a$ Schwellen der Radumfangsbeschleunigung, $-a$ Schwelle der Radumfangsverzögerung, $-\Delta p_{ab}$ Bremsdruckabnahme

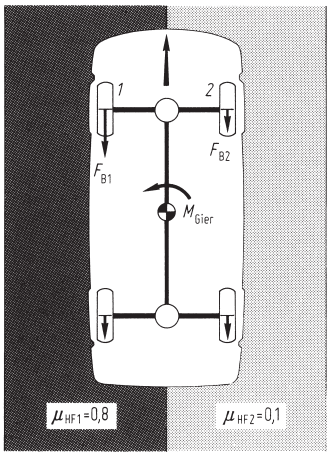


Bild 21. Giermomentregelung. Giermomentaufbau bei stark unterschiedlichen Haftreibungszahlen. M_{Gier} Giermoment, F_B Bremskraft, μ_{HF} Haftreibungszahl. *1* „High“-Rad, *2* „Low“-Rad

bleibt. Im Markt haben sich die leistungsfähigen 3- und 4-Kanal-Anlagen durchgesetzt. Sie bauen außerordentlich kompakt und sind sowohl für den Einachs- als auch für Allradantriebe einsetzbar. **Bild 20** zeigt das Regelverhalten bei großen Haftreibungszahlen.

Die Drehzahlsensoren an allen vier Rädern erlauben heute auch wesentlich erweiterte Funktionen, s. **Q 1.3.4**. Auch eine Giermomentbeeinflussung ist möglich. So kann durch entsprechende Bremsdruckregelung an den einzelnen Rädern der Giermomentaufbau reduziert und damit die Fahrstabilität erhöht werden. **Bild 21** zeigt eine prinzipielle Darstellung bei einem Bremsvorgang auf der Straße mit unterschiedlichem Haftreibungswert. Die Sensorik und Elektronik erlauben eine Erweiterung der Funktionen in Richtung Fahrdynamikregelung (FDR). Dabei muss der Bremskraftaufbau in den Radbremsen auch bei niedrigen Temperaturen selbstständig und ausreichend schnell sein. Das ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm) ist bei zahlreichen Fahrzeugen in Serie und trägt deutlich dazu bei, dass die Richtungsstabilität erhalten bleibt. Es kann davon ausgegangen werden, dass die kritische Unfallsituation „Hineindrehen in die Kurve und Herausdriften“ und damit mögliche Kollisionen gegen Bäume, Pfähle oder entgegenkommende Fahrzeuge deutlich reduziert werden.

1.4.4 Bremsenbauarten. Types of brakes

Das **Bild 22** zeigt eine typische Ausführung eines Pkw-Bremssystems [15].

Das Bremssystem hat bereits die Antiblockierfähigkeit und die Antischlupfregelung ASR integriert und wird zunehmend um das ESP (elektronisches Stabilitätsprogramm) erweitert. Dazu muss ein schneller Bremskraftaufbau in den Radbremsen möglich sein. Einen weiteren Freiheitsgrad für diese drei Funktionen bietet die elektrohydraulische Bremse EHB, **Bild 23** [15]. Diese kann unabhängig von dem durch den Fahrer erzeugten Bremsdruck die notwendige Regelung vornehmen. Bei kleineren Pkw und bei Nkw werden zum Teil noch Trommelbremsen eingesetzt, beim Pkw häufiger in Kombination mit Scheibenbremsen vorn. Zunehmend setzen sich jedoch im Pkw-Bereich Scheibenbremsen durch, da sie eine gleichmäßige Bremswirkung bei guter Dosierbarkeit ermöglichen, **Bild 24**.

Die Reibwerte liegen bei $\mu = 0{,}35$ bis 0,5. Wegen des kleineren Kennwertes C treten hohe Zuspannkräfte gegenüber einer

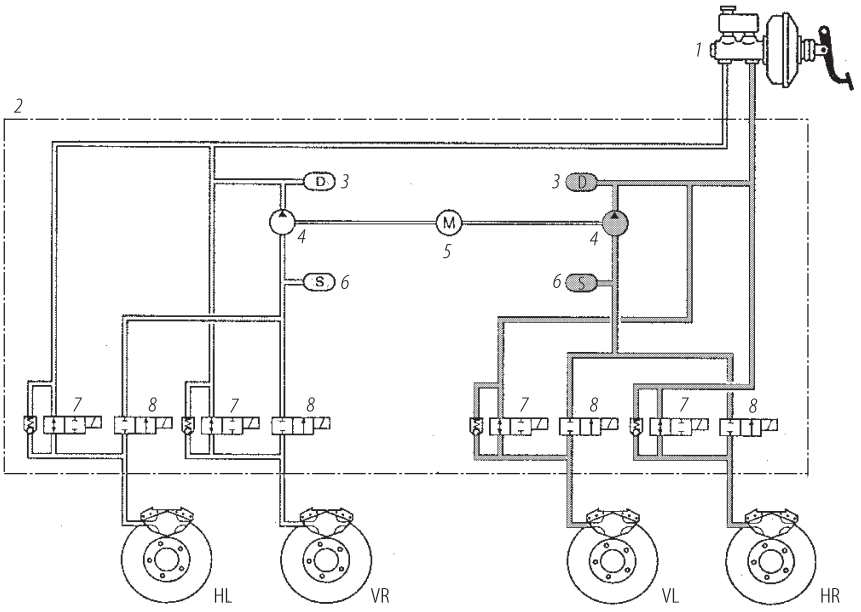


Bild 22. Bremssystem mit ABS. *1* Hauptzylinder, *2* Hydroaggregat, *3* Dämpferkammer, *4* Rückförderpumpe, *5* Motor, *6* Speicher, *7* Einlassventile, *8* Auslassventile, V vorn, H hinten, R rechts, L links

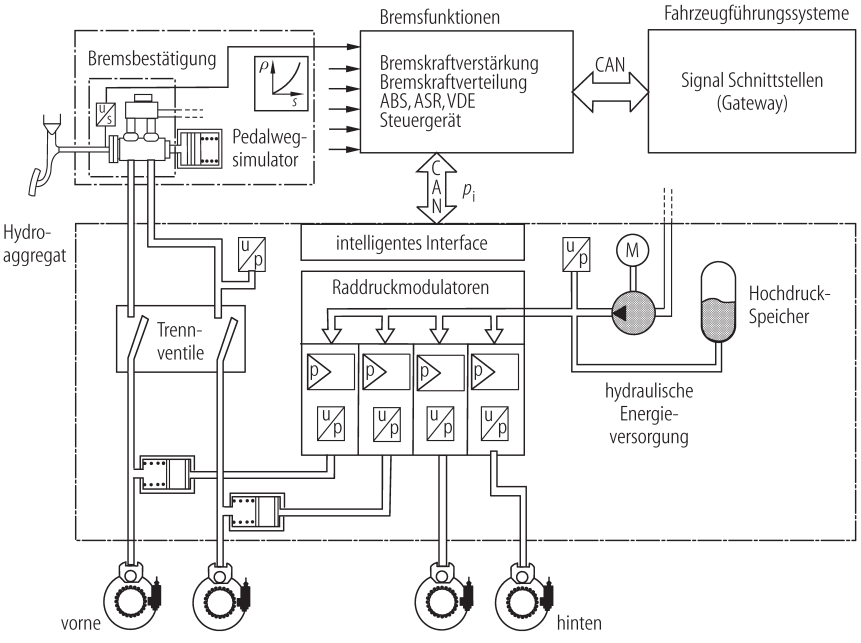


Bild 23. Elektrohydraulische Bremse EHB [15]

Trommelbremse auf (für Pkw z. B. 15 KN gegenüber 4 KN), Flächenpressungen bis 600 N/cm^2 und spezifische Belagleistungen bis 3,3 kW/cm^2. Wenn der Sattel oder die Scheibe axial verschiebbar ist, ist nur ein Kolben nötig. Die Ausführung der Trommelbremse ist aus **Bild 25** zu erkennen. Sie erzeugt die Bremskräfte an der inneren Oberfläche einer Bremstrommel.

Je nach Bauart tritt Selbstverstärkung in einer auflaufenden Backe (Simplex-Bremse) oder in beiden Backen abhängig (Duplex-Bremse) oder unabhängig (Duo-Duplex-Bremse)

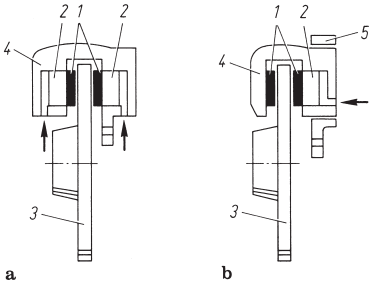


Bild 24a, b. Ausführungen von Scheibenbremsen. **a** Festsattel-Scheibenbremse; **b** Faustsattel-Scheibenbremse. *1* Bremsbeläge, *2* Kolben, *3* Bremsscheibe, *4a* Festsattelgehäuse, *4b* Faustsattelgehäuse, *5* Träger

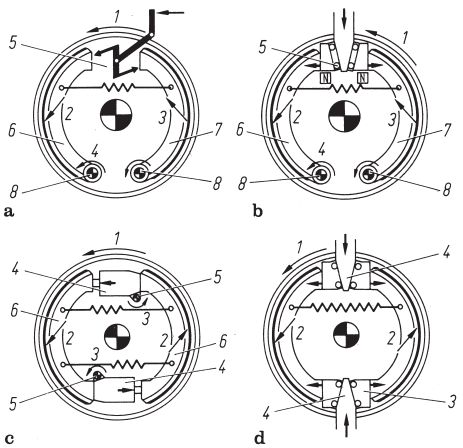


Bild 25a–d. Trommelbremsen für Nkw. Trommelbremse (Simplexbremse) **a** mit S-Nocken; **b** mit Spreizkeil; eine auflaufende Backe, geringe Selbstverstärkung. *1* Drehrichtung der Bremstrommel, *2* Selbstverstärkung, *3* Selbstverringerung, *4* Drehmoment, *5a* S-Nokken oder *5b* Spreizkeil, *6* auflaufende Bremsbacke, *7* ablaufende Bremsbacke, *8* Abstützpunkt; **c** Trommelbremse (Duplexbremse); zwei auflaufende Backen, größere Selbstverstärkung. *1* Drehrichtung der Bremstrommel, *2* Selbstverstärkung, *3* Drehmoment, *4* Radzylinder, *5* Abstützpunkt, *6* auflaufende Bremsbacke; **d** Trommelbremse (Duo-Duplexbremse); zwei auflaufende Backen, Zuspannung schwimmend, noch größere Selbstverstärkung. *1* Drehrichtung der Bremstrommel, *2* Selbstverstärkung, *3* Spreizbacken, *4* Spreizkeil

von der Drehrichtung ein. Bei Servobremsen wird eine sehr große Selbstverstärkung erreicht. Ein Nachteil der Selbstverstärkung ist die unerwünschte große Abhängigkeit des Bremsenkennwertes $C = U/F_{sp}$ mit $U =$ Umfangskraft am Bremstrommelradius und F_{sp} Spannkraft der Bremsbacken.

Der Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremstrommel hängt von Temperatur, Flächenpressung, Luftfeuchtigkeit und Reibgeschwindigkeit ab. Er liegt zwischen 0,3 und 0,4. Zwei ablaufende Backen ergeben eine geringe Abhängigkeit des Bremsenkennwerts vom Reibwert. Kritisch ist generell die Konstanz der Belagsqualität.

Für beide Bremsarten gibt es die Möglichkeit, eine Feststellbremse darzustellen, z. B. zusätzliche Duo-Servo-Trommelbremsen in der Scheibe oder Vorrichtungen an der Trommelbremse.

Die Bremsanlage wird komplettiert durch Haupt- und Radzylinder, die ein geschlossenes System darstellen. Die Verstärkung der Fußkraft übernehmen Saugluft, teilweise auch hydraulische Bremskraftverstärker. Der Tandem-Hauptzylinder besitzt zwei separate Druckräume für die notwendigen unabhängigen Bremskreise. Bei Trommelbremsen ist ein Anlagedruck von 1,3 bis 3 bar, bei Scheibenbremsen von ca. 0,5 bar notwendig.

Die Feststellbremse wird mechanisch durch Seilzug oder Gestänge und in einigen Top-Pkw-Modellen elektrisch [16] betätigt.

1.4.5 Bremsanlagen für Nkw. Brakes for trucks

Bei mittel- und schweren Nkw reicht die Fußkraft des Fahrers nicht aus, um die notwendige Bremsverzögerung zu erzielen. Vorzugsweise kommen daher Druckluft-Fremdkraft-Bremsanlagen zum Einsatz. Der Stand der Technik sind Zweikreis/Zweileitungsanlagen. Bei fortschrittlichen Nkw-Herstellern sind diese elektronisch geregelt. **Bild 26** zeigt das Schema der Hauptgruppen einer modernen Druckluft-Fremdkraft-Bremsanlage [15].

Die Komplexität der konstruktiven Auslegung von Nutzfahrzeugbremsanlagen ist wesentlich größer als bei Pkws. Dies erklärt sich aus den höheren Lastschwankungen (leer/beladen), Anhänger oder Aufliegerbetrieb, den Fremdkraftbetätigungen sowie aus der wesentlich größeren Kilometerlaufleistung. Die automatische, lastabhängige Bremskraftregelung (ALB) in Abhängigkeit der Beladung ist ein wichtiger Baustein des Systems. Ähnlich wie beim Pkw haben die Nutzfahrzeuge von fortschrittlichen Unternehmen in den letzten Jahren erhebliche Fortschritte auf dem Gebiet der unfallvorbeugenden Sicherheit erzielt. Im Rahmen der europäischen Gesetzgebung müssen seit Oktober 1998 alle Busse und seit Oktober 1999 alle Lkw und Anhänger ($>3{,}5$ t) mit ABS ausgerüstet sein. Aufgrund der vorhandenen Rad-Sensorik wurde das ABS-System um die Komponenten ASR (Antriebsschlupfregelung) erweitert. In jüngster Zeit kamen elektronisch geregelte Bremssysteme (EBS) zum Einsatz. Diese wurden um die Komponente ASR (Antriebsschlupfregelung) erweitert. **Bild 27** zeigt eine entsprechende Ausführung [17]. Durch eine optimale konstruktive Auslegung kommt das funktional leistungsfähigere System sogar mit einer geringen Anzahl an Komponenten aus.

Die neueste Entwicklung hat zur Einführung des elektronischen Stabilitätsprogramms (ESP) auch im Nutzfahrzeugbereich geführt. Das ESP bewirkt auf glatter Fahrbahn die Spurstabilisierung der Sattelzugeinheit und reduziert damit auch die Einknickgefahr. Bei Straßenoberflächen mit hohem Kraftschlussbeiwert wird die Kippgefahr von Sattelzügen bei den kritischen Fahrsituationen, wie zu schnelles Kurvenfahren und extremes Ausweichmanöver deutlich verringert. **Bild 28** zeigt die Auslegung eines Nkw-Bremssystems mit der Integration des ESPs [18].

Zukünftige Sicherheitssysteme wie die Erweiterung des ACC (Adaptive Cruise Control), LGS (Lane Guard System) und Protector werden die Sicherheit noch erhöhen. Beim LGS wird der Fahrer akustisch gewarnt, wenn er seine Fahrbahnbreite überschreitet. Bei dem System Protector ist auch daran gedacht, das Fahrzeug automatisch abzubremsen, wenn die Sensorik eine kritische Situation zeigt und der Fahrer nicht reagiert.

1.4.6 Dauer-Bremsanlagen. Permanent brakes

Die Radbremsen allein können bei bestimmten Situationen, z. B. längere Bergabfahrten, die Dauerbeanspruchung (thermische Überlastung) nicht bewältigen. Daher gibt es verschiedene Zusatzeinrichtungen, um über Motorbremse und Retarder die Radbremse zu unterstützen, bzw. für viele Bremssituationen bereits eine ausreichende Verzögerung zu erreichen.

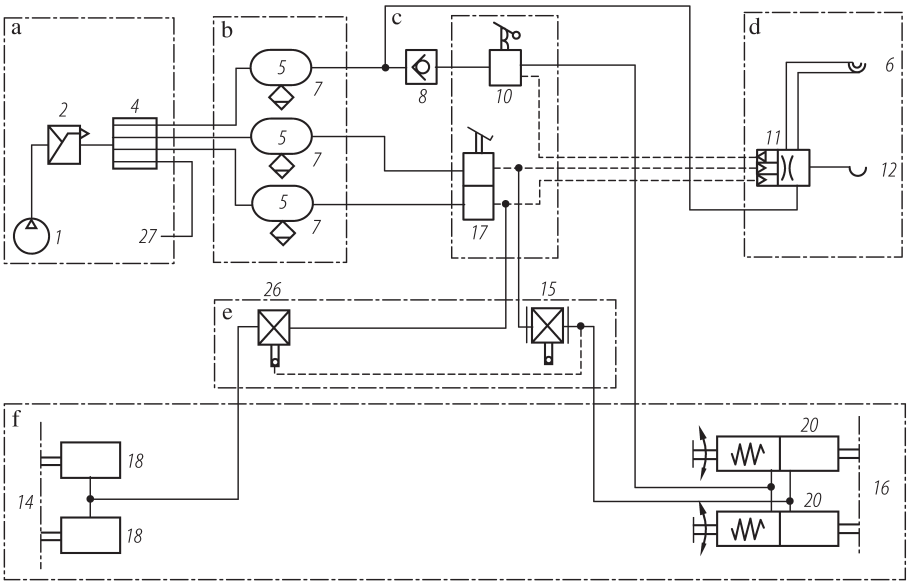


Bild 26a–f. Hauptbaugruppen einer Nkw-Druckluftbremsanlage [26]. **a** Energieversorgung; **b** Vorrat; **c** Bremsventile; **d** Anhängersteuerung und -versorgung; **e** Bremskraftsteuerung; **f** Radbremsen. *1* Kompressor, *2* Druckregler, *3* Frostschutzpumpe, *4* Vierkreis-Schutzventil, *5* Luftbehälter, *6* Kupplungskopf mit automatischem Absperrventil, *7* Wasserablassventil, *8* Rückschlagventil, *9* Überprüfungsventil, *10* Feststellbremsventil, *11* Anhängersteuerventil, *12* Kupplungskopf ohne Absperrventil, *13* Federspeicherzylinder, *14* Vorderachse, *15* automatisch lastabhängige Bremskraftregelung (ALB), *16* Hinterachse, *17* Betriebsbremsventil, *18* Bremszylinder, *19* Relaisventil, *20* Kombibremszylinder, *21* Betriebsbremsventil mit Druckbegrenzung, *22* Druckbegrenzungsventil, *23* Feststellbremsventil mit Druckbegrenzung, *24* Vorspannzylinder, zweikreisig, *25* Anhängerbremsventil, *26* Last/Leerventil, *27* Nebenverbraucher (z. B. Motor-Bremsanlage).

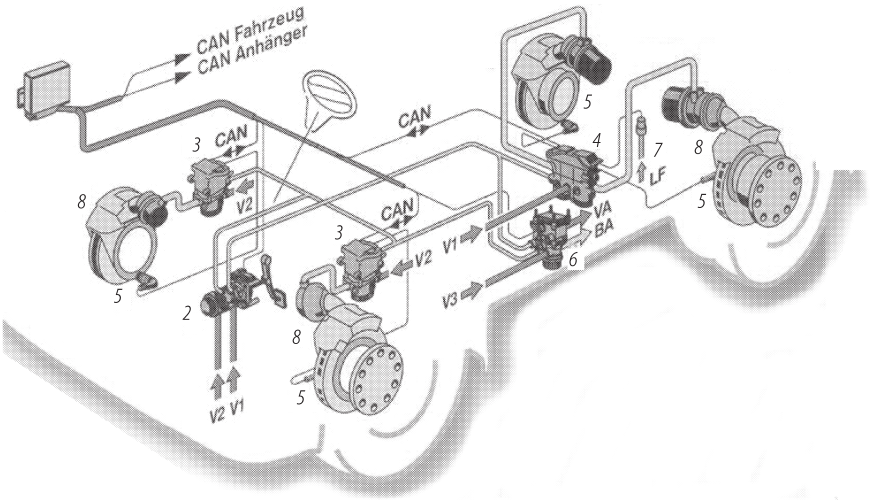


Bild 27. Elektronisches Bremssystem in Nfz. *1* Elektronisches Steuergerät, *2* Fußbremsmodul, *3* Druckmodul 1 K, *4* Druckmodul 2 K, *5* Drehzahlsensor, *6* Anhängermodul, *7* Lastsensor, *8* Radbremse [17]

Die Motorbremse benutzt Lösungen wie Auspuffklappen oder Konstantdrosseln sowie die Kombination von beiden Systemen. Derartige Systeme werden von zahlreichen Herstellern angeboten. Eine Lösung zeigt die Motorbremse „Exhaust Valve Brake“ (EVB) mit einem Proportionalventil. Der Fahrer selbst kann das gewünschte Bremsmoment in mehreren Stufen regeln. Das bei Dieselmotoren eingeführte System ist in **Bild 29** [19] dargestellt.

Da die Motorbremse allein nur eine begrenzte Wirkung zeigt, werden zusätzlich verschleißfreie Dauerbrems-Retarder eingesetzt. Retarder können als Primär- (zwischen Motor und Getriebe) und als Sekundärretarder (zwischen Getriebe und

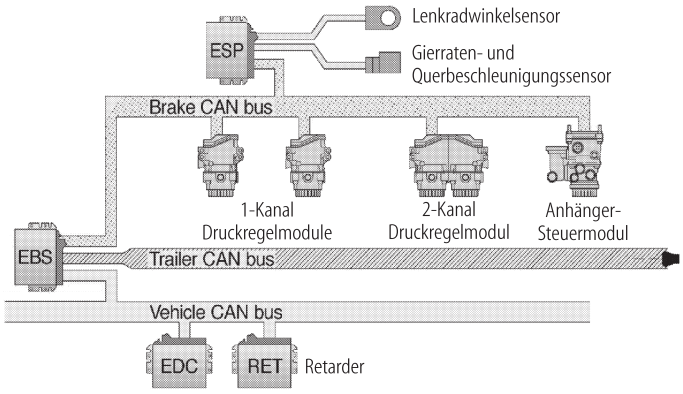


Bild 28. ESP im Nutzfahrzeug [18]

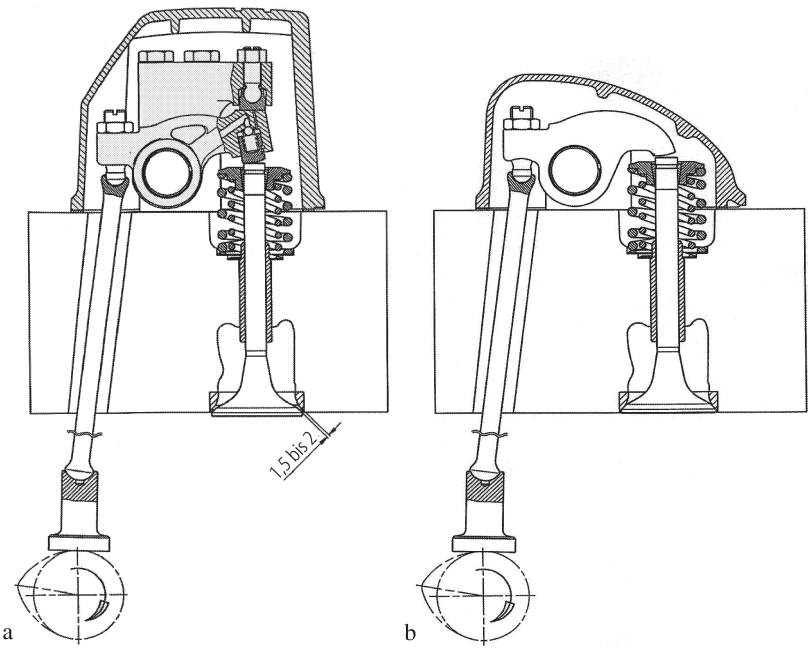


Bild 29 a, b. Abgasdrosselbremse EVB (MAN). **a** MAN-Exhaust Valve Brake; **b** Kipphebel Serie

Antriebsachse eingesetzt werden. Bei den Retarderausführungen unterscheidet man in elektrodynamische und hydrodynamische Retarder und einer speziellen Ausführung, dem Wasserretarder.

Die hydrodynamischen Retarder arbeiten nach dem Prinzip der hydrodynamischen Kupplung (Föttinger). Es ist auf ausreichende Kühlkreislaufdimensionierung zu achten, da die vom Arbeitsmedium Öl aufgenommene Wärme über Wärmetauscher an den Motorkühlkreislauf abgeführt wird. Trotz des relativ hohen Bauaufwandes kann der Retarder baulich in das Getriebe integriert werden. Eine Alternative ist die Sekundär-Retarder-Anordnung hinter dem Getriebe, der hohe Drehmomente 3000 Nm) erreicht.

Bild 30 [15] erläutert die Funktion eines elektrodynamischen Retarders. die entstehende Wärme wird an die Luft abgeführt. Im Vergleichzu den hydrodynamischen Retardern können sie schon bei niedrigen Drehzahlen hohe Bremsmomente aufweisen.

Eine besondere Variante zum Thema Retarder wurde von MAN im Herbst 2002 [20] vorgestellt. Es handelt sich um eine Wasserpumpe mit integriertem MAN-Retarder. In der Kombination mit der geregelten EVB und dem Primär-Retarder wird die Fahrzeugbetriebsbremse deutlich entlastet und leistungsmäßig mit einem verschleißarmen Sekundärsystem vergleichbar. Die besonderen Eigenschaften sind:

– hohe Bremsleistung schon bei niedrigen Fahrzeugge-

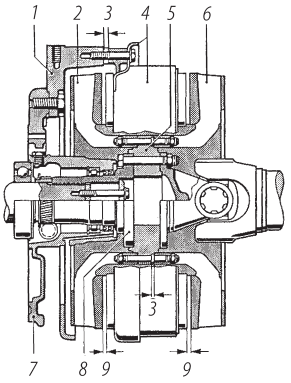


Bild 30. Elektrodynamischer Retarder. *1* Haltestern, *2* Rotor getriebeseitig, *3* Distanzscheiben (Luftspalteneinstellung), *4* Stator mit Spulen, *5* Zwischenflansch, *6* Rotor hinterachsig, *7* Getriebedeckel, *8* Getriebeausgangswellen, *9* Luftspalt

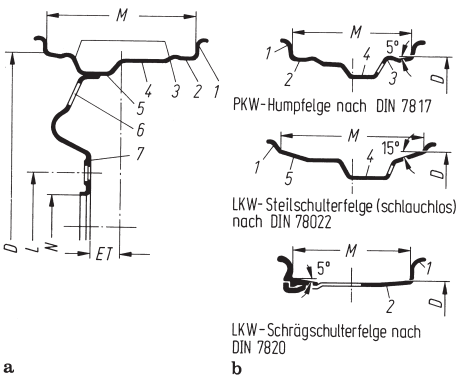


Bild 31. a Scheibenrad (z. B. 6J × 14H2); *1* Felgenhorn (z. B. Form J), *2* Schrägschulter, *3* Hump (z. B. Doppelhump H2), *4* Felge, *5* Tiefbett, *6* Belüftungsloch, *7* Radschüssel; *D* Felgendurchmesser (z. B. 14″), *L* Lochkreisdurchmesser, *M* Felgenmaulweite (z. B. 6″), *N* Mittenloch, *ET* Einpresstiefe; **b** Felgensysteme; *1* Horn, *2* Schrägschulter, *3* Hump, *4* Tiefbett, *5* Steilschulter; *M* Maulweite, *D* Durchmesser

schwindigkeiten, da Primär-Retarder abhängig von der Motordrehzahl;
- keine Einschränkung der Nebenabtriebsmöglichkeiten;
- hohe spezifische Leistungsdichte (Bremsmoment im Verhältnis zum Gewicht);
- sinnvoll kombinierbar mit MAN-TipMatic durch automatisierte Rückschaltung in den richtigen Drehzahlbereich.

1.5 Fahrwerke. Chassis

1.5.1 Reifen und Felgen. Tires and Rims

Bezeichnungen und Ausführungen

Die Felge und die Radscheibe bilden das Scheibenrad, auf das der Reifen montiert wird. In der Praxis bezeichnet man das Scheibenrad als Felge und die Einheit aus Scheibenrad und Reifen als Rad.

Die wesentlichen Einzelheiten der Felge sind: Felgenhorn, Felgenschulter und Felgenbett. **Bild 31** zeigt ein Scheibenrad und die diversen Felgensysteme. So bedeutet 6 J × 14 H2 die Hornform J nach ETRTO, Tiefbettzeichen ×, der Nenndurchmesser in Zoll (D) und Doppelhump (H2). Als Material wird zur Zeit noch im Wesentlichen Stahlblech verwandt. Wegen der Gewichtsproblematik setzt man in steigendem Maß Aluminium vorwiegend in Guss und vereinzelt in Schmiedeausführung ein. Magnesiumräder sind absolute Einzelfälle. Die Gewichtseinsparung bei gleicher Betriebsfestigkeit ist marginal. Außerdem ist das Korrosionsproblem zu beachten. Auch Aluminiumblech für Felgen wird schon vereinzelt in der Serie verwandt.

Die Reifen haben in der Vergangenheit eine deutliche Weiterentwicklung bezüglich Komfort, Gewicht, Langlebigkeit, Nässehaftung und in Form der Silicatechnik auch bezüglich eines verminderten Rollwiderstandes vollzogen.

Die Normung von Reifen und Rädern ist in der ETRTO (European Tyre and Rim Technical Organisation), DOT (Department of Transportation, USA), ECE (Economic Commission for Europe), FMVSS 208 (Federal Motor Vehicle Safty Standard) und DIN fest vorgeschrieben. Die Kennzeichnung beinhaltet:
- Reifenbreite (z. B. 195);
- Querschnittsverhältnis in % zur Breite (z. B. 65);
- Symbol für Bauart (R = radial, D = diagonal);
- Felgendurchmesser in Zoll (z. B. 15);
- Tragfähigkeitskennzahl (z. B. 91 = 615 kg maximale Last);
- Geschwindigkeitssymbol (z. B. T = 190 km/h).

In diesem Beispiel ergibt sich für die Reifenbezeichnung 195/65 R 15 91 T

Weitere Informationen sind
- der Verschleißanzeiger (T. W. I. = Tread Wear Indicator), sechs Querstege in den Profillängsrillen, die bei 1,6 mm Restprofiltiefe auftauchen;
- der DOT- (= Department of Transportation) Stempel;
- TUBELESS = schlauchlos oder TUBE TYPE = mit Schlauch;
- Produktionswoche (z. B. 409 = 40. Woche 1999);
- reinforced bei verstärkten Reifen;
- M + S bei Winterreifen.

Die Geschwindigkeitsklassen für M + S-Reifen sind Q : 160, T : 190, H : 210 und V : 240.

Bild 32 zeigt typische Reifenaufbauten.

Im Pkw ist der Radialreifen Standard; auch im Nkw haben sie deutliche Marktanteile gewonnen. Die Nutzfahrzeugreifen haben eine ähnliche Kennzeichnung wie die Pkw-Reifen nach ECE R54 zum Beispiel 275/80 R 22,5 146/144 M 16 PR. Neben der Tragfähigkeitskennziffer für Einzel- und Zwillingsbetrieb (im Beispiel 146/144) wird noch die konventionelle Tragfähigkeitsklasse im Ply-Rating (im Beispiel 16 PR) ausgedrückt.

Bild 33 zeigt einige am Rad eingeführte Größen. Statischer Reifenhalbmesser r_{stat} ist der Abstand zwischen Radmitte zum Boden (Einfederung).

Dynamischer Reifenhalbmesser r_{dyn} wird aus dem Abrollumfang ermittelt. $r_{dyn} \cdot 2\pi \cdot n = x$ (x zurückgelegte Wegstrecke, n Zahl der Radumdrehungen).

Beide Größen werden unter Standardbedingungen ermittelt. Sie sind jedoch von vielen externen Parametern abhängig, z. B. ist r_{dyn} am umfangkraftfreien und gerade rollenden Rad zu messen. Für Antriebs- (M_A) und Bremsmomente (M_B) gilt: $M_{A/B} = r_{stat} \cdot F_U$ mit F_U = Radumfangskraft.

Der Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit und Raddrehzahl erfolgt über $r_{dyn} : (1 + \lambda) \cdot v = r_{dyn} \cdot \omega_R$.

Allgemeine Anforderungen an Reifen

Ähnlich wie die sich ständig erweiternden Anforderungen an das Automobil, sind die Wünsche des Nutzers an den Reifen enorm hoch. Die Wünsche der Designer nach einem großen Reifendurchmesser ≈ 700 mm werden zunehmend erfüllt.

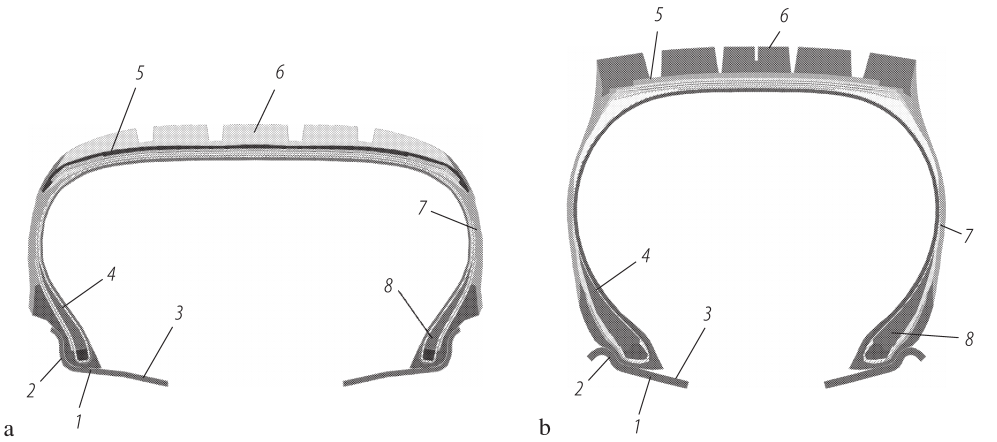


Bild 32a, b. Querschnitt durch **a** Pkw- und **b** Nfz-Reifen (Werkbild Conti) [21]. *1* Felgenschulter, *2* Felgenhorn, *3* Hump, *4* Karkasse, *5* luftdichte Gummischicht, *6* Lauffläche, *7* Seitenwandgummi, *8* Wulst

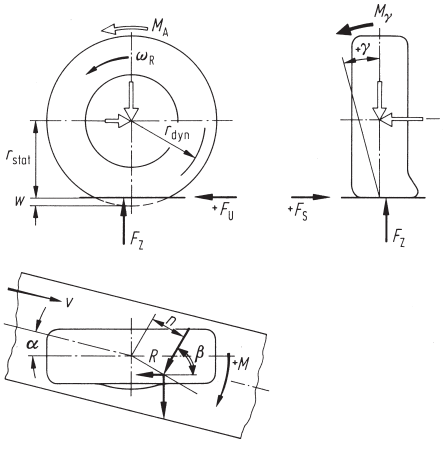


Bild 33. Einige am Rad gebräuchliche Größen. r_{stat}, r_{dyn} stabiler, dynamischer Reifenhalbmesser, M_A Antriebsmoment, M_B Bremsmoment, n Zahl der Radumdrehung, λ Umfangsschlupf, w_R Umdrehungen pro Sekunde, F Kraft

Durch die Notwendigkeit der Kraftstoffreduzierung muss der Rollwiderstand weiter reduziert werden. Die Kosten sollen durch Gewichts- und Materialeinsparung gesenkt werden, und in einigen Ländern wie z. B. den USA ist die Forderung nach „All Season Tires“ so groß, dass die meisten Hersteller diesem Zwang schon nachgegeben haben und ihn erfüllen.

Der Pkw-Kunde hat im Vergleich zum Nkw-Besitzer unterschiedliche Anforderungen. Typische Kundenforderungen sind in **Bild 34** dargelegt. Beim Kraftschluss wirken äußere Bedingungen, wie nass, trocken, kalt, warm oder Schnee, sehr stark ein.

Beim Nkw-Reifen sind die Schwerpunkte Dauerhaltbarkeit, Lenkungs-Straßenschonung, Tragfähigkeit und Runderneuerbarkeit zusätzlich signifikant. Für alle Reifenkunden gilt der Wunsch nach hoher Lebenserwartung, geringem Abrieb und Rollwiderstand und geringem Gewicht. Ähnlich wie bei den generellen Anforderungen an das Automobil gibt es ein klares Ranking in Richtung Sicherheit und Ökologie, obwohl bei ansonsten gleichen Eigenschaften häufig auch Markenimage und Optik (ganz wesentlich beim Pkw) die Kaufentscheidung bestimmen.

Moderne Reifenausführungen, die unter Mithilfe von rechnerischen Simulationsverfahren entwickelt wurden, sowie neue Laufstreifenmischungskonzepte ermöglichen niedrige Rollwi-

Fahrkomfort	Lenkverhalten	Fahrstabilität
Federungskomfort	... im 0°-Bereich	Geradeausstabilität
Geräuschkomfort	... im Proportionalbereich	Kurvenstabilität
Laufruhe	... im Grenzbereich	Bremsen in Kurven
	Lenkpräzision	

Kraftschluss	Haltbarkeit	Wirtschaftlichkeit/Umwelt
Traktion	Strukturelle Dauerhaltbarkeit	Lebenserwartung
Bremsweg	Hochgeschwindigkeitstüchtigkeit	Rollwiderstand
Rundenzeiten	Platzdruck	Runderneuerungsfähigkeit
Aquaplaning	Durchschlagsfestigkeit	Vorbeifahrgeräusche

Bild 34. Übersicht über Bewertungskriterien von Pkw-Reifen [22]

derstände bei gleichbleibend hohen Nässeeigenschaften und gutem Traktionsverhalten im Winter. Die Reduzierung des Rollwiderstandes muss ohne Verringerung anderer Eigenschaften z. B. der Fahrzeugsicherheit vollzogen werden.

Durch den geänderten Bewertungszyklus der europäischen Gesetzgebung hat sich die Bedeutung des Luftwiderstandes versus Beschleunigungs- und Rollwiderstand umgedreht. Der Rollwiderstandsindex ergibt mit der Radlast den Rollwiderstand. Eine 30-prozentige Verbesserung des Rollwiderstandsindexes mit einem $f_r < 0{,}01$ hat immerhin bei einem 1000-kg-Fahrzeug eine Verbrauchsreduzierung von 5% erbracht. Ein Rollwiderstandsindex von weniger als 0,006 ist für Fahrzeuge, die weniger als 3 l/100 km verbrauchen, außerordentlich wichtig. Beim Reifengewicht sind neue Materialien wie Aramid im Gürtel und im Wulst möglich. Bei 25% Gewichtsersparnis pro Reifen sind zusätzlich am Fahrzeug nochmals ca. 0,4% Kraftstoff einzusparen.

Neben der Rollwiderstandsreduzierung sind wegen der in Europa vorherrschenden und diskutierten Außengeräuschgrenzwerte weitere Feinabstimmungen notwendig. Die in Europa andiskutierten Grenzwerte von 12 dB(A) für das Außengeräusch erfordern Reifen mit einem Geräuschanteil von deutlich unter 70 dB(A) bei dem zur Zeit gültigen Testverfahren. Ohne die Belagsverbesserung der Fahrbahn wird dieser Wert generell nicht zu erreichen sein. Auch das Prüfverfahren ist neu festzulegen, um gesicherte Aussagen zu erhalten, ob das Außengeräusch auf der Straße tatsächlich reduziert wird.

Die Laufleistungserhöhung trägt ebenfalls zur Entlastung der Umwelt und der Kosten bei. Wichtig ist ein möglichst gleichmäßiger Reifenverschleiß an allen Rädern, bzw. mindestens an einer Achse, bei geringer Empfindlichkeit bezüglich des Reifendrucks. Die Frage der Wiederverwertbarkeit der Reifen ist von wachsendem Interesse. Bei der Dominanz des Verbrauchs von fossiler Energie ist die energetische Verwertung zumindest bei Pkw-Reifen das wirtschaftlichste Verfahren.

Kraftübertragung durch den Reifen

Die Reifenkraft F_R ist eine Funktion des Schlupfs zwischen Fahrbahn und Reifen. Für das frei rollende Rad ($F_R \leq F_U \leq 0$) mit einem Schräglaufwinkel α, der Differenzgeschwindigkeit quer $\Delta v = v \sin\alpha$, ist der Querschlupf $\Delta v / v = \sin\alpha \approx \alpha$.

Beim gerade rollenden Rad ohne Schräglaufwinkel ($\alpha = 0$), mit dem Umfangsschlupf λ, ist die Differenzgeschwindigkeit längs $\Delta v = \lambda \cdot v$.

$$\text{Längsschlupf} = \lambda = \frac{\Delta v}{v} = \frac{r_{dyn} \cdot \omega_R - v}{v},$$

Definition: $F_U = 0 \rightarrow \lambda = 0$.

Bild 35 zeigt den Beitrag beim Antreiben und Bremsen als Funktion des Umfangschlupfs. Im Bild sind für zwei unterschiedliche Reifentypen der Formänderungs- und der Gleitschlupf dargestellt.

Mit zunehmendem Schräglaufwinkel wird die Seitenkraft radlastabhängig bis zu einem Maximalwert im Bereich von 5° und 15° Schräglaufwinkel je nach Reifentyp, Sommer (Sportnormal), Winter aufgebaut, **Bild 36**.

Durch Latschverformung und die beginnenden Gleitvorgänge in der Kontaktzone zwischen Reifen und Fahrbahn entsteht ein Rückstellmoment, welches versucht, das Lenkrad wieder in die Ausgangsstellung zurückzuführen. Das Rückstellmoment erreicht ein Maximum, wenn die Schräglauflinie den linearen Anstieg deutlich verlässt und wird bei zunehmendem Schräglaufwinkel in der Regel negativ.

Bei gleichbleibendem Schräglauf nimmt die Seitenkraft nur degressiv mit der Radlast zu. Radlastschwankungen führen folglich zum Verlust an mittlerer Seitenkraft. Dies wird in der Fahrwerkstechnik (Rollachse, Stabilisatoren) zur Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens genutzt.

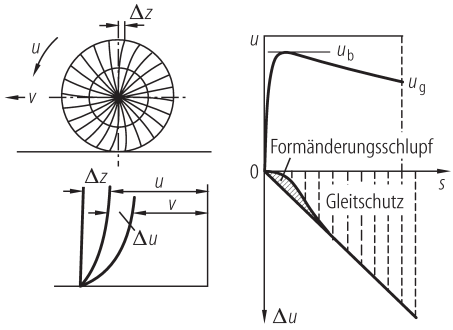


Bild 35. Antreiben – Bremsen – Umfangsschlupf [23]

Reifen unter Längs- und Querbelastung

Häufig wirken $F_U + F_S$ gleichzeitig, z. B. beim Bremsen in der Kurve. Dabei beeinflussen sich die Kräfte gegenseitig. Zum Beispiel am seitlich unter Seitenkräften ausgelenkten Latsch vergrößern die Antriebskräfte und verringern die Bremskräfte das Rückstellmoment M.

Unter der Annahme, dass im Latsch nicht mehr als eine maximale resultierende Reibungskraft R_{max} wirken kann, gilt für den Kammschen Reibungskreis: $R_{max} = \sqrt{F_U^2 + F_S^2}$.

Es interessieren auch kleinere Kraftschlussausnutzungen als der Grenzbereich nahe R_{max} (**Bild 37**). Das abgebildete Kennfeld entsteht, wenn man bei verschiedenen, jeweils konstant gehaltenen Schräglaufwinkeln α den Umfangsschlupf in möglichst weitem Bereich verstellt. Aus dem Bild lassen sich folgende Erkenntnisse ableiten:

- Die Umhüllende (maximaler resultierender Kraftschluss mit $F_R^2 = \sqrt{F_U^2 + F_S^2}$) ist kein Kreis wie nach KAMM, sondern eher elliptisch!

Die maximale Antriebskraft ist auf trockener Fahrbahn größer als die maximale Bremskraft ($F_{UA,\,max} F_{UB,\,max}$).

- Die Seitenkraft F_S ist ungleich Null bei 0° Schräglauf und wird als Nullseitenkraft bezeichnet ($F_S \neq 0$ bei $\alpha = 0°$).
- Solange die Umfangskraft noch Maxima ausbildet, erfolgt eine Umkehr ins Innere des Kennfeldes. Die gleiche Tendenz ist auch an den Linien konstanten Schlupfes (λ_1 und λ_2) zu beobachten.
- Die Kennlinien schmiegen sich tangential an einen Kreis *minimalen* Kraftschlusses an. Dieses ist eigentlich nur auf der Bremsseite mit blockiertem Rad vorstellbar.
- Bei geringem Schräglauf und kleiner Seitenkraft ist nur wenig Einfluss der Umfangskraft F_U auf den Betrag der Seitenkraft F_S festzustellen. Entsprechend gering ist auch der Einfluss der Seitenkraft F_S auf den Betrag kleiner Umfangskräfte.
- Im *Grenzbereich* dagegen ist die gegenseitige Beeinflussung sehr stark, wie an σ_3 oder λ_3 deutlich erkennbar ist!
- die Linien α = konstant (λ = konstant) fallen ins Kennfeldinnere zurück, wenn $\alpha\,\mathrm{deg}(\lambda\,\mathrm{deg})$ überschritten werden und nähern sich dem Kreis minimalen Kraftschlusses.
- Die Linien konstanten Schlupfes (λ = konstant) verlaufen wie die Linien konstanten Schräglaufes (α = konstant); sie sind „lediglich um 90° verdreht".
- Die Linien $\lambda_{3(4)}$ und $\alpha_{3(4)}$ verdeutlichen, dass bei ihrer Überlagerung $F_S(\alpha)$ bzw. $F_U(\lambda)$ keine Maxima mehr ausbilden können.

Bei dem Kennfeld (**Bild 37**) wird vorausgesetzt, dass in allen Richtungen im Latsch die gleiche Reibungsphysik gilt. Es entsteht folglich mit Form- und Gleitschlupf abhängig vom resultierenden Schlupf $K = \sqrt{\lambda^2 + (\sin\alpha)^2}$ die resultierende Reifenkraft $R = \sqrt{F_U^2 + F_S^2}$. Unter der Vernachlässigung der

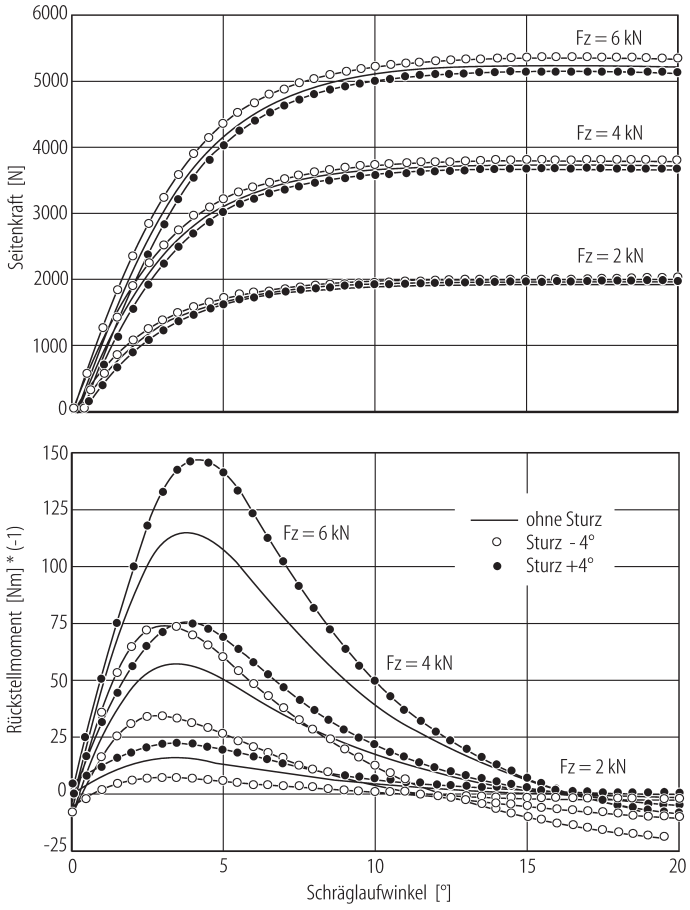


Bild 36. Seitenkraft und Rückstellmoment für einen typischen Pkw-Reifen bei unterschiedlichen Radlasten [24]

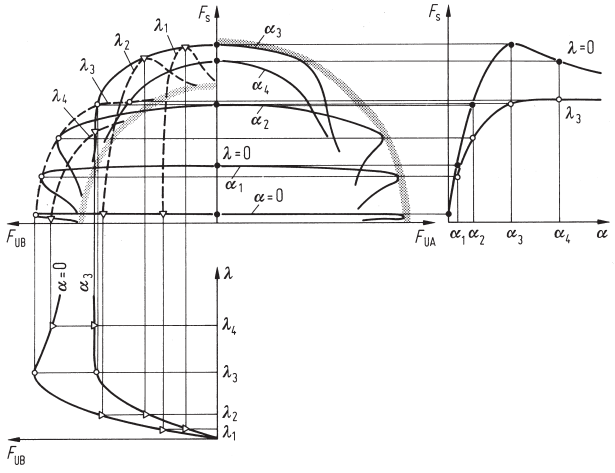


Bild 37. Das Zusammenwirken von Umfangs- und Seitenkräften, von Schräglauf und Umfangsschlupf

Nullseitenkräfte und der Unsymmetrie der Kraftschlussellipse (Kammscher Kreis konzentrisch) kann $R(\varkappa)$ über eine Ebene aus den Koordinaten λ und $\sin\alpha$ rotieren. Es entsteht der „*Reibungskuchen*“ [25]. **Bild 38** zeigt ein Beispiel. Die Kräfte verhalten sich wie die Schlupfwerte ($R/\varkappa = F_U/\lambda = F_S/\alpha$):

$$F_U = R\cos\beta;\quad F_S = R\sin\beta.$$

Verringerter Kraftschluss

Reifen auf nasser Fahrbahn. Das Dreizonenmodell in **Bild 39** zeigt, dass in der Trennzone 1 ein hydrodynamischer Trennfilm einen Teil der Radlast aufnimmt. Dadurch verringern sich F_S und F_U; die Wirkungslinie von F_S wird nach hinten verschoben. Wenn die Zone 1 den Latsch völlig unterwandert hat, herrscht Aquaplaning. Drainagegünstige Profilgestaltung (Rillenfläche, Profilnegativ, ausreichende Profiltiefe) ist hier gefordert.

Es folgt eine Übergangszone (*2*) mit Restwassernestern und die Kontaktzone (*3*). Hier ist das Wasser verdrängt, Gummi berührt die feuchte Fahrbahn. Die Gummimischung, die in Zone *1* bedeutungslos ist, bestimmt jetzt den Kraftschluss. Durch Reduzierung der Fahrgeschwindigkeit (hydrodynamischer Druck $\sim v^2$) kann die Zone (*3*) und damit die Sicherheit wirkungsvoll vergrößert werden.

In der Tendenz fallen die maximal erreichbaren Reifenführungskräfte mit der Geschwindigkeit und der Wassertiefe. **Bild 40** stellt den Umfangskraftbeiwert als Funktion des Schlupfs für die Fälle Antreiben und Bremsen für verschiedene Fahrbahnzustände dar [26].

Reifen bei winterglatter Fahrbahn. Entsprechend den Fahrbahnzuständen gibt es ein stark unterschiedliches Kraftschlussverhalten:

Schneeglätte. Es gibt unzählige Oberflächenarten von Schneematsch bis zum festgefahrenen, griffigen, kalten Schnee; Bremsblockierwerte 0,15–0,5.

Eisglätte. Eis aus auf der Fahrbahn vorhandenem Wasser, uneben, verschmutzt, ungleichförmig, große Vielfalt, μ ähnlich Schnee.

Glatteis. Auch Spiegeleis genannt, Eis aus Niederschlag auf unterkühlter Fahrbahn oder aus unterkühltem Regen, glasklar, gleichförmig ausgebreitet, nass, extrem glatt, $0{,}05 \le \mu \le 0{,}15$, tritt unterhalb $\vartheta = -5$ °C nicht mehr auf.

Die erreichbare Seitenkraft (Umfangskräfte verhalten sich entsprechend) wird deutlich größer, wenn die Eisoberflächentemperatur fällt. Mit ihrem Absinken nimmt die Dicke des auf dem Eis vorhandenen Flüssigkeitsfilmes („Liquid Layer“) ab. Schließlich verschwindet er bei -12 bis -15 °C. Die Maxima der Reifenkräfte über dem Schlupf werden gleichzeitig stärker, „giftiger“ ausgeprägt, weil bei größerem Schlupf die Reibarbeit das Eis erwärmt.

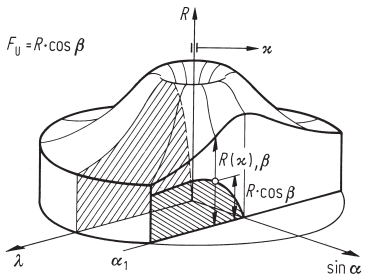


Bild 38. Reibungskuchen. Angeschnitten längs $\alpha_1 = \text{const}$: $U(\lambda, \alpha_1 = \text{const})$

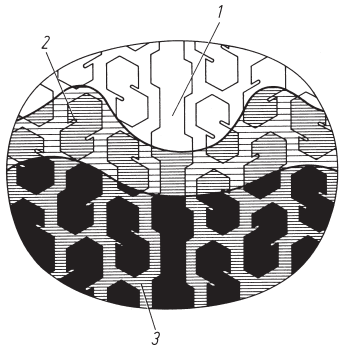


Bild 39. Dreizonenmodell bei Nässe. *1* Trennzone mit Wasserkeil verringern durch Profilgestaltung, *2* Übergangszone mit Restwasser, *3* Kontaktzone, Kraftschluss mit der geeigneten Gummimischung optimieren

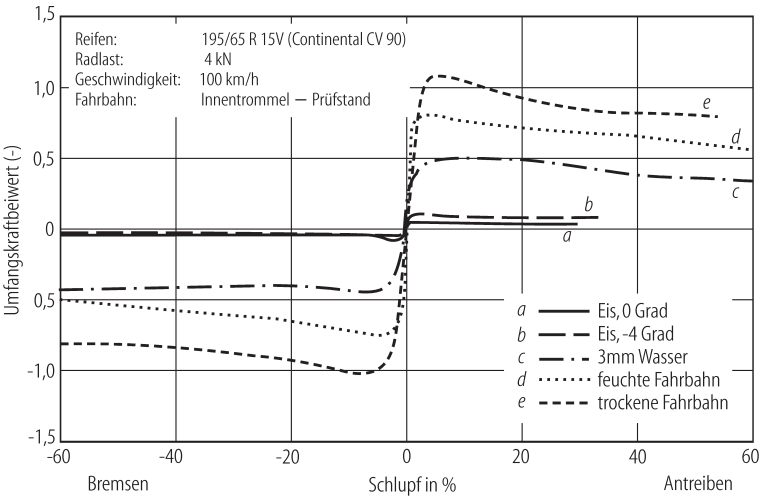


Bild 40. Umfangskraft als Funktion des Schlupfs für unterschiedliche Fahrbahnzustände

Wenn Winterbewehrungen wie Schneeketten und Spikes eingesetzt werden, entsteht statt adhäsivem kohäsiver, oberflächenzerstörender Kraftschluss. Dabei erreichen die Führungskräfte etwas höhere Werte, die zu großen Schlupfwerten hin nicht mehr fallen.
Für die Zukunft wird ein zunehmender Einsatz von SST (self supporting tires) zu finden sein, die auch luftlos genügend gute Notlaufeigenschaften haben. Aus Sicherheits- und Verbrauchsgründen sollte der Reifendruck überwacht und bei Abweichungen dem Fahrer angezeigt werden.

1.5.2 Radaufhängung und Radführung. Wheel suspension

In dem Bereich des Fahrwerks vollziehen sich momentan erhebliche technologische Veränderungen. Sie sind geprägt von dem Wunsch mit größter Priorität nach höherem Komfort, d. h. geringere Schwingungsbelastung und niedrigerem Abrollgeräusch, großer Fahrsicherheit, hoher Lebensdauer, Fehler-Null-Programmen und Gewichtsreduzierung [27–35]. **Bild 41** zeigt die Vorderachse des Audi A4 [36]. Diese Achse ist ein gutes Beispiel für eine Multimaterialanwendung. Die Gewichtseinsparung ist signifikant. Der Einsatz von elektrisch/elektronisch beeinflussten Systemen bewirkt einen Innovationsschub bei Feder-/Dämpfer-Systemen. Geregelte Luft- oder hydraulische Feder-/Dämpfer-Systeme, wie sie bereits in der Fahrzeugoberklasse eingesetzt werden [37–39], beeinflussen nicht nur die Schwingungsfrequenzen, sondern erlauben auch einen Niveauausgleich vorn und hinten, Teil- und Vollkompensation von Wanken und Nicken, Ladungseinflussminimierung und variable Bodenfreiheit.
Die Radaufhängung verbindet die Räder mit dem Fahrzeugaufbau bzw. -rahmen. Sie führt die Räder, deren Stellung durch die Raumkoordinaten und die Größen Vorspur und Sturz sowie die Elastizitäten sämtlicher Bauteile (Achse, Gelenke, Aufbau) beschrieben sind. Bei gelenkten Achsen sind zusätzlich Spreizung, Nachlauf und der Lenkrollhalbmesser von Bedeutung (**Bild 42**).
Beim Einfedern relativ zum Aufbau dreht sich das Rad rein kinematisch um den Momentanpol (**Bild 43**). Das Momentanzentrum einer Achse ergibt sich als Schnittpunkt der projizierten Verbindungslinie zwischen Momentanpol und Radaufstandspunkt in der vertikalen Querebene zwischen den Rädern mit der Längsmittenebene. Dies ist der Punkt, um den sich der Aufbau unter Einfluss einer Seitenkraft neigt. Seine

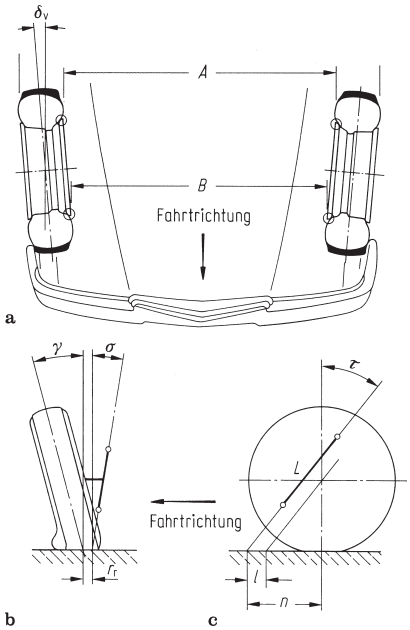


Bild 42a–c. Radstellungen (DIN 70000, 70020). **a** Vorspur $m = A - B$, Vorspurwinkel δ_v; **b** Sturz γ, Spreizung σ, Lenkrollhalbmesser r_r; **c** Nachlaufwinkel τ, Nachlaufstrecke n, Nachlaufversatz l, Lenkachse L

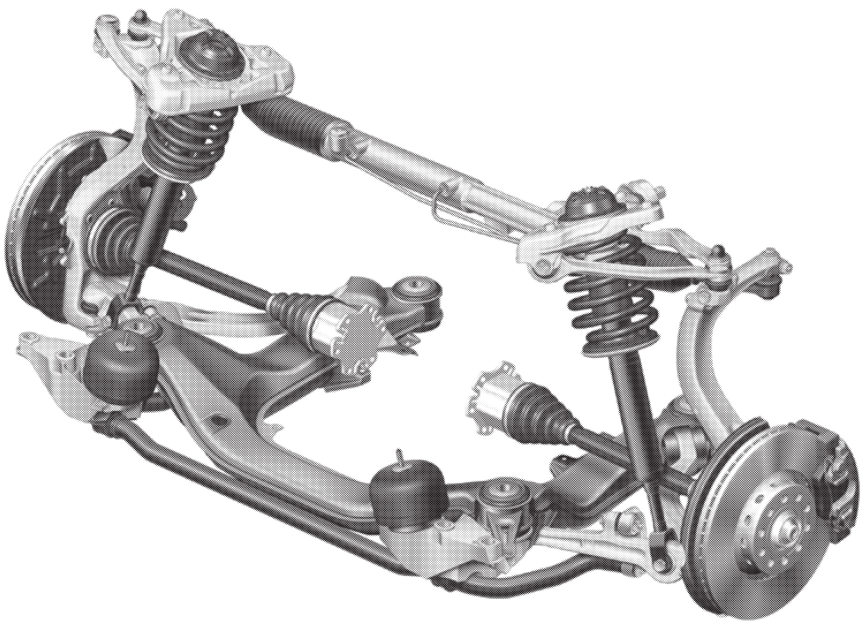


Bild 41. Vierlenker-Vorderachse des Audi A4 (Werkbild AUDI)

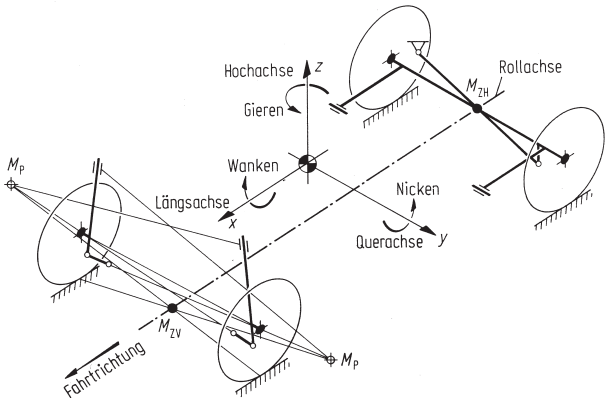


Bild 43. Bewegungsformen des Fahrzeugs. Rollachse, M_P Momentanpole der Räder, M_{ZV}, M_{ZH} Momentanzentren der Achsen

Lage hängt von der Bauart der Achse ab. In der Praxis kann das Momentanzentrum aus der Bahnkurve des Radaufstandspunkts eines Rads mit Hilfe einer an die Kurve gelegten Normalen bestimmt werden. Die Lage des Momentanzentrums ist im Allgemeinen von der Einfederung des Rades abhängig. Die Verbindungslinie der Momentanzentren vorn und hinten ist die Wankachse. Ihre Lage beeinflusst das Wankverhalten des Fahrzeugs und die Aufteilung von längs- und querdynamischen Zusatzlasten auf Vorder- und Hinterachse, d. h. das Eigenlenkverhalten. Für die Wankneigung ist der Höhenabstand Wankachse – Aufbauschwerpunkt maßgebend.

Analog zur Bewegung um die Fahrzeuglängsachse ergeben sich um die Querachse an Vorder- und Hinterachse die Nickpole. Für die Abstützung von Kräften in Längsrichtung (Anfahren und Bremsen) und das damit verbundene Nicken des Fahrzeugs ist der Höhenunterschied zwischen Aufbauschwerpunkt und Nickzentrum von Bedeutung.

Bei den Radführungen ist zwischen Einzelradaufhängungen, Verbund- und Starrachsen zu unterscheiden, weiterhin, ob es sich um gelenkte und/oder angetriebene Achsen handelt. Nach weiteren Kriterien wie Raumbedarf in der Höhe (ebener Gepäckraumboden) und in der Breite (Platz für Motor und Getriebe), möglicher Brems- und Anfahrnickausgleich, geeignete Radbewegung beim Ein- und Ausfedern, Lage des Momentanzentrums, Größe der aufzunehmenden Kräfte sowie konstruktiver Aufwand, d. h. Kosten, wird die für das jeweilige Fahrzeug geeignete Bauart gewählt (**Bild 44**).

Bauteile der Radführung sind Radträger, Lenker und Lager. Die Lenker führen das Rad und sind über die Lager mit Radträger und Fahrzeugaufbau verbunden.

Der Grundtyp einer Einzelradaufhängung ist die Fünflenkerführung mit einem Freiheitsgrad (Raumlenkerachse). Dabei können einzelne Lenker zusammengefasst werden, z. B. einzelne Querlenker zum Dreieckslenker. Entfällt ein Lenker, so wird der entsprechende Freiheitsgrad durch die übrigen Bauteile eingeschränkt. Frei bleibt nur die Federbewegung. Zur Optimierung der kinematischen Kennwerte Sturz, Vorspur, Wankzentrum, Nachlauf und Nickpol beim Einfedern des Rads werden die Momentanpole, die sich als Schnitt der Lenkermittellinien ergeben, verwendet (z. B. bei der Doppelquerlenkerachse in **Bild 44**).

Die Lagerung der Lenker erfolgt durch Trag- und Führungsgelenke, die je nach Auslegung und Notwendigkeit als Kugelgelenke oder als Gummigelenke (ggf. auch Kunststoff-Gelenke) ausgebildet sind. Traggelenke nehmen den Hauptteil der Vertikalkraft auf; es sind meist wartungsfreie Kugelgelenke, bei denen die Kugel in einer dauergeschmierten Kunststoffschale gleitet. Zur Geräuschisolation (z. B. Abrollhärte von Gürtelreifen) werden die Kräfte bei Führungslagern über Gummi- oder Kunststoffelemente übertragen, die zwischen Anschlussteile gepresst oder einvulkanisiert sind. Die verschiedenen Bauarten unterscheiden sich hinsichtlich der Richtung der aufzunehmenden Kräfte und nach den erforderlichen Bewegungsmöglichkeiten.

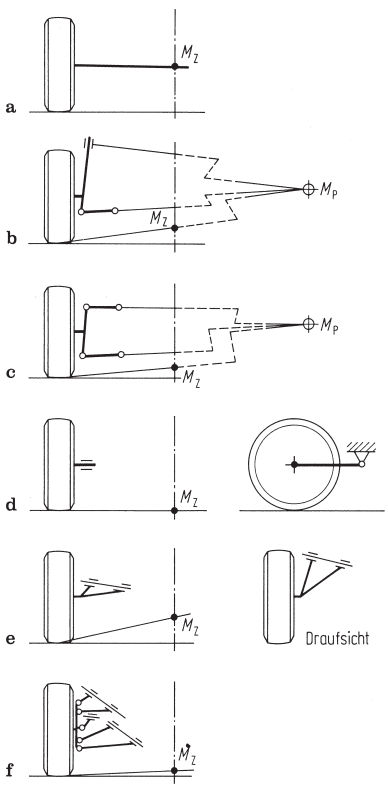


Bild 44a–f. Achsbauarten. M_P Momentanpol des Rads, M_Z Momentanzentrum des Aufbaus. **a** Starrachse; **b** Federbein-(McPherson-)Achse; **c** Doppelquerlenkerachse; **d** Längslenkerachse; **e** Schräglenkerachse; **f** Fünf-(Raum-)lenker-Achse

Da Elastizitäten in jeder Radführung vorhanden und erwünscht sind, werden sie gezielt zur Kursstabilisierung eingesetzt. Die gezielte Auslegung eines derartigen Lagers kann damit zu einer gewollten Korrektur der Radstellung in bestimmten Situationen ausgenutzt werden. Beispiel sind die spurkorrigierenden Lager, die bei Kurvenfahrt durch die Seitenkräfte einen Lenkeffekt erzielen, wodurch das Eigenlenkverhalten verbessert werden kann (**Bild 45**). Das Prinzip der Verbundlenkerachse wurde in millionenfacher Ausführung weltweit verbaut.

Im folgenden sollen Details von Fahrwerkkonstruktionen dargestellt werden. In **Bild 46** ist die Kinematik der Vorderachse des Audi A4 zu sehen.

Bild 47 zeigt eine moderne Hinterachse für ein Frontantriebsfahrzeug [41]. Diese Achse zeichnet sich durch sehr gute Fahrzeugeigenschaften bei gleichzeitig sehr gutem Abrollkomfort aus.

In den modernen Fahrwerken hat man auch die Möglichkeit, das Fahrverhalten durch aktives Bremsen des Einzelrades zu beeinflussen. **Bild 48** zeigt die Giermomentenregelung, die auch auf eine „slip-angle"-Kontrolle erweitert werden kann. Zu diesem Zweck wurde das hydraulische System des ABS erweitert, um einen aktiven Bremseneingriff an allen vier Rädern zu ermöglichen. Zusätzliche Sensoren für den Lenkradwinkel, die Giergeschwindigkeit und die seitliche Beschleunigung wurden notwendig. Der Mikroprozessor vergleicht die Sensorsignale, die das Fahrzeugverhalten beschreiben, mit der Intention des Fahrers und veranlasst eine aktive Korrektur nicht nur als Regelung für stabiles Kurvenbremsen, sondern auch als Vorsteuerung (außen mehr bremsen als innen) eingesetzt über die gezielte Betätigung der Bremse eines Einzelrades.

Bild 49 stellt eine Ausführung des ESP dar. Diese elektronische Fahrstabilitätsregelung integriert die Funktionen Radschlupfregelung (ABS, EBV, ASR) und Giermomentbeeinflussung (GMBR). Dadurch wird das Fahrzeug mit Hilfe von Bremsen- und Motoreingriff bezüglich der Längs- und Querdynamik stabilisiert.

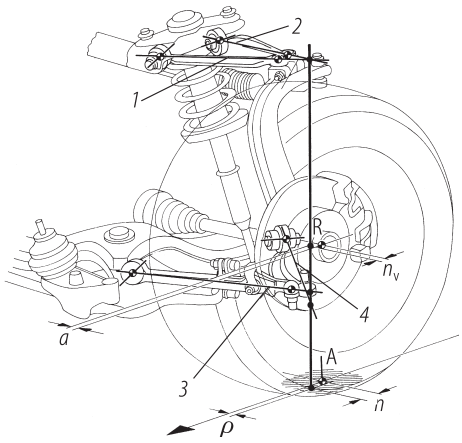


Bild 46. Virtuelle Lenkachse der Vierlenkervorderachse Audi A4 (Werksbild Audi). *1-4* Richtungen der Lenker, R Radmittelpunkt, A Radaufstandspunkt, *n* Nachlaufstrecke, n_v Nachlaufversatz, ϱ Lenkrollradius, *a* Störkrafthebelarm

1.5.3 Federn. Springs

Der Zweck der Achsfederung ist die elastische Abstützung des Aufbaus gegenüber den Achsen. Sie bewirkt damit u. a. eine Erhöhung des Fahrkomforts, der Lebensdauer und der Fahrsicherheit; gleichzeitig gleicht sie die statische Überbestimmung der vier Räder aus. Sie soll den Aufbau von den hochfrequenten Schwingungen des Rades isolieren, aber bei einer langwelligen Fahrbahnkontur nachführen. Außerdem soll die Federungseigenschaft möglichst bei allen Beladungszuständen gleich sein. Die Kraft-Weg-Kennung der Feder ermöglicht die Optimierung des Gesamtsystems Aufbau und der Achsmassen bezüglich der Eigenfrequenz. Die **Bilder 41**,

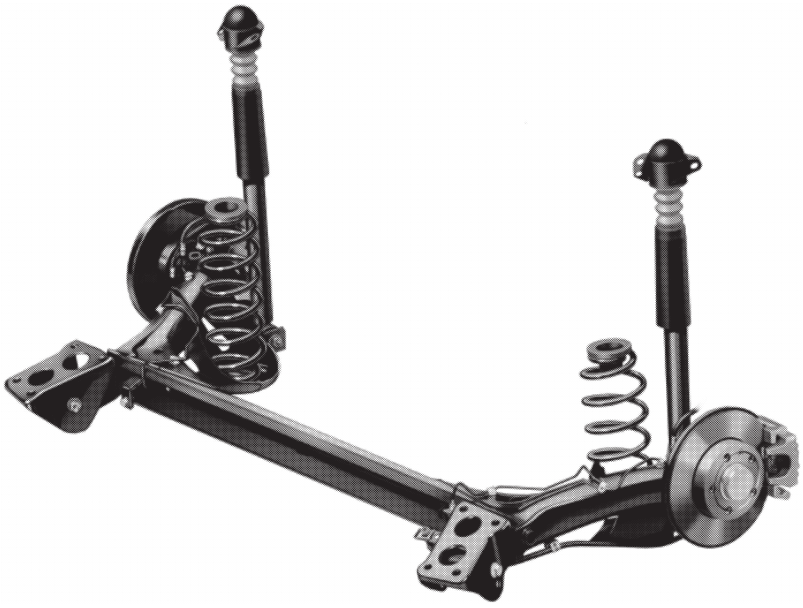


Bild 45. Hinterachse des Volkswagen Golf [40]

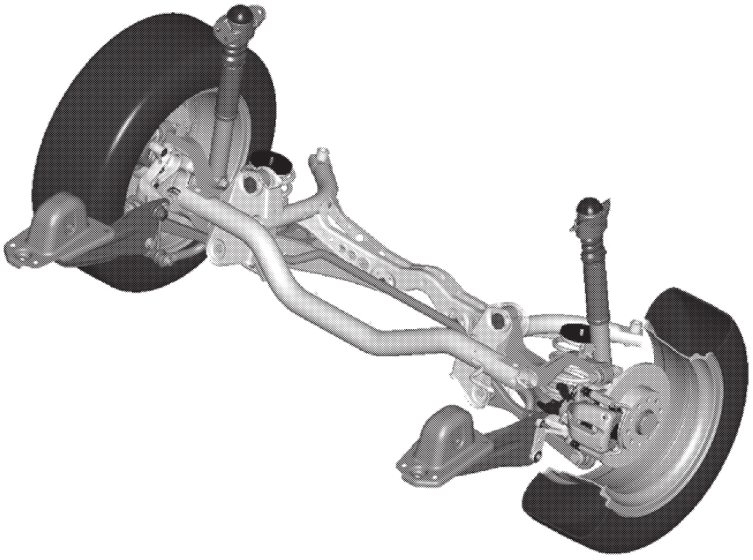


Bild 47. Hinterachse für Frontantriebfahrzeug (Werkbild Volkswagen AG)

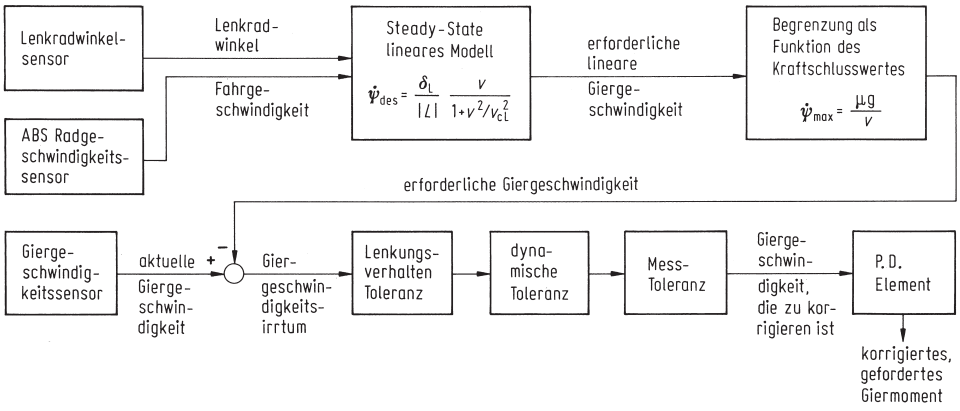


Bild 48. Giermomentregelung

45, **46** und **47** zeigen Ausführungen von Vorder- und Hinterachsfederungen.
Die Federungssysteme lassen sich nach Medien und Werkstoffen folgendermaßen einteilen: Stahl-, Luft- und Gas-, Kunststoff- und Gummifedern (s. **G 2**). Am weitesten verbreitet sind Stahlfedern, die es in den unterschiedlichsten Bauarten gibt.

Blattfedern, im Überwiegenden in Nkw, sind häufig Radführung und Federung gleichzeitig ausgeführt (Längslenker an Starrachsen). Ihr Aufbau ist einfach; sie sind kostengünstig. Ein Nachteil ist bei geschichteter Trapezfederung die Reibung. Diese kann jedoch durch Kunststoffzwischenlagen verringert bzw. bei ausgewalzten Parabelfedern ganz vermieden werden. Kunststoffblattfedern (hohe Kosten) wurden im Ford Capri und GM-Corvette eingesetzt. Wegen ihrer elastischen Längenänderungen und Baugröße sind Blattfedern im Pkw nicht mehr im Einsatz.
Die Schraubenfeder ist eine schraubenförmig gewickelte Torsionsfeder, bei der durch unterschiedliche Dicken des Drahtes und Formen eine progressive Kennung erreicht werden kann. Sie wird zylindrisch oder als Tonnenfeder ausgeführt. Dem Vorteil der geringeren Masse und des geringeren Bauvolumens steht der Nachteil, dass man eine gesonderte Radführung benötigt, gegenüber. Allerdings ist dadurch auch die Radführung völlig unabhängig von den Eigenschaften einer Feder zu beeinflussen.

Torsionsfedern werden außer zur Abfederung des Aufbaus im Wesentlichen als Stabilisator eingesetzt. Dieser wirkt bei wechselseitigem Einfedern und verringert dabei die Wankneigung, ohne dass die Hubeigenfrequenz verändert wird. Er erhöht außerdem die Radlastdifferenz bei Kurvenfahrt und vermindert damit die mittlere Seitenführungskraft. Hierdurch kann das Eigenlenkverhalten eines Fahrzeugs beeinflusst werden.
Zusatzfedern, die als Zug- oder Druckanschlag dienen bzw. parallelgeschaltet zu einer linearen Feder eine progressive Kennlinie ermöglichen, sind aus Gummi oder zelligem Polyurethan-Elastomer hergestellt.

Luft- und Gasfedern. Diese Federungssysteme sind bei Reiseomnibussen Standard und bei Nkws stark verbreitet, da über

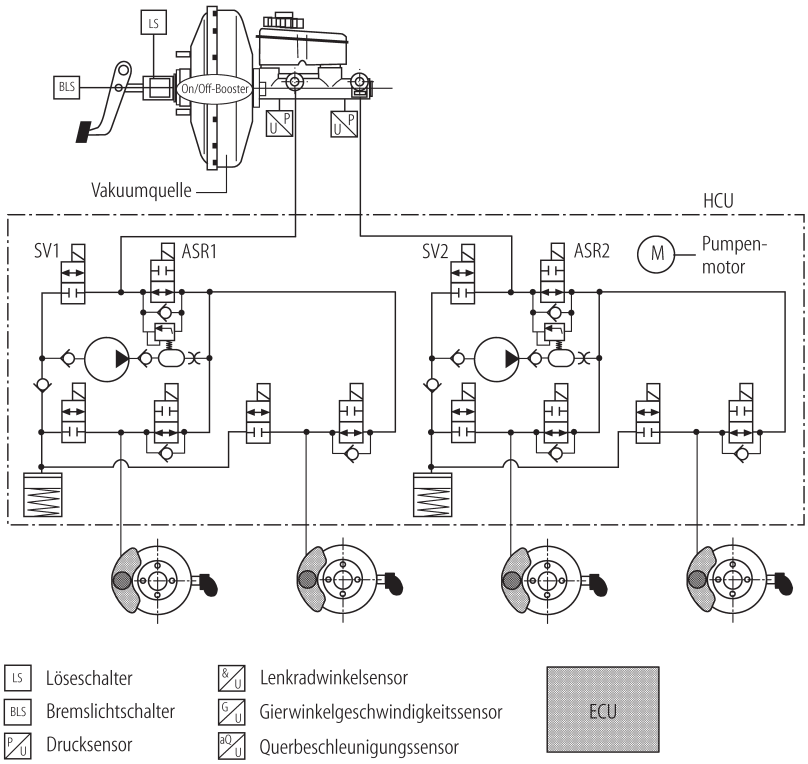


Bild 49. Systemschaubild ESP [42]

das Bremssystem die Luft vorhanden ist. Die Systeme werden unterteilt nach Federn mit konstantem Gasvolumen und konstanter Gasmasse. Niveauregulierung erlaubt bei Bussen gleiche Einstiegshöhe und bei Nkw eine Höhenverstellung der Ladefläche. Allgemein ist der höhere Fahrkomfort, die Schonung von Mensch und Gütern sowie der Straße durch eine geringere Radlastschwankung wichtig. Bei Pkw-Fahrzeugen wird die Luftfederung häufig nur als Zusatzfeder an der Hinterachse zur Niveauregulierung eingesetzt. Volltragende Gas- oder Luftfedersysteme setzen sich verstärkt durch, z. B. im Citroen, Lexus, bei amerikanischen Pkws und in der Daimler/Chrysler S-Klasse, Volkswagen-Phaeton [37] und Audi A8. Bei Roll- und Faltenbälger (sehr verbreitet bei Lkw und Bussen) wird mit zunehmender Beladung Gas (meist Luft) mittels eines Kompressors nachgepumpt, um das Niveau und damit das Volumen konstant zu halten (Arbeitsdruck etwa 10 bar). Aus der Proportionalität von Druck und Aufbaumasse resultiert eine konstante Aufbaueigenfrequenz, da die Federrate $c = (p n A^2)/V$ mit p Druck, n Polytropenexponent, A wirksame Fläche und V Volumen über den Druck proportional mit der Beladung zunimmt. **Bild 50** zeigt eine Rollbalgluftfeder.

Hydropneumatische Federn (**Bild 51**) arbeiten mit einer konstanten Gasmasse (meist Stickstoff). Damit das Niveau konstant gehalten wird, wird bei Beladung mittels einer Hydraulikpumpe Öl nachgepumpt (Druck 70 bis 100 bar). Die Aufbaueigenfrequenz steigt mit der Beladung an, da sich der Gasdruck erhöht und das Volumen verringert. Durch Kombination mit einer Stahlfeder kann eine gleichzeitige Verwendung der Flüssigkeit für Dämpfung, Bremse, Lenkung etc. (Zentralhydraulik) erreicht werden.

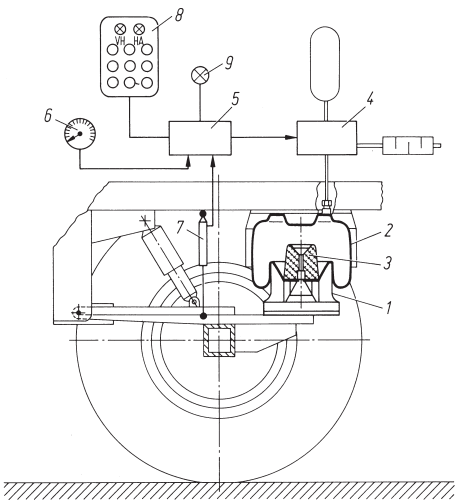


Bild 50. Elektronisch gesteuerte Luftfederung für Nutzfahrzeuge mit Rollbalgluftfeder. *1* Abrollstempel, *2* Rollbalg, *3* Gummi-Hohlfeder als Endanschlag und Federelement bei Ausfall der Druckluftversorgung, *4* Magnetventilblock, *5* Elektronik, *6* Tachometer, *7* Wegsensor, *8* Fernbedienung, *9* Kontrolllampe

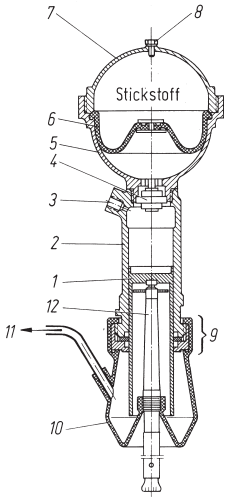


Bild 51. Integriertes Gasfeder-Dämpferelement von Citroen. *1* Kolben, *2* Zylinder, *3* Zufuhr der Flüssigkeit zur Niveauregulierung, *4* Dämpferventil, *5* untere Kugelhälfte, *6* Membrane, *7* obere Kugelhälfte, *8* Verschlussstopfen für Einfüllöffnung, *9* Dichtsystem, *10* Dichtstulpen, *11* Rücklauf, *12* Federungsstößel

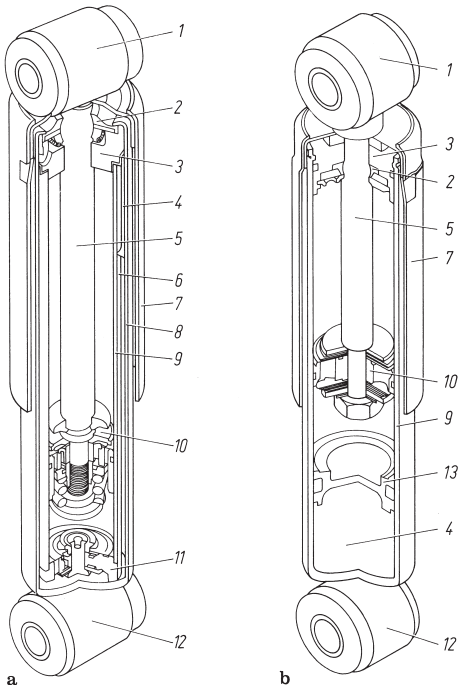


Bild 52. **a** Zweirohrdämpfer; **b** Einrohrdämpfer. *1* Befestigungsgelenk, *2* Kolbenstangendichtung, *3* Kolbenstangenführung, *4* Gas, *5* Kolbenstange, *6* Ölvorratsraum, *7* Schutzrohr, *8* Behälterrohr, *9* Arbeitszylinder, *10* Kolbenventil, *11* Bodenventil, *12* Befestigungsgelenk, *13* Trennkolben

1.5.4 **Dämpfung.** Shockabsorption

Die Schwingungsdämpfer wandeln kinetische Energie in Wärmeenergie um. Sie lassen sich unterteilen in: hydraulische Dämpfer und dynamische Dämpfer wie Tilger. Die wichtigen Einsatzgebiete für die Dämpfung sind die Lenkung, der Aufbau und die Räder. Die Standardbauweise ist der hydraulische Teleskopdämpfer, um Fahrkomfort und Fahrsicherheit zu erhöhen. Bei der Abstimmung der Dämpfung liegt zwischen diesen Ansprüchen häufig ein Zielkonflikt vor. Der Dämpfer ist parallel, oft koaxial zur Tragfeder angeordnet. Bei einer Relativbewegung zwischen Aufbau und Achse wird das Dämpferöl durch Ventile gedrückt; durch Drosselung ergibt sich eine etwa dem Volumenstrom (d.h. der relativen Kolbengeschwindigkeit) proportionale Dämpfkraft. Es wird eine turbulente Strömung angestrebt, da hierdurch der Einfluss der Flüssigkeitsviskosität und damit der Temperatur auf die Dämpfkraft gering gehalten werden kann. Ein Konstantdurchlass erzeugt einen progressiven Anstieg der Dämpfkraft mit der Geschwindigkeit. Da aber auch lineare oder degressive Verläufe die Regel sind, werden vielfach federbelastete Ventile eingesetzt.

Es kommen Ein- und Zweirohrdämpfer zum Einsatz. Einrohrdämpfer müssen, Zweirohrdämpfer können mit Gasvordruck arbeiten, um Ölverschäumungen und damit Kennungseinbrüche zu vermeiden und um Volumina auszugleichen (einfah-

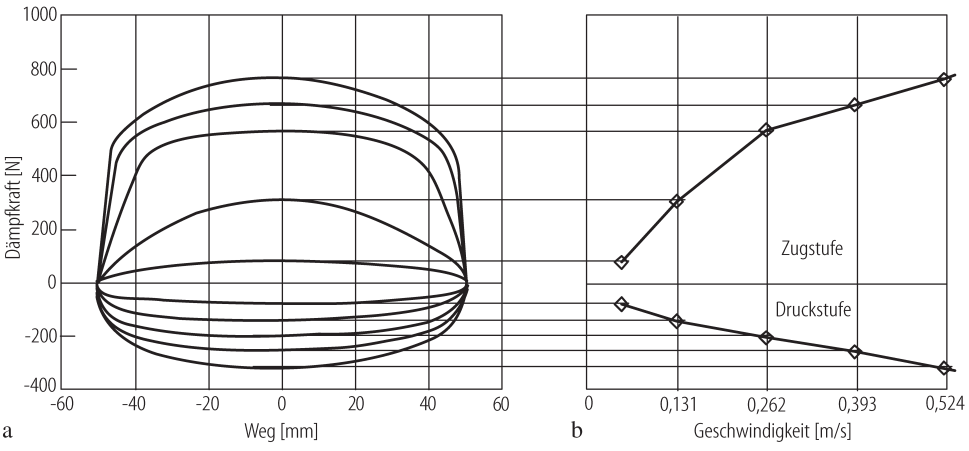


Bild 53. **a** Kraft-Weg-, **b** Kraft-Geschwindigkeitsverlauf

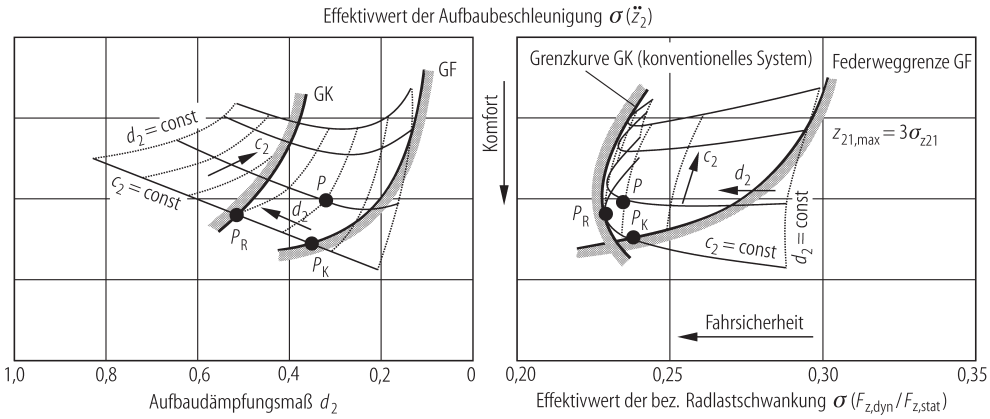


Bild 54. Auslegungsgrenzen Komfort-Fahrsicherheit [43]. P_R Auslegung auf minimale Radlastschwankung, P_K Auslegung auf maximalen Komfort, P Auslegungspunkt (Beispiel mit notwendiger Federweg-Reserve für Einzelhindernisse)

rende Kolbenstange). In **Bild 52** sind die beiden Systeme gegenübergestellt.

Die Ventile sind im Kolben, beim Zweirohrdämpfer zusätzlich im Boden angeordnet. Das im Druckhub eintretende Kolbenstangenvolumen wird durch ein Bodenventil in den Ausgleichsraum zwischen den zwei Rohren gedrängt. Beim Einrohrdämpfer wird durch das Eintauchen der Kolbenstangen ein Gaspolster komprimiert, weshalb diese Bauart stets eine Austriebskraft der Kolbenstange aufweist. Besonderheiten bei Dämpfern sind z. B. unterschiedliche Zug- und Druckstufe, wegabhängige Dämpfung durch Nuten in der Zylinderwand oder konische Rohre bzw. hydraulische Zuganschläge. Das Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeitsverhalten eines Dämpfers zeigt **Bild 53**.

1.5.5 Geregelte Feder-/Dämpfersysteme im Fahrwerk

Controlled spring/damper systems for chassis

Zielkonflikte bei der Abstimmung von Federung und Dämpfung führten zur Entwicklung von passiven Fahrwerkselementen mit variabler Kennung sowie aktiven Elementen. Guter Fahrkomfort und gleichzeitig hohe Fahrsicherheit (Radlastschwankung, Handling, Wanken) ist anzustreben, wobei diese Größen möglichst vom Beladungszustand, der Fahrbahnqualität und der Fahrgeschwindigkeit unabhängig sein sollten. Bei Nutzfahrzeugen ergibt sich durch gesteuerte oder geregelte Fahrwerke ein zusätzliches Verbesserungspotential im Hinblick auf Fahrbahnbeanspruchung und Ladegutschonung.

Bild 54 zeigt den Zielkonflikt zwischen Fahrzeugsicherheit und Komfort. Die Darstellung zeigt auch die Möglichkeiten durch die Wahl der Dämpferkonstanten d_2 für eine gegebene Aufbaufederkonstante c_2 die optimale Auslegung gefunden werden kann. Bei Federdämpfersystemen unterscheidet man die im Prinzip in **Bild 55** dargestellten Systeme.

- Ein adaptives System bewirkt eine Anpassung von Dämpferkennung, Fahrzeugniveau, seltener auch die Federrate an die Variablen: Fahrzeugmasse, Fahrzeuggeschwindigkeit, Fahrbahnzustand zum Beispiel durch Änderung des Bypassquerschnittes oder von mechanischen Komponenten. Die Variation erfolgt relativ langsam ohne wesentlichen Energieaufwand.
- Bei halbaktiven (semiaktiven) Systemen werden die passiven Elemente durch ein aktives Stellglied ergänzt. Es werden nur niederfrequente Aufbauschwingungen reduziert. Im Normalfall muss stetig Energie zugewandt werden.

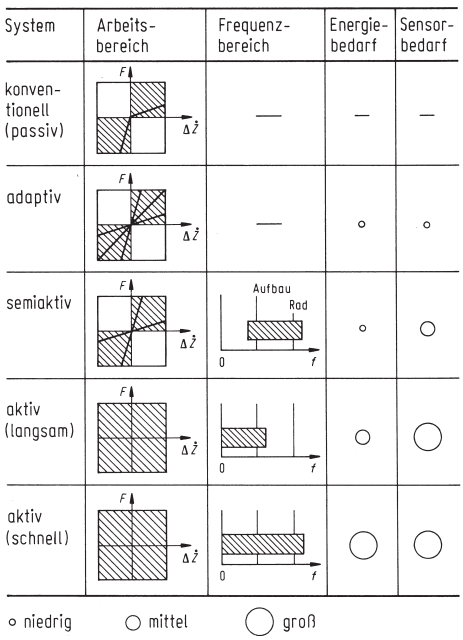


Bild 55. Vergleich von Federungs-/Dämpfungssystemen [27]. Gesteuerte Fahrwerke sind z. Z. in erster Linie in Form von adaptiven Systemen in Serienfahrzeugen anzutreffen. Am weitesten verbreitet ist die Niveauregelung, bei Pkw oft als Hydropneumatik oder Luftfeder ausgeführt

- Bei einem aktiven Fahrwerk ersetzt oder unterstützt ein Stellglied (Luft oder Hydraulik) die passiven Fahrwerkelemente. Das Verbesserungspotentional ist sehr groß. Allerdings ist aufgrund der Kosten und des Energiebedarfs bis jetzt der Einsatz nur bei Fahrzeugen der Oberklasse erfolgt.

Als Alternative zum herkömmlichen Fahrwerk werden verstärkt hochdynamisch geregelte Fahrwerkelemente eingesetzt. **Bild 56** zeigt das AAS-(Adaptive AIR Suspension-)System [37, 38], welches im Jahr 2002 beim Volkswagen Phaeton und beim Audi A8 eingesetzt wurde. Bei diesem System ist

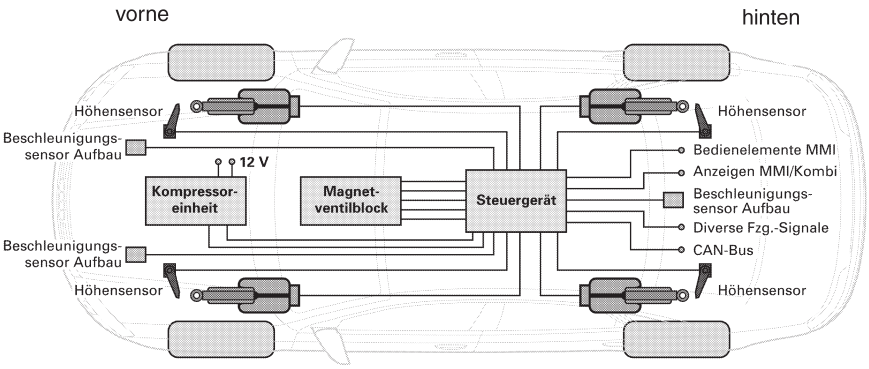
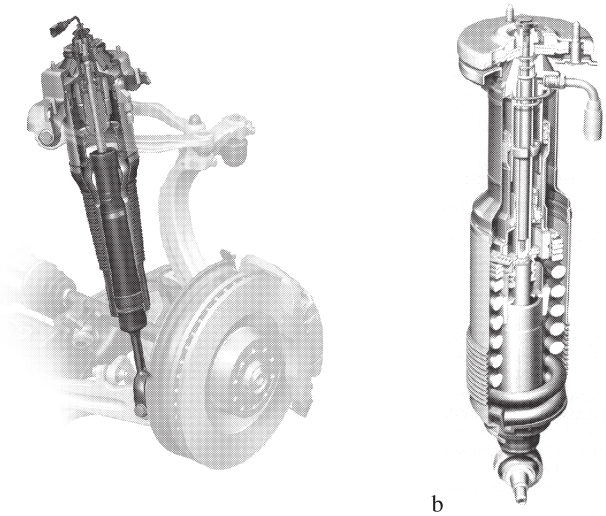


Bild 56. Elektrikschaltplan des Luftfeder-/Dämpfer-System bei Audi A8/Volkswagen Phaeton (Werkbild Audi)



a b

Bild 57 a, b. Feder/Dämpfersystem. **a** beim Audi A8/Volkswagen Phaeton; **b** bei der Daimler/Chrysler S-Klasse, SLK [44]

die Zug- und Druckstufe rechnergesteuert, entsprechend der Fahrbahn- und Fahrzeugsituation, anpassbar. Der Durchbruch für die Luftfederung wurde möglich, weil die „harshness" durch extrem dünnwandige, außengeführte Bälge sehr verbessert worden ist. Als Alternative hat Mercedes in der S-Klasse unter der Bezeichnung ABC (Active Body Control) ein hydraulisches System eingesetzt [39]. Aufbaufrequenzen bis zu 5 Hertz werden bei nahezu allen Fahrsituationen ausgeglichen. Beim ABC von DC wird mit weichem Dämpfer, aber harter Feder gearbeitet. Bei hochfrequenter Anregung ergeben sich kleine Hübe, deshalb stört die harte Feder nicht. Bei niederfrequenter Anregung ergibt eine Fußpunktverstellung eine weiche Feder bei guter Dämpfung. Bei beiden Konzepten sind Niveauregulierung und variable Bodenfreiheit möglich, **Bild 57**.

1.5.6 Lenkungen. Steering systems

Lenksysteme sind neben den Bremsen die Fahrzeugbauteile, die dem Kunden unmittelbar ein Gefühl der Fahrsicherheit vermitteln. Jeder Fahrer ist sofort und während der gesamten Fahrzeit über Lenkung, Achse, Räder mit der Fahrbahn verbunden. Aus Komfort- und Sicherheitsgründen werden in zunehmendem Maß Servolenkungen mit hydraulischer und zunehmend beim 12 Volt-Bordnetz bis ca. 1200 kg Lenkachslast mit elektromechanischer Unterstützung eingesetzt. Die Tendenz geht aus Gründen der Senkung des Verbrauchs an Kraftstoff zu Servolenkungen mit elektrischer Energieversorgung aus dem Bordnetz, da der Elektromotor nur bei Bedarf zugeschaltet oder im Stand-by-Betrieb hochgefahren werden muss. Zukünftige Lenkungen werden im Pkw auch Zusatz-/Summenlenkgetriebe (active front systems) einsetzen. Weitergehende Aktivitäten bestehen in den Entwicklungsarbeiten für „drive-by-wire-Systeme". Bei derartigen Systemen ist die mechanische Verbindung zwischen Lenkrad und gelenkten Rädern nicht mehr vorhanden. Damit wachsen die Freiheitsgerade in der Auslegung zum Beispiel bei der Gestaltung des Lenkradmomentes. Allerdings erfordern diese Systeme einen wesentlich höheren Aufwand bezüglich der Sicherheit des Systems und eine überzeugende Rückfallebene [43].

Bei fliehkraftfreier Kreisfahrt wirken keine Reifenseitenkräfte auf das Fahrzeug und entsprechend stellen sich auch keine Schräglaufwinkel ein: Es ergibt sich die in **Bild 58** gezeigte Fahrzeugstellung, bei der sich aufgrund geometrischer Geset-

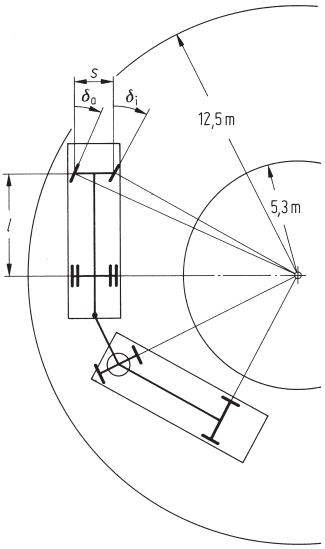


Bild 58. Lenkgesetz (Ackermann) und Lastzugstellung bei fliehkraftfreier Fahrt im BO-Kraftkreis nach § 32 StVZO. Der Ackermann-Winkel δ_A entspricht dem mittleren Lenkwinkel $\delta_m = (\delta_a + \delta_i)/2$

ze die Verlängerungen aller Radachsen im Kurvenmittelpunkt schneiden (Ackermann-Gesetz).

Die bei höheren Geschwindigkeiten wirkende Fliehkraft erfordert Seitenkräfte mit entsprechenden Schräglaufwinkeln, wodurch es zu Abweichungen vom Ackermann-Gesetz kommt (Eigenlenkverhalten s. **Q 1.6**).

Wie zu erkennen, ist das kurveninnere Rad stärker eingeschlagen als das kurvenäußere, die Differenz ist der Voreilwinkel (Spurdifferenzwinkel)

$$\cot\delta_a - \cot\delta_i = s/l.$$

In der Praxis wird dieses Lenkgesetz nur annähernd verwirklicht, weil der Schwimmwinkel (s. **Bild 67**) bei Kurvenfahrt die Stellung zum Pol verändert, da die kurvenäußeren Räder stärker belastet sind, und damit der Radraumbedarf und die Lenkkräfte zu hoch werden. Erzeugt wird die Lenkbewegung der Räder durch ein Lenkvieleck (**Bild 59**). Bei seiner Auslegung spielen die oft begrenzten Platzverhältnisse eine entscheidende Rolle.

Am Lenkdreieck fällt die Lenkübersetzung mit zunehmendem Lenkeinschlag ab. Wenn die Lenker aus Platzgründen nicht optimal angeordnet werden können (Zahnstangenlenkung beim Fronttriebler) und aus Komfortgründen wird auch bei kleinen Fahrzeugen eine Lenkhilfe eingebaut. Auf diese Weise können Lenkkraftanstiege als Folge der Abstimmung des Fahrverhaltens (Abweichung vom Idealfall der Lenkung) kompensiert werden und die maximalen Lenkmomente <6 Nm gehalten werden. Dem Kunden kann so eine direkte und trotzdem leichtgängige Lenkung offeriert werden. Eine andere Möglichkeit bieten Zahnstangenlenkungen mit variabler Übersetzung. Diese ist aber aus Gründen der Festigkeit und Verzahnungsgeometrie nur in engen Grenzen einsetzbar. Die gesamte Lenkanlage besitzt eine gewisse Elastizität, wodurch die dynamische Lenkübersetzung vom jeweiligen Lenkradmoment abhängt.

Die Lenkrückstellung wird durch das Reifenrückstellmoment, den konstruktiven Nachlauf und durch Gewichtsrückstellung dank räumlicher Schrägstellung der Lenkachse (Spurdifferenzwinkel, Spreizung, Nachlaufwinkel, **Bild 42**) bewirkt.

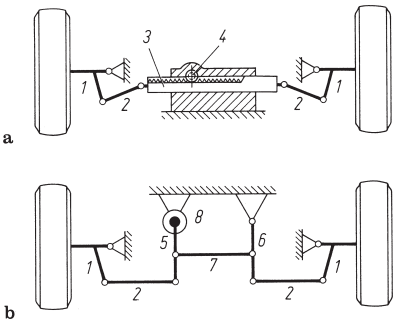


Bild 59 a, b. Lenkvielecke. **a** Lenkdreieck, Zahnstangenlenkung; **b** Lenkviereck, Hebellenkung. *1* Spurhebel, *2* Spurstange, *3* Zahnstange, *4* Ritzel, *5* Lenkstockhebel, *6* Zwischenhebel, *7* Lenkzwischenstange, *8* Lenkgetriebe

Bei einem kleineren Spurdifferenzwinkel sind die Lenkkräfte geringer, aber der Rücklauf schlechter, da die Reifenseitenkräfte ein eindrehendes Moment ergeben. Das Ansprechen der Lenkung, ihre Zielgenauigkeit und ihre fühlbare Mittenlage („Centerpoint") bestimmen die subjektive Bewertung. Der Centerpoint muss sich aber aus der Lenkkinematik ergeben. Er sollte nicht künstlich im Lenkgetriebe erzeugt werden, da er dann leicht aus Toleranzgründen nicht zum Fahrzeug passt. Um Lenkschwingungen zu unterdrücken, werden, wenn auch selten, Lenkungsdämpfer eingebaut (Einrohrdämpfer mit degressiver Kennung, teils mit wegabhängiger Dämpfung, da nur Schwingungen um die Nullage herum verhindert werden sollen).

Durch das Lenkgetriebe wird die Bewegung des Lenkrads möglichst spielfrei auf den Lenkhebel übertragen. Als ausgeführte Lenkungen sind die verschiedenen Systeme im Einsatz. Sie lassen sich unterscheiden in Zahnstangen- (dominant bei Pkws), Kugelumlauf- und Schneckenrollenlenkung. Das **Bild 60** zeigt eine Zahnstangenhydrolenkung, bei der je nach Ausführung die Servounterstützung auch von der Fahrgeschwindigkeit abhängig gemacht wird. Das **Bild 61** zeigt eine Kugelmutter-Hydrolenkung, wie sie im Nkw-Bereich und bei den Omnibussen zu finden ist.

Bei Lenkachslasten (z. B. $\leqq 1200$ kg) und kleinen Motorleistungen setzt man zunehmend elektro-mechanische Lenkungen ein. **Bild 62** zeigt eine Ausführung. Der Vorteil liegt in einem geringeren Gewicht und einer Verbrauchsreduzierung von 0,1 bis 0,15 l/100 km.

Bezüglich der Weiterentwicklung der EPS (Electrical Power Steering) sind folgende Systeme möglich:

C-EPS: Column – Lenksäulenunterstützung;

P-EPS: Pinion – Ritzelunterstützung mono/double;

R-EPS: Rack – Zahnstangenunterstützung, Kugelumlauf bzw. achsparalleler Kugelumlaufantrieb.

Die Auslegung moderner Servolenkungen berücksichtigt, dass Lenkmoment und Lenkwinkelbedarf mit steigender Fahrgeschwindigkeit abnehmen.

An schweren Nutzfahrzeugen werden häufig mehrere Achsen gelenkt. Vierradlenkungen bei Pkws, die entweder beide Achslenkungen mechanisch koppeln oder den Anlenkbeginn durch eine kurze elastokinematische Vorstellung an der Hinterachse stützen, scheinen sich im Markt nicht durchzusetzen. Neben der fahrdynamischen Verbesserung wird heute in allen neu auf den Markt kommenden Fahrzeugen ein Fahrerairbag in das Lenkrad eingebaut. Hier gilt es ganz besonders, eine Optimierung zwischen niedrigem Trägheitsmoment und Leistungsfähigkeit im Kollisionsfall zu erreichen. In einzelnen Fällen ist z. B. der Lenkradkranz aus Magnesium hergestellt.

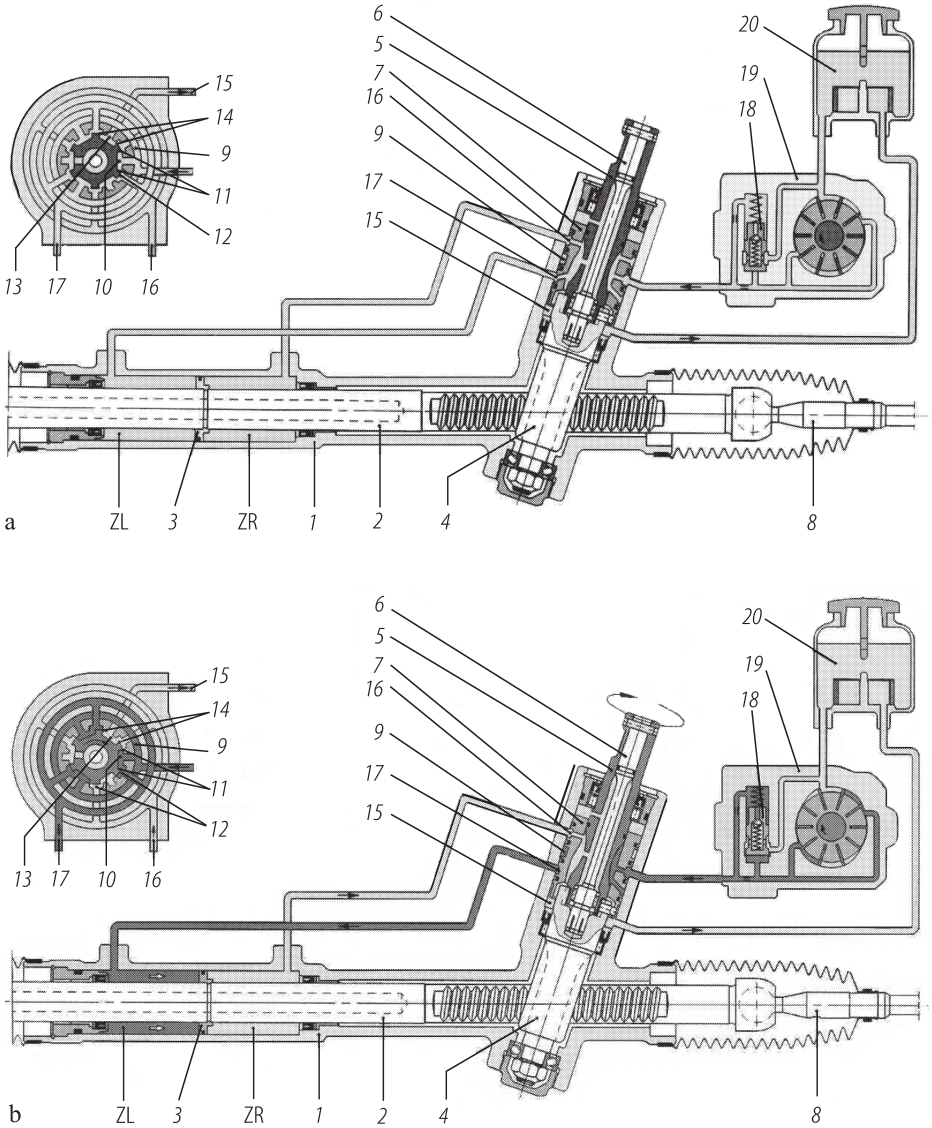


Bild 60a, b. *ZF*-Zahnstangen-Hydrolenkung, Typ 7852 mit Seitenabtrieb (Werkbild ZF). **a** Drehschieberventil in Neutralstellung; **b** Drehschieberventil in Arbeitsstellung, Lenkrad in Uhrzeigersinn gedreht. *1* Gehäuse, *2* Zahnstange, *3* Kolben, *4* Antriebsritzel, *5* Drehschieber, *6* Drehstab, *7* Steuerbuchse, *8* Spurstange, *9* Zulauf-Radialnut, *10* Zulauf-Steuernut, *11* Zulauf-Steuerkante, *12* Axialnut, *13* Rücklauf-Steuernut, *14* Rücklauf-Steuerkante, *15* Rücklaufraum, *16* Radialnut, *17* Radialnut, *18* Druck- und Strombegrenzungsventil, *19* Lenkungspumpe, *20* Ölbehälter, ZL Arbeitszylinder, links, ZR Arbeitszylinder, rechts

1.6 Querdynamik und Fahrverhalten
Lateral dynamics and driving behavior

Das Fahrverhalten beschreibt die Fahrzeugreaktion auf Grund von Fahrereingaben – Lenken, Bremsen und Störungen von außen, wie Seitenwind, unterschiedliche Fahrbahnoberflächen etc.

Die Handhabungseigenschaften werden durch eine Vielzahl von Faktoren geprägt. Präzision, d. h. exakte Kurshaltung, unkomplizierte Bedienung und Fahrfehler verzeihendes Fahrverhalten wird vom Kunden positiv beurteilt. Der Kurs des Fahrzeuges wird über fahrdynamische Winkel beschrieben. **Bild 63** zeigt ein Einspurmodell mit dementsprechenden Winkelbeziehungen. Der Zusammenhang zwischen Lenkradeinschlagwinkel δ_L und dem Vorderradeinschlagwinkel δ_V ist durch die Lenkungsübersetzung i_L und die Lenkungssteifigkeit C_L gegeben.

Wie δ_L ist auch δ_V von v^2/ϱ abhängig. Den Vorderradeinschlag bei $v^2/\varrho = 0$, d. h. $\delta_{Vo} = l/\varrho$, nennt man Ackermannwinkel (gilt unter der Vernachlässigung der Winkelfunktionen), siehe auch ISO 4138 und DIN 7000. Aus dem Bild ist auch der Zusammenhang zwischen δ_V und dem Schräglaufwinkel ersichtlich. Er beträgt: $\delta_v = (l/\varrho) + (\alpha_v - \alpha_H)$.

Der Schwimmwinkel β ergibt sich aus:
$\beta = (l_H/\varrho) - \alpha_H = \beta_0 - \alpha_H$.

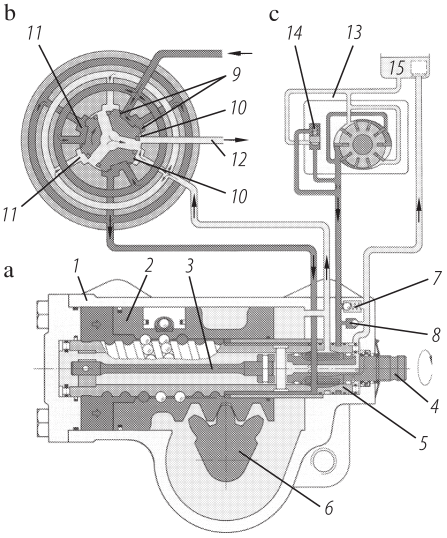


Bild 61 a–c. **a** Lenkung; **b** Drehschieberventil im Schnitt (vergrößert); **c** Ölversorgung (Energiequelle). *ZF*-Kugelmutter-Hydrolenkung. (Werkbild ZF). *1* Gehäuse, *2* Kolben, *3* Drehstab, *4* Drehschieber/Lenkspindel, *5* Steuerbüchse/Schnecke, *6* Segmentwelle, *7* Druckbegrenzungsventil, *8* Nachsaugventil, *9* Einlassschlitz, *10* Rücklaufschlitz, *11* Axialnut, *12* Rücklaufnut, *13* Flügelpumpe, *14* Druck- und Ölstrombegrenzungsventil, *15* Ölbehälter mit Filter

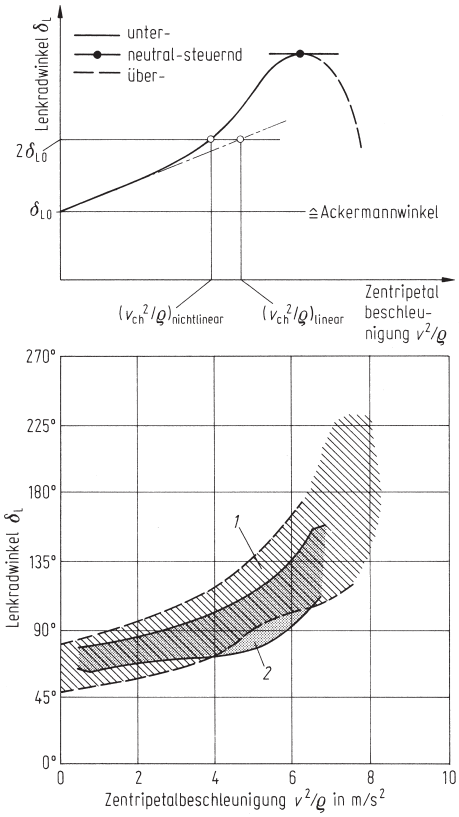
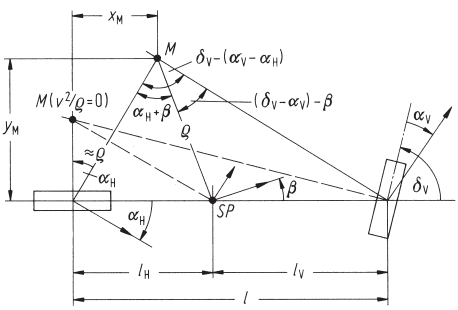


Bild 64. Definition von Unter-/Übersteuern bei Kreisfahrt auf konstantem Radius. Messergebnisse mit $\varrho = 40\,\mathrm{m}$ und trockener Fahrbahn, *1* aus Rompe/Heißing [45], *2* nach IfF-Messung [46]



◀ **Bild 63.** Schematische Darstellung eines Einspurmodells zur Ermittlung der Winkelbeziehung

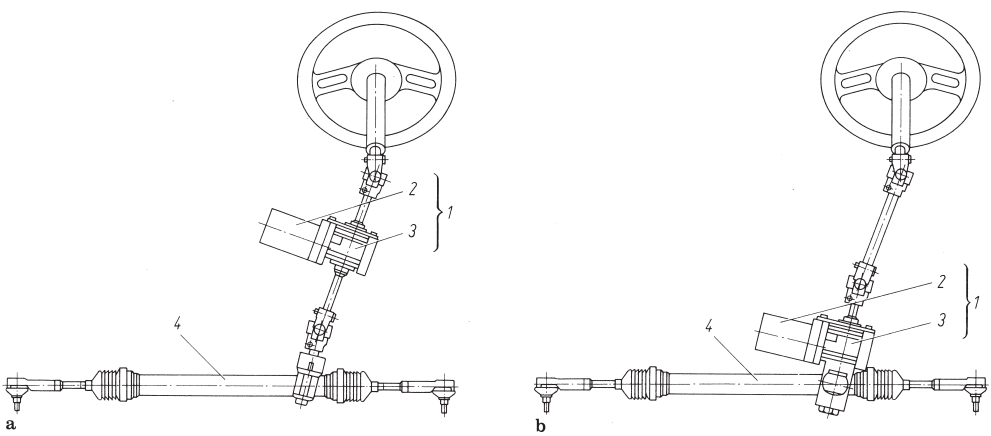


Bild 62 a, b. Elektrische Servolenkung. **a** Servoeinheit in Lenksäule integriert; **b** Servoeinheit in Lenkung integriert. *1* Lenksäule mit Hilfskrafterzeugung, *2* Elektromotor, *3* Kupplung, *4* Zahnstangenlenkung

Eine wichtige Aussage zum Thema Fahrverhalten ist das Unter-/Übersteuern bzw. das neutrale Fahrverhalten. In Kreisfahrversuchen, entweder mit konstantem Radius und wachsender Geschwindigkeit oder bei konstanter Geschwindigkeit mit kleiner werdendem Radius, wird das Verhalten bestimmt. Es gilt:

$$\frac{d(\delta_L - \delta_{LO})}{d(v^2/\varrho)} > 0 \text{ unter-}, \quad < 0 \text{ übersteuernd}, \quad = 0 \text{ neutral}.$$

Bild 64 zeigt das Verhalten für die Fahrt mit konstantem Radius und wachsender Zentripetalbeschleunigung. Vereinfacht kann man sagen: Wenn bei steigender Geschwindigkeit und konstantem Radius der Lenkeinschlagwinkel vergrößert wird, da sonst das Fahrzeug einen größeren Radius fährt, spricht man vom Untersteuern. Muss der Lenkradeinschlagwinkel verkleinert werden, bedeutet es Übersteuern. Zu dem Thema Unter- bzw. Übersteuern gibt es eine Vielzahl von weiteren Definitionen, z. B. nach Olley. Das **Bild 64** zeigt auch das Verhalten von realen Fahrzeugen.

1.6.1 Offene und geschlossene Regelkreise
Open and Closed loop

Während bei den open-loop-Fahrverhaltenstests der Einfluss des Fahrers so klein wie möglich gehalten wird, ist im realen Straßenverkehr der Fahrer mit der wichtigste Teil des geschlossenen Regelkreises. Zu den open-loop-Versuchen gehören: stationäre Kreisfahrt, Lenkwinkelsprung, sinusförmiges Lenken, Bremsen während der stationären Kreisfahrt, Bremsen auf μ-Split, Lastwechsel aus stationärer Kreisfahrt, Lenkrückstellverhalten, Kreisfahrt über Einzelhindernis, Seitenwindverhalten, Geradeauslauf und die Pendelstabilität von Pkw und Nkw mit Anhänger. Bei den closed-loop-Versuchen wird der Fahrer als Regler in den geschlossenen Regelkreis einbezogen. **Bild 65** zeigt eine vereinfachte Darstellung. Das Einbeziehen der Verhaltensweise des Fahrers muss auch bei der Simulationsrechnung erfolgen.

Zu den closed-loop-Versuchen gehören: Fahrmanöver im Handlingskurs, Slalomfahrt, einfacher und doppelter Fahrspurwechsel, „Elchtest“, der Kreisbahntest, der Geradeauslauf bei ebener und unebener Fahrbahn und natürlichem Seitenwind, Bremsen auf μ-Split, Lenk-Bremsverhalten und die Lastwechselreaktion. Wegen der Komplexität der Parameter wird versucht, bereits in der Entwurfsphase mittels Berechnungsmethoden die Konstruktion zu unterstützen. In der Praxis heißt das, enge Verknüpfung zwischen Konstruktion und Berechnung in der Konzeptionsphase und Einbeziehung des Versuches zur Bestätigung der theoretischen Überlegungen zunächst an herstellbaren Details und zunehmend am gesamten Fahrzeug. Der Versuch muss die Belastungskollektive aus der Erfahrung oder aus Vorversuchen ermitteln. Mit Methoden wie Finite-Element-Berechnung und dem Programm ADAMS (Simulationsmodell) können dann Festigkeiten und Verhalten dargestellt werden. Je weiter die Entwicklung fortschreitet, desto genauer werden die Simulationsergebnisse.

1.6.2 Bewertungskriterien. Evaluation Criteria

Tab. 3 zeigt eine grobe Unterteilung der unfallvorbeugenden Fahrzeugsicherheit, die entweder in open- oder in closed-loop-Versuchen getestet wird. Da der Fahrer in seinem Verhalten keine Normgröße im Sinne von Abmessungen darstellt, sind subjektive Beurteilungen von mehreren Personen notwendig, um ein Urteil über das Fahrverhalten abzugeben. Einige der erwähnten Verfahren werden im folgenden kurz beschrieben:

Die Manöver „Lastwegnahme, Bremsen in der Kurve“ sind unfallrelevant. Ausgangsbedingung ist die stationäre Kreisfahrt. Bei konstantem Lenkradwinkel wird das Gaspedal abrupt losgelassen bzw. die Bremsung eingeleitet. Das Fahrzeug wird positiv beurteilt, wenn nach einer Sekunde nach Einleitung es sich nur geringfügig in den Kreis hinein dreht. **Bild 66** zeigt das Verhalten eines Fahrzeugspektrums mit und ohne ABS. Auch beim Bremsen auf μ-Split wirkt sich das ABS-System positiv auf das Gierverhalten aus.

Beim Lenkwinkelsprung wird das Fahrzeug mit einer schnellen Lenkbewegung aus der Geradeausfahrt, z. B. 100 km/h, in einen Kreis gelenkt. **Bild 67** zeigt typische Verläufe für Lenkwinkel, Querbeschleunigung und Giergeschwindigkeit als Funktion der Zeit. Typische Größen sind u. a. der Zeitverzug bis zum Erreichen der maximalen Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_{max}$, der stationäre Schwimmwinkel β_{stat}, der Gierverstärkungsfaktor $\Delta V\dot{\psi} = \dot{\psi}_{stat}/\delta_{stat}$ und der TB-Wert $= T\dot{\psi}_{max} \cdot \beta_{stat}$. Der TB-Wert korreliert stark mit dem subjektiven Fahrverhalten und liegt bei Pkws bei bis zu 1 s · grad, $V\dot{\psi}$ um 0,15 – 0,3 s^{-1} (δ = Lenkwinkel).

Tabelle 3. Komponenten zur Unfallvorbeugung

Mechanisch Der Fahrer ist verantwortlich für die Durchführung aller Kontrollfunktionen	**Elektronisch** Das Fahrzeug ist verantwortlich (bzw. mit) für die Durchführung der Fahraufgaben
• Vierlenker	• vollautomatisches Fahren
• Permanent-Allrad	• automatische seitliche Kontrolle
• Viellenker-Hinterachse	• elektrische Lenkung
• negativer Lenkrollradius	• automatische Geschwindigkeitswahl
• Lenkhilfe	• automatisches Bremsen
• Bremskraftverstärkung	• elektrisches Bremsen
• Radialreifen	• automatische Abstandsregelung
• Scheibenbremsen	• automatische Abstandswarnung
• hydraulische Dämpfer	• EBV – elektronische Bremskraftverstärkung
• Frontantrieb	• adaptive, halb bis vollaktive Federung
• Einzelradaufhängung	• elektronische Lenkung der Hinterachse
4-Rad-Bremse	• EDL, ASR, ABS, ESP, EHB...

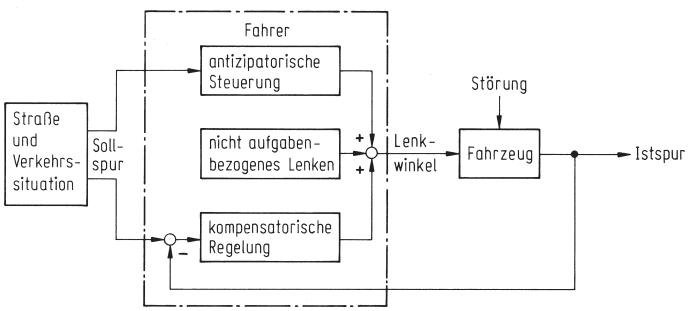


Bild 65. Steuerung und Regelung des Systems Fahrer Fahrzeug nach [46] als Zweiebenenmodell

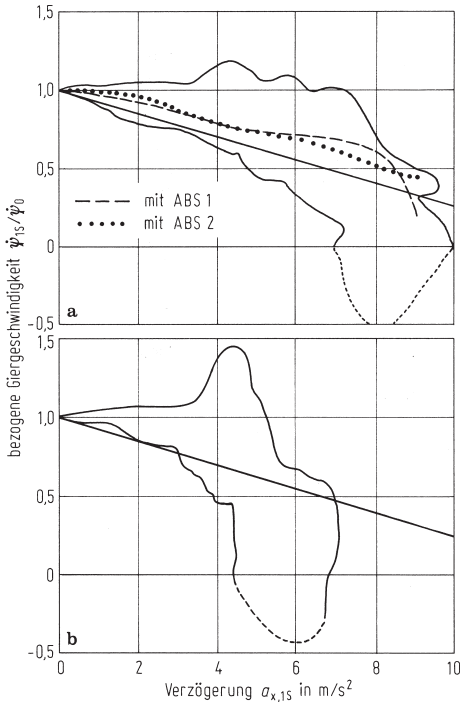


Bild 66a, b. Bremsen aus stationärer Kreisfahrt. **a** Trockene Fahrbahn; **b** nasse Fahrbahn. $R = 40$ m, $a_y = 5$ m²

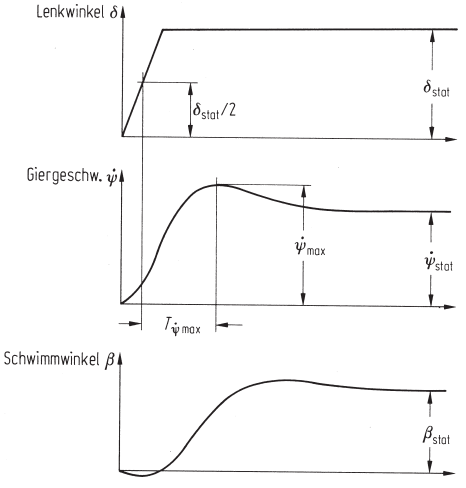


Bild 67. Kennwerte zum Übergangsverhalten beim Lenkwinkelsprung

Eine weitere Prüfung ist die Reaktion des Fahrzeuges bei sinusförmiger Lenkwinkelanregung. **Bild 68** zeigt das Amplitudenverhältnis und den Phasenwinkel zwischen Giergeschwindigkeit und Lenkradwinkel als Funktion der Frequenz. Wie stark sich das Fahrwerk durch die Elektronik verändert zeigt **Tab. 3.** Es ist besonders wichtig, dass der Fahrer die

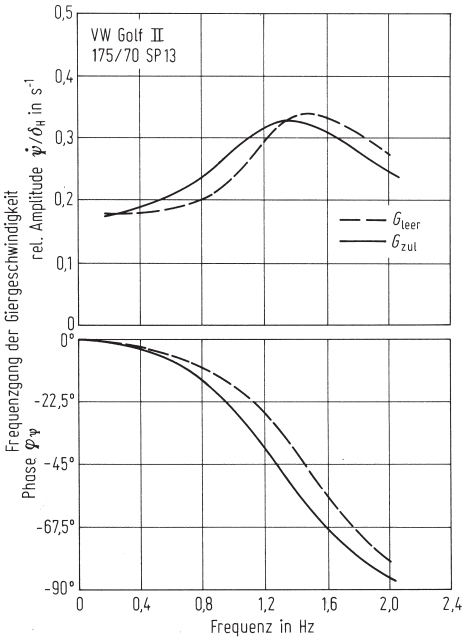


Bild 68. Sinusförmiges Lenken

„Hilfen“ ohne besondere Kenntnisse und Aktivitäten „erfährt“. Dafür ist das schon geschilderte „ESP“ ein gutes Beispiel. Es greift nur in kritischen Fahrsituationen ein.

1.6.3 Simulationsmethoden. Simulation methods

Die Hauptanwendungsgebiete der Berechnung und Simulation für das Fahrwerk liegen bei der Elastokinematik, der Strukturdynamik und der Festigkeit. Zum Beispiel wird bei der Achsenentwicklung von der Geometrie über die Festigkeit bis zum Fahrverhalten die Konstruktion begleitet. Speziell die MKS-Modelle (MKS = Mehrkörpersysteme) eignen sich zur Fahrzeugsimulation auf den Gebieten Federungskomfort und Fahrverhalten. Eine wichtige Aufgabenstellung ist auch die Ermittlung von Lastkollektiven im Frühstadium des Entwicklungsprozesses. Hierzu ist eine detaillierte Erfassung der Prüfstreckenoberfläche und das Vorhandensein von entsprechenden Reifenmodellen notwendig. Bei der Berechnung von Achskonstruktionen ist das Lenkverhalten der Räder beim Einfederungsvorgang von großer Bedeutung, dies gilt auch für die Auswirkung von Brems- und Seitenkräften.

Mit der MKS-Methode können komplexe Simulationsaufgaben gelöst werden, die auch die Elastizitäten von Lagern berücksichtigen. Die Einbeziehung des Menschen als Regler für die fahrdynamische Beurteilung gestaltet sich extrem schwierig. Abhilfe kann hier nur die Schaffung von Korrelationsgrößen bringen.

Dabei muss unterstellt werden, dass sich das subjektive Urteil auf Messgrößen abstützen kann. Eine Methode besteht darin, über Fahrsimulatoren und Korrelationsmessungen das Reglermodell „Fahrer“ zu verbessern, um damit zu subjektiven Aussagen zu gelangen. Auf jeden Fall wird man auch zukünftig nicht auf den Menschen als Maß für die Optimierung und Abnahme von Fahrwerken verzichten können, wie die Darstellung in **Tab. 4** zeigt [47].

Weitere Literatur zum Thema Fahrwerk ist unter [48–50] zu finden.

Tabelle 4. Beurteilungsbogen für Subjektivbeurteilungen

Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens

1.	**Anfahrverhalten**	
1.1	Anfahrnicken	
1.2	Anfahrpendeln	
1.3	Anfahrschütteln	
1.4	Verlenken	
1.4.1	Reibw. hoch	
1.4.2	Reibw. splitt	
1.5	Torque-Steer	
1.6	Lenkungsklemmen	
1.7	Traktion	
1.7.1	Reibw. hoch	
1.7.2	Reibw. nieder	
1.7.3	Reibw. splitt	
1.7.4	Reibw. Sprung	
1.8	Regelverhalt. ATC	
1.9	Pedalrückw. ATC	

2.	**Bremsverhalten**	
2.1	Bremsverzögerung	
2.1.1	Reibw. hoch	
2.1.2	Reibw. nieder	
2.1.3	Reibw. splitt	
2.1.4	Reibw. sprung	
2.2	Standfestigkeit	
2.3	Geradeausstabilität	
2.4	Kurvenlauf	
2.5	Lenkbarkeit	
2.6	Gierstabilität	
2.6.1	Reibw. hoch	
2.6.2	Reibw. nieder	
2.6.3	Reibw. splitt	
2.7	Bremsnicken	
2.8	Pedalkraftaufwand	
2.9	Pedalgefühl	
2.10	Pedalrückwirkg. ABS	
2.11	Pedalmoving ABS	
2.12	Bremsrubbeln	
2.13.1	Bremsgeräusche allg.	
2.13.2	Quietschen, Buhen	
2.14	Trampeln/Stempeln	

3.	**Lenkverhalten**	
3.1	Anlenkverhalten	
3.2	Ansprechverhalten	
3.3	Grabeneffekt	
3.4	Center Point	
3.5	Lenkkraftniveau	
3.5.1	Mittellage	
3.5.2	Proportionalbereich	
3.5.3	Parkieren	
3.6	Lenkungsüberholen	
3.7	Überschwingen (Rückl.)	
3.8	Nachschwingen (Richtgsw.)	
3.9	Nachlenken	
3.10	Zielgenauigkeit	
3.11	Fahrbahnkontakt	
3.12	Handlichkeit	
3.13	Lenkungsrücklauf	

4.	**Kurvenverhalten**	
4.1	Eigenlenkverhalten	
4.2	Einlenkverhalten	
4.3	Seitenkraftaufbau	
4.4	Giergeschw.-aufbau	
4.5	Querführungsvermög.	
4.6	Wankverhalten	
4.7	Diagonal-Tauchen	
4.8	Aufstützen	
4.9	Wankschrauben	
4.10	Spurwechselverhalten	
4.11	Lenk-Bremsverhalten	
4.12	Lenk-Beschleunigungsverh.	
4.13	Fahrbahneinflüsse	
4.14	Lastwechselreaktion	

5.	**Geradeausfahrt**	
5.1	Geradeausstabilität	
5.2	Federungslenken	
5.3	Wanklenken	
5.4	Lenkungspendeln	
5.5	Längsfugenempf.	
5.6	Spurrinnenempf.	
5.7	Lastwechselsteuern	
5.8	Seitenwindverhalten	
5.9	Windempfindlichkeit	
5.10	Pendelstab. Gespann	

6.	**Fahrkomfort**	
6.1.1	Federgskomfort langs.	
6.1.2	Federgskomfort schnell	
6.2	Nickfederverhalten	
6.3	Wankfederverhalten	
6.4	Aufbaudämpfung	
6.5	Abrollkomfort	
6.6	Rauigkeit (Harshness)	
6.7.1	Abrollgeräusch	
6.7.2	Reifenheulen	
6.8	Kantenempfindlichkeit	
6.9	Dröhnen	
6.10.1	Poltern (Achs/Dämpf)	
6.10.2	Dämpferzischen	
6.11	Prellen	
6.12	Schluckvermög (Stöß.)	
6.13	Aushängen (Ausfedw.)	
6.14	Puffereinsatz	
6.15	Zurückwerfen	
6.16	Reifen/Freeway-Hop	
6.17	Anfedern/Kopieren	
6.18	Stuckern (5–15 Hz)	
6.19	Lastwechselschlag	
6.20	Aufbauzittern (16–40 Hz)	
6.21	Lenkungsziffern	
6.22	Lenkungsflattern	
6.23	Lenkungsstößigkeit	
6.24	Lenkgs-Rückschlag.	
6.25	Lenkungsklappern	
6.26.1	Sitzkomfort/-isolation	
6.26.2	Sitzseitenführung	

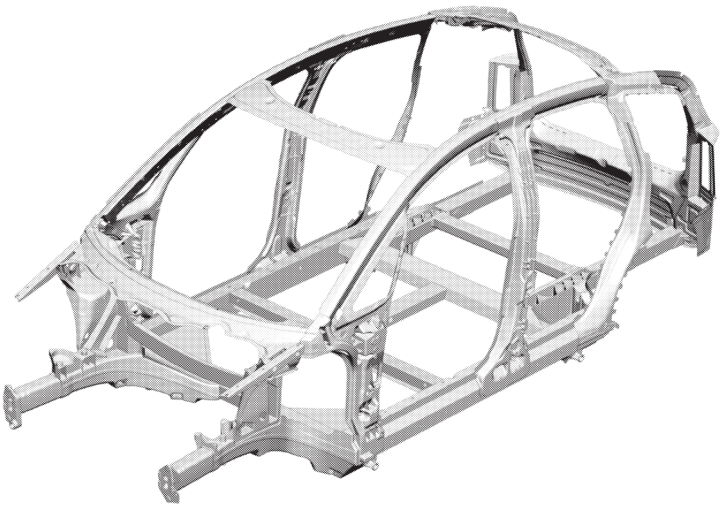


Bild 69. Audi A2 Aluminiumkonzept [53]

1.7 Aufbau. Body

Schon Mitte der fünfziger Jahre hat der Leiter des Instituts für Fahrzeugtechnik der TU Braunschweig, Herr Professor Koeßler, die Aufgabe des Fahrzeugaufbaus definiert. Der Aufbau soll dafür sorgen, dass Menschen und Güter sicher von einem Ort zum anderen transportiert werden können. Bereits aus dem Jahr 1952 stammt das Patent von Barenyi [51] für die Auslegung einer sicheren Fahrgastzelle. Heute definiert man noch wesentlich mehr Anforderungen, z. B. maximaler Komfort bezüglich Innengeräusch, Klimatisierung und Schwingungen, kompakte Bauweise, geringes Gewicht. Die äußere Form, die Gestaltung des Innenraumes und die Emotionalität bestimmen häufig den Markterfolg. Neben dem direkt vom Kunden erfahrbaren Nutzen müssen Qualität, kostengünstige Fertigung, vernünftige aerodynamische Gestaltung (kein zu großer Heckauftrieb), gute Ergonomie, optimale Sichtfelder und entsprechende Maßnahmen zur Reduzierung bzw. Verminderung von Unfallfolgen im Falle einer Kollision beachtet werden [52].

Der Pkw und ein Teil der Busse sind heute als selbsttragende Karosserien ausgeführt. Der größte Teil der Fahrzeuge verwendet geschweißte Stahlbleche mit zum Teil örtlich anderen Materialien, z. B. Kunststoffe im Stoßfängerbereich, Aluminium als Verstärkungsteile oder vereinzelt Magnesium. Eine sehr moderne Karosserie im Pkw-Bau stellt das Audi-Aluminium-Spaceframe-Konzept dar (**Bild 69**).

Im Nkw-Bereich werden der Unterbau des Fahrerhauses und der des Aufbaus als Rahmen ausgeführt. Der Rahmen erlaubt eine flexible Aufbaugestaltung und auch die Anbringung des entsprechenden Unterfahrschutzes. Generell ist großer Wert auf den Korrosionsschutz zu legen, besonders bei der Verwendung von unterschiedlichen Werkstoffen.

1.7.1 Fahrgastzelle. Occupant cell

Die selbsttragenden Fahrgastzellen bestehen in der Großserie meistens aus Stahlblechen, welche verformt im Punktschweiß- und zunehmend im Laserschweißverfahren zusammengefügt werden; Ausnahmen sind u. a. der Audi A8, der Audi A2 und der Aston Martin Vanguisch. Verstärkt werden auch Klebeverbindungen, z. B. für Glasscheiben aber auch für Karosserieteile, in der Karosserie eingesetzt. Ein wichtiges Element ist der Korrosionsschutz. Im Stahlblechbau sind die verzinkten Bleche im Vormarsch. Trotz der Verzinkung werden Hohlräume noch besonders behandelt. Im Stahlbau versucht man über eine Reihe von Maßnahmen, z. B. den Einsatz von höherfesten IF, Bake-Hardening und isotropen Stählen und durch entsprechende Gestaltung „tailored blanks“, das Gewicht zu reduzieren. Das **Bild 70** zeigt eine Trendaussage [54] zu den Karosseriebauweisen.

In ersten Fahrzeugen, wie im Audi A8, wurde bereits eine Vollaluminium-Karosserie verwirklicht. Sie ist als Rahmenstruktur mit Aluminiumgussknoten und Blechen auch in der Außenhaut ausgeführt. Die Gewichtsreduzierung beträgt in diesem speziellen Fall ca. 200 kg in der Karosserie. Neuere Karosserien aus Aluminium versuchen die Gussknoten durch entsprechende Schweißkonstruktion zu eliminieren. Eine dritte Variante der Karosseriegestaltung ist die Verwendung einer Rahmenstruktur mit einem wesentlich stärkeren Einsatz an Kunststoffteilen im Karosserieaußenbereich. Das Forschungskonzept Access und das ULSAB-Projekt [55] zeigt einen entsprechenden Ansatz.

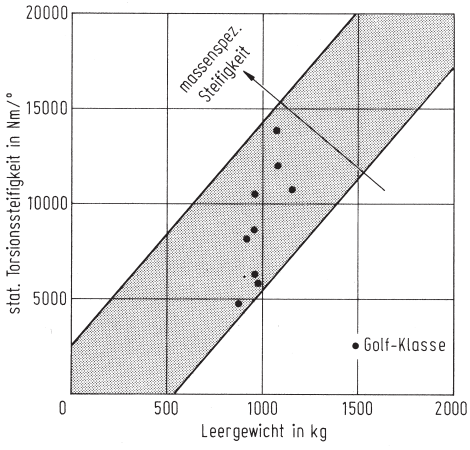


Bild 71. Verwindungssteifigkeit von Karosserien [56]

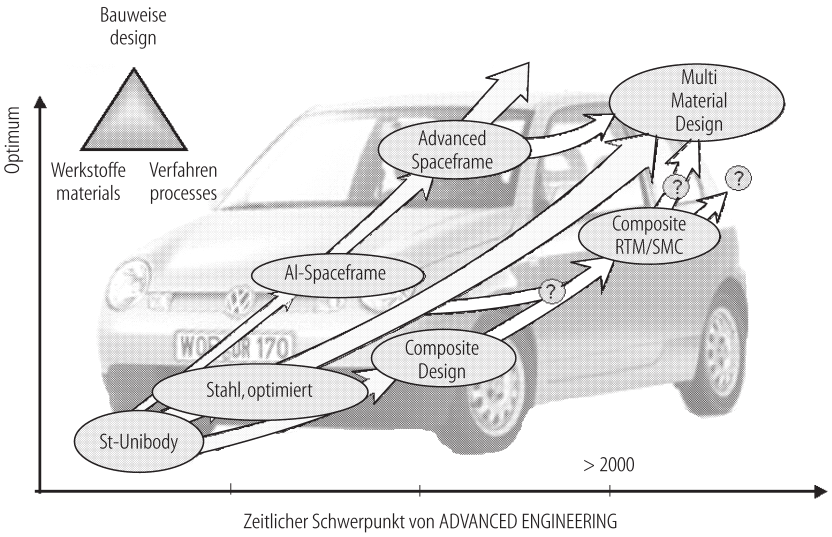


Bild 70. Evolution der Bauweisen in der Fahrzeugstruktur

Für alle Bauarten gilt, dass die Anforderungen an die Konstruktion und Fertigung ständig gewachsen sind. So bestimmen Glanzgrad und Spaltmaße häufig die Kaufentscheidung. Genauso wichtig ist die Karosseriesteifigkeit für den normalen Fahrbetrieb. **Bild 71** zeigt den Vergleich der Verwindungssteifigkeit als Funktion des Fahrzeuggewichtes. Da über die Korrosionsschutzmaßnahmen die Fahrzeuge im Mittel eine längere Lebensdauer als 10 Jahre haben, ist die Notwendigkeit der Langlebigkeit der Karosserie bezüglich Klappern und Quietschgeräuschen ebenfalls gegeben.

1.7.2 Innenraumgestaltung. Interior lay out

Der Wunsch nach kompakten Fahrzeugen bezüglich der Außenabmessungen bei größtmöglichem Innenraum bestimmt das Fahrzeug- und Karosserielayout. Grundsätzlich werden die Abmessungen der 5%-Frau und des 95%-Mannes nach DIN 33402 berücksichtigt, **Bild 72**. Das über mehrere Jahrzehnte anhaltende Wachstum ist inzwischen in Westeuropa und in den USA zum Stillstand gekommen. Der P 5-Wert liegt bei jungen Frauen (18–25 Jahre) bei 156 cm, der P 95-Wert bei jungen Männern (18–25 Jahre) bei 191 cm. Das heißt, dass bei der Fahrzeugauslegung diese Werte zu berücksichtigen sind. Die Grundlagen stammen von H.W. Jürgens, Kiel [57].

Die Gestaltung des Innenraumes ist durch die Funktion, die Fahrzeugsicherheit, die Komfortansprüche und durch die Kommunikationssysteme geprägt. So ist eine ergonomisch gestaltete Schalttafel mit integriertem Verkehrsleitsystem zum Standard geworden.

Die Sitzgestaltung prägt ganz wesentlich das Fahrgefühl und die Beanspruchung während der Autofahrt. Dies gilt auch für die Klimatisierung des Fahrzeugs. Die Klimatisierung des Fahrzeugs trägt zum Komfort und zur Sicherheit bei, da die Aufmerksamkeit des Fahrers stark von der Temperatur in der Fahrzeugkabine abhängt [58]. Der durchschnittliche Ausstattungsgrad von Klimaanlagen im Pkw beträgt in Deutschland zwischenzeitlich 70% mit weiter steigender Tendenz. Die Regelung hält zunehmend Einzug in die Klimatisierung. So sind heute in Kleinwagen schon temperaturgeregelte Anlagen zu finden. Dies ist auch durch den Einsatz geregelter Klimakompressoren bedingt, die extern angesteuert werden müssen.

In der Mittel- und Oberklasse werden vollautomatische Klimaanlagen verbaut. Über entsprechende Sensoren werden Außentemperatur, Innenraumtemperatur, Ausblastemperatur und -geschwindigkeit an den Auslässen, Solarstrahlung, Luftfeuchte im Innenraum und auftretender Scheibenbeschlag erfasst und die Luft- und Temperaturverteilung so eingestellt, dass thermisches Wohlbehagen und freie Sicht sichergestellt ist. Zum Komfort tragen weiterhin Staub-/Pollenfilter, Geruchsfilter und eine Umluftschaltung bei. Der Trend geht zur individuellen Klimatisierung jedes einzelnen Sitzplatzes auch im Fond, die so genannte 4-Zonen-Klimatisierung. **Bild 73** zeigt ein kompaktes 4-Zonen-Klimagerät, das vier individuelle Temperaturen aus einem Frontgerät heraus ermöglicht [59].

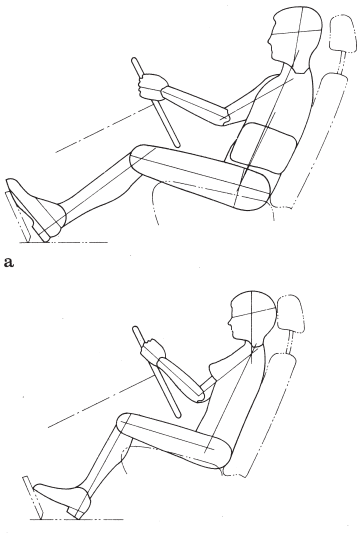


Bild 72a, b. Innenraumauslegung. **a** 95%-Mann (Stehgröße 1,84 m); **b** 5%-Frau (Stehgröße 1,51 m)

1.7.3 Sicherheitsbestimmungen. Safety requirements

Der Karosserie und der Fahrzeuginnenausstattung kommt eine wesentliche Bedeutung der Vermeidung bzw. Verminderung von Verletzungen zu. **Bild 74** zeigt einen Teil der Versuche, die über das Verletzungspotential Auskunft geben sollen. Bei Versuchen zur Verbraucherinformation werden Aufprallgeschwindigkeiten bis 64 km/h gefahren. Im Wesentlichen werden bei dynamischen Versuchen Testpuppen oder Teile davon eingesetzt, bei denen mittels Kraft- und Beschleunigungsmessung ein Urteil über das Verhalten des Fahrzeugs

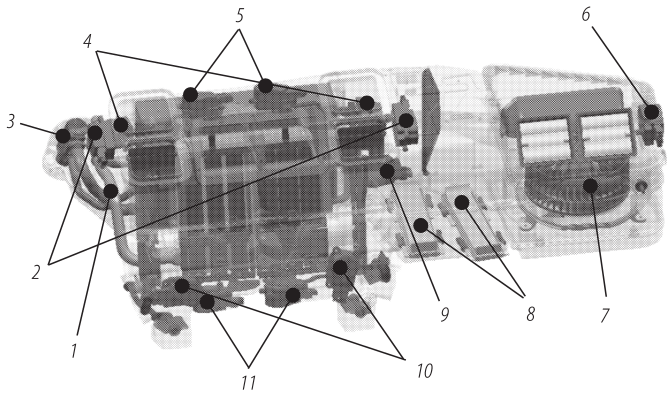


Bild 73. 4-Zonen-Klimagerät mit Schrittverstellmotoren SVM (Fa. Behr GmbH & Co). *1* Heizkörperanschluss, *2* SVM Entfrostung, *3* Verdampferanschluss, *4* SVM Kaltluft/Mitteldüse, *5* SVM Mischluft vorn, *6* SVM Frischluft/Umluft, *7* Gebläse, *8* Filteraufnahmen, *9* SVM Geruchsfilter Bypass, *10* SVM Fußraum vo/hi, *11* SVM Mischluft hinten

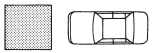
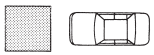
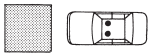
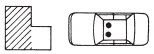
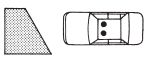
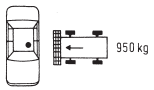
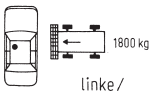
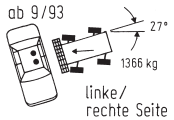
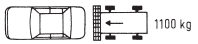
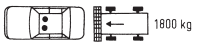
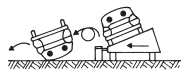
	Europa				USA			
	Test	v in km/h	Beladung	Bewertung	Test	v in km/h	Beladung	Bewertung
Frontal-/ Heckaufprall		4	Leergew. und zul. Ges.-Gew.	Sachschaden		4	Leergew. und zul. Ges.-Gew.	Sachschaden
Frontalaufprall		50	Leer-gewicht	Lenkungs-verschiebung Fahrzeugstruktur Innenraum Kraftstoffdichtigkeit		48,3–52	2 Insassen + Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten
	 Defo Element 40 % Überdeckung	56 ab 1998 Gesetz in Europa	2 Insassen + Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten	 30° links/ 30° rechts	48,3–52	2 Insassen + Zuladung	Insassenbelastung Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Bergungsverhalten
Seitenaufprall	 950 kg	50 ab 1998 Gesetz in Europa	1 Insasse + Zuladung	Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Insassenbelastung Bergungsverhalten	 1800 kg linke/ rechte Seite	32–35	1 Insasse + Zuladung	Kraftstoffdichtigkeit Insassenbelastung Fahrzeugstruktur Bergungsverhalten
					ab 9/93  27° 1366 kg linke/ rechte Seite	54	2 Insassen + Zuladung	Insassenbelastung Innenraum Fahrzeugstruktur Bergungsverhalten
Heckaufprall	ECE  1100 kg	38	Leer-gewicht	Kraftstoffdichtigkeit	 1800 kg	48,3–52	2 Insassen + Zuladung	Kraftstoffdichtigkeit Fahrzeugstruktur Innenraum Insassenbelastung Bergungsverhalten
Überschlag					Rollover 	48,3–52	2 Insassen	Strukturfestigkeit Insassenbelastung Innenraum Bergungsverhalten Kraftstoffdichtigkeit

Bild 74. Gesetze für Ganzfahrzeug-Tests

abgegeben wird. Neben diesen Kriterien, von denen das HIC ≈ Head injury criteria das bekannteste ist, gibt es eine Reihe von zusätzlichen Forderungen, wie z. B. die Möglichkeit, eine Tür ohne Werkzeug nach dem Unfall zu öffnen bzw. die Begrenzung der Intrusion des vorderen Fußraumes samt Pedalwerk. Die Anforderungen der Fahrzeugsicherheit haben einen großen Einfluss auf die Fahrzeugkonstruktion. Bei den frontalen Kollisionen, zentral oder „off set", ist es ganz wesentlich, ob die Karosseriestruktur die kinetische Energie umsetzen kann, ohne dass der Längsträgerverbund aufreißt. Am besten sind Längsträger, die vom Stoßfänger bis zur Fahrgastzelle nur einen geringen Höhenversatz haben und deren Kraftfluss sich in die Türschweller, den Mitteltunnel und über die Türen samt eingebautem Biegeträger bis zur hinteren Säule fortpflanzt. Für den Seitenaufprall ist neben dem Einbau von Biegeträgern in den Türen die Festigkeit Tür zur A- und B-Säule, bei viertürigen Fahrzeugen zusätzlich B- zur C-Säule, sowie die Querabstützung Sitzquerträger vorn und hinten und der Schalttafelquerträger wichtig. Bei der Heckkollision muss im Wesentlichen die Tankanlage geschützt werden und im Überschlagssimulationstest die Säulen A den Insassen den nötigen Überlebensraum geben. Das wichtigste Element des Insassenschutzes sind die Sicherheitsgurte. Serienmäßig werden Höhenverstellung der Schultergurtverankerungspunkte und Gurtstraffer eingesetzt. Die Auslösung der Gurtstraffer wird mechanisch oder in den meisten Fällen elektronisch in Abhängigkeit der Unfallschwere vorgenommen. Die neueste Version ist der stufenweise wirkende Gurtkraftbegrenzer, **Bild 75** [60]. Hier wird über eine pyrotechnische Verschiebung der Gurtwickelachse ein niedrigeres Kraftniveau erreicht, wenn die Zeitdauer der höheren Stufe der Gurtkraftbegrenzung zu lange anhält.

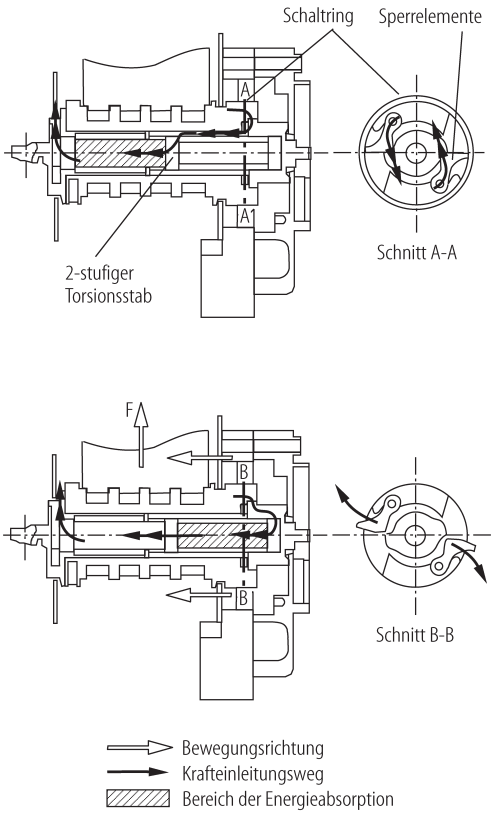


Bild 75. Zweistufen Kraftbegrenzer

Weitere Elemente sind die Kopfstützen, der gesamte Fahrzeuginnenraum, die Fahrer- und Beifahrer-Airbags und die diversen Air-bags für Front-, Seitenaufprall- und Überschlagunfälle.

Bei den Airbags wird über eine Sensorik je nach Unfallschwere die Auslösung vorgenommen. Neuere Systeme verwenden ein komprimiertes Edelgasgemisch (≈ 240 bar) aus Argon und Helium als Aufblasmedium, so dass der Luftsack schnell und relativ temperaturunabhängig gefüllt werden kann und auch das Entsorgungsthema klein ist. Für die Beifahrerseite werden noch weitergehende Systeme entwickelt, die erkennen können, ob ein Beifahrersitz besetzt ist bzw. ob ein Kinderrückhaltesystem installiert wurde. Es werden auch unterschiedliche Auslöseschwellen und Bagaufblasgeschwindigkeiten realisiert, z. B. je nachdem, ob ein Gurt angelegt ist, ob der Insasse die richtige Sitzposition hat oder ob und wie ein Kindersitz installiert ist. Ganz wesentlich ist, dass nach wie vor der Gurt benutzt wird. Er ist „Lebensretter" Nr. 1.

In der Einführung befinden sich auch Seitenairbags, wobei es noch die verschiedensten Ausführungen der Airbaginstallation gibt. Volvo hat den SIPS-Bag in die Sitzlehne der Vordersitze eingebaut. Zunehmend werden auch Seitenairbags für den Schutz des Kopfes bei Seitencrashs installiert. Diese erstrecken sich über den gesamten Fahrzeugseitenbereich, so dass auch die hinteren Insassen geschützt werden. Diese Kopfairbags können auch eine positive Funktion bei Fahrzeugüberschlägen ausüben. Unabhängig von der Seitenairbaginstallation muss der Türinnenbereich besonders sorgfältig auf den Aufprall der jeweils verwendeten Versuchspuppe (US-SID oder Euro-SID) abgestimmt werden.

Eine Ladegutsicherung ist im Pkw wie Nkw notwendig. Dies gilt auch für die Nichtbrennbarkeit der Materialien im Innenraum sowie für die Dichtigkeit der Kraftstoffanlage. So ist z. B. in der Kraftstoffanlage ein Überschlagventil eingebaut, welches beim Überschlag die Entlüftungsleitung schließt.

Für die Nkw sind zusätzlich Unterfahrschutzeinrichtungen vorgeschrieben. Für die Fahrzeuggestaltung sind neue Gesetze zu beachten, z. B. der wesentlich komplexere Insassenschutzstandard FMVSS 201 [61] für die Innenraumpolsterung der Pkw-Karosserien in Nordamerika und neue Anforderungen in Europa für den Schutz der Fußgänger bei Kollisionen mit einem Pkw [62]. Schließlich sollte, bevor zu extrem in eine Richtung gegangen wird, das Thema Kompatibilität, d. h. die Verträglichkeit verschiedener Verkehrsteilnehmer miteinander, berücksichtigt werden.

1.8 Schwingungen und Komfort
Vibrations and comfort

1.8.1 Vertikaldynamik. Vertical dynamic

Während in den lateralen Richtungen hohe dynamische Antriebs-, Brems- und Seitenkräfte von den Achsen auf den Fahrzeugaufbau übertragen werden müssen, sollen vertikale Radlastschwankungen (Fahrsicherheit) und vertikale Aufbaubeschleunigungen (Federkomfort) durch Federung und Dämpfung möglichst vermieden werden. Gleichzeitiges Ein- und Ausfedern an den Achsen (Parallelfedern) führt zu Hubschwingungen, während achsweise gegenphasige Bewegungen Wanken des Aufbaus (auch Rollen genannt) hervorrufen.

Das Hubschwingungsverhalten kann stark idealisiert mit Hilfe eines Zweimassenmodells (**Bild 76**) beschrieben werden. Die anteilige Aufbaumasse m_A und Hubdämpferkonstante d_A stützen sich auf der Radmasse m_R ab. Die Radmasse m_R (reduzierte Anteile der ungefederten Massen) ist über die Reifenfe-

der c_R an die Fahrbahn gekoppelt. Die Reifendämpfung ist gegenüber der Aufbaudämpfung vernachlässigbar.
Für reale Fahrzeuge ergeben sich die Eigenkreisfrequenzen des Zweimassenschwingers wegen großer Feder- und Massenverhältnisse näherungsweise als

$$\omega_A \approx \sqrt{c_A/m_A}, \quad \omega_R \approx \sqrt{c_R/m_R}.$$

Eine gute Entkopplung des Aufbaus vom Rad wird durch ein Frequenzverhältnis $\omega_A/\omega_R \approx 1$ bis 1,5 Hz/8 bis 15 Hz erreicht. Jedoch muss dann der Resonanzbereich des Aufbaus stark gedämpft werden, was in dem Frequenzbereich zwischen den beiden Resonanzen zum Zielkonflikt führt. Andererseits bewirkt eine zu schwache Dämpfung im Resonanzbereich des Rades eine große Radlastdynamik, die sich besonders ungünstig auf die Sicherheit auswirkt (**Bild 77**). Der anzustrebende Bereich liegt in dem Optimierungsgebiet zwischen c_A und d_A.
Die überall existierenden Fahrbahnunebenheiten stellen am Reifen eine Weganregung dieses Systems dar.
Da der Frequenzgehalt direkt von der Fahrbahngeschwindigkeit abhängt, sind Unebenheitsspektren $\Phi_h(\Omega)$ von der Straße eine Funktion der Wegkreisfrequenz Ω, näherungsweise

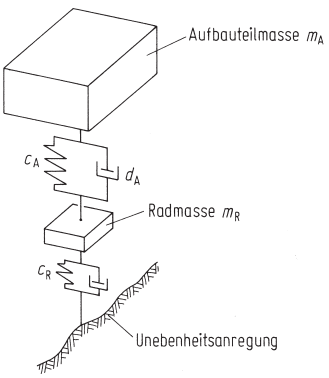


Bild 76. Viertelfahrzeug

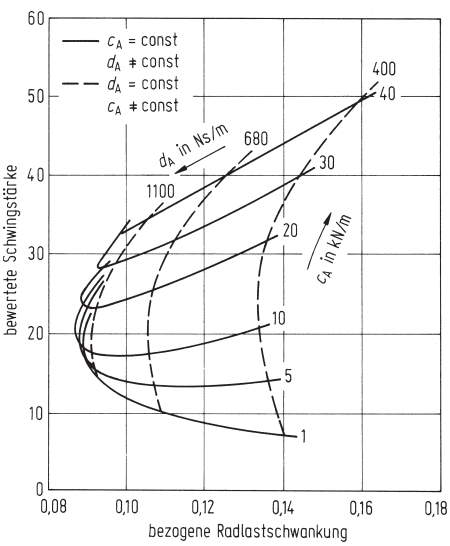


Bild 77. Konfliktschaubild zwischen Komfort (bewertete Schwingstärke) und Fahrsicherheit (bezogene Radlastschwankung) bei Variation der Aufbaufeder- und -dämpfungskonstanten c_A und d_A

Tabelle 5. Kennwerte für Straßenunebenheiten der Bundesrepublik Deutschland (Braun, H.: Messergebnisse von Straßenunebenheiten, VDI-Bericht Nr. 877, Düsseldorf: VDI-Verlag 1991, S. 47–80)

Kennwerte	Straßenklasse (Anzahl der Messstrecken)	Wertebandbreite		
		min	mittel	max
Unebenheitsmaß $\Phi_h\,\Omega_0$ in cm^3 bei $\Omega_0 = 2\pi/L_0 = 1\ \mathrm{m}^{-1}$	Bundesautobahn (240)	0,3	1,0	7,8
	Bundesstraßen (70)	0,4	2,1	9,5
	Landesstraßen (35)	0,4	5,3	29
	Kreisstraßen (30)	0,7	12,2	62
Welligkeit w	Bundesautobahn (240)	1,5	2,0	2,6
	Bundesstraßen (70)	1,7	2,3	2,9
	Landesstraßen (35)	1,9	2,4	2,9
	Kreisstraßen (30)	1,8	2,3	2,9

$$\Phi_h(\Omega) = F_h(\Omega_0)\left[\frac{\Omega}{\Omega_0}\right]^{-w}.$$

Werte, siehe **Tab. 5**.

1.8.2 Komfortbewertung. Comfort evaluation

Der Komfort, das ist das subjektive Wohlbefinden eines Fahrzeuginsassen, wird im Wesentlichen durch Schwingungen beeinträchtigt, die nach Frequenz, Effektivwert, Dauer, Richtung und Ort der Einwirkung unterschieden werden müssen. Frequenzen von ca. 1 bis 100 Hz werden als Bewegungen empfunden, während Frequenzen von ca. 20 Hz bis 10 kHz akustisch aufgenommen werden. Hinsichtlich des Fahrkomforts sind Vertikalschwingungen nur ein Teilaspekt. Als Beispiel zeigt **Bild 78** Kurven gleich bewerteter Schwingstärke *KZ* für vertikale harmonische Anregungen. Zwischen den Extrema „nicht spürbar“ und „Beeinträchtigung der Gesundheit“

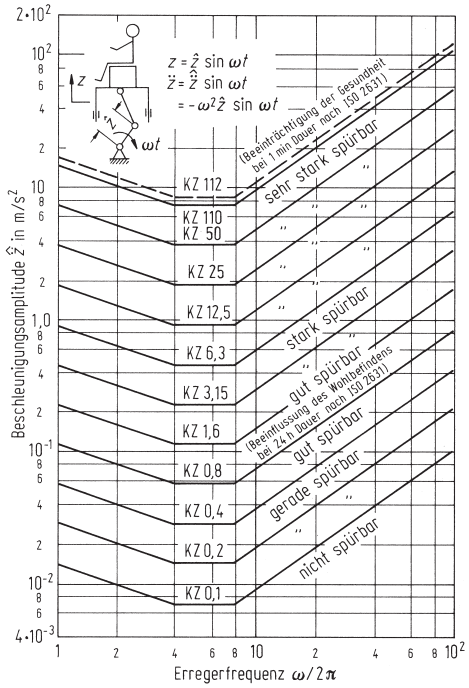


Bild 78. Kurven gleicher bewerteter Schwingstärken *KZ* in Abhängigkeit von Frequenz und Schwingbeschleunigung in *z*-Richtung für den sitzenden und stehenden Menschen. VDI-Richtlinie 2057, Blatt 2 (1981) bzw. ISO/DIS 2631 (1972)

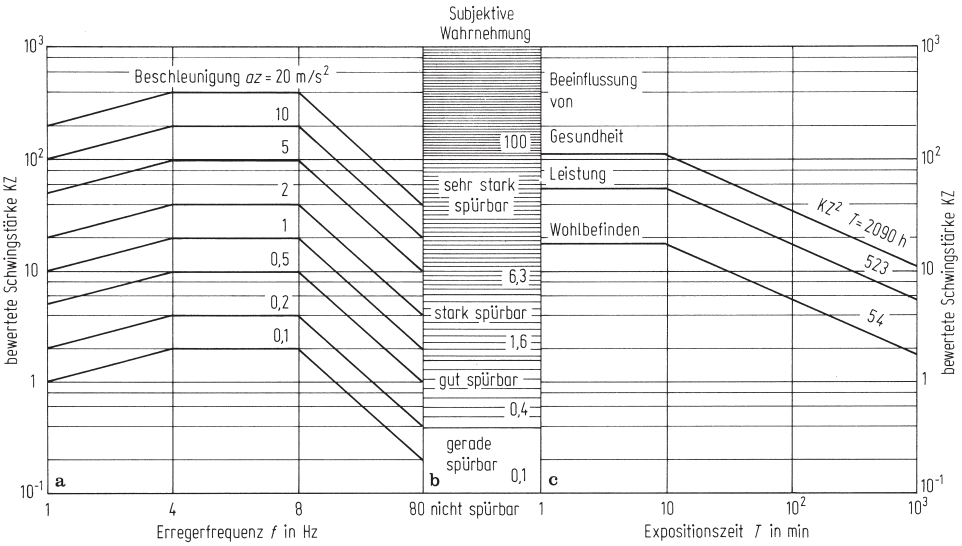


Bild 79 a–c. Zusammenhänge zwischen bewerteter Schwingungstärke *KZ*, Erregerfrequenz *f* und Expositionszeit *T* bei Anregung in *z*-Richtung für den sitzenden und stehenden Menschen. **a** Kurven gleicher Schwingbeschleunigung *az* (umgerechnet nach VDI 2057); **b** Anhaltswerte für eine Skalierung der subjektiven Wahrnehmung (nach VDI 2057); **c** Richtkurven für die zeitabhängige Beeinflussung von „Gesundheit", „Leistung" und „Wohlbefinden" (Komfort) (nach Mitschke und ISO 2631)

erstreckt sich ein vom Menschen wahrnehmbarer Bereich des Beschleunigungseffektivwerts über drei Zehnerpotenzen.

Da jedoch stochastische Anregungen mit einem breiten Frequenzspektrum auf den Fahrzeuginsassen einwirken, wird der Gesamtwert der bewerteten Schwingstärke aus dem quadratischen Mittelwert der *K*-Bewertungen einzelner Frequenzbereiche ermittelt.

$$K = \sqrt{\sum_{i=1}^{m} K_i^2}.$$

In Analogie dazu können auch die *K*-Faktoren der verschiedenen Anregungsstellen und -richtungen (Fuß, Sitz, Hand; lateral, vertikal) mit bestimmten Gewichtungen zur Bewertung der Schwingungseigenschaften zu einer einzigen Zahl zusammengefasst werden [63].

Das Maß der Beeinträchtigung des Fahrerbefindens hängt neben der bewerteten Schwingstärke entscheidend von der Einwirkdauer ab, wenn diese 10 Minuten übersteigt (**Bild 79**).

1.8.3 Innengeräusch. Interior noise

Für das Innengeräusch gibt es keine gesetzlichen Grenzwerte. Hier bestimmt der Kunde und damit der Wettbewerb den Maßstab. Die Anforderungen an ein niedriges und komfortables Innengeräusch haben sich in den letzten Jahren deutlich verschärft, ein Ende ist noch nicht abzusehen. Für die Beurteilung der Innenraumakustik wird häufig die A-Bewertung in Anspruch genommen, die Lastenheftvorgaben für das Innenraumgeräusch sind dann dB(A), Schalldruckpegel frequenzabhängig (A)-Bewertung, als Funktion der Motordrehzahl. Die Vorgehensweise zur Optimierung der Innenraumakustik ist äußerst komplex. Ausgehend von der Straßen- und Rollenprüfstandsmessung im Freifeldraum werden einzelne Körperschallbrücken getrennt, Interferenzen untersucht, Isolationsmaterial, z. B. auf der Spritzwand, optimiert und Schwingungsmessungen am Antriebsaggregat und am Aufbau im Bereich der Motor- und Getriebeaufhängung durchgeführt. Danach werden die Rangfolge der Körperschallwege und der

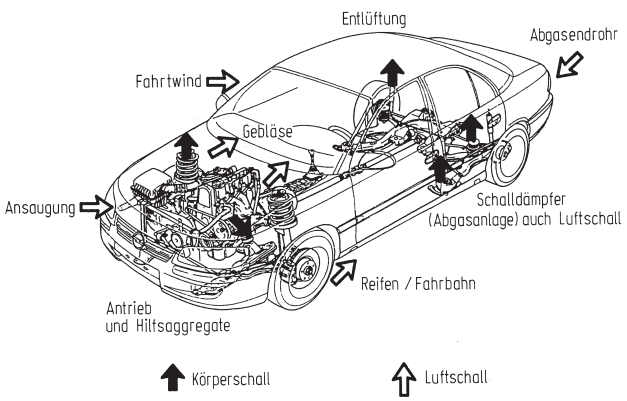


Bild 80. Geräuschquellen am Fahrzeug

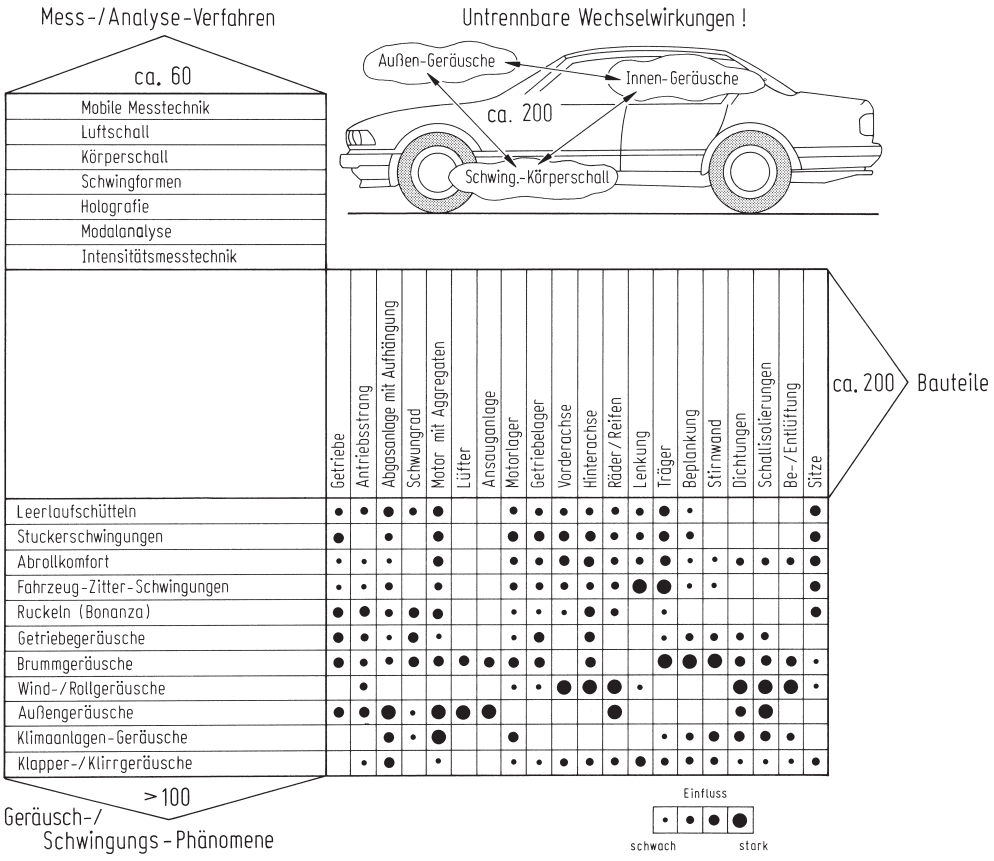


Bild 81. Komplexität der Geräusche und der Schwingungen [64]

schallabstrahlenden Flächen aufgestellt und die Schwingungsformen sowie die Resonanzerscheinungen geklärt. Nach der Optimierung der Baugruppen erfolgt die Rückmessung bis man erfolgreich war.

Die Geräuschquellen, die sich aus Luft- und Körperschall zusammensetzen, zeigt **Bild 80**. Die Geräusche, die durch zahlreiche Bauteile und durch Anregungen von außen, Luft/Straße etc., beeinflusst werden, können im Wesentlichen durch Dämmung bzw. Abkopplung für den Insassen vermindert werden.

Die Komplexität und Vernetzung der Zusammenhänge wird im **Bild 81** dargestellt. Circa 200 Bauteile beeinflussen das akustische Verhalten, davon $^1/_3$ stärker.

Die intensiven Arbeiten der letzten Jahre haben zu einer deutlichen Verbesserung der Innenraumakustik geführt. **Bild 82** gibt den erreichten Stand eines Mittelklassefahrzeuges wieder, es zeigt auch die entsprechenden Vorgaben. Ganz wesentlich ist, dass starke Pegelschwankungen (insbesondere bei der zweiten Motorordnung) vermieden werden, da sie vom Menschen als unangenehm (z. B. als störendes Brummen) empfunden werden. Bereits in der Vorentwicklungsphase müssen mittels CAE- und CAD-Technik die Belange der Akustik berücksichtigt werden. Besonders bei der Fahrzeugmodulbauweise ist auf eine gute Dämpfung und Isolation zu achten. In Grenzfällen wird man auch aktive, das Geräusch reduzierende Systeme einsetzen. Neuere Technik wie die Adaptronik ermöglicht einen weiteren Freiheitsgrad zur Geräuschreduzierung. Adaptronik in diesem Zusammenhang heißt Sensorik und Aktuatorik in einem System [65]. Weitergehende Literatur zu Akustik und Schwingungen siehe [64, 66–68].

1.9 Krafträder. Motorcycles [69]

1.9.1 Bauarten. Types

DIN 70 010 unterscheidet Motorräder, Motorroller und Fahrräder mit Hilfsmotor. Die StVZO und die damit verbundene Führerscheineinteilung trennt:

Fahrräder mit Hilfsmotor, Hubraum $\leq m^3$

- Mofa $v_{max} \leq 25$ km/h,
- Moped $v_{max} \leq 50$ km/h, Tretkurbel,
- Mokick $v_{max} \leq 50$ km/h, Fußrasten,

Leichtkrafträder $v_{max} \leq 80$ km/h, Hubraum ≤ 80 cm^3,

Krafträder v_{max} unbegrenzt, Hubraum > 50 cm^3.

An Krafträdern ist neben dem Viertakt- auch der Zweitakt-Otto-Motor sehr verbreitet. Je nach Verwendungszweck können Krafträder als Tourenmotorräder, Motorroller, Sportmaschinen, Gelände-, Cross-, Enduro- oder Trial-Motorräder sowie als Rennmaschinen in verschiedenen Spezialausführungen entwickelt werden. Mit einem Beiwagen ist ein Motorrad zum Gespann auszubauen. Bauart- und eigenschaftsbestimmend sind drei Hauptgruppen des Kraftrads (**Bild 83**):

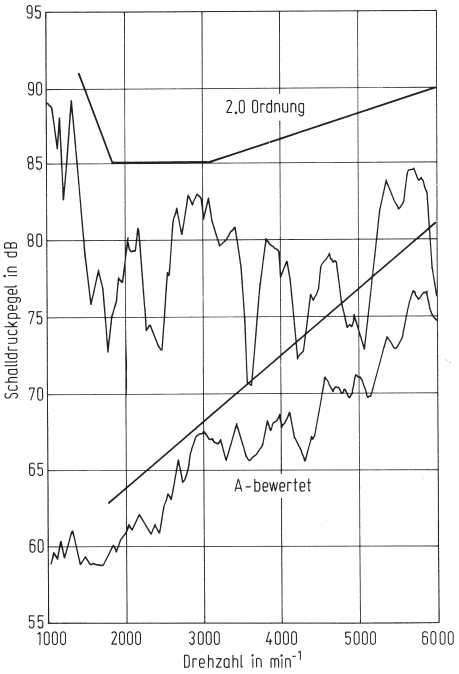


Bild 82. Mittlerer Verlauf des A-bewerteten Schalldruckpegels und der zweiten Motorordnung als Funktion der Motordrehzahl

– Vorderrad mit Gabel, Lenker, Vorderradbremse und zugehörigen Anbauteilen;
– Rahmen, Triebstrang und Hinterrad mit Aufhängung;
– Fahrer, Beifahrer und Gepäck.

Als Vorderradführung hat sich bei modernen Krafträdern die Teleskopgabel mit Stand- und Gleitrohr, Schraubenfeder und hydraulischer Dämpfung auf breiter Linie durchgesetzt. In neuerer Zeit finden zunehmend auch alternative Vorderradführungen, wie z. B. Schwingenkonstruktionen mit Achsschenkellenkung oder Kombinationen aus Telegabel und Schwinge (Telelever, Fa. BMW) Eingang in die Serie. Diese Systeme verbessern nicht nur die Radführung und den Komfort, sondern bieten durch ihre höhere Quersteifigkeit auch Vorteile bei der Verwendung von ABS-Bremssystemen.

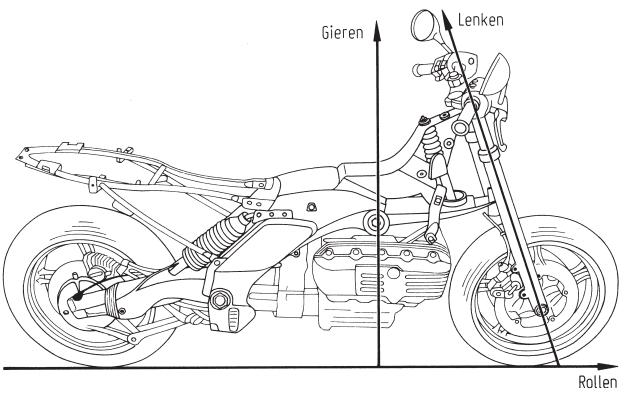


Bild 83. Hauptachsen der Kraftdynamik BMW K 1200 RS

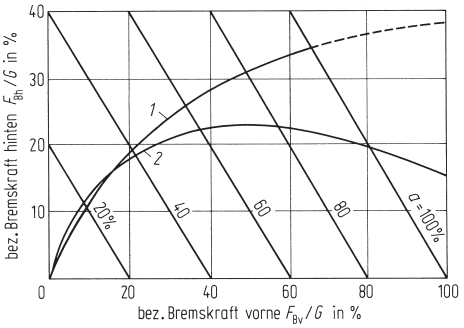


Bild 84. Ideale Bremskraftverteilung von *1* Pkw und *2* Motorrad im Vergleich [70]

Die Hinterräder sind über Ketten oder Kardanwellen angetrieben und überwiegend in Gabel- oder Einarmschwingen mit Feder und Dämpfer geführt. Die Kinematik von Trieb und Schwinge beim Einfedern sowie die Momentenabstützung sind konstruktiv zu berücksichtigen. Scheibenbremsen – zum Teil schon mit Blockierschutzeinrichtungen – haben sich durchgesetzt. Wegen des hohen Schwerpunkts von Fahrer und Kraftrad ist die ideale Bremskraftverteilung stärker durch die Verzögerung beeinflusst als beim Pkw (**Bild 84**). Gegenüber der fahrergeregelten Standardbremse (getrennte Betätigung der Vorderrad- und Hinterradbremse) können Systeme mit konstruktiv festgelegter Bremskraftverteilung (Kombibremse) die Fahrsicherheit verbessern; sie konnten sich am Markt bisher aber nicht durchsetzen. Ein deutlich größeres Sicherheitspotential bieten getrennt betätigte Bremsen mit Blockierverhinderern (ABS-Systeme), die zunehmend angeboten werden.

An die Steifigkeit des Rahmens (geschlossen oder in Brückenbauweise mit tragendem Motor, Rohre, gepresste Schalen, Druckguss, Aluminiumprofile) werden aus fahrdynamischen Gründen hohe Anforderungen gestellt. Kunststoffverkleidungen dienen der Komforterhöhung für den Fahrer und tragen durch die aerodynamische Optimierung (Reduzierung des Vorderradauftriebs) wesentlich zur Hochgeschwindigkeitsstabilität schneller Motorräder bei. Für die Sicherheit des Fahrers ist dessen Schutzbekleidung (Helm und Anzug) wichtig.

1.9.2 Fahrdynamik. Driving dynamics

Krafträder werden durch Kreiselmomente der Räder gegen Kippen stabilisiert. Neigt sich infolge einer Störung das Fahr-

zeug, so versucht die Lenkung in die Richtung dieser Neigung einzuschlagen. Daraus ergeben sich wiederum aufrichtende Momente aus der Kreiselwirkung und der ansteigenden Fliehkraft. **Bild 85** zeigt vereinfacht, dass die Winkeländerung des Vorderrads bei Seitenneigung sehr viel größer ist (grob 10 : 1) als die des Hinterrads. Deshalb ist das Vorderrad für die Kippstabilität besonders wichtig (Bremsblockieren).

Gewichtskraft und Fliehkraft bei Kurvenfahrt werden nach **Bild 86** durch Schräglage ins Gleichgewicht gebracht:

Breite Reifen vergrößern wie gezeigt den notwendigen Neigungswinkel für die Kurvenfahrt. **Bild 87** weist nach, dass mit zunehmender Schräglage γ ein größerer scheinbarer Radius R' zur Verfügung steht:

$$R' = \frac{R}{\cos\gamma};\quad \delta_{th} = \arctan\left(\frac{l}{R}\cdot\cos\gamma\right).$$

Der Lenkwinkelbedarf nimmt (R = const) folglich mit wachsender Querbeschleunigung ab.

Mit Zweirädern wird die Kurvenfahrt durch ein kurzes Gegenlenken, mit dem dank der Kreiselwirkung und der Massenträgheit die richtige Schräglage initiiert wird, eingeleitet. Dieser Vorgang erschwert Ausweichmanöver im Vergleich zu Mehrspurfahrzeugen. Die Kurvenfahrt lässt sich durch das Einspurmodell (s. **Q 1.6**) beschreiben. Die Schräglaufwinkel an den Rädern sind dabei so klein, weil die Seitenkräfte vorwiegend durch Sturz erzeugt werden.

Zwei Schwingungsformen können das Fahrverhalten von Krafträdern beeinträchtigen:

Flattern. Schwingungen (ca. 8 Hz) des Lenksystems mit Gabel und Vorderrad um den Steuerkopf und relativ zum Restsystem.

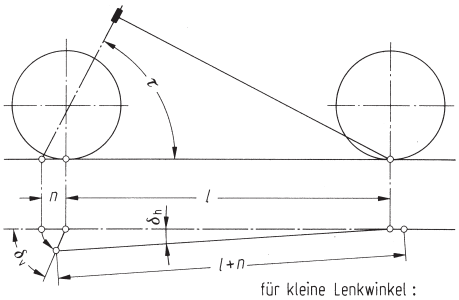


Bild 85. Kinematische Verhältnisse beim Lenkeinschlag eines Zweirads [71]

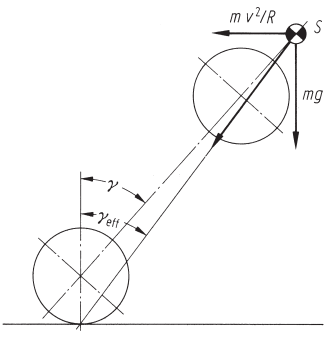


Bild 86. Schräglage und Kräftegleichgewicht, breite Reifen vergrößern die notwendige Schräglage $\gamma_{eff} \leq \gamma$ [71]

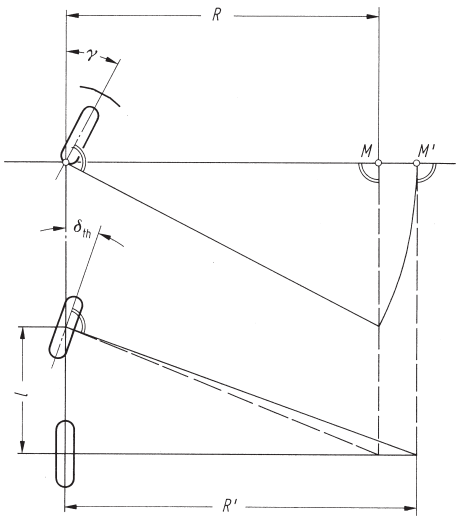


Bild 87. Schräglage und effektiver Kurvenradius. Der Momentanpol *M* verschiebt sich durch die Schräglage, der Radius vergrößert sich auf R' [72]

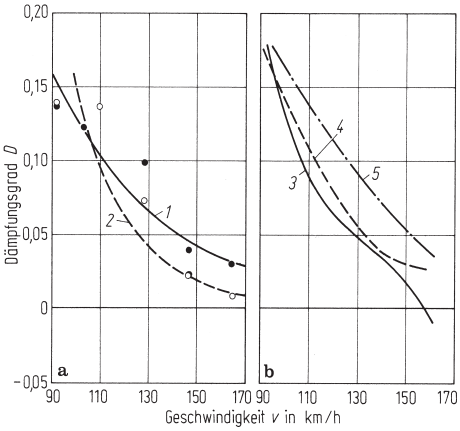


Bild 88a, b. Verringerung der Pendeldämpfung von Krafträdern durch **a** Anbauten und **b** zusätzliche Massen [72]. *1* ohne Lenkerverkleidung, *2* mit Lenkerverkleidung, *3* zwei Packtaschen, *4* eine Packtasche, *5* normal

Pendeln. Komplizierte Koppelschwingungen (ca. 3 Hz des Lenksystems und des Hauptsystems mit Rahmen, Motor und Zuladung). Es treten Lenk-, Gier- und Rollbewegungen bei größeren Geschwindigkeiten auf, mit deren Anstieg die Dämpfung abnimmt. Die Erhöhung von Massenträgheitsmomenten wirkt sich nach **Bild 88** ungünstig aus.

Weiterführende Literatur unter [73–75].

1.10 Fahrzeugelektrik, -elektronik
Vehicle electric and electronic

Die größte Veränderung für den Fahrzeugbau hat die Steigerung der Leistungsfähigkeit der Elektronik bewirkt. Prognosen zeigen einen noch immer steigenden Anteil der Elektrik/Elektronik beeinflussten Funktionen. Bezogen auf die Fahrzeugherstellkosten sind im Jahr 2010 mehr als 38 Prozent

möglich. Der Anteil von zukünftigen Innovationen, die durch die Elektronik unterstützt werden, wächst auf mehr als 80 Prozent. Auf dem Gebiet der Elektrik sind besonders zu erwähnen optimierte Starter und Generatoren, Hybridantriebe, dritte hochgesetzte Bremsleuchte, neue Scheinwerfer in GDL-Technik (Gas Discharge Light) und neue Verkabelungstechnik, d.h. eine Kombination von konventioneller Verkabelung mit Multiplexteilheiten, z.B. in der Tür. Teilweise werden schon die ECUs (Elektronic Control Unit) in den Kabelstrang integriert.

Die eigentlichen elektronischen Systeme im Fahrzeug lassen sich in Domänen [76] unterteilen wie Antrieb, Bremse, Komfort, Information, Aufbau und Sicherheit. Sie sind durch Datenbussysteme vernetzt, wobei je nach Anforderung die Übertragungsleistung schwankt. Für die Sensorik und in den Steuergeräten wird die Hybridtechnik eingesetzt, d.h. es findet eine stetige Reduzierung von Baugröße und Gewicht bei gleichzeitiger Erweiterung des Funktionsumfanges statt. Die Tendenz, viele Funktionen in eine Zentralelektronik zu integrieren, hat sich umgekehrt. Die wesentlichen Funktionen werden möglichst vor Ort durch die Steuergeräte, z.B. am Getriebe, am Motor, im Saugrohr, am Generator, übernommen bis hin zu „intelligenten Sensoren", bei denen Messung und Auswertung in einem Siliziumchip integriert werden.

Bild 89 zeigt die vier Komplexe der Anwendung der Mikroelektronik im Fahrzeug. Das Thema Sicherheit und Antrieb hat naturgemäß eine hohe Priorität, wobei aber auch aus den Gebieten Komfort und Kommunikation Einflüsse auf das Thema Fahrzeugsicherheit zu sehen sind, z.B. die Fahrgeschwindigkeitsregelung.

Die Anwendung von Datenbussystemen im Fahrzeug zeigt **Bild 90**. Sie lassen sich unterteilen in Karosserie- und Komfortkomponenten (multiplex), Antriebs- und Fahrwerkteile, Diagnose und mobile Kommunikation.

Ähnlich wie bei den Fahrzeugsystemen ABS und Airbag ist ein sprunghaftes Interesse an Fahrerassistenzsystemen zu verzeichnen. Diese reichen von fahrzeuginternen Systemen wie

– ABS (Antiblockiersystem)
– EDS, ASR (Elektronische Differentialsperre, Antriebsschlupfregelung)

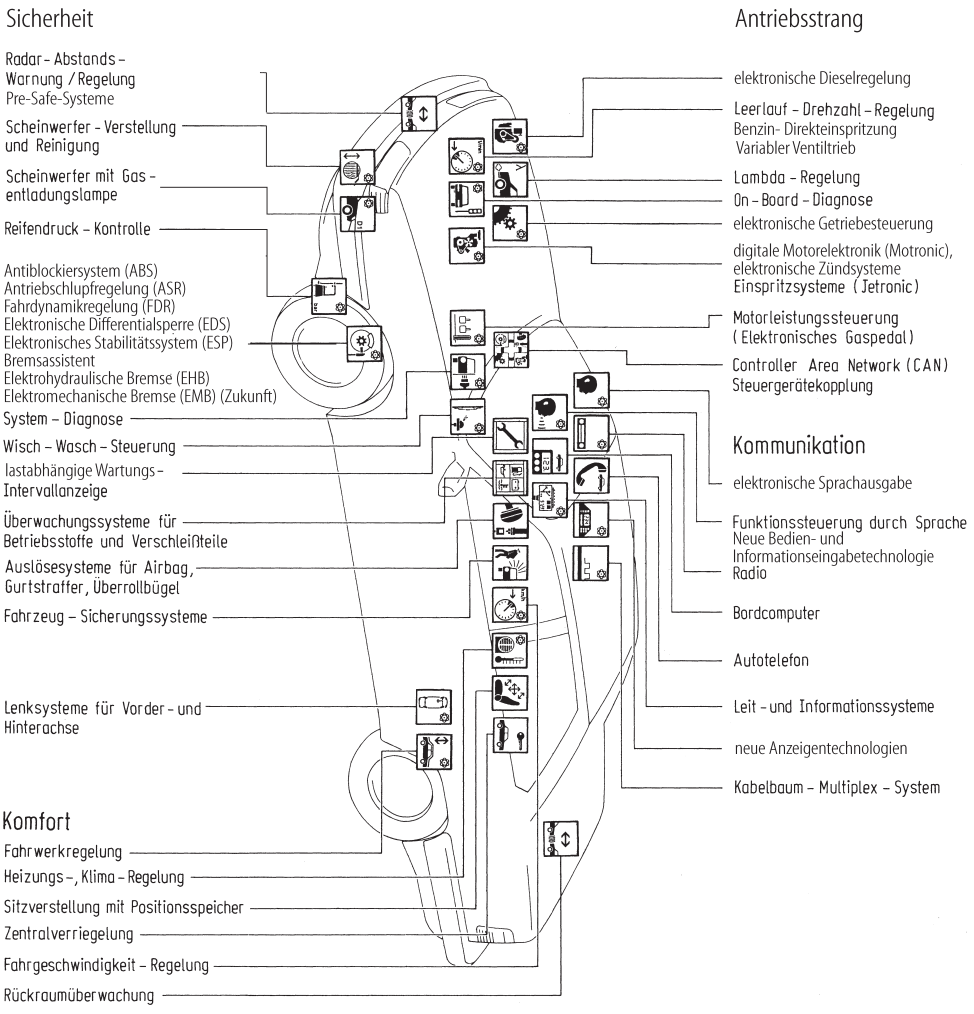


Bild 89. Elektronikanwendung im Kraftfahrzeug

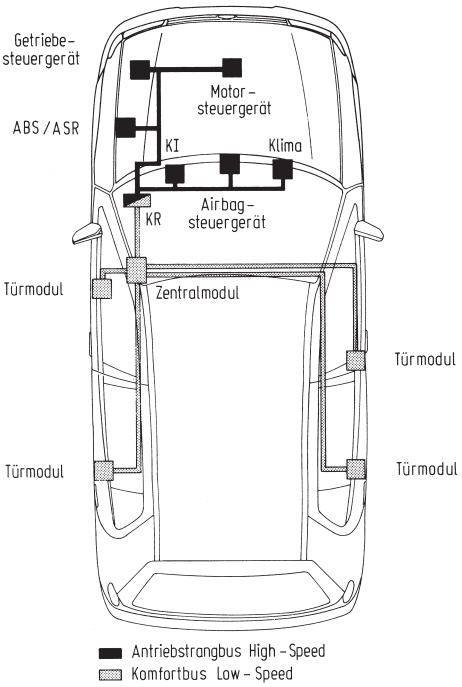


Bild 90. Datenbussystem CAN. Führt zur Reduzierung von Leitungen und Kontakten, Verlagerung von Hardware in Software, Diagnose/Bandprogrammierung/Flashing/Updating during lifetime (After Sales).

- ACC (Automatic Cruise Control)
- ESP (Elektronisches Stabilitätsprogramm)
- automatische Wahl der Getriebeschaltung
- Motor Stop/Start
- Steuerung des Lichtkegels der Scheinwerfer bei Kurvenfahrt
- Regensensor
- Lichtsensor/Fahrlichtsensor
- Spurführungsassistent

bis hin zu einer Kombination von fahrzeuginternen und externen Systemen. Beispiele für diesen Bereich sind:

- Navigationssysteme mit aktuellen Verkehrsinformationen
- Notruf
- Verkehrsmanagement
- Location Based Services
- Diagnose
- Roadpricing
- teilautomatisiertes Fahren für ausgewählte Fahrzeugtypen und -straßen.

Die Entwicklung zu „drive-by-wire"-Systemen, der starke Anstieg der Zahl der Steuergeräte (>60 bei Fahrzeugen der Luxusklasse) machen eine andere Verfahrensweise bei der Soft- und Hardwareentwicklung notwendig. So wird zu entscheiden sein, ob und in welchen Umfang eine rechnergestützte Zwischenebene die verschiedenen sicherheitsrelevanten Funktionen steuert. Auch das 42-Volt-Bordnetz zusätzlich zur 12-Volt-Bordnetzspannung erfordert andere Strukturen im Fahrzeug. Die Beherrschung dieser Komplexität bei der Entwicklung, Produktion und im Kundendienst ist ein entscheidender Baustein für den Markterfolg eines Fahrzeugherstellers.
Weiterführende Literatur zu diesem Komplex [77–83].

1.11 Automobil und Umwelt
Automobile and environment

Der Umweltschutz hat bei den Kunden der Automobilindustrie, aber auch bei der Gesamtbevölkerung eine hohe Aufmerksamkeit. Wichtig ist bei diesem Thema die Betrachtung der Prozesskette, d.h. von der Herstellung eines Materials über die Erstellung des Produktes, den Einbau in das Fahrzeug, den Gebrauch und die Wiederverwertung.

1.11.1 Fahrzeugabgase. Vehicle emissions

Die Diskussion über die Notwendigkeit der Verringerung der Fahrzeugabgase wird auch in den nächsten Jahren anhalten. Die Anforderungen in USA, speziell in Kalifornien, aber auch in Europa und im Rest der Welt verschärfen sich je nach Problemstellung und dem technischen Fortschritt.
Die Begrenzung der Abgaswerte in Europa ist in ihrem Schweregrad durchaus mit den zur Zeit gültigen amerikanischen Gesetzen zu vergleichen. Die zur Verfügung stehende Technologie ist zum einen das Feintuning der Motoren und zum anderen die Verbesserung der Katalysatortechnik. Diese Verbesserung reicht von einer Optimierung des eingesetzten Platins und Rhodiums über eine Zwischenspeicherung von NO_x bis hin zum Einsatz von Vorkatalysatoren, zu elektrisch beheizten Katalysatoren und zu speziellen $DeNO_x$-Katalysatoren bei direkt einspritzenden Ottomotoren. **Bild 91** zeigt die verschiedenen Emissionsstufen in Europa. Dabei ist festzuhalten, dass bereits im Jahr 2002 zahlreiche Fahrzeughersteller die anspruchsvollen SULEV (Supra Ultra Low Emission Standards) mit Vorserienfahrzeugen erfüllen. Beim Dieselmotor setzt man nach dem Einsatz des Oxidationskatalysators auf die SCR-Technik, wobei Harnstoff als Reaktionsmittel verwendet wird. Die ersten Partikelfilter sind in Serie [84]. Weitere Lösungen wie Verbesserung der innermotorischen Verbrennung und der kontinuierlichen Reduzierung der Partikelemissionen werden folgen.
Auch der Einsatz von alternativen Energien und Antrieben wird in diesem Zusammenhang intensiv erforscht. Obwohl zur Zeit nur Nischen mit anderen Kraftstoffen wie Elektrizität, Rapsmethylester CNG, LPG, Wasserstoff etc., betrieben wird, so ist doch der technologische Druck, Fortschritte zu erzielen, sehr stark. **Tab. 6** gibt einen Überblick über die heutige Situation bezüglich des Einsatzes von alternativen Energien.

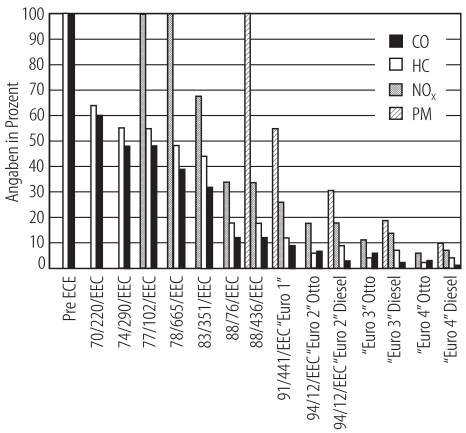


Bild 91. Emissionsgesetze in Europa

Tabelle 6. Einsatzmöglichkeiten von verschiedenen Energien

	CNG mit Katalysator	Gasoline	Diesel	RME Rapsmethylester	LPG mit Katalysator	Methanol	Äthanol	Wasserstoff	Elektrizität
Eignung	○	○	○	○	○	○	○	○	–
Verfügbarkeit	○	○	○	–	–	–	–	– – –	– –
Wirtschaftlichkeit	–	○	+	–	○	–	–	– – –	– – –
Infrastruktur	–	○	○	–	–	–	–	– – –	–
CO	+ + +	○	+	+	+	○	○	+ + +	+
HC	+ + +	○	+	+	+	○	○	+ + +	+
NO_x	+ +	○	–	–	+	+	○	+ +	+
Partikel	+ + +	○	–	–	+ + +	○	○	+ + +	+ +
CO_2	+ +	○	+	+ +	+ +	○	+ +	+ + +	–

+ positiv, ○ neutral, – negativ

1.11.2 Kraftstoffverbrauch. Fuel consumption

Im Zusammenhang mit dem „global warming" wird auch der Kohlendioxidausstoß (CO_2) durch die Kraftfahrzeuge (Pkw und Nkw) intensiv diskutiert. Das CO_2 soll mit ca. 60% am global warming beteiligt sein. Davon erzeugen die Pkw und Nkw ca. 10%, d. h. insgesamt würde damit das Kraftfahrzeug über das CO_2 mit ca. 6% zum global warming beitragen. Es gilt daher, den Verbrauch aller fossilen Brennstoffe zu reduzieren. Wichtig ist die Verbrauchsreduzierung in der Praxis und nicht nur im Messzyklus.

Ganz wesentlich ist der Einsatz modernster Technologie, d. h. geringes Fahrzeuggewicht über Aluminium, Magnesium, neue Stahlblechmaterialien, neue Fertigungsmethoden, z. B.: Laserschweißen, andere Lackierverfahren, Korrosionsschutz mit reduziertem Gewicht, Verbesserung der Otto- und Dieselmotoren (Direkteinspritzung beim Ottomotor und neue Einspritzsysteme bei den Dieselfahrzeugen, Einspritzdrücke bis 2000 bar), neuartige Getriebe CVT (kontinuierliche variable Transmission) oder über Elektronik automatisch geschaltete mechanische Getriebe sowie Reifen mit geringem Rollwiderstand; Beispiele zeigen die auf 31/100 km verbrauchsoptimierten Fahrzeuge. Auch auf niedrigen Verbrauch ausgelegte Hybrid-Pkw tragen zur Reduzierung der CO_2-Emissionen bei. Nur bei der Realisierung der Verbesserung bei allen Modellen kann die Verbrauchszusage (**Bild 92**) der europäischen Automobilindustrie erfüllt werden. Die freiwillige Zusage begrenzt für das Jahr 2008 die CO_2-Emissionen auf 140 g/km.

Auch in den anderen Ländern wie in USA ist über den CAFE – corporate average fuel economy und über Einzelwerte der Kraftstoffverbrauch begrenzt. Zur Zeit darf der maximale Einzelverbrauch ohne Bestrafungssteuer den Wert von 22 mpg $\triangleq$ 10,45 l/100 km und den Flottenwert von 27,5 mpg $\triangleq$ 8,55 l/100 km nicht unter- bzw. überschreiten.

Die für den Pkw gezeigten Fortschritte sind weltweit auch bei den Nkw zu finden. Besondere Beachtung müssen die diversen Abkommen, Rio, Kyoto etc., finden. Hier haben sich zahlreiche Länder zu einer deutlichen CO_2-Emissionsreduzierung auch im Verkehrsbereich kommittiert. Diese Intention gilt inzwischen auch für Kalifornien.

1.11.3 Materialeinsatz. Use of material

Bild 93 zeigt die Verteilung des Materialeinsatzes in einem durchschnittlichen Pkw. Eisen und Stahl dominiert mit 60%, gefolgt vom Kunststoff mit 15% [85].

Bei der zukünftigen Betrachtung des Materialeinsatzes ist von einer ganzheitlichen Betrachtung auszugehen. Dazu gehört zunächst die Förderung, der Transport des Rohöls und die Herstellung des Kraftstoffs, der Additive, der Elektrizität, des Stahls, Eisens, Aluminiums, Magnesiums, der Kunststoffe, der Glasmaterialien, des Gummis, der Lacke, der elektronischen Komponenten und des Fahrzeugs selbst. Dann wird der Prozess zur Herstellung und des Vertriebs des Kraftstoffs und des Pkws betrachtet. Danach erfolgt der Verbrauch beim Kunden (Fahren und Wartung) und schließlich die Entsorgung (zerlegen, wiederverwerten) über Recycling und Deponie. Wichtig ist die Aufsummierung aller Prozessfaktoren (Energie, Material, Emission, Abfall etc.). Aufgrund der Ressourcenknappheit ist die Wiederverwertung des Materials außerordentlich wichtig. **Bild 94** zeigt als Beispiel die Wiederverwertung eines Pkw in der Bundesrepublik. Spitzenwerte erreichen inzwischen fast 80%. Langfristig werden über 90% Wiederverwertbarkeit angestrebt. Die Altautoverwertung stellt [86] besondere Anforderungen an die Fahrzeugkonstruktion und den Materialeinsatz. Neben der Wiederverwertung der Fahrzeuge und Zweiräder ist auch die Schonung des Straßenbelages ein wichtiger Faktor zur Ressourcenschonung.

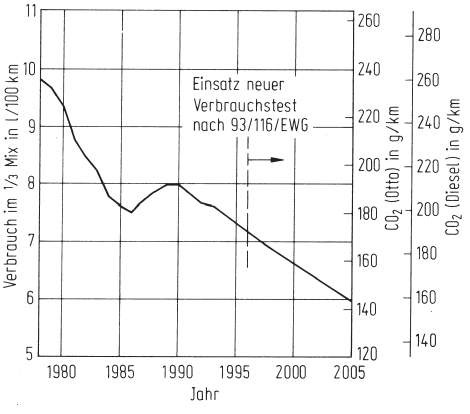


Bild 92. Verbrauchsentwicklung von Neufahrzeugen in Deutschland.

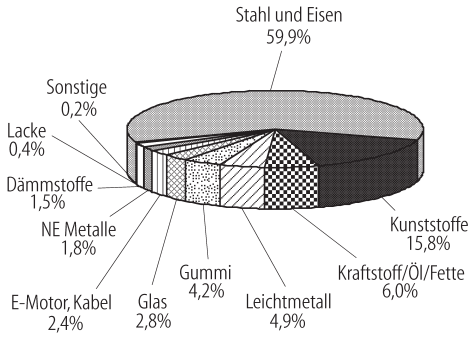


Bild 93. Werkstoffe im Pkw (Golf, A4, 1,4 l, 55 kW Otto)

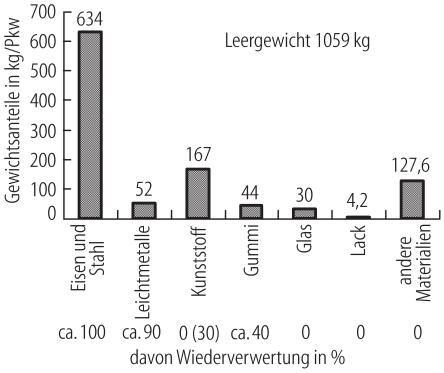


Bild 94. Wiederverwertung von Altautomaterial

Tabelle 7. Bodenflächen nach Art der tatsächlichen Nutzung [88]

	1993[a]		1997[a]		2001[a]	
	1000 ha	%	1000 ha	%	1000 ha	%
Bodenfläche insgesamt	35697,0	100	35703,0	100	35703,1	100
Gebäude und Freifläche	2073,3	5,8	2193,7	6,1	2308,1	6,5
Betriebsfläche inkl. Abbauland	242,7	0,7	251,4	0,7	252,8	0,7
Erholungsfläche	225,5	0,6	237,4	0,7	265,9	0,7
Verkehrsfläche	1644,1	4,6	1678,6	4,7	1711,8	4,8
Landwirtschaftsfläche	19511,2	54,7	19307,5	54,1	19102,8	53,5
Waldfläche	10452,6	29,3	10490,8	29,4	10531,4	29,5
Wasserfläche	783,7	2,2	794,0	2,2	808,5	2,3
Flächen anderer Nutzung	763,0	2,1	794,7	2,1	721,9	2,0

[a] Stichtag 31.12. des Vorjahres

1.11.4 Geräusch. Noise

Bei akustischen Messgrößen treten zwischen den Minimal- und Maximalwerten oft Spannweiten von mehreren Zehnerpotenzen auf. Außerdem hängt die Lautstärkeempfindung des Menschen logarithmisch mit der physikalischen Reizstärke zusammen [66]. Daher werden für den Schallpegel logarithmische Größen verwendet, z. B. für den Schallleistungspegel $L_P = 10 \log (P/P_0)$ dB mit $P_0 = 10^{-12}$ W. International hat sich eine Frequenzbewertung des Geräusches, die A-Bewertung nach DIN (IEC) 651 durchgesetzt. Die A-Bewertungskurve ist in Anlehnung an die Empfindlichkeit bzw. das Lautstärkeverhalten des Ohrs entwickelt worden. Dies gilt auch für die Beurteilung des Außengeräusches. Das **Bild 95** zeigt die Abhängigkeit des Außengeräusches in dB(A) von der Fahrgeschwindigkeit. Man kann deutlich die Dominanz des Rollgeräusches erkennen. Beim Nkw mit einem zulässigen Gesamtgewicht über 3,5 t überwiegt zur Zeit noch das Motorgeräusch. Das gesetzliche Messverfahren für Pkws ist nach ISO R 362 definiert, welches aber nicht sehr praxisgerecht ist. Das Fahrzeug wird in einer Messstrecke beschleunigt, bei Vier-Gang-Getrieben wird im 2. Gang, bei Fünf-Gang-Getrieben im 2. und 3. Gang gefahren und die Messwerte werden gemittelt; die Automatikgetriebe werden ohne Kickdown gefahren. Der höchste auftretende Schallpegel wird zur Beurteilung herangezogen. Der Grenzwert wurde im Jahr 1996 bei den Pkw auf 74 dB(A) und bei Nkw $\geq$ 150 kW auf 80 dB(A) gesenkt.

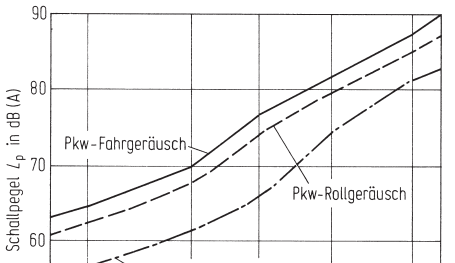


Bild 95. Schallpegel der Außengeräusche von Pkws (Pegel-Mittelwerte von vielen Fahrzeugen) bei verschiedenen konstant gefahrenen Geschwindigkeiten (Kurven interpoliert)

Andere Maßnahmen wie Verkehrsumleitung oder Geräuschdämmung an den Straßen oder dem Fahrbahnbelag können die Geräuschimmissionen ebenfalls positiv beeinflussen.

1.11.5 Flächenverbrauch. Use of space

Der Flächenverbrauch in der Bundesrepublik für den gesamten Verkeht liegt bei 4,8 Prozent der gesamten Bodenfläche von $35703{,}10 \times 10^3$ ha. Die Zahlen für Europa differieren deutlich. Sie hängen auch sehr stark von der Bevölkerungsdichte ab. Die Inanspruchnahme durch die Transportinfrastruktur ist am höchsten in Belgien und am geringsten in Schweden [87]. Um die zukünftigen Mobilitätsanforderungen zu erfüllen, ist ein sinnvoller Ausbau der gesamten Verkehrsinfrastruktur notwendig. **Tab. 7** zeigt die Situation der Nutzungsart in der Bundesrepublik Deutschland. Allerdings gibt es zeitliche und örtliche Probleme, die besonders den ruhenden Verkehr betreffen. Wichtig ist auch, dass durch die entsprechende Konstruktion der Fahrbahn und der Fahrzeuge der Straßenbelag geschont wird, bzw. durch einen „Flüsterasphalt“ deutlich zur Rollgeräuschminimierung beitragen.

1.12 Entwicklungsmethodik
Development methodology

Die Zwänge nach kürzeren Modellzyklen, mehr Fahrzeugvarianten, steigenden Qualitätsansprüchen und wachsender Komplexität haben zu anderen Entwicklungsmethoden geführt. Das Simultaneous Engineering, d. h. das gleichzeitige Zusammenarbeiten aller am Produktentstehungsprozess beteiligten Bereiche mit einer starken Fokussierung auf den internen und externen Kunden wird immer stärker praktiziert. Dies schließt auch die Zulieferanten und Entwicklungsfirmen mit ein. Die internen Kunden sind immer die die Leistung abnehmenden Bereiche; damit wird automatisch ein höherer Aufmerksamkeitsgrad bezüglich der Entwicklung für minimalen Bearbeitungs- und Montageaufwand erreicht. Sämtliche am Produktentstehungsprozess Beteiligten müssen bereits in der Frühphase eng zusammenarbeiten. Dabei ist eine klare Aufgabenverteilung zwischen Linien- und Projektleitungsfunktion zu treffen (**Bild 96**). Die virtuelle Produktentwicklung inklusive der Simulation des Fertigungsverfahrens schließt auch die Zulieferanten mit ein. Leistungsfähige Kooperation bedeutet auch, dass Entwicklungskooperationspartner unter Berücksichtigung von Zugangsberechtigungen auf die jeweiligen Daten zugreifen können. Besondere Aufmerksamkeit erfordert auch hier die Elektrik/Elektronik, da sie als Querschnittsfunktion eine Gesamtverantwortung hat [89, 90].

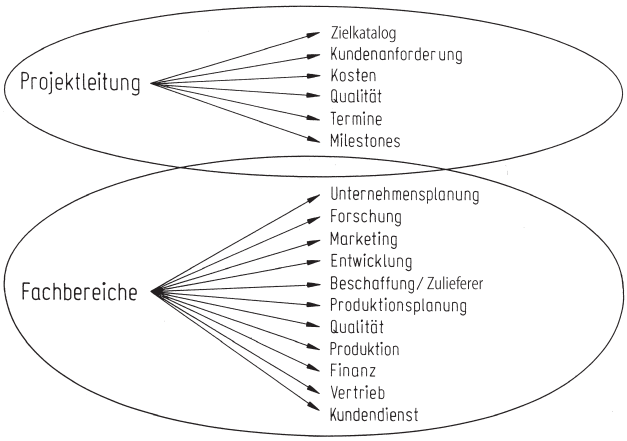


Bild 96. Linien- und Projektleitungsverantwortung

Es zeichnet sich ab, dass kleinere Einheiten mit Gesamtverantwortung schlagkräftiger als getrennte, größere Organisationseinheiten sind. Eine typische Dienstleistung ist die Erstellung von Prototypbauteilen, wie Zylinderköpfe über das Rapid-Prototyp-Verfahren. Zusätzlich zu der veränderten Organisation stehen dem Designer, dem Forschungs- und Entwicklungsingenieur immer mehr Simulationsmöglichkeiten als zusätzliche Entwicklungshilfsmittel zur Verfügung, wie der Einsatz der virtuellen Realität, der Berechnung für das Fahrverhalten und des Komforts, der Fahrleistungen und des Verbrauchs, der Unfallsimulation für Fahrzeug, Fahrzeuginsasse, Rückhaltesystem, der Fahrzeugumströmung, aber auch von Produktionsvorgängen, wie Tiefziehen und Bahnkurven von Robotern. Noch nicht zufriedenstellend sind Berechnungsmethoden für die Akustik und die Betriebsfestigkeit. **Bild 97** zeigt eine Finite Element Simulation (FEM) einer Versuchsgruppe, des Rückhaltesystems und der Fahrzeugstruktur in einem Unfallsimulationstest (Seitenkollision) [91].

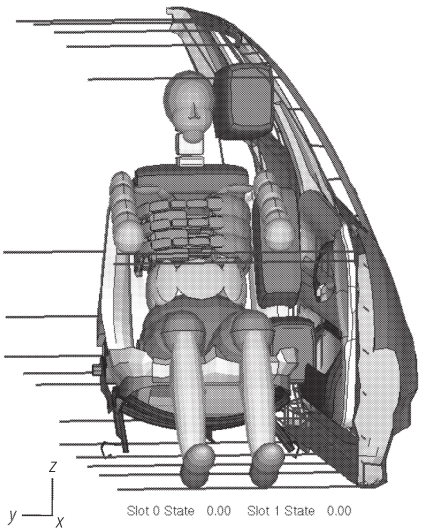


Bild 97. Insassensimulation für einen Seitenaufprall

2 Schienenfahrzeuge. Rail vehicles

M. Hecht, Berlin; **G. Krause**, München (Bremse);
O. Polach, Winterthur (Kraftschluß)

2.1 Generelle Anforderungen
General requirements

Der Schienenverkehr ist ein stark vernetztes Verkehrssystem (s. **Bild 1**).
Die Abhängigkeiten sind nichttechnischer, ökonomisch politischer und technischer Natur. **Bild 1** zeigt die wesentlichen Abhängigkeiten auf. Die Hauptabhängigkeiten sind mit den Pfeilen gekennzeichnet. Jedoch gibt es auch Rückwirkungen entgegen den Pfeilrichtungen. Da die technischen Abhängigkeiten sehr groß sind, sind alle Schienenfahrzeuge speziell angepaßte Lösungen, allerhöchstens aus Modulen zusammengesetzt, um möglichst große Kostenreduktion durch Serieneffekte zu erzielen. Nur große Netze mit ähnlichen Bedingungen, z. B. für den Nordamerikanischen Markt erlauben Standardlösungen in größerer Stückzahl. Ein zunehmend bedeutender Anspruch an die Schienenfahrzeugtechnik ist die Umweltverträglichkeit, die unter dem Schlagwort „Sustainable Mobility“ weltweit gefordert wird. Die Bedingungen hierfür werden durch den Schienenverkehr nicht automatisch eingehalten, sondern bedürfen einer konsequenten Berücksichtigung im Entwicklungs- und Betriebsprozeß.
Die Bahnen geben heute ein sogenanntes funktionales Lastenheft vor, das nur die wesentlichen Funktionen beschreibt. In der Angebotsphase muss daraus von der Industrie ein Produkt kreiert werden, das die Anforderungen des Lastenheftes erfüllen kann.
Da für jedes Projekt stets viele Angebote zu erstellen sind, aber nur eine Bestellung erfolgen kann, werden Alternativ-

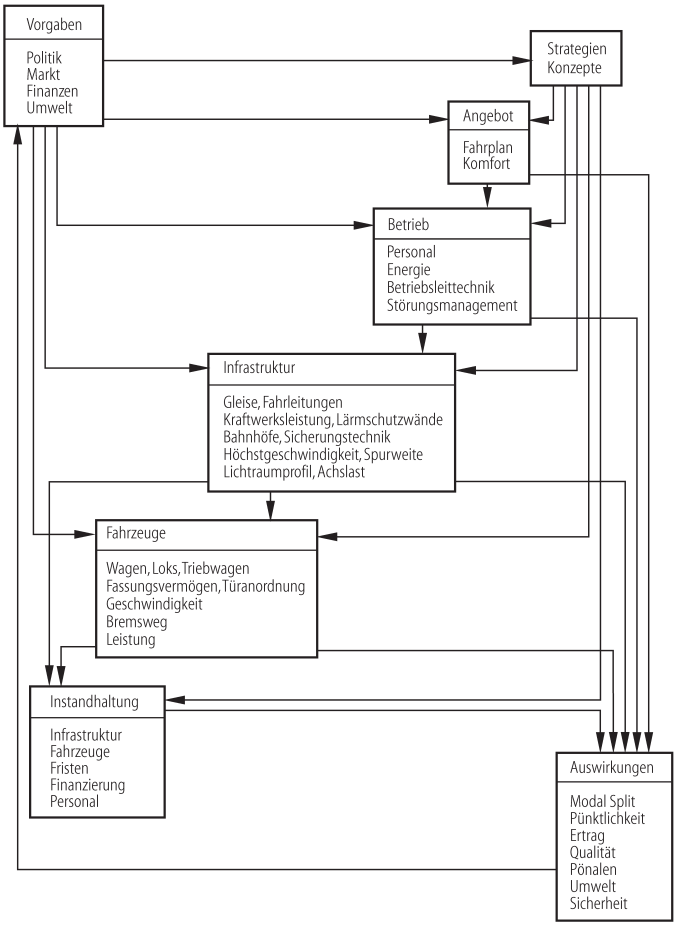


Bild 1. Schienenverkehr – ein System mit starker Vernetzung

konzepte in Modultechnik konzipiert, um rasch und flexibel die Anforderungen zu erfüllen. Modultechnik ermöglicht es auch, vormontierbare und vorprüfbare Einheiten zu verwenden.

Entsprechend **Bild 1** werden Fahrzeuge zur Erfüllung einer Transportaufgabe ausgelegt. Nur sehr selten kann das technische Gesamtsystem bestehend aus Infrastruktur, Fahrzeugen und Instandhaltung komplett neu definiert werden, etwa bei neuen Bahnsystemen. Viel häufiger ist, daß bestehende Systeme ausgebaut werden, z. B. durch Einsatz neuer Fahrzeuge, die dann ein verbessertes Angebot ermöglichen, z. B. kürzere Reisezeiten durch größere Kurvengeschwindigkeit.

Durch eine geplante Leistungsfähigkeit einer Bahn, ausgedrückt in Pers./h oder t/h und abhängig von Zugfolgezeiten, Zug- und Fahrzeuglängen, muß für neue Fahrzeuge zunächst die Transportkapazität definiert werden.

Durch die Spurführung ist es dem Schienenverkehr möglich, den geringsten Raumbedarf aller Landverkehrsmittel aufzuweisen.

2.1.1 Fahrzeugbegrenzungsprofil. Vehicle gauge

Das Lichtraumumgrenzungsprofil der Strecke muß um folgende Wege größer sein als das Fahrzeugbegrenzungsprofil: Einfederung, Radverschleiß, Spiele, Wankbewegung des Fahrzeugs. Zusätzlich können Breiteneinschränkungen aufgrund der Fahrzeuglänge auftreten [1]. Die Beispiele in **Bild 2** zeigen die große Streuung der Fahrzeugbegrenzungsprofile unabhängig von der Spurweite. So sind alle gezeigten Profile bei Normalspurbahnen mit Spurweite 1435 mm in Anwendung, außer dem Profil von Spoornet, das bei einer Kapspurbahn mit 1067 mm Spurweite angewendet wird und nur unwesentlich schmaler als die in Deutschland übliche G2-Bezugslinie [2] ist. Beim G2-Profil stören insbesondere die Abschrägungen im oberen Bereich im Gegensatz zu den weitgehend rechteckigen amerikanischen Profilen. Für spezielle Strecken, z. B. mit Doppelstockwageneinsatz oder Großraumgüterwagen werden diese Eckräume ausgeweitet. Spezialbahnen können sehr große Profile aufweisen.

2.1.2 Fahrgastwechselzeiten

Duration of passenger exchange

Die Gestaltung des Fahrzeuggrundrisses und die Anzahl der Türen sowie deren Anordnung werden in Abhängigkeit der vorgegebenen Fahrgastwechselzeiten definiert. Damit bei Nahverkehrsfahrzeugen mit ihren häufigen Halten und häufigem Fahrgastwechsel möglichst geringe Wechselzeiten auftreten, sind viele und große Türen vorzusehen, während bei Fernverkehrsfahrzeugen kleine und wenige Türen genügen

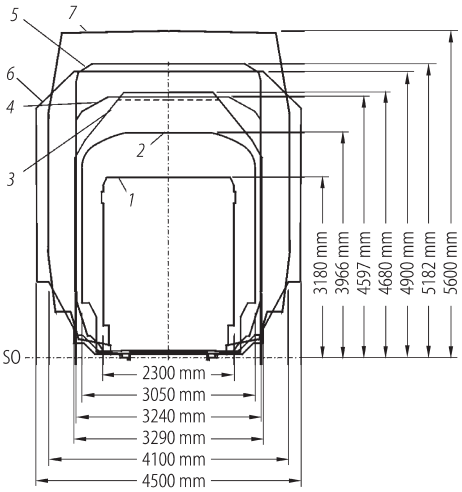


Bild 2. Fahrzeugbegrenzungsprofile. *1* U-Bahn Berlin Kleinprofil (Normalspur), *2* Südafrikanisches Profil für Kapspurbahnen Spoornet, *3* Europäisches Profil G2, *4* plate B, *5* plate F, *4* und *5* amerikanische Umgrenzungsprofile, *6* Rheinbraun (Kohlenbahn in Deutschland), *7* Transmanche-Link (Ärmelkanaltunnel)

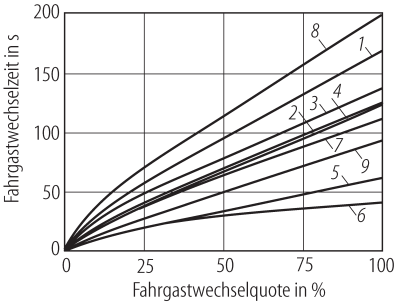


Bild 3. Fahrgastwechselzeiten als Funktion der Fahrgastwechselquote. *1* Mitteleinstiegswagen SBB, *2* Einheitswagen IV SBB, *3* Nahverkehrswagen DB Bnp 719, *4* S-Bahn-Wagen DB Bx 794, *5* S-Bahn-Triebzug DB BR 420, *6* Abteilwagen Sächsische Staatsbahn C 4 Sa 13, *7* Doppelstockwagen DR, *8* Doppelstockwagen S-Bahn Zürich, *9* Doppelstockwagen DByg546

und die Halte deutlich länger sein dürfen. Die Fahrgastwechselzeit ist eine Funktion der Fahrgastwechselquote, d.h. des Anteils der Fahrgäste des doppelten Fassungsvermögens eines Fahrzeugs, die an einer Haltestelle ein- oder aussteigen [3]. Die starken Unterschiede werden aus **Bild 3** deutlich.

2.1.3 Lebenszykluskosten LCC. Lifecyclecosts

Für eine Optimierung der monetären Aufwendungen für ein Fahrzeug oder eine Fahrzeugflotte dürfen nicht nur die Investitionskosten betrachtet werden, sondern es müssen alle Kosten berücksichtigt werden, die während der ganzen Fahrzeuglebensdauer von häufig 30 und mehr Jahren einschließlich Beschaffung und Entsorgung auftreten. Diese Betrachtung wird unter dem Begriff „Lebenszykluskosten, Lifecyclecost (LCC)“ [4, 5] geführt. Da über die Konstruktion eines Fahrzeugs seine Eigenschaften und damit auch die verursachten Kosten beeinflußt werden, wandeln sich durch die Einbeziehung dieser Kosten die Konstruktionsvorgaben erheblich ab. Die Lebenszykluskosten umfassen somit die Kosten der Beschaffung (Bestellung, Entwicklung, Herstellung, Übernahme einschließlich Typenversuche), der Nutzung (Instandhaltungskosten, Betriebsmittelkosten, Wartungs- sowie auch Modernisierungs- und Umbaukosten) und der Desinvestition inklusive Recycling. Die Begriffsdefinitionen in [6, 7] dienen in diesem sensiblen Gebiet einer kooperativen Zusammenarbeit zwischen Hersteller und Betreiber.

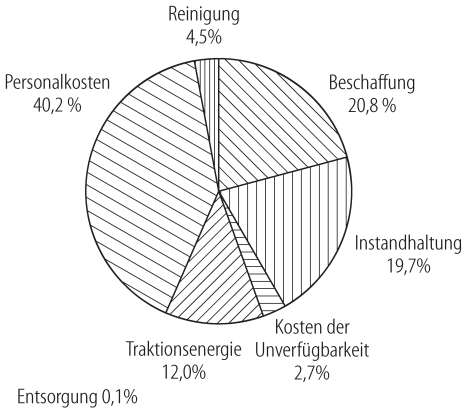


Bild 4. Lebenszykluskosten für einen Dieseltriebwagen

Eine hohe Zuverlässigkeit des Fahrzeugs, d.h. möglichst wenige ungeplante Ausfälle, wirkt sich sehr vorteilhaft auf geringe Lebenszykluskosten aus. Um dies zu erreichen, kann die Methode der Fehlermöglichkeits- und Einflußanalyse (Failure Mode Effect Analysis, FMEA) zur systematischen Optimierung des Produkts konstruktionsbegleitend angewendet werden [8]. **Bild 4** zeigt ein Beispiel der Verteilung der Lebenszykluskosten für einen zweiteiligen Dieseltriebwagen, siehe [5].

Vor allem für völlig neue Fahrzeugtypen ist die Datenbeschaffung problematisch. Bei Anlehnung an ein vorhandenes Produkt und die realen Verfügbarkeitsdaten können ganz spezifisch Konstruktionsvorgaben zur Erhöhung der Verfügbarkeit gemacht werden. Insbesondere Angaben zur Ausfallrate $\lambda = 1/\text{MDBF}$ (Mean Distance Between Failures) für ganze Fahrzeuge oder gar Fahrzeugflotten müssen auf das Verhalten einzelner Bauteile heruntergebrochen werden. Falls durch Redundanz bei Ausfall eines Bauteils das Fahrzeug weiter betrieben werden könnte, muss die Reparaturhäufigkeit berücksichtigt werden, MkmtR (mean km to repair) siehe [9].

Beispiel für Verfügbarkeitsvorgaben: 2 Kompressorausfälle je 10^6 km.

Eine weitere Möglichkeit zur Kostenverringerung ist der Übergang von der präventiven Wartung zur zustandsbezogenen Wartung. Bei der präventiven Wartung wird nach bestimmten Zeit- oder Wegintervallen eine Wartungsarbeit vorbeugend ausgeführt, während bei der zustandsbezogenen Wartung im Idealfall kurz vor dem Ausfall ein Wartungseingriff erfolgt. Letztere Vorgehensweise wird durch die Verfügbarkeit von kostengünstiger und zuverlässiger Diagnosetechnik zunehmend möglich, s. **Q 2.5.2**. Insbesondere bei Diesellokomotiven ergeben sich hierbei an den Großkomponenten Dieselmotor, Getriebe, Kühler und Druckluftversorgung derartige Einsparpotentiale, dass sich auch für ältere Lokomotiven in großer Stückzahl die Umrüstung auf neue Großaggregate lohnt.

2.2 Fahrwerke. Running gear

2.2.1 Grundbegriffe der Spurführungstechnik
Basics of guiding technology

Im folgenden werden die grundlegenden Begriffe der Spurführungstechnik erläutert, ohne auf Details einzugehen.

Obwohl das Gleis organisatorisch bei den Bahnen der Bautechnik zugerechnet wird [1], ist Fahrzeug und Gleis dynamisch betrachtet ein eng gekoppeltes System, so daß hier auch die fahrzeugtechnisch relevanten Parameter des Gleises angesprochen werden. Das traditionelle Querschwellengleis (**Bild 5**) setzt mit dem Schotteroberbau auf dem Unterbau auf. Der Schotter hat eine Vielzahl von Aufgaben: Lastverteilung und Kraftübertragung in alle drei Richtungen:
Vertikal: Übertragung der Gewichtskraft des Zuges;
Längs: Übertragung der Zug- und Druckkräfte der endlos verschweißten Schienen in Funktion der Temperatur und der Längskräfte des Zuges;
Quer: Übertragung der Knickkräfte bei großen Druckspannungen im Gleis an warmen Tagen und der Querkräfte des Zuges, insbesondere bei Bogenfahrt.

Zudem sind Feder- und Dämpfungsaufgaben zu erfüllen. Ganz wesentlich ist die Wirkung des Gleisbettes als Schallabsorber zur Reduktion des Rollgeräusches.
Die Kräfte werden über Schwellen auf den Schotter übertragen. Auf den Schwellen werden die Schienen über Rippenplatten geneigt gelagert eingebaut. Zwischen Schiene und Schwelle ist es durch Einfügen einer Zwischenlage in bestimmten Grenzen möglich, das dynamische Verhalten auch nachträglich, während der Liegedauer, noch zu verändern. Einfaches Ersatzmodell mit Daten siehe **Bild 85**.
Die Gleise liegen nicht perfekt entsprechend ihrer Trassierung, sondern es treten Abweichungen auf (**Bild 6**). Dabei werden in Querrichtung (y) folgende beiden Größen definiert: die Spurweite s als Abstand der Innenkanten der beiden Schienen und die Richtungslage u als Querlageabweichung der Gleismitte als gedachte Linie. In Hochrichtung wird die gegenseitige Höhenlage $m\varphi$ der beiden Schienen und die Längshöhe h wiederum als Lage der gedachten Mittellinie der beiden Schienen definiert. Die Bezeichnungen an der Schiene finden sich in **Bild 7**.
Die Gleisunebenheiten werden als Funktionen der Wellenlänge L oder der Wegkreisfrequenz $\Omega = 2\pi/L$ angegeben. Mit zunehmender Wellenlänge nehmen auch die Unebenheitsamplituden zu. Als Auslegungsdaten werden häufig die folgenden Unebenheitsspektren verwendet [10]
– Längshöhenfehler (Vertikalabweichung der Gleislage)

$$S_z(\bar{\Omega}) = \frac{A_V \Omega_c^2}{(\bar{\Omega}^2 + \Omega_r^2)(\bar{\Omega}^2 + \Omega_c^2)} \; [\mathrm{m^2/(rad/m)}]$$

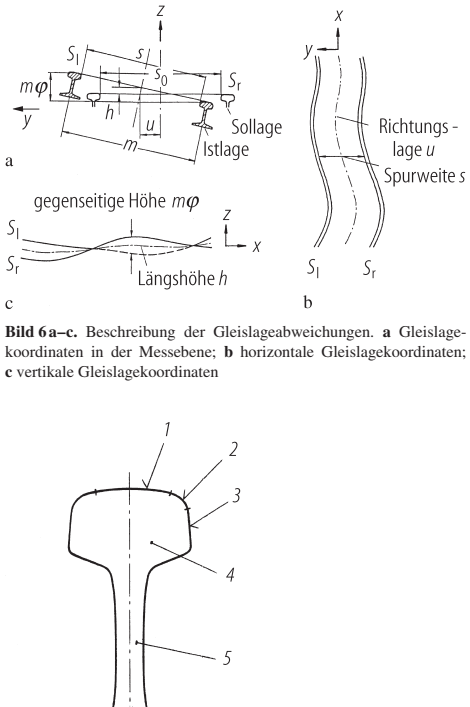


Bild 6a–c. Beschreibung der Gleislageabweichungen. **a** Gleislagekoordinaten in der Messebene; **b** horizontale Gleislagekoordinaten; **c** vertikale Gleislagekoordinaten

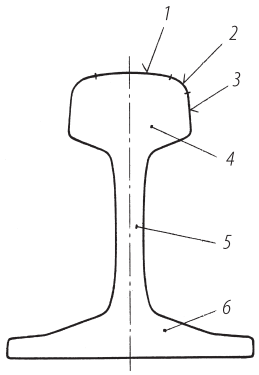
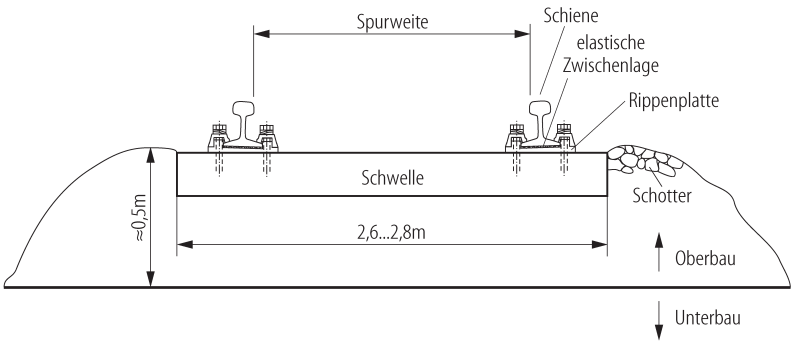


Bild 7. Bezeichnungen an der heute üblichen Breitfuß- oder Vignolesschiene. *1* Fahrfläche, *2* Kopfabrundung, *3* Flanke, *4* Schienenkopf, *5* Schienensteg, *6* Schienenfuß

– Richtungsfehler (Lateralabweichung der Gleislage)

$$S_y(\bar{\Omega}) = \frac{A_A \Omega_c^2}{(\bar{\Omega}^2 + \Omega_r^2)(\bar{\Omega}^2 + \Omega_c^2)} \; [\mathrm{m^2/(rad/m)}]$$



Schiene: 1 : 20 oder 1 : 40 geneigt

Schwelle: Holz/Beton/Stahl zur Lastverteilung

Schotter: Lastverteilung, Feder-/Dämpferelement
Aufnahme der Schienenkräfte in alle drei Richtungen
Absorber für Rad/Schiene-Lärm

Bild 5. Konventionelles Schotter-Querschwellengleis

– Querhöhenabweichung der Schienen in Radiant

$$S_\varphi(\bar{\Omega}) = \frac{A_V \Omega_c^2}{(\bar{\Omega}^2 + \Omega_r^2)(\bar{\Omega}^2 + \Omega_c^2)(\bar{\Omega}^2 + \Omega_s^2)} \; [1/(\mathrm{rad/m})]$$

mit folgenden Daten für ein konventionelles Gleis in gutem Zustand (kleiner Störpegel): $\Omega_s = 0{,}4380$ rad/m, $\Omega_c = 0{,}8246$ rad/m, $\Omega_r = 0{,}0206$ rad/m, $A_V = A_A = A_C = 5{,}9233 \cdot 10^{-7}$ m · rad, $a = 0{,}75$ m.

2.2.2 Radbauarten. Wheel types

Die Bezeichnungen am Rad sind in **Bild 8** aufgeführt. Die Lauf- oder Fahrfläche berührt die Schienenfahrfläche insbesondere im Bereich nahe des Spurkranzes. Der äußere Bereich der Lauffläche, die in etwa doppelt so breit ist wie die Fahrfläche der Schiene, wird vor allem zum Durchfahren von Weichenherzstücken [1] mit flachen Kreuzungswinkel benötigt, in Sonderfällen auch in engen Bögen. Der Spurkranz ist ein Sicherheitshilfsmittel, das nur in seltenen Fällen benötigt werden darf, da sonst großer Verschleiß auftritt. Die Laufflächenneigung wird meist größer gleich der Schienenneigung gewählt.

Da die Flächenpressung im Radaufstandspunkt deutlich über der Fließgrenze liegt, wird mit jeder Überrollung Material von der Laufflächenmitte nach außen gequetscht. Dank der Fase *11* kann dieses Material einen gewissen Raum finden ohne überzustehen. Die Kennrille *13* gibt auf einfache Weise an, wann der Verschleißvorrat an Radmaterial für das Reprofilieren der Räder aufgebraucht ist.

Bild 9 zeigt verschiedene Beispiele ausgeführter Räder. Gummigefederte Räder werden im Personennah- und Regionalverkehr zur Schwingungsentkopplung eingesetzt. Gummigefederte Räder der Bauart Bochum 54 weisen Federsteifigkeiten in radialer Richtung von ca. 50 kN/mm auf und in axialer Richtung ca. 20 kN/mm. Dies bedeutet somit, daß die Räder in vertikaler Richtung deutlich härter als in Querrichtung sind. Aus Spurführungsgründen können die Räder quer nicht weicher gemacht werden. Die Radbauart Bochum 84 ermöglicht das Montieren des Radkranzes mit weniger Hilfseinrichtungen, während die Bauart Bo 54 leichtere Räder ermöglicht.

Für Fernverkehrsbahnen werden heute vorwiegend Scheibenräder eingesetzt. Tangential gewellte Räder weisen häufig etwas weniger Masse auf gegenüber solchen mit ebener Scheibe, die sich durch geringere Lärmabstrahlung auszeichnen. Das Lärmverhalten kann unabhängig von der Radbauart weiter durch Radschallabsorber verbessert werden, im Bild Axial- und Radialabsorber als Zungenabsorber.

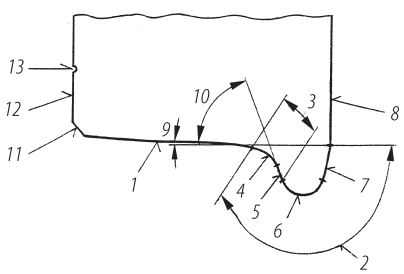


Bild 8. Bezeichnungen des Rads im Berührbereich von Rad und Schiene. *1* Lauf-(Fahr-)fläche, *2* Spurkranz, *3* Spurkranzstirnfläche, *4* Hohlkehle, *5* Spurkranzflanke, *6* Spurkranzkuppe, *7* Spurkranzrückenfläche, *8* Radrückenfläche, *9* Lauf-(Fahr-)flächenneigung, *10* Spurkranzflankenwinkel, *11* Fase, *12* Radstirnfläche, *13* Kennrille

2.2.3 Radsatz. Wheel set

Der Radsatz (**Bild 10**) besteht aus der Radsatzwelle und den beiden montierten Rädern. Die Welle ist entweder als Vollwelle massiv oder als Hohlwelle hohlgebohrt oder hohlgeschmiedet. Letzteres reduziert die Masse und ermöglicht die Ultraschallprüfung mit einer Ultraschallprüfsonde. Die Verbindung kann als Preßsitz, Schrumpfsitz oder Klebschrumpfsitz ausgeführt werden. Bei einem Klebschrumpfsitz kann die Nabe deutlich schwächer als bei einer reinen Schrumpf- oder Preßsitzverbindung ausgeführt werden (s. **Bild 9a**).

Die Räder werden heute fast nur noch als Voll- oder Monoblocräder hergestellt. Diese sind wesentlich leichter als bereifte Räder. Die früher geltend gemachte Materialersparnis durch Tausch des Radkranzes anstelle des ganzen Rades bei Radverschleiß ist bei heutigen Lohnkosten meist von untergeordneter Bedeutung. Auch das Versagensverhalten ist wesentlich weniger kritisch, da bei bereiften Rädern der Radreifen stets unter Zugspannung steht, während bei Monoblocrädern durch entsprechende thermische Behandlung bei der Fertigung der Radkranz Druckeigenspannungen aufweisen kann. Risse in der Lauffläche breiten sich dann, bei Vorhandensein von Druckeigenspannungen, nicht aus.

Bild 11 zeigt die spurführungstechnisch relevanten Abstände im Radsatz. Diese Abmessungen können sich bei gleicher Spurweite durchaus unterscheiden. So beträgt z. B. der Rükkenflächenabstand in Europa 1360 mm, während er in USA und China aufgrund dickerer Spurkränze auf 1353 mm festgelegt ist. Diese Maße sind für Weichenfahrten relevant.

2.2.4 Rad-Schiene-Kontakt. Wheel-rail-contact

Um realitätsnahe spurführungstechnische Berechnungen ausführen zu können, muß die Profilpaarung von Rad und Schiene genau bekannt sein. **Bild 12** zeigt die heute bei hochbelasteten Vollbahnstrecken meistverbreitete Paarung. Diese Abhängigkeit resultiert nicht nur aus den in den obigen Bildern aufgeführten Konturen von Rad und Schiene im Berührbereich, sondern auch aus dem Abstand der Körper (Spurmaß und Spurweite) und aus der Neigung der Schienen. Auch verschlissene Profile können meßtechnisch erfaßt werden.

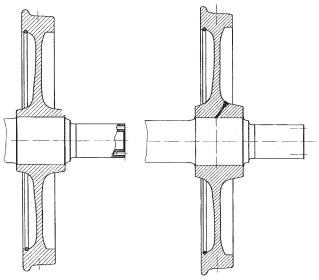
Die Zahlen an der Radkontur in **Bild 12a** und **b** geben die Querverschiebung des Radsatzes aus der Gleismitte an und die Lage des Berührpunktes auf der Lauffläche. Für jeden Millimeter Radsatzquerverschiebung ist ein Pfeil eingetragen, der auf den korrespondierenden Berührpunkt auf der Schiene weist. Im Vergleich der Querlageänderung des Berührpunktes mit dem auf der Abszisse aufgetragenen Maßstab wird deutlich, daß kleine Querlageänderungen zu großen Verschiebungen des Berührpunktes führen.

Die Rollradiendifferenzfunktion gibt den Unterschied zwischen rechtem und linkem momentanen Rollradius an. Je größer die Radiendifferenz bei gegebener Querverschiebung, desto größer ist das Wendevermögen eines Radsatzes. Dies ist vor allem für radial einstellende Radsätze in engen Bögen hilfreich. Die Kontaktwinkeldifferenzfunktion ist ein Maß für die zentrierende Querkraft. Bei Losradkonstruktionen ist sie die einzige, die Fahrwerke in Mittenposition des Gleises haltende Größe. Die äquivalente Konizität gibt die Kegelneigung eines gedachten Radsatzes mit konstanter Konizität an, der bei gegebener Querverschiebung dieselbe Wellenlänge aufweist wie das vorliegende Profil. Deutlich ist zu erkennen, daß mit beginnendem Spurkranzanlauf (Querverschiebung über 6 mm) die Konizität plötzlich stark zunimmt.

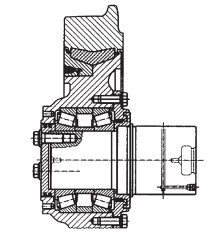
Neben den geometrisch bedingten Kräften wirken zudem durch die Abrollbewegung hervorgerufene Kräfte, die Schlupfkräfte.

Die Präsenz der Tangentialkräfte im Rad-Schiene-Kontakt ist durch Schlupf, also Relativbewegung der Körper, bedingt. Der Schlupf wird meistens als dimensionslose, auf die Fahr-

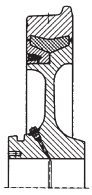
a



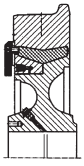
b



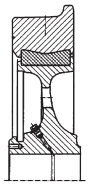
Gummigefedertes Rad "Bo 84"
für Niederflurtechnik



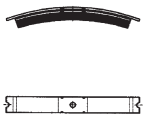
Gummigefedertes Rad "Bo 84"



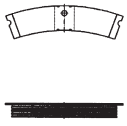
Gummigefedertes Rad "Bo 84"
mit Radschallabsorber



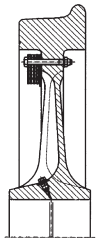
Gummigefedertes Rad "Bo 54"



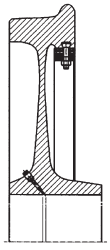
Bochumer Verein
Radial - Radschallabsorber



Bochumer Verein
Axial - Radschallabsorber



Scheibenrad, tangential gewellt
mit Axial - Radschallabsorber



Bochumer Verein
spannungshomogenisiertes Scheibenrad
mit Radial - Radschallabsorber

Bild 9 a, b. Beispiele ausgeführter Räder. **a** Lokomotivräder (∅ 1100 mm) mit Reibringschallabsorber: *links* mit Klebschrumpfsitz, *rechts* mit konventioneller Nabenverbindung (Bombardier); **b** gummigefederte Räder und Monoblocräder mit Zungenradschallabsorber (Bochumer Verein)

geschwindigkeit bezogene Größe angegeben (Relativschlupf). In der Kraftschluß-Schlupf-Funktion wird zwischen dem Mikro- und Makroschlupfbereich unterschieden (**Bild 13**). Im Mikroschlupfbereich entstehen die Tangentialkräfte überwiegend durch Materialdehnung (creep) und die Schlupfwerte erreichen einige ‰. Im Makroschlupfbereich werden die Kräfte überwiegend mittels Reibung übertragen. Bei konstantem Reibbeiwert wird im Bereich der Sättigung eine konstante Kraft erreicht. Wird auch die Abnahme des Reibbeiwertes mit der Schlupfgeschwindigkeit berücksichtigt, entsteht ein abfallender Ast der Kraftschluß-Schlupf-Funktion (**Bild 13**).

In dynamischen Analysen werden komplexe Zusammenhänge in der Berührfläche von Rad und Schiene berücksichtigt. Neben dem Schlupf in Längs- und Querrichtung ist der Bohrschlupf (spin) von Bedeutung. Durch die Neigung der Kontaktfläche entsteht beim Radsatz ein Drehen um die Normale zur Berührfläche mit der Winkelgeschwindigkeit ϖ_B (**Bild 14**)

$$\omega_B = \omega \cdot \sin\gamma$$

mit ω_B Bohrschlupf, ω Rollgeschwindigkeit des Radsatzes und γ Kontaktwinkel.

Die Kontaktkräfte wurden am umfangreichsten von Johnson [11] und Kalker beschrieben. Die exakte Theorie von Kalker [12] ermöglicht die Berechnung der Tangentialkräfte unter

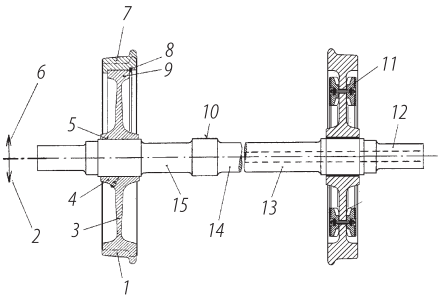


Bild 10. Bezeichnungen am Radsatz, oben links bereiftes Rad, unten links Vollrad, rechts Rad mit Radbremsscheibe. *1* Radkranz, *2* Vollrad, *3* Scheibe, *4* Nabe, *5* Radsitz, *6* bereiftes Rad, *7* Radreifen, *8* Sprengring, *9* Radfelge, *10* Nabensitz, *11* Radbremsscheibe, *12* Wellenschenkel, *13* Hohlwelle, *14* Vollwelle

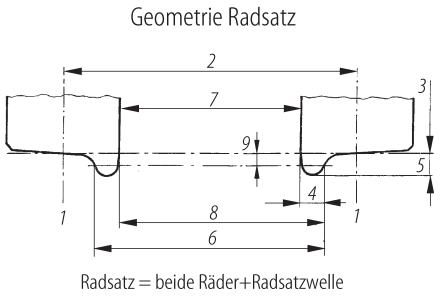
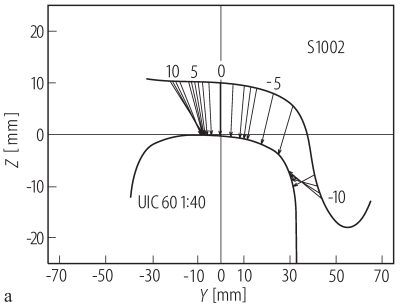
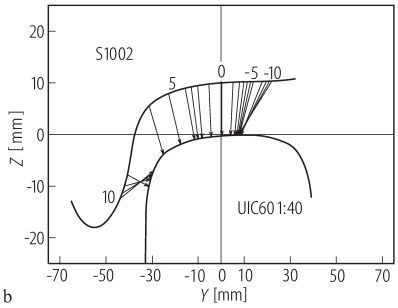
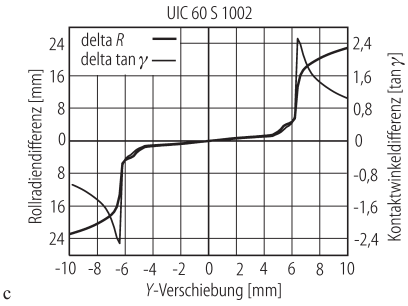


Bild 11. Maße am Radsatz. *1* Meßkreisebene, *2* Stützweite, *3* Nenndurchmesser, *4* Spurkranzdicke, *5* Spurkranzhöhe, *6* Spurmaß, *7* Rückenflächenabstand, *8* Leitmaß, *9* Meßabstand (meist 10 mm)







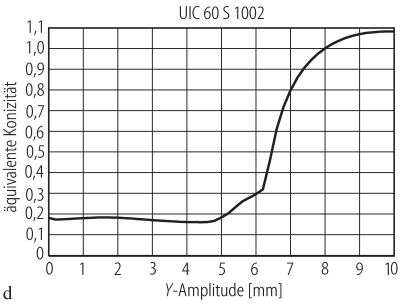


Bild 12a–d. Berührpunkte und Berührfunktionen von Rad und Schiene, Profilpaarung Rad S 1002, Spurmaß 1426 mm, Schiene UIC 60, 1 : 40 geneigt, Spurweite 1435 mm. **a** Linker Berührpunkt; **b** rechter Berührpunkt; **c** Rollradiendifferenzfunktion delta *R* und Kontaktwinkeldifferenzfunktion delta tan γ; **d** äquivalente Konizität

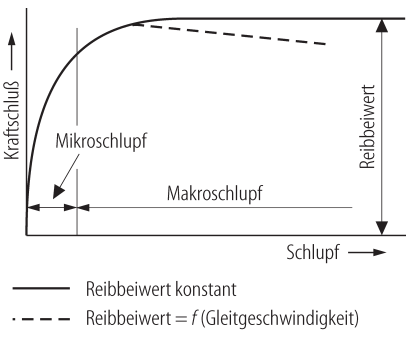


Bild 13. Kraftschluß-Schlupf-Funktion

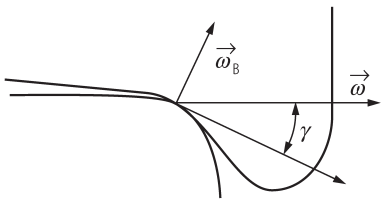


Bild 14. Bohrschlupf durch Neigung der Berührfläche zur Drehrichtung

der Präsenz von Längs-, Quer- und Bohrschlupf. Die Berührfläche wird auf die Adhäsions- und Gleitzone aufgeteilt, und die Tangentialspannungen werden in einzelnen Elementen der Fläche berechnet. Für lineare Berechnungen ergibt die Theorie von Kalker unter Annahme der elliptischen Berührfläche:

$$F_x = -G \cdot a \cdot b \cdot c_{11} \cdot s_x,$$

$$F_y = -G \cdot a \cdot b \cdot c_{22} \cdot s_y - G \cdot \sqrt{(a \cdot b)^3} \cdot c_{23} \cdot \psi,$$

wobei G Schubmodul, a, b Halbachsen der Berührellipse, c_{11}, c_{22}, c_{23} Koeffizienten nach [12], s_x, s_y Relativschlupf in Längs- und Querrichtung und ψ auf die Fahrgeschwindigkeit bezogener Bohrschlupf sind.

Für nichtlineare Berechnungen wurden diverse Programme entwickelt, die jedoch lange Rechenzeiten in Anspruch nehmen. Für Anwendungen in Simulationen werden oft vereinfachte Theorien gesucht, die auch die Nichtlinearitäten berücksichtigen. Die Methode von Polach [13] basiert auf der Gleichung

$$F = -\frac{2 \cdot Q \cdot f}{\pi} \left(\frac{\varepsilon}{1+\varepsilon^2} + \arctan \varepsilon \right)$$

mit Q Radlast, f Reibbeiwert, ε Steigung der Tangentialspannung in der Adhäsionszone und

$$\varepsilon = \frac{2}{3} \frac{C \cdot \pi \cdot a^2 \cdot b}{Q \cdot f} s,$$

wobei C die Konstante der Nachgiebigkeit der berührenden Körper ist.

Werden die Koeffizienten [12] verwendet, ergibt sich zur Berechnung der in Längsrichtung wirkenden Kraft folgende Gleichung für die Steigung der Tangentialspannung

$$\varepsilon = \frac{1}{4} \frac{G \cdot \pi \quad a \cdot b \cdot c_{11}}{Q \cdot f} s_x.$$

Die in [13] beschriebene Methode berücksichtigt auch Bohrschlupf und ist wegen der kurzen Rechenzeit für numerische Simulationen gut geeignet.

Für Übertragung der Zug- und Bremskräfte sind die Kraftschluß-Schlupf-Kennlinien in Fahrtrichtung maßgebend. Die erreichbaren Kraftschlußbeiwerte variieren stark je nach den Konditionen zwischen Rad und Schiene. Die Schlupfgeschwindigkeiten im Rad-Schiene-Kontakt können beim Anfahren mit großen Zugkräften mehrere km/h erreichen. Bei trockenen Verhältnissen ist die Kraftschluß-Schlupf-Kennlinie durch einen steilen Anstieg und nach dem Maximum durch einen abfallenden Ast charakterisiert. Bei ungünstigen Adhäsionsverhältnissen (naß, glatt, verschmutzt) nimmt die Steigung ab und der abfallende Ast ist weniger ausgeprägt oder gar nicht erkennbar ([14], **Bild 15**). Als Mittel zur Adhäsionssteigerung ist die Verwendung von Sand stark verbreitet. Durch die harten Sandkörner treten lokale Verformungen der Oberflächen auf, die zu einer Aufrauhung von Rad und Schiene führen. Es erhöht sich die größte übertragbare Kraft, die Wirkung nimmt aber nach dem Sanden schnell ab. Verschiedene andere Schienenkonditioniereinrichtungen haben sich wegen dem hohen technischen und energetischen Aufwand bis jetzt nicht verbreitet.

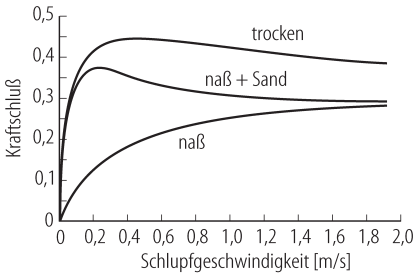


Bild 15. Kraftschluß-Schlupf-Funktionen für verschiedene Randbedingungen

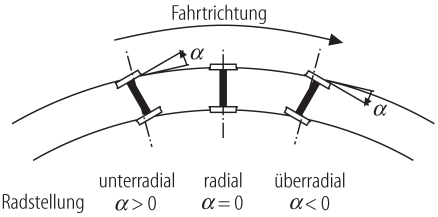


Bild 16. Radsatzstellungen im Gleis

Aufgrund der Führung des Radsatzes und der Kräfte im Radaufstandspunkt können sich unterschiedliche Stellungen des Radsatzes ergeben (**Bild 16**).

Der überradiale Radsatz lenkt nach bogeninnen, der unterradiale nach bogenaußen. Nur bei radialer Stellung verschwindet der Anlaufwinkel α zwischen Rad und Schiene.

In starrachsigen Drehgestellen hat der vorlaufende Radsatz gewöhnlich eine unterradiale Einstellung, der nachlaufende eine überradiale.

2.2.5 Fahrwerke. Running gear

Die Radsätze werden federnd im Drehgestellrahmen durch die sog. Primärfederung gelagert. Ausführungen über Federn siehe **G 2**. Neben der Komfortverbesserung und Kraftreduzierung zum Aufbau hin, gleichen die Federn auch die Radkräfte durch elastische Verbindung aus. Der Einsatz von Gummifedern ermöglicht je nach konstruktiver Gestaltung die Wahl unterschiedlicher Federkennlinien in alle drei Raumrichtungen, eine oft hinreichende Dämpfung durch die Gummidämpfung und zusätzlich eine Körperschallentkopplung, die durch Stahlelemente nicht erreicht wird.

Die möglichen Stellungen im Gleis zeigt **Bild 17**. In dieser Darstellung ist der Abstand der Räder und der Schienen um das Spurmaß verringert. D. h. die beiden Räder fallen in einem Punkt zusammen und die Schienen sind nur durch das Spurspiel getrennt. Bei Freilauf läuft der vorlaufende Radsatz bogenaußen an, während beim nachlaufenden Radsatz kein Spurkranzkontakt besteht und damit Freilauf vorliegt.

Je enger der durchfahrene Bogen, je größer die Überhöhung, je kleiner die Fahrgeschwindigkeit und je kleiner das Spurspiel ist, um so wahrscheinlicher geht der Zustand Freilauf in den Spießgang über, bei dem der nachlaufende Radsatz mit dem bogeninneren Rad an die bogeninnere Schiene anläuft.

Bei großen Querkräften nach bogenaußen, z. B. bei Neigezügen mit hoher Querbeschleunigung, kann der umgekehrte Fall auftreten, das Anlaufen des nachlaufenden Radsatzes bogenaußen, trotz überradialer Einstellung. Dann liegt Außensehnenstellung vor.

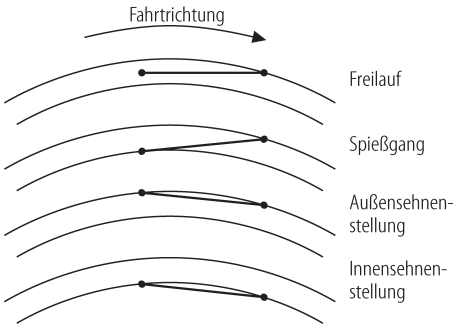


Bild 17. Fahrwerkstellungen im Gleis

Der seltene Fall von Innensehnenstellung, Anlauf der bogeninneren Räder beider Radsätze, tritt meist nur bei Triebfahrzeugen auf, die bei schlechten Kraftschlussverhältnissen im überhöhten Bogen bei sehr kleinen Fahrgeschwindigkeiten große Zugkräfte ausüben.

Die Bewegungen des Schienenfahrzeugs werden mit folgenden Begriffen beschrieben (**Bild 18**):

Schwingungen in Richtung der Achsen:
x-Richtung (= Längsrichtung) Zucken
y-Richtung (= Querrichtung) Querschwingen
z-Richtung (= Vertikalrichtung) Tauchen.

Drehbewegung: φ Drehen um Längsachse x: Rollen
χ Drehen um Querachse y: Nicken
ψ Drehen um Hochachse z: Wenden, Gieren.

An kombinierten Bewegungen sind für das Schwingungsverhalten von Schienenfahrzeugen vor allem Wanken = Rollen + Querschwingen und
Schlingern = Wenden + Querschwingen von Bedeutung.

Eine Zusammenstellung der Fahrwerkbauarten, wie sie insbesondere bei Personenfahrzeugen auftreten, zeigt **Bild 19**. Das konventionelle Radsatzfahrwerk als Einzelachse und Drehgestell ist jeweils unten rechts aufgeführt. Als ausgeführtes Beispiel wird der gegenseitig gesteuerte Radsatz für einen Neigezug (Bombardier Regioswinger der DB AG, VT 612) gezeigt (s. **Bild 20**). Die Verbindung der Achslager über schräg angelenkte Stangen ist deutlich erkennbar.

Für Straßen- und Stadtbahnen in Hochflurbauweise ist die Bauart nach **Bild 21** verbreitet. **Bild 22** zeigt eine Weiterentwicklung des vorherigen Drehgestelltyps für ein 100%-Niederflurfahrzeug. Durch die Verwendung von Losrädern kann der Fußboden des Wagendurchgangs sehr tief gelegt werden, wie beim Talgo (**Bild 23**). Die Lagerung des Aufbaus auf dem Fahrwerk erfolgt über die sogenannte Sekundärfeder. Wie bereits bei der Radsatzführung ausgeführt, werden bevorzugt Federn verwendet, die alle drei Raumrichtungen unterstützen, Schraubenfedern mit Flexicoilwirkung oder Luftfedern.

Flexicoilfedern haben die früher üblichen Wiegenanordnungen mit Schraubenfedern für die Vertikalfederung und Pendeln für die Querfederung abgelöst. Die Flexicoilfeder ermöglicht die Quer- und die Vertikalabfederung durch ein Element [16]. Zusätzlich gestattet sie die verschleißfreie Ausdrehbewegung des Drehgestells.

Die Flexicoilfeder biegt sich dabei seitlich um den Querfederweg s_q nach **Bild 24** aus. Der Querfederweg s_q und die Querfederkonstante c_q lassen sich wie folgt berechnen [16]:

$$s_q = F_q \left[\frac{1}{F} \left(\frac{2}{\chi} \tan \frac{\chi \cdot L}{2} - L \right) + \frac{L}{S} \right]$$

mit F_q Querkraft, F axiale Druckkraft, L Höhe der Feder unter Wirkung der axialen Druckkraft, S, B, χ Rechengrößen.

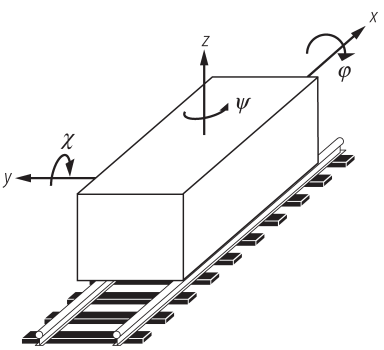


Bild 18. Bewegungskoordinaten von Schienenfahrzeugen

Die Größen χ, B und S werden mit folgenden Gleichungen berechnet:

$$\chi = \sqrt{\frac{F}{B\left(1 - \frac{F}{S}\right)}},$$

$$S = 3360 \frac{L \cdot d^4}{i \cdot r^3},$$

$$B = 1460 \frac{L \cdot d^4}{i \cdot r},$$

$$c_q = \frac{F_q}{s_q}$$

mit F_q, F in N; L, r, d, i ist die Zahl der freien Windungen. s_q in mm; S in N; B in N·mm^2; χ in 1/mm. Die rechnerischen Werte für den Querfederweg s_q bzw. die Federkonstante c_q liefern nur Anhaltswerte.

Im konkreten Fall streut die Querfederkonstante stark. Sie ist auch abhängig von der Lage der Federenden. Um bei Tauchbewegungen keine Lenkbewegungen hervorzurufen, müssen für die rechte und linke Sekundärfeder gegensinnig gewikkelte Schraubenfedern verwendet werden.

Luftfedern werden bei kleinen Auslenkungen (bis ca. 100 mm) auch für die Ausdrehbewegung genutzt. Bei größeren Bewegungen, insbesondere bei Bahnen mit engen Radien, ist ein Kugeldrehkranz erforderlich (s. **Bild 21**).

Luftfedern werden um so weicher, je kleiner der Druck im System ist und je größer das Zusatzvolumen ist. Allerdings verringert sich dann auch die Tragfähigkeit.

Bild 25 zeigt eine Luftfeder, Halbtorusbalg, mit zugehörigen Kennlinien. An den Beispielen der horizontalen Kennlinien ist zu erkennen, daß bei Erhöhung der Vertikalkraft auch die Querfedersteifigkeit ansteigt. Die vertikalen Federkennlinien sind für verschiedene Zusatzluftvolumina aufgeführt. Je größer das Zusatzluftvolumen ist, desto weicher wird die Federcharakteristik. Die Strömungswiderstände zwischen der Luftfeder und dem Zusatzluftvolumen müssen allerdings sehr klein sein.

Eine Ausführung als Rollfederbalg zeigt **Bild 26**. Bei Ausfall der Luftfeder oder des Luftversorgungssystems wirkt hier die unter der Gleitplatte angeordnete Gummiblockfeder als Notfeder.

Bezüglich der Dämpfung sei auf **Q 1.5.4** verwiesen. Im Gegensatz zum Kraftfahrzeug werden bei Schienenfahrzeugen jedoch Zweirohrdämpfer nicht nur in vertikaler Richtung, sondern auch in Querrichtung und als Schlingerdämpfer zur Dämpfung von Drehbewegungen benötigt.

2.2.6 Neigetechnik. Body-tilting technique

Um auf konventionell trassierten Strecken mit vielen engen Gleisbögen ein attraktiveres Angebot durch kürzere Fahrzeiten bieten zu können, werden zunehmend Neigezüge eingesetzt. Durch Neigen des Fahrzeugaufbaus nach bogeninnen wird der Fahrgast von aus der Querbeschleunigung resultierenden Querkräften entlastet. Die im Radaufstandspunkt wirkenden Kräfte (s. **Q 2.7.3**) werden durch die Neigetechnik kaum beeinflußt. Da hier dieselben Grenzen wie für konventionelle Fahrzeuge gelten, jedoch anteilmäßig höhere Fliehkäfte wirken, werden die Neigezüge in der Regel mit gleisschonenden, radialeinstellenden Fahrwerken ausgestattet.

Es gibt im wesentlichen zwei verschiedene Neigeprinzipien: passiv und aktiv. Beim passiven System werden die auf das Fahrzeug wirkenden natürlichen Kräfte genutzt, um es nach bogeninnen zu neigen [17]. Beim aktiven System wird die Bewegung durch äußere Kräfte erzwungen. **Bild 23** zeigt ein

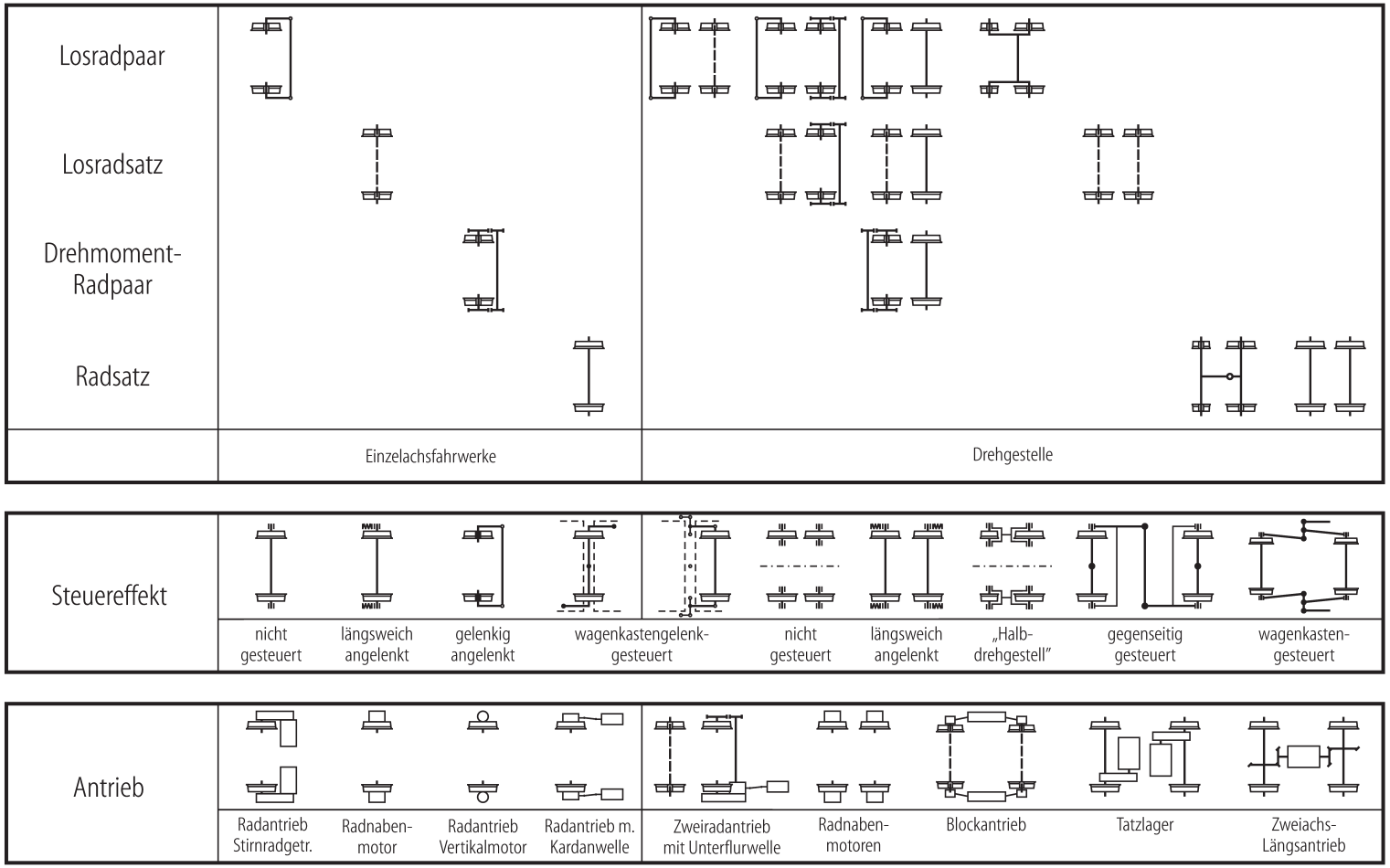


Bild 19. Fahrwerkbauartprinzipien abgeleitet aus [15]

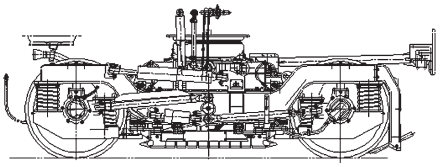


Bild 20. Drehgestell mit gegenseitig gesteuerten Radsätzen (Bombardier)

Ausführungsbeispiel für das passive System. Durch die Anordnung der Luftfedern im Dachbereich, die dargestellten Säulen dienen als Zusatzluftbehälter, wird ein virtueller Drehpunkt weit oberhalb des Schwerpunkts des Wagenkastens erzeugt. Der Wagenkasten neigt sich über den durch die Gleisüberhöhung hervorgerufenen Winkel β hinaus um den Winkel α nach bogeninnen und reduziert so die auf die Fahrgäste wirkende Querbeschleunigung. Bei konventionellen Fahrzeugen, bei denen der Schwerpunkt normalerweise über dem Drehpunkt liegt, tritt der gegenteilige Effekt auf. Der Wagen neigt sich nach außen, und so erhöht sich die auf den Fahrgast wir-

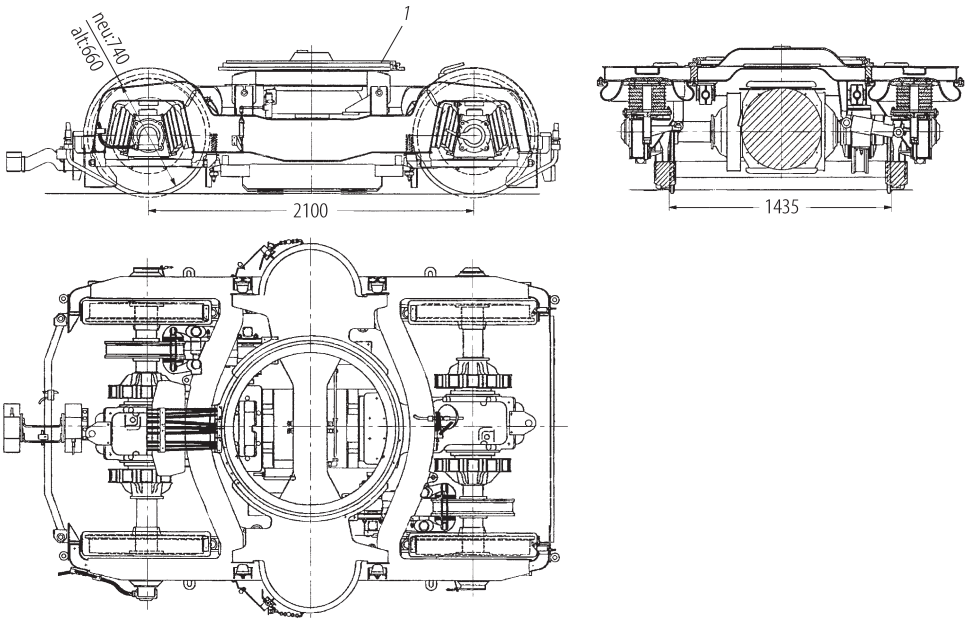


Bild 21. Stadtbahndrehgestell für Hochflurfahrzeuge (Siemens Schienenfahrzeuge GmbH). *1* Kugeldrehkranz

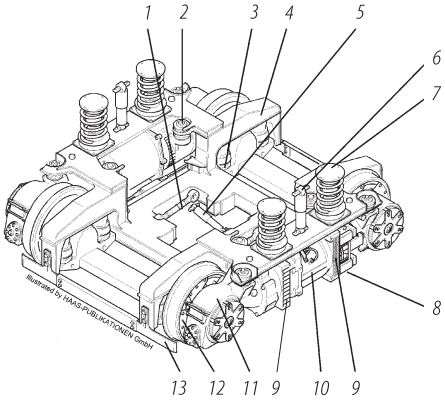


Bild 22. Stadtbahndrehgestell für Niederflurfahrzeug Combino. *1* Längsmitnahme, *2* Motor-Getriebelager, *3* Gummiprimärfeder, *4* Drehgestellrahmen, *5* Querdämpfer sekundär, *6* Vertikaldämpfer, *7* Sekundärfeder, *8* Scheibenbremse, *9* Luftein-/-auslaß, *10* Motor, *11* Getriebe, *12* Rad mit Radschallabsorbern, *13* Bahnräumer (Siemens Schienenfahrzeuge GmbH)

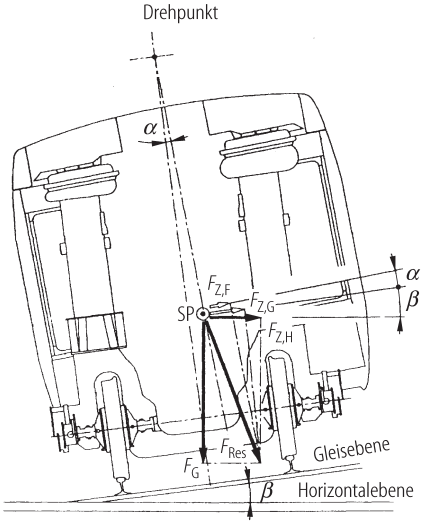


Bild 23. Talgofahrwerk (Patentes Talgo SA)

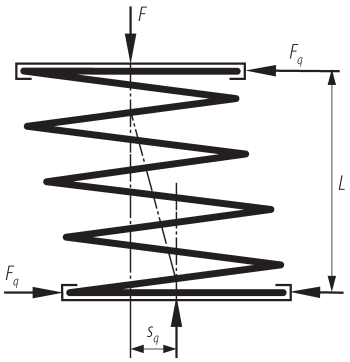


Bild 24. Flexicoilwirkung einer Schraubenfeder

kende Querbeschleunigung. Eine als Wankstütze wirkende Drehstabfeder vermindert die Problematik bei konventionellen Fahrzeugen.
Bei aktiven Systemen werden die Stellkräfte pneumatisch, hydraulisch, elektromagnetisch oder elektromotorisch aufgebracht. Um keinen Platz im Fahrgastraum zu verlieren, sind heute alle Stelleinrichtungen im Drehgestell integriert.
Das aktive Stellglied kann entweder über, in oder unter der Sekundärfeder angeordnet sein. Eine Trennung der Aufgaben der Sekundärfederung von der Stellaufgabe hat sich bewährt, so dass heute nur noch Lösungen unter oder über der Sekundärebene ausgeführt werden. Bei Anordnung unter der Sekundärebene wirken auf die Sekundärfeder keine zusätzlichen Querkräfte, die Neigeeinrichtung ist jedoch im stärker beanspruchten nur primär abgefederten Bereich angeordnet. Bei Anordnung des Stellzylinder oberhalb der Sekundärfeder wirkt auf die Sekundärfeder die volle Querbeschleunigung wie auf Gleisebene. Ein aktiver Querstellzylinder muß dann ein zu starkes Auswandern des Fahrzeugaufbaus aus der Zentralen vermeiden [18]. Dadurch entstehen keine weiteren Radlastunterschiede zwischen bogeninnen und bogenaußen und das Lichtraumprofil wird besser ausgenutzt als ohne. Die Drehpolhöhe wird möglichst im Bereich der Sitzfläche oder knapp darüber vorgesehen, da dies die wenigsten Magenirritationen hervorruft [19]. Die Ansteuerung der Stellglieder erfolgt heute in aller Regel durch Auswertung von Querbeschleunigungs- und Wendegeschwindigkeitssignalen. Letztere werden meist mit faseroptischen Kreiselsystemen erfaßt. Die Problematik ist die Unterscheidung von Anregungen durch Gleislagefehler im Gegensatz zur Erkennung von Trassierungseinflüssen. Durch Weiterentwicklung von Satellitennavigationssystemen, z. B. GPS und Galileo, werden auch Lösungen mit Streckendatenbanken denkbar, die heute nur über Gleismarker angesprochen werden können.
Bild 27 zeigt eine Anordnung der Neigeeinrichtung unter der Sekundärfeder und die Anlenkung über Pendel. Eine andere konstruktive Ausführung desselben Prinzips zeigt **Bild 28**. Die Neigetraverse wird hier über Rollen abgestützt und die Sekundärfeder besteht aus einer einzigen Luftfeder. Ein Wankstabilisator ist hier unabdingbar.
Während bei konventionellen Bahnsystemen unausgeglichene Querbeschleunigungen auf Gleisebene von 0,65 bis 0,8 m/s^2 und in Ausnahmefällen 1,0 m/s^2 zugelassen werden, können diese bei verbessertem Komfort für den Fahrgast bei passiven Systemen typisch auf 1,4 m/s^2 und bei aktiven Systemen auf 1,8 bis 2,0 m/s^2 vergrößert werden. Damit lassen sich Geschwindigkeitserhöhungen im Bogen bei verbessertem Fahrkomfort von bis zu 18% bei passiven Systemen und bis zu 30% bei aktiven Systemen erreichen.

Bei der Einführung eines Neigezugsystems genügt es jedoch nicht, nur Neigefahrzeuge zu beschaffen, sondern auch die Signaltechnik und die Gleislagequalität muss an die höhere Fahrgeschwindigkeit angepaßt werden.

2.3 Aufbau, Fahrzeugarten. Body, vehicle types

Der Aufbau kann auf unterschiedliche Weise von Fahrwerken abgestützt werden, **Bild 29**.
Ausgeführt werden konventionelle Einzelfahrzeuge oder Gliederzüge, bei denen sich Aufbausegmente auf andere abstützen. Da Fahrwerke im Verhältnis zum Aufbau deutlich schwerer sind, führt die bei Gliederzügen meist verringerte Fahrwerkanzahl oder auch Radanzahl zu einer Gewichtsminimierung. Zudem wird die Lärmemission bei der Vorbeifahrt durch geringere Radanzahl ebenso minimiert.

2.3.1 Rohbau. Body work

Für die Bauweise des Aufbaus sind folgende vier Prinzipien momentan im praktischen Einsatz:
Bei der Differentialbauweise werden Bleche und Winkel- oder Rohrprofile schweißtechnisch miteinander verbunden (**Bild 30**), wie im Bereich des Führerraumfensters dargestellt. Als Werkstoff wird bevorzugt Stahl St 52 oder rostfreier Stahl verwendet. Diese Bauweise erfordert hohe handwerkliche Fähigkeiten und großen nachfolgenden Richtaufwand.
Die heute am weitesten verbreitete Methode im Reisezugwagen- und Triebwagenbau ist die Aluminium-Strangpreßprofilbauweise. Die Röhre des Fahrzeugrohbaus wird aus für die jeweilige Fahrzeugbauart speziell gefertigten Strangpreßprofilen mit Längsnähten zusammengeschweißt. Als Werkstoff werden Aluminiumlegierungen verwendet. Die höheren Kosten des Materials werden durch wesentliche Reduktion der Fertigungskosten in der Regel mehr als kompensiert. **Bild 31** zeigt die große Vielfalt der darstellbaren Fahrzeugquerschnitte auf. Falls eine kleine Fahrzeugstückzahl die Herstellung spezieller Schweißprofile nicht rechtfertigt, kann mittels Schraubtechnik auf individuelle Sonderwünsche aus standardisierten Grundprofilen eingegangen werden.
Für den Einsatz von Sandwichelementen sind zwei Bauweisen üblich. Die Fachwerkbauweise mit aufgeklebten Sandwichplatten als Schubfelder wird beim Regioshuttle verwendet (**Bild 32**, s. a. **Bild 38**).
Bei der Wickeltechnik nach **F 1 Bild 22** muß der dort abgebildete Kasten in aller Regel auf ein Stahl-Untergestell zur Aussteifung gesetzt werden.

2.3.2 Klimaanlage. Air conditioning

Die Grundlagen zu Fahrzeugklimaanlagen sind in **M 7.2** aufgeführt.
Aus Umweltschutzgründen zur Vermeidung des Treibhauseffektes dürfen heutige Klimaanlagen keine Fluorchlorkohlenwasserstoff-(FCKW-)haltigen Kältemittel enthalten, da sie bei Undichtigkeiten austreten. Die gefahrlose Alternative ist Luft als Kältemittel. Diese Anlagen sind aus dem Verkehrsflugzeugbau abgeleitet. Wegen des unschädlichen Kältemittels müssen sie nicht in einem geschlossenen Kreislauf geführt werden, sondern können als „offener Prozeß“ angeordnet werden. In modernen Schienenfahrzeugen wird sowohl das geschlossene Überdruck-Konzept als auch der vorteilhafte offene Unterdruck-Prozeß gewählt, **Bild 33**.
Obwohl der Wirkungsgrad einer Kaltluftanlage in deren Auslegungspunkt unter dem eines Kaltdampf-Prozesses liegt, kann durch die bessere Regelbarkeit sowie durch weitere Maßnahmen, wie z. B. der regenerativen Nutzung der kondensierten Luftfeuchte oder der Wagenfortluft derselbe Jahresenergieverbrauch erreicht werden. Die Anlage läßt sich zu-

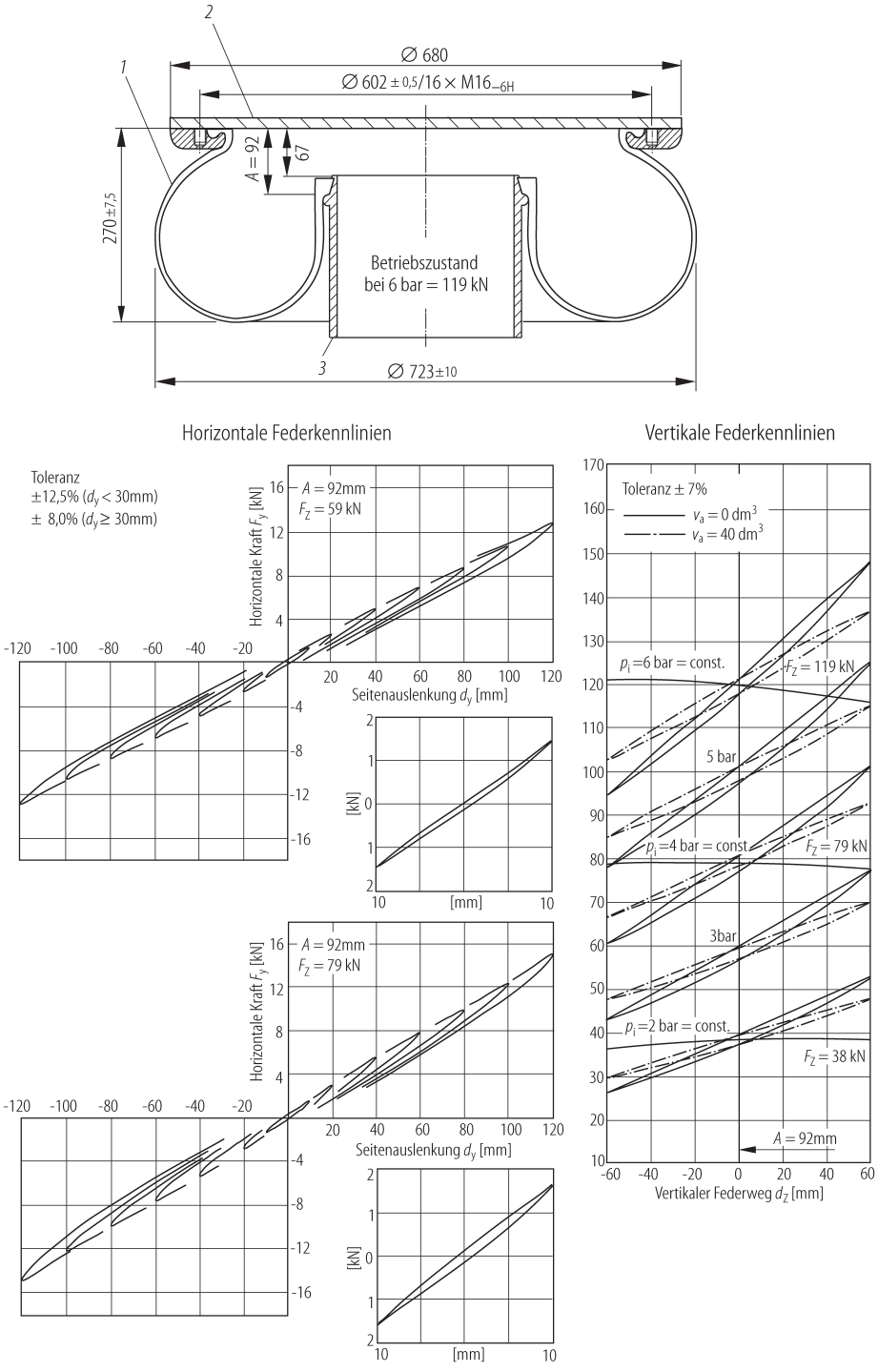


Bild 25. Sekundärfeder Luftfeder mit Kennlinien. *1* Luftfederbalg, *2* Lagerplatte Wagenkasten, *3* Stützrohr Drehgestell (ContiTech Luftfedersysteme)

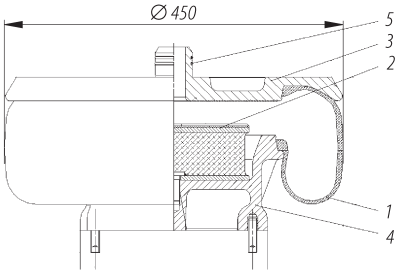


Bild 26. Sekundärfeder Luftfederrollbalg. *1* Luftfederbalg, *2* Gleitplatte, *3* Befestigungsplatte, *4* Kolben, *5* O-Ring (ContiTech Luftfedersysteme, Typ 840N.1B, load condition at 6,6 bar = 73 kN)

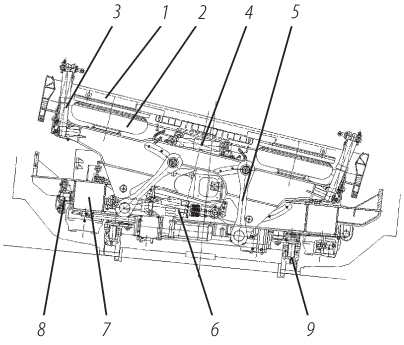


Bild 27. Neigeeinrichtung VT 612 Regioswinger. *1* Wagenboden, *2* Sekundärfeder, *3* Vertikaldämpfer und Wankstütze, *4* Querdämpfer, *5* Pendel, *6* Stellantrieb, *7* Drehgestellrahmen, *8* passive Radsatzlenkung, *9* Radsatz (Bombardier)

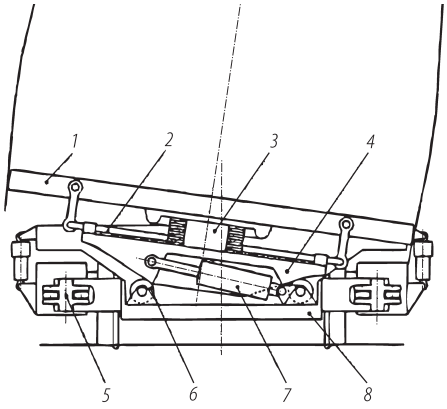


Bild 28. Neigemechanismus SBB ICN. *1* Traverse, *2* Wankstabilisator, *3* Sekundärluftfeder, *4* Neigetraverse, *5* Radsatzführung, *6* Stützrolle, *7* Stellantrieb, *8* Drehgestellrahmen (Alstom)

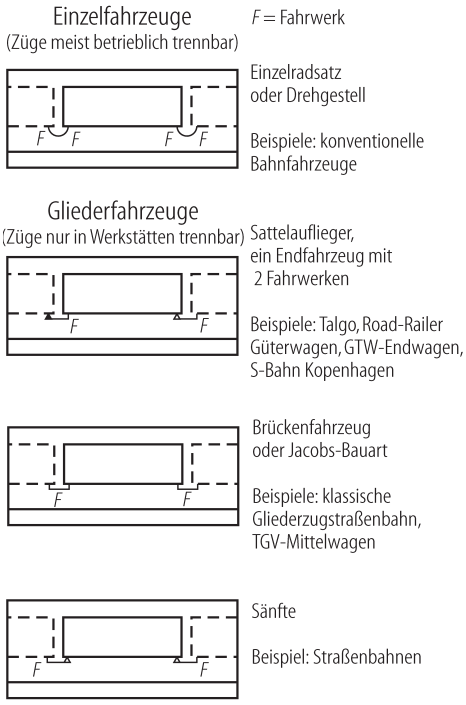


Bild 29. Grundsatzanordnungen von Aufbauten und Fahrwerken

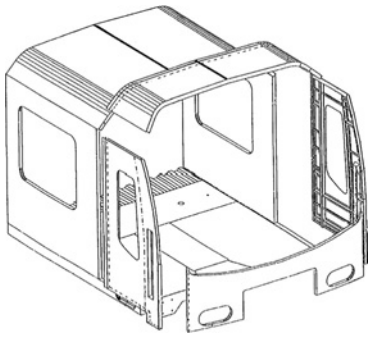


Bild 30. Differentialbauweise BR 481 für S-Bahn Berlin (Bombardier)

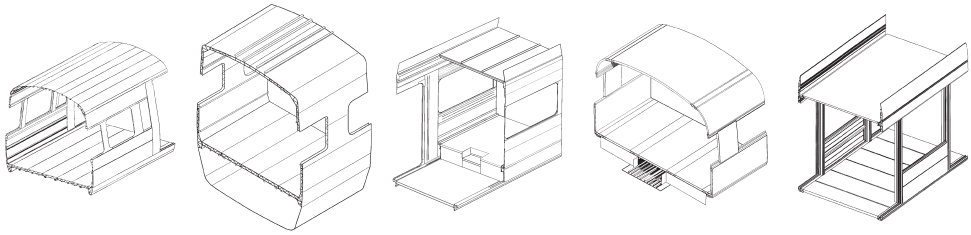


Bild 31. Verschiedene Fahrzeugkästen in Aluminium-Strangpreßprofilbauweise (ALCAN ALESA)

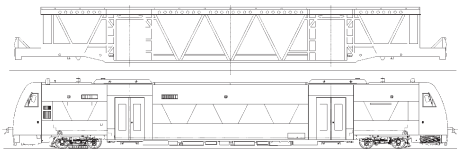


Bild 32. Regioshuttle (Stadler Pankow). Oben geschweißter Stahlrohbau, unten fertiges Fahrzeug

sätzlich mit einem Druckschutz kombinieren, um unangenehme Druckschwankungen bei schnellen Tunnelein- und -ausfahrten klein zu halten.

Die Prozeßluft aus der Umgebung wird zunächst in einer Turbine expandiert und dabei abgekühlt. Die kalte Prozeßluft durchströmt den anschließenden Wärmetauscher und kühlt dabei die warme Frischluft ab. Anschließend wird die Prozeßluft vom Turboverdichter angesaugt und wieder nach außen abgegeben. Die Regelung der Kälteerzeugung erfolgt über die Drehzahl der motorisierten Kühlturbine. Dadurch läßt sich die Kälteleistung stufenlos zwischen 0 und 100% einstellen. Im Winterbetrieb wird die kalte Frischluft mit Hilfe der elektrischen Hauptheizung aufgewärmt. Dabei ist die Turbomaschine deaktiviert.

Konstruktiv wird das Klimagerät als Kompaktanlage ausgeführt. Sie übernimmt als Dachklimagerät einen Teil der Dachkontur. In **Bild 34** ist eine Anlage des zweiten Produktionsloses des ICE3 dargestellt.

Die für die Klimaanlagen einzuhaltenden Komfortbedingungen sind in der UIC 553 [20] definiert.

2.3.3 **Türen.** Doors

In Personenfahrzeugen werden an Fahrzeugtüren besonders große Anforderungen hinsichtlich Zuverlässigkeit und Lebensdauer (meist mehrere Millionen Öffnungs- und Schließzyklen) gestellt. Weitere Anforderungen sind Dichtigkeit gegen Flugschnee, Nässe und in Sonderfällen Druckschwankungen, Lärm- und Wärmedämmung von Türblatt, Dichtung und Rahmen ähnlich der übrigen Fahrzeugstruktur, wirksamer Einklemmschutz, kurze Öffnungs- und Schließzeiten, Möglichkeit zur manuellen Notöffnung innen und außen, Zustandsüberwachung offen/zu zur Ansteuerung der Wegfahrsperre, Diagnosefähigkeit, manuelle Verriegelungseinrichtung zur Stillegung der Tür bei etwaigen Defekten, möglichst keine Verletzung des Lichtraumprofils im nicht geschlossenen Zustand, geringe Masse und geringer Energieverbrauch, geringe Geräusche beim Öffnen/Schließen, Unempfindlichkeit auf Verformungen am Fahrzeug durch starke Beladung oder Trassierungseinflüsse (z. B. Gleisverwindungen).

Von den prinzipiellen Bauweisen Taschenschiebetür, Schwenkschiebetür, Drehtür und Drehfalttür (**Bild 35**) erfüllt die Schwenkschiebetür die obigen Anforderungen am besten. Falls Abstriche gemacht werden, können die anderen Bauarten zu Kostenvorteilen führen. Bei Fahrzeugen mit Druckluftversorgung wird diese bevorzugt zur Türbetätigung verwendet (**Bild 36**).

Bei Stadt- und Straßenbahnen wird häufig aus Platz- und Kostengründen auf eine Pneumatikanlage verzichtet. Hier ist deshalb ein elektrischer Antrieb zu wählen. Gegenüber der zuvor gezeigten Tür für Hochgeschwindigkeitsverkehr sind bei diesen Bahnen die Anforderungen an Druck-, Schall- und Wärmedämmung wesentlich geringer, so dass die gezeigte Tür bei doppelter Breite nur etwa halb so schwer ist (**Bild 37**).

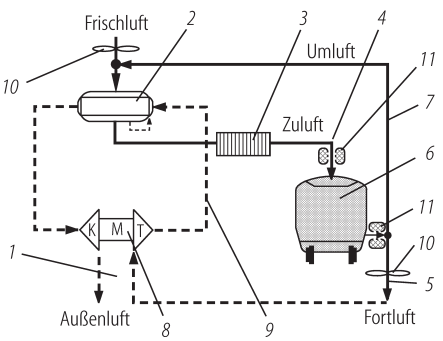


Bild 33. Aufbauprinzip Klimaanlage mit offenem Unterdruckkühlprozeß. *1* Umgebungsluft, *2* Luft-Luft-Wärmetauscher, *3* elektrisches Heizregister, *4* Zuluft, *5* Fortluft, *6* Wageninnenraum, *7* Umluft, *8* motorisierte Kühlturbine, *9* Kaltluft-Prozeßkreis, *10* Druckschutzlüfter, *11* Schalldämpfer (Liebherr-Verkehrstechnik GmbH)

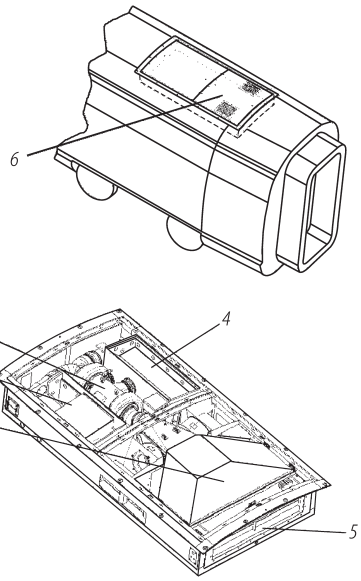


Bild 34. Dachklimaanlage ICE 3. *1* Prozeßluft Einlaß, *2* motorisierte Kühlturbine, *3* Luft-Luft-Wärmetauscher, *4* Prozeßluft Auslaß, *5* Zuluft, *6* Einbauort ICE 3 (Liebherr-Verkehrstechnik GmbH)

2.3.4 **Fenster.** Windows

Um die Schwitzwasserproblematik deutlich zu entschärfen, werden in Mittel- und Nordeuropa in Passagierräumen fast ausschließlich doppelverglaste Isolierscheiben verwendet. Die bessere Lärmdämmung gegenüber einfachverglasten ist ein weiterer Vorteil. Die Befestigung der Fenster kann entweder geklebt erfolgen (s. **Bild 38**) oder über Gummiprofile.

Beim Kleben werden Dickschichtklebstoffe verwendet, da das unterschiedliche Temperaturausdehnungsverhalten der verbundenen Materialien in der Klebenaht ausgeglichen werden muss. Auf hinreichende Dämpfung im Klebstoff ist zu achten, um keine ausgeprägten Resonanzprobleme zu erzeugen, die sich sonst vor allem im Luftschall bemerkbar machen.

Die Verbindung des Fensters mit der Fahrzeugstruktur über Gummiprofile zeigt **Bild 39**. Die Relativwege zwischen Fenster und Fahrzeugstruktur werden hier von einem Silikon-

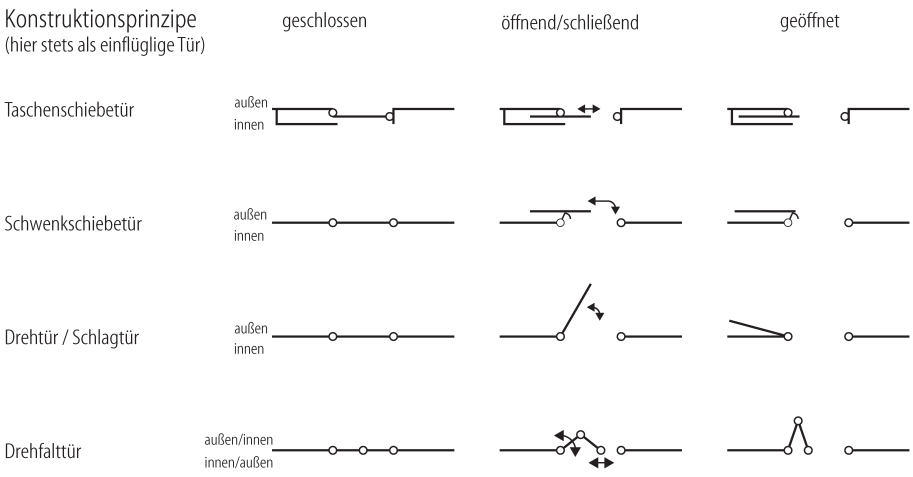


Bild 35. Konstruktionsprinzipien für Fahrgasttüren

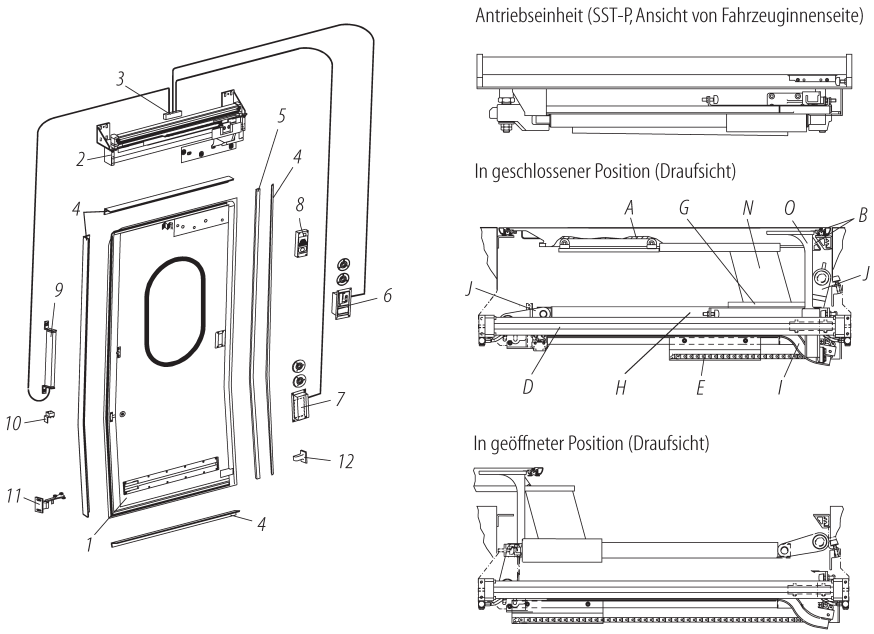


Bild 36. Pneumatisch angetriebene Einfachschwenkschiebetür SST-P in druckdichter Ausführung für ICE 1 und 2 der DB AG, Masse ca 220 kg. *1* Türflügel, *2* Antriebseinheit, *3* Umlenkwippe, *4* Abdichtwinkel, *5* Abdichtung portalseitig, *6* Notentriegelung innen, *7* Notentriegelung außen, *8* Notschalter, *9* Drehfallenverriegelung, *10* Schalter für Vierkant, *11* Schwenkarm unten, *12* Fanghaken, *A* Türflügel mit Führungsschiene, *B* Fingerschutzgummi, *D* Antrieb (Pneumatikzylinder), *E* Energiekette, *G* Rollenwagen, *H* Führungsrohr, *I* Führungsschiene mit Einlaufkurve, *J* Lenkersystem, *N* Führungsarm, *O* Schwenkarm (SMC-Bode)

Rastprofil aufgenommen. Die dargestellte Anordnung bezieht einen Notaus- und -einstieg ein.

Für die Selbstbefreiung von innen kann die Isolierglasscheibe *6* nach Betätigen des Notausstieggriffes *1* nach innen geschwenkt werden. Die Isolierglasscheibe *6* ist dabei gegen Herausfallen durch Halteseile *2* gesichert. Bei der Fremdbefreiung von außen ist die Dichtung *4* und das Spreizprofil *3* mit einem scharfen Messer zu durchtrennen. Die Scheibe *6* kann dann nach außen geschwenkt werden. In beiden Fällen steht die volle Fensterbreite als Notaus- und -einstieg zur Verfügung.

2.3.5 Führerräume. Driver's cab

Die Gestaltung der Führerräume muss vielfältigen Ansprüchen genügen. **Bild 40** zeigt die Gesamtanordnung eines Füh-

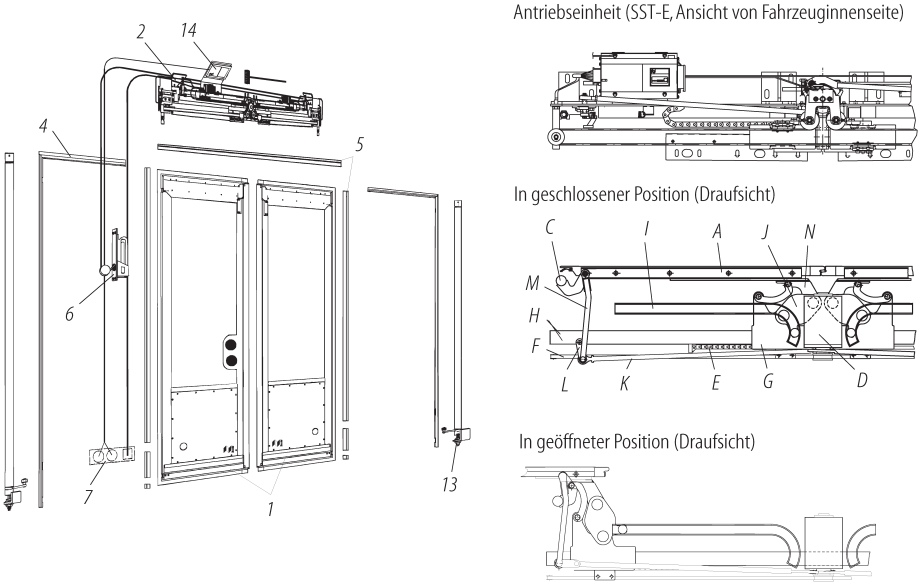


Bild 37. Elektrisch angetriebene Doppelschwenkschiebetür SST-E für Straßenbahn, Masse ca. 120 kg. *1* Türflügel, *2* Antriebseinheit, *4* Abdichtwinkel, *5* Abdichtung portalseitig, *6* Notentriegelung innen, *7* Notentriegelung außen, *13* Drehsäulen, *14* Türsteuerung, *A* Türflügel mit Führungsschiene, *B* Fingerschutzgummi, *C* Drehsäule, *D* Antrieb (E-Motor), *E* Energiekette, *F* Zahnriemen, *G* Rollenwagen, *H* Führungsrohr, *I* Führungsschiene mit Einlaufkurve, *J* Lenkersystem, *K* Verriegelungsstange, *M* Anlenkhebel, *N* Führungsarm (SMC-Bode)

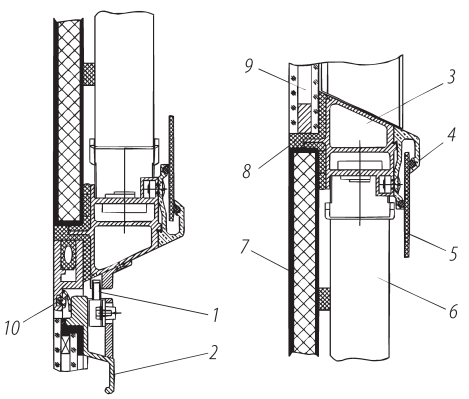


Bild 38. Geklebte Fensterkonstruktion Regioshuttle. *1* Riegel, *2* Griff, *3* Rahmen, *4* Dichtung, *5* Innenverkleidung, *6* Stahlstruktur, *7* Sandwich, *8* Klebefuge, *9* Isolierverglasung, *10* Dichtlippe für Klappfenster (Stadler Pankow)

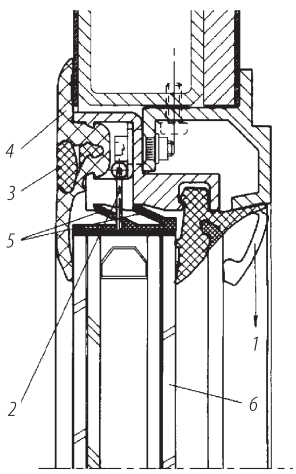


Bild 39. Fensterkonstruktion über Gummiprofile mit Notausstiegsfunktion im Metropolitan der DB AG, im IC2000 Doppelstockwagen und ICN der SBB. *1* Notausstieggriff innen, *2* Halteseile, *3* Spreizprofil, *4* Dichtprofil, *5* Rastprofil, *6* Isolierverglasung (J.C.F. Kaufmann Metallwarenwerk)

Q

rerraumes für Wechselstromvollbahntriebwagen der DB AG mit Angaben zur Luftführung auch bei Ausfall der Klimaanlage.

Während früher bei den Staatsbahnbetrieben Einheitsführerstände angestrebt wurden, um den Schulungsaufwand für die universell auf allen Fahrzeugtypen einzusetzenden Triebfahrzeugführer klein zu halten, ist es heute dank der kleineren Produktionseinheiten bei den Bahnen durch Modultechnik möglich, auf die speziellen Bedürfnisse der jeweiligen Fahrzeugart leichter einzugehen.

Die in **Bild 41** aufgeführten Bedien- und Anzeigeelemente geben einen Einblick in die durch den Triebfahrzeugführer wahrzunehmenden Handlungs- und Kontrollaufgaben, in diesem Fall bei einem für die Flügelzugbildung geeigneten Fahrzeug. Dazu sind möglichst kurze Zeitdauern für das Verbinden oder Trennen von Kompositionen von einem Führerraum notwendig. Der Führertisch in Kombination mit einem verschiebbaren Sessel eignet sich wahlweise für sitzende oder stehende Bedienung.

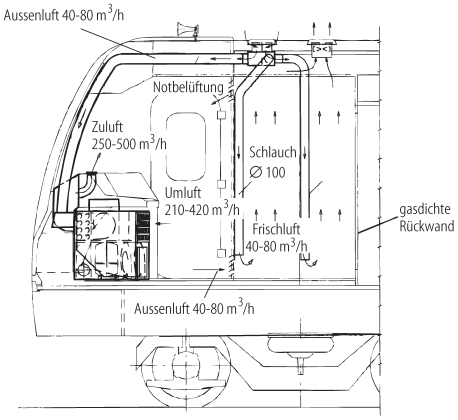


Bild 40. Klimaanlage Führerraum DB AG Baureihe 424–426 (Hvac Faiveley)

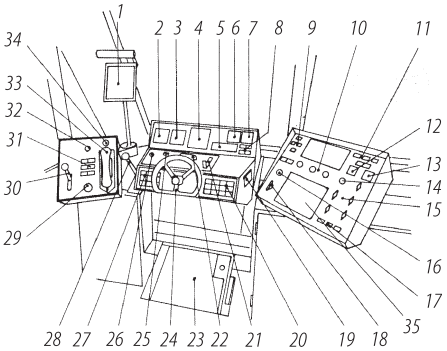


Bild 41. Bedienelemente des S-Bahnführerraumes SBB 450 (Bombardier). *1* Fahrplanhalter, *2* Manometer Bremszylinder 1, *3* Manometer Haupt- und Speiseleitung, *4* Geschwindigkeitsanzeige, *5* Meldelampe (Überwachung ZUB), *6* Anzeige Zugkraft/Bremskraft, *7* Anzeige Fahrleitungsspannung, *8* Meldelampen (Störung, Zugtrennung, offene Türe, Hauptschalter), *9* Drucktaste (Schutzstrecke), Leuchtdrucktaste (gestörter Abschnitt), Drucktaste auslösen (Schutzstrecke oder Streckentrennung), Schalter (Führerstand- und Einstiegbeleuchtung), *10* Potentiometer (Fahrplanbeleuchtung, Beleuchtung Geschwindigkeitsanzeige, Instrumentenbeleuchtung), *11* Drucktaste (Entkuppeln Befehl) Leuchtdrucktasten (Vorwahl Entkuppeln 1–2 und 3–4), *12* Voltmeter Batteriespannung, *13* Ampèremeter Batterie, *14* Temperaturwähler Führerraum, *15* Schalter (Klimaanlage Führerraum, Dienstbeleuchtung, Scheibenheizung/Auftauen, Traktionsleistung), *16* Leuchtdrucktaste (Zug/Manöver), *17* Meldelampe (Kontrolle Stirnlampen), Leuchtdrucktaste (Störung/Entpannen), *18* Quittierungsschalter Zugsicherung, *19* Aschenbecher, *20* Meldelampen (Gepäcktür offen, Vorwahl entriegeln rechts), Leuchtdrucktasten (Türentriegelung links, Türentriegelung rechts, Türverriegelung, Zugbeleuchtung ein), Drucktaste (Zugbeleuchtung aus), *21* Geschwindigkeitssoll-Einstellhebel, *22* Fahrtrichtungsschalter, *23* Sicherheitspedal mit Auslösetaste für die mechanische Bremse der Lok, *24* Fahrschalter, *25* Inbetriebsetzungsschalter, *26* Bedienungsschlüssel, *27* Drucktasten (Fahrplanbeleuchtung, Sanddüse), Leuchtdrucktasten (Scheinwerfer, Schleuderbremse), *28* Rangierbremsschalter, *29* Intervall-Elektronik-Scheibenwaschanlage, *30* Not-Führerbremsventil, *31* Drucktasten (Prüfung MG-Bremse, Federspeicher aus), Leuchtdrucktasten (Bremsprobe/Bremsen lose, Federspeicher ein), *32* Niederdrucküberladeventil, *33* Mikrotelefon, *34* Steckdose Fahrplanhalter, *35* Bildschirm mit Tastatur (sog. Mensch-Maschine-Interface)

2.3.6 Zug-Stoßeinrichtungen. Buffing and draw coupler

Aufgrund der Spurführung eignet sich die Eisenbahn im Vergleich zu anderen Verkehrssystemen besonders zur Zugbildung. Dies ist ein wesentlicher Grund für die hohe Leistungsfähigkeit des Schienenverkehrs.

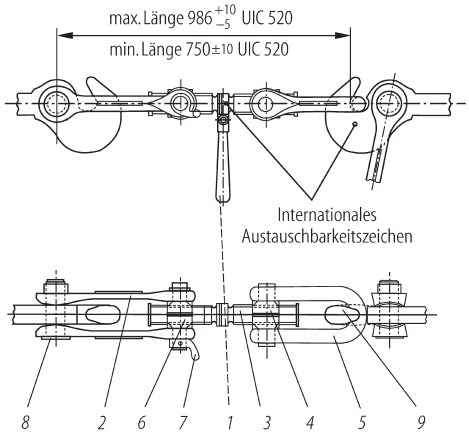


Bild 42. Schraubenkupplung (DB AG). Längenangaben mit ganz ausresp. ganz eingedrehter Kupplungsspindel. *1* Kupplungsschwengel, *2* Kupplungslasche, *3* Kupplungsspindel mit Rundgewinde, *4* Kupplungsmutter, Bügelseite, *5* Kupplungsbügel, *6* Kupplungsmutter, Laschenseite, *7* Kupplungsschwengelsicherung, *8* Kupplungsbolzen, *9* Zughaken

Neben weiteren Anforderungen sind Kompatibilitätsforderungen bei freizügig einsetzbaren Fahrzeugen sehr hoch einzustufen. Bei den Europäischen Vollbahnen hat sich deshalb bei lokbespannten Zügen ein Prinzip von Seitenpuffer und zentraler Schraubenkupplung [21] aus der Frühzeit der Eisenbahn bis heute halten können (s. a. **Bild 51** ff.), und alle zum Teil sehr intensiven Bemühungen, dieses System durch eine automatische Kupplung zu ersetzen, sind bisher aus wirtschaftlichen Gründen gescheitert.

Die Schraubenkupplung (**Bild 42**) ist an jedem Wagen an jedem Ende vorhanden, so daß bei Defekt einer Kupplung die des Nachbarwagens unmittelbar verfügbar ist. Durch den Rangierer wird der Kupplungsbügel 5 eines Wagens in den Zughaken des Nachbarwagens eingehängt und über den Kupplungsschwengel *1* über die mit Rechts- und Linksgewinde ausgeführte Kupplungsspindel durch Drehen festgespannt. Dadurch kann eine spielfreie, leicht vorgespannte Verbindung hergestellt werden. Dies ist gegenüber vielen moderneren Kupplungssystemen, die stets Spiel zwischen den Wagen aufweisen, ein Vorteil. Die Kupplungslaschen *2* sind als Sollbruchelemente auf eine Bruchlast von zusammen 850 kN ausgelegt, während die sonstige Zugeinrichtung eine Bruchlast von mindestens 1000 kN aufweist. Eine weitere Steigerung der Bruchlast durch Vergrößerung der Bauteile ist aufgrund der bereits heute schwierigen Handhabung der Schraubenkupplung nicht mehr möglich.

Die Pufferteller sind stets ballig ausgeführt, um die Druckkräfte möglichst zentral in der Pufferachse wirken zu lassen. Die Größe und Form der Pufferteller bestimmt sich aus den Fahrzeugabmessungen und der vorliegenden Gleisgeometrie. Der Teller muß groß genug gewählt sein, um in allen betrieblichen Fahrzeugzuständen eine Überpufferung (Kontaktverlust der Pufferteller durch seitliches Aneinandervorbeigleiten) zu vermeiden. Bei Bahnen mit Schiebebetrieb und häufigen Krümmungswechseln treten im Kontakt zwischen den Puffertellern Querkräfte auf. Um diese ohne intensiven Fetteinsatz auf offenen Schmierstellen in engen Grenzen zu halten, erhalten die Pufferteller Kunststoffgleitflächen (**Bild 43**).

Die Puffer selbst werden mit Federelementen mit möglichst großer Dämpfung ausgestattet. Dies können Kunststoffele-

mente oder Reibringfedern mit Hydraulikpatronen sein (**Bild 44**).

In **Bild 44** links ist die Kennlinie der Reibungsfeder aufgeführt (s. **G 2.2.1 Bild 3**). Diese Kennlinie ist nur abhängig von der Bewegungsrichtung. Für Druck gilt die obere Linie, für Entspannung die untere. Die Kraft der Hydraulikkapsel ist jedoch von der Aufstoßgeschwindigkeit abhängig. Im dargestellten Fall des Aufstoßes zweier 80-t-Wagen wird die durch Reibelemente und Hydraulikkapsel übertragbare Kraft gegenüber dem Reibelement allein mehr als verdoppelt und insbesondere die abgeführte Energie noch mehr vergrößert (s. a. **Q 2.6.2**).

Um im Rangierdienst zumindest bei den sehr häufigen Lokkuppelvorgängen den Vorgang zu beschleunigen, sind diese Lokomotiven anstelle der Schraubenkupplung mit Rangierkupplungen ausgestattet, die am Zughaken des benachbarten Wagens einrasten (**Bild 45**).

Da bei den getrennten Zug- und Stoßeinrichtungen die maximalen Kräfte nie gleichzeitig an beiden Elementen auftreten können, ist es aus Leichtbaugründen besser, eine Funktionskombination durchzuführen und Zug- und Druckkraftübertragung durch ein Element ausführen zu lassen. Dies wird bei allen nicht freizügig eingesetzten Fahrzeugen durch sogenannte automatische Mittelpufferkupplungen erreicht. Automatisch bezeichnet die Eigenschaft, daß sich der Kuppelvorgang bei Berührung selbständig vollzieht. Nur für die Trennung muß

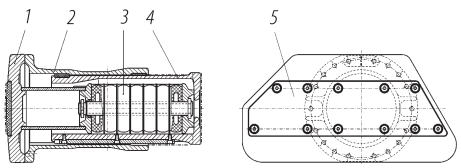


Bild 43. Puffer für Reisezugwagen. *1* Pufferteller, *2* Pufferstößel, *3* Federsatz, *4* Pufferhülse, *5* Kunststoffgleitfläche Nylatron, Masse 185 kg, Arbeitsaufnahmevermögen 21 kJ (Schwab Verkehrstechnik)

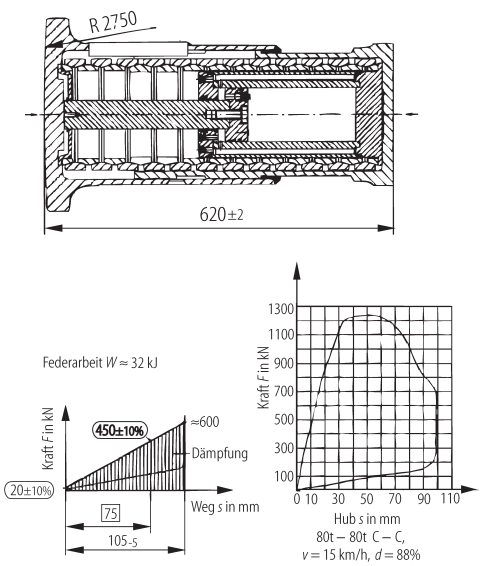


Bild 44. Hülsenpuffer für Güterwagen und Lokomotiven mit Reibungsfeder und Hydraulikstoßdämpfer, Arbeitsaufnahme >70 kJ dynamisch (Keystone Industries)

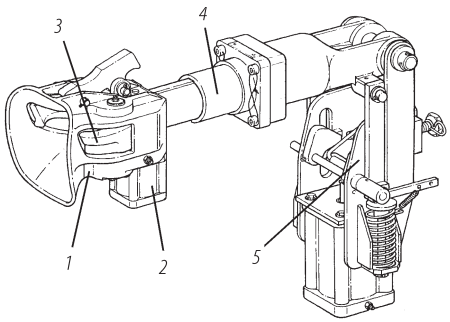


Bild 45. Rangierkupplung RK900 für Verschublokomotiven. *1* Kuppelkopf hochschwenkbar, Bruchlast 1000 kN, *2* Pneumatikzylinder zum ferngesteuerten Öffnen der Kupplung, *3* Greifklaue für Zughaken, *4* teleskopierbare Zugstange, *5* pneumatisch angetriebene Hochstellvorrichtung für Zughaken-Schraubenkupplungsbetrieb (SAB WABCO BSI)

von außen eingegriffen werden. Hierbei gilt die Forderung, daß die Trennung durch Manipulation an nur einem Kuppelkopf und nicht an beiden erfolgen muß. **Bild 46** zeigt das Funktionsprinzip für eine Ausführung. Beim Entkuppeln wird nur einer der beiden Lösehebel betätigt (manuell oder fernbetätigt vom Führerstand aus).

Um freizügig alle ausgerüsteten Fahrzeuge von beliebiger Seite aus kuppeln zu können, müssen die automatischen

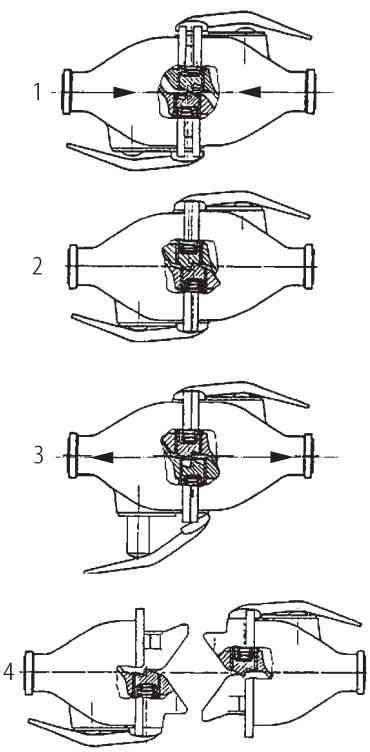


Bild 46. Funktionsprinzip der automatischen Kupplung Compact. 1 Kuppeln, 2 gekuppelt, 3 entkuppeln, 4 kuppelbereit (SAB WABCO BSI)

Kupplungen symmetrisch zur vertikalen Mittellinie in der Kupplungsebene aufgebaut sein (**Bild 47**). Neben den bisher besprochenen Längskräften im Zugverband werden auch die pneumatischen, elektrischen und Lichtwellenleiter über die Kupplungen geführt.

Eine andere Ausführung zeigt **Bild 48**.

Bleiben Fahrzeuge im Betrieb immer zusammen und müssen nur für Werkstattarbeiten selten getrennt werden, so kann die Zug-Stoßeinrichtung wesentlich einfacher und leichter ausgeführt werden (**Bild 49**).

Gegenüber alternativ verwendbaren Verbindungen mit Halbschalenmuffen bleiben bei dieser Ausführung beim Lösevorgang alle Teile fest mit dem Fahrzeug verbunden. Bei diesen selten zu trennenden Kupplungen wird das Prinzip der Punktsymmetrie nicht mehr berücksichtigt, d.h. es gibt zwei verschiedene Enden an jedem Fahrzeug (z.B. A- und B-Ende). Der Vorteil ist jedoch Kosten- und Gewichtsersparnis.

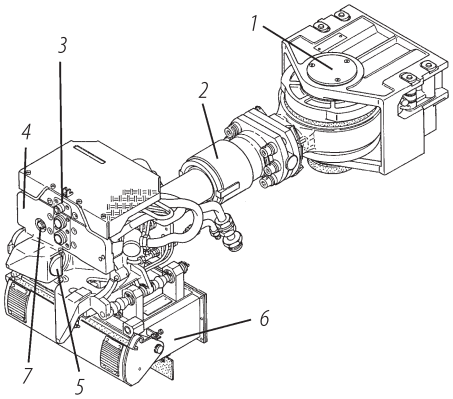


Bild 47. Compact Mittelpufferkupplung für schwere Triebzüge. Zugbruchlast 850 kN, Drucklast 1500 kN, Greifbereich vertikal ±90 mm, horizontal ±170 mm; *1* Anlenkung zur gelenkigen Verbindung Kupplung–Fahrzeug, *2* Stoßverzehrglied, hier mechanisch, wahlweise hydropneumatisch oder hydroelastisch, *3* pneumatische Leitungen, *4* Kuppelkopf mit Greifhorn, *5* Riegelbolzen, *6* Kabelkasten, *7* Näherungsschalter zur Überwachung des Kuppelzustandes (SAB WABCO BSI)

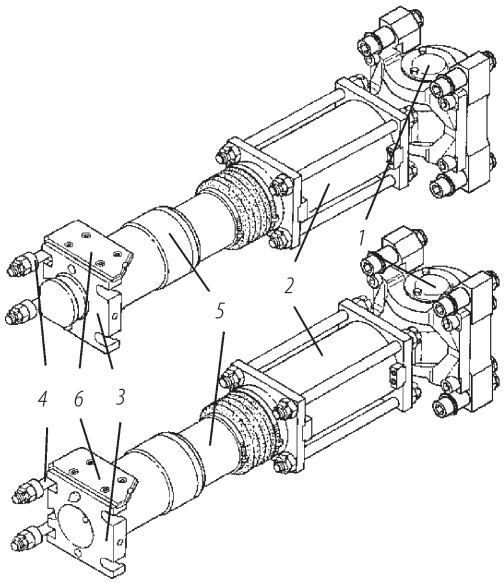


Bild 49. Semipermanente Mittelpuffer-Kurzkupplung für schwere Fahrzeuge, Zugbruchlast 1500 kN, Drucklast 2000 kN. *1* Anlenkung zur gelenkigen Verbindung Kupplung-Fahrzeug mit Abscherglied, *2* Stoßverzehrglied, *3* Kuppelkopf, *4* einschwenkbare Schraubverbindung, *5* Zug- und Stoßvorrichtung, *6* Gangwayabstützung (SAB WABCO BSI)

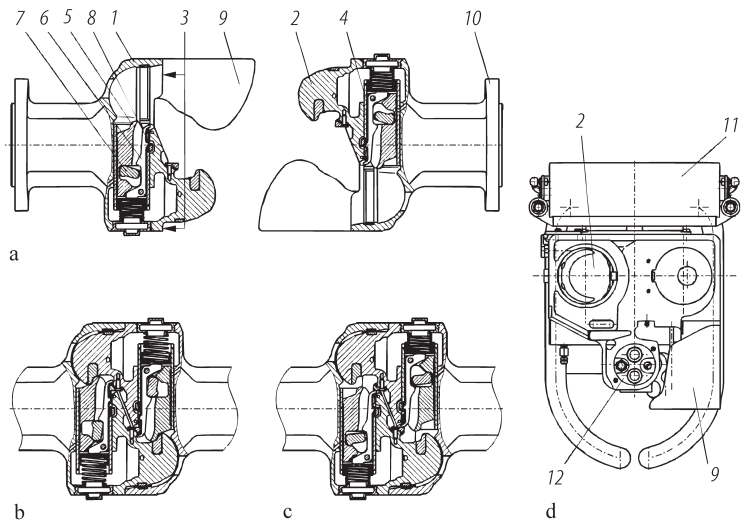


Bild 48a–d. Kupplung für S-Bahn Zürich, Zugbruchlast 1000 kN, Drucklast 1500 kN, Greifbereich vertikal ±75 mm, horizontal ±145 mm. **a** Draufsicht; **b** gekuppelt; **c** entkuppeln; **d** Frontansicht entkuppelt. *1* Kupplungskopf, *2* Kuppe, *3* Stoßfläche, *4* Riegelbüchse, *5* Riegelbolzen, *6* Klinke, *7* Ausrückwelle, *8* Wiedereinrückwelle, *9* Leitschaufel, *10* Flansch für die Montage an der Zug- und Stoßvorrichtung, *11* Elektrokupplung, *12* Luftkupplung (Schwab Verkehrstechnik)

2.3.7 Fahrzeugarten. Vehicle principles

Je nach den gewünschten Aufgaben werden unterschiedliche Fahrzeugarten gebaut. **Bild 50** zeigt für verschiedene Fahrzeugarten das Radlastverhältnis beladen/leer und die üblichen Fahrgeschwindigkeitsbereiche auf.

Für die Charakterisierung der Achsfolge oder Achsanordnung wurden nach UIC 612 V oder DIN 30052 Vereinbarungen nach **Tab. 1** getroffen.

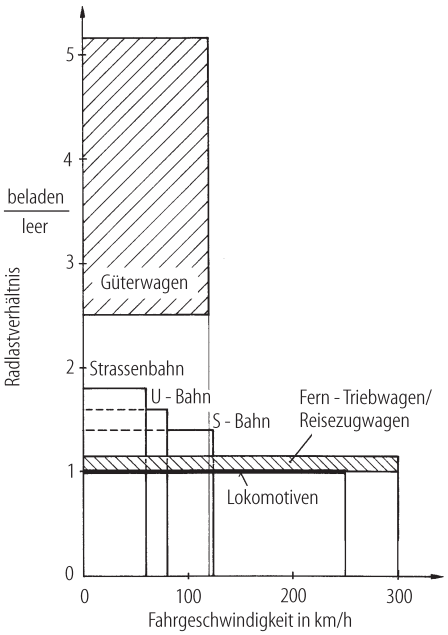


Bild 50. Radlastverhältnis beladen/leer über der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Fahrzeugarten

Tabelle 1. Charakterisierung der Achsfolge oder Achsanordnung nach UIC 612 V bzw. DIN 30052

Symbol	Bedeutung
1, 2 , 3 … arabische Ziffern	Laufachsen
A, B, C, … große lateinische Buchstaben	Triebachsen
o kleine Null	mechanisch nicht gekuppelte Triebachsen
’ Apostroph	nicht im Hauptrahmen gelagerte Achsen eines Typs
( ) … Klammern	wie ’, jedoch verschiedene Typen
+ Pluszeichen	mehrere zusammen verkehrende Fahrzeuge

Beispiele:

Bo’ Bo’	vierachsiges Triebfahrzeug mit zwei Drehgestellen und Einzelachsantrieb
A + 2 + A	dreiteiliger Gliedertriebwagen mit Einzelachsfahrwerken unter den Endteilen
1’ A’	zweiachsiger Triebwagen mit Einzelachsfahrwerken mit Zwischenrahmen und einer Triebachse

Im folgenden werden Beispiele der einzelnen Fahrzeugarten aufgeführt. **Bild 51** zeigt eine moderne Wechselstromlokomotive mittlerer Leistung für den Streckendienst [22].

Bild 52 zeigt eine Diesellokomotive mit Mittelführerhaus. Diese ist für schnelle, häufige Fahrtrichtungswechsel ausgelegt.

Stadtbahntriebwagen mit Klapptritten können im sogenannten Vorlaufbetrieb eingesetzt werden, bei dem stufenweise der Umbau von einer Straßenbahn auf eine Stadtbahn mit Hochbahnsteigen erfolgt (**Bild 53**).

Für Straßenbahnen werden heute zur Beschleunigung des Fahrgastwechsels auch von behinderten Personen bevorzugt Niederflurfahrzeuge (**Bild 54**) eingesetzt.

Güterwagen weisen eine maximale Anpassung an die gestellte Transportaufgabe auf. **Bild 55** zeigt einen Trichterwagen für den Transport nässeempfindlicher, schüttfähiger Güter mit klappbarer Trichterabdeckung.

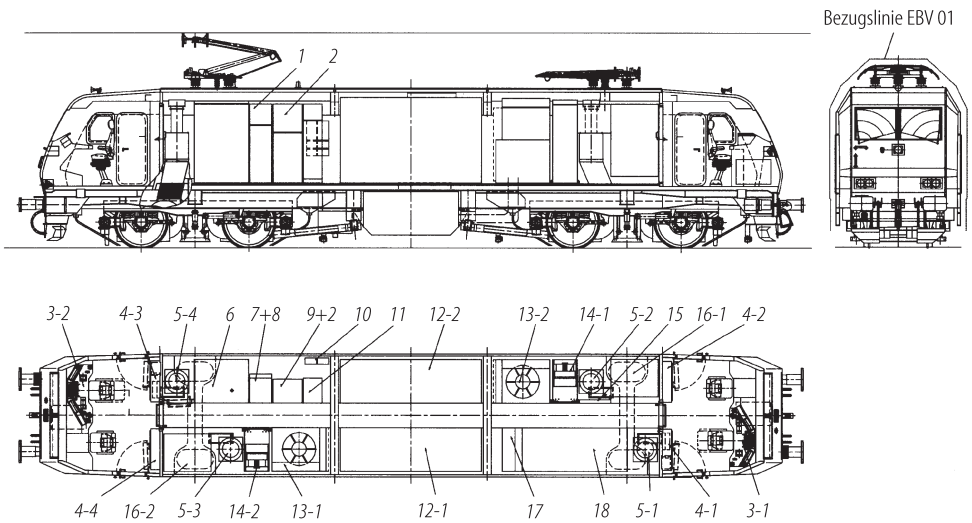


Bild 51. Elektrische Streckenlokomotive Baureihe 145 der DB-Cargo AG. Achsanordnung Bo’ B’, Stromsystem 15 kV, 16,7 Hz Wechselstrom, Masse 80 t, Länge über Puffer 18900 mm, maximale Anfahrzugkraft 300 kN, Dauerleistung Fahren und Bremsen 4200 kW, max. Bremskraft 150 kN, Höchstgeschwindigkeit 140 km/h; *1* Funkzugbeeinflussung, *2* Elektronische Bremssteuerung, *3* Führertisch, *4* Führerraumrückwandschrank, *5* Fahrmotorlüfterturm, *6* Hochspannungsgerüst, *7* Werkzeugschrank, *8* Buchfahrplanschrank, *9* Elektronikschrank, *10* Zugbahnfunk, *11* Linienzugbeeinflussung, *12* Traktionsumrichter, *13* Kühlturm, *14* Hilfsbetriebeumrichter, *15* Gerätetafel zu *16*, *16* Hilfsbetriebegerüst, *17* Bremsgerätetafel, *18* Luftgerüst mit Kompressor; EBV Eisenbahnverordnung (Schweiz) (Bombardier)

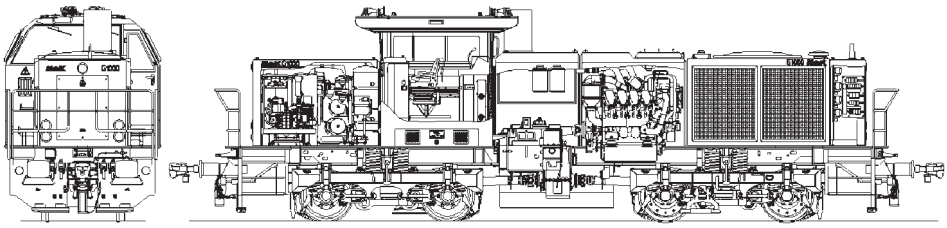


Bild 52. Dieselhydraulische Lokomotive für den mittelschweren Rangier- und Streckendienst Baureihe G 1000 BB, Achsanordnung B′B′, Dienstmasse 80 t, Länge über Puffer 14 130 mm, maximale Anfahrzugkraft 259 kN, Dieselmotorleistung 1 100 kW, Höchstgeschwindigkeit 100 km/h (Vossloh Schienenfahrzeugtechnik, Kiel)

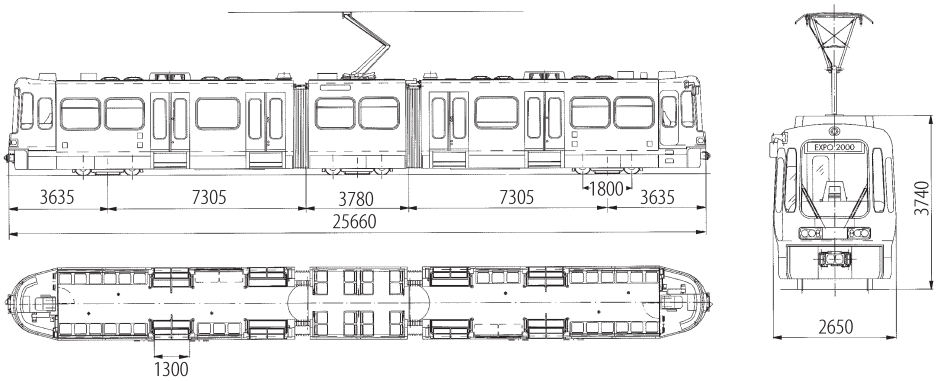


Bild 53. Stadtbahnwagen Citadis für Hannover, 46 Sitzplätze + 8 Klappsitze, 101 Stehplätze bei 4 Personen/m^2, Achsanordnung Bo′ 2′ Bo′, Masse leer 40 t, Länge über Kupplung 25 660 mm, Breite 2 650 mm, Leistung 4 · 100 kW, Höchstgeschwindigkeit 80 km/h (Alstom)

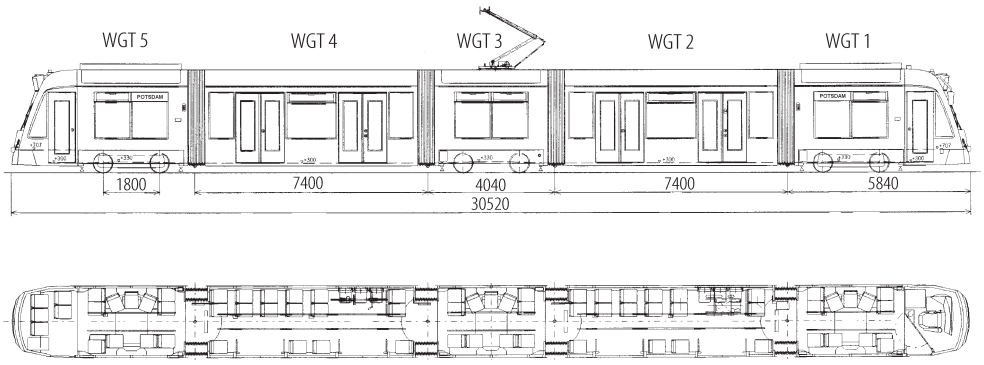


Bild 54. Niederflurstraßenbahn Combino, Ausführung Potsdam, Sitzplätze 69, Stehplätze 107 bei 4 Pers./m^2, Achsanordnung B’2’B’, Masse leer 32 t, beladen 51 t, Länge 30 320 mm, maximale Anfahrbeschleunigung 1,2 m/s^2, Leistung 4 · 100 kW, Höchstgeschwindigkeit 70 km/h, WGT Wagenteil (Siemens-Duewag Schienenfahrzeuge)

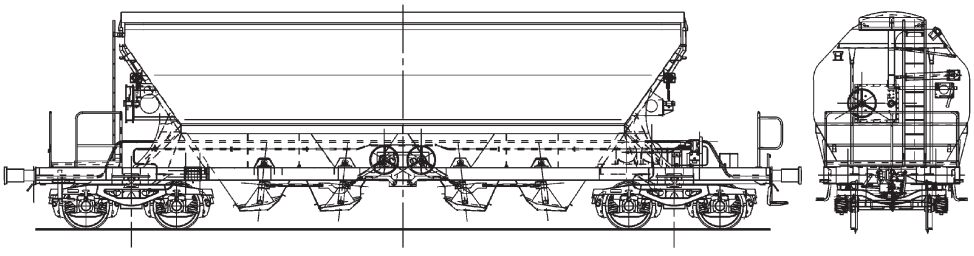


Bild 55. Güterwagen Typ Tanoos, Länge über Puffer 15 800 mm, Leermasse 23,5 t, maximale Zuladung 66,5 t bei 22,5 t Achsfahrmasse, Ladevolumen 75 m^3, Höchstgeschwindigkeit lauftechnisch 120 km/h, bremstechnisch 100 km/h, Drehgestellbauart Y 25, Raddurchmesser 920 mm (Bombardier, Werk Niesky)

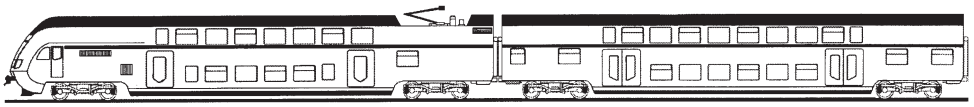


Bild 56. Doppelstockelektrotriebzug für 16,7 Hz Wechselstrombetrieb. Daten für Ausführung 2 Triebwagen mit Führerraum, 1 Mittelwagen: Sitzplätze 289, davon 1. Klasse 16, Stehplätze 320, Achsanordnung Bo'Bo' + 2'2' + Bo'Bo', Masse leer 179 t, beladen 201 t, Länge 30320 mm, maximale Anfahrbeschleunigung 1,0 m/s^2, Leistung 3600 kW, Höchstgeschwindigkeit 140 km/h (Bombardier)

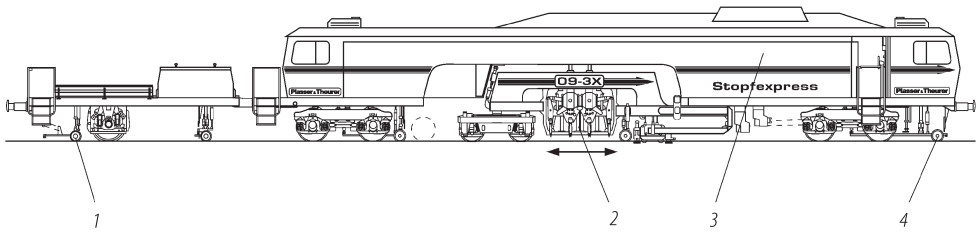


Bild 57. Stopfexpress 09-3X, Länge über Puffer 29890 mm, Betriebsmasse 94 t, Motorleistung 503 kW, Höchstgeschwindigkeit für Überfuhr mit Eigenantrieb 100 km/h, geschleppt 100 km/h. *1*, *4* Messräder, *2* Stopfaggregat, *3* Antrieb mit Schalldämmkapsel (Plasser & Theurer)

Um im Regionalverkehr, besonders im Verkehr großer Städte mit dem Umland, mit Reisedauern bis zu einer Stunde, große Sitzplatzkapazitäten bereitzustellen, werden zunehmend Doppelstockwagen eingesetzt (**Bild 56**), die das Lichtraumprofil maximal ausnutzen. Teilweise wird sogar die in **Bild 2** in *3* dargestellte Eckabschrägung erweitert, um den Fahrgästen im Oberdeck hinreichende Bewegungsfreiheit zu ermöglichen.

Für die kostengünstige Fertigung und Erstellung des Fahrwegs in guter Qualität, s. **Q 2.1**, müssen große selbstfahrende Gleisbaumaschinen verwendet werden. **Bild 57** zeigt eine Dreischwellenstopfmaschine. Beim Stopf- oder Krampvorgang (Verdichten des Schotters unter, zwischen und neben den Schwellen) bewegt sich die Hauptmaschine kontinuierlich vorwärts, bis zu 2200 m/h schnell, während das Stopfaggregat arbeitend längsfest an den drei zu bearbeitenden Schwellen verbleibt und nach Abschluß des Stopfens an einer Stelle sehr schnell um drei weitere Schwellen vorpositioniert wird. Nur mit dieser Technik lässt sich die hohe Arbeitsgeschwindigkeit bei hoher Qualität und ertragbaren Beanspruchungen für das Kontrollpersonal erreichen. Das Fahrzeug trägt außer dem Stopfaggregat auch eine Gleishebe- und Gleisrichteinrichtung und ist mit einem Gleislagemeßsystem ausgestattet. Der Antrieb erfolgt über Hydrostatikanlagen.

2.4 Antriebe. Drives

2.4.1 Fahrwiderstand. Train driving resistance

Als Vorgabe eines Verkehrsunternehmens steht zunächst die erforderliche Gefäßgröße und eine Zugfolgezeit, um eine bestimmte Transportleistung zu erfüllen. Aus der erforderlichen Reisegeschwindigkeit, die sich am technisch und wirtschaftlich Machbaren orientieren muß, ist die notwendige Beschleunigung und die notwendige Höchstgeschwindigkeit bestimmbar. Die Antriebsanlage muß die Strecken- und die Fahrzeugwiderstände überwinden.

Unter Streckenwiderstand wird insbesondere der Steigungswiderstand verstanden, aber auch der Krümmungswiderstand, wobei letzterer auch eine Funktion der Fahrzeugkonstruktion ist und letztlich nur durch fahrdynamische Simulationsrechnungen oder Versuche genau bestimmbar ist.

Der Steigungswiderstand entsteht durch den Hangabtrieb.

Die Fahrzeugwiderstände R werden durch folgende Gleichung gemäß pr EN 00256 026 CEN/TC 256 WG 6 Aerodynamics bestimmt:

$$R = C_1 + C_2 V + C_3 V^2,$$

wobei C_1 der mechanische Rollwiderstand, eine lineare Funktion der Zugmasse ist, C_2 das Produkt aus Luftvolumenstrom und spezifischem Gewicht der Luft und C_3 den externen Druckwiderstand und den Luftreibungswiderstand eines Zuges umfaßt.

Als Beispiel sei hier der Fahrzeugwiderstand des ICE I mit 2 Triebköpfen und 12 Mittelwagen genannt [23]:

$$F_{\mathrm{ICE1}} = 6,12 + 36,2 \cdot 10^{-3} V + 0,893 \cdot 10^{-3} V^2 \,[\mathrm{kN}]$$

mit V [km/h].

2.4.2 Konstruktionen. Designs

Ein vorgegebener Fahrwiderstand muß durch die Zugkraft des Fahrzeugs überwunden werden. **Bild 58** zeigt das Zugkraft-Geschwindigkeitsdiagramm des ICE 3. Die Anfahrzugkraft beträgt etwa 300 kN. Bei etwa 110 km/h wird im sogenannten Leistungseckpunkt die Leistungshyperbel erreicht. Die zulässige Höchstgeschwindigkeit von 330 km/h kann in der Ebene bei voll verfügbarer elektrischer Anlage (8 MW) erreicht werden. Fällt ein Viertel der Anlage aus (6 MW ver-

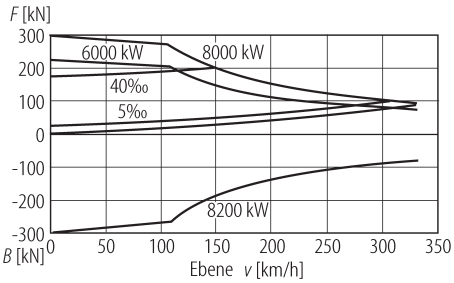


Bild 58. Zugkraft-/Bremskraft-/Geschwindigkeitsdiagramm mit Fahrwiderstandskennlinie für den ICE 3 im Wechselstromnetz (Siemens)

fügbar), verringert sich die Höchstgeschwindigkeit in der Ebene auf 300 km/h [24].
Innerhalb des Antriebes wird Energie in Zugkraft umgewandelt. Diese Energie kann elektrische Energie (s. **Q 2.5** und **V 3**) oder chemische Energie (s. **P 4**) sein. Die Wandlung des Drehmomentes und dessen Weiterleitung an die Antriebsachsen ist die wesentliche Aufgabe der Leistungsübertragung [25].
Neben dieser Hauptanforderung sind noch Nebenanforderungen wie diese zu erfüllen:
Massenentkopplung von Antrieb und Radsatz, kleine Gesamtmasse, kleiner Bauraum, lange Lebensdauer, geringe Wartungskosten, schnelle Wartbarkeit, Lärmarmut, Öldichtigkeit, große Überlastbarkeit (z. B. bei Motorkurzschlüssen), hoher Wirkungsgrad und Drehrichtungsumkehr.
Durch Integration der Bauteile Elektromotor, mechanische Bremse und Getriebe in einer Baugruppe lassen sich insbesondere Bauraum und Masse einsparen.
Bild 59 zeigt die einfachste und weit verbreitete Getriebebauart für Elektrotriebfahrzeuge, den Tatzlagerantrieb. Der Motor stützt sich zum einen über ein sog. Nasenlager gefedert am Drehgestell ab. Dieses Lager dient auch als Drehmomentstütze. Die weitere Lagerung erfolgt über sog. Tatzlager direkt auf der Achswelle. Da diese Lagerung unabgefedert erfolgt, wird dieser Antrieb als sogenannter teilabgefederter Antrieb bezeichnet. Das Großrad kann drehelastisch ausgeführt werden, um Stöße im Zahnradgetriebe klein zu halten. Durch die unabgefederte Aufhängung an der Achswelle kann der Motor den größtmöglichen Bauraum am Radsatz ausnutzen, da keine Abstände für Federwege zu berücksichtigen sind.
Um die Masse von Antriebsmotoren möglichst gering halten zu können, sollte ihre Drehzahl möglichst groß und damit das Übersetzungsverhältnis des Getriebes ebenfalls möglichst groß sein. Durch die gegebene Zahnkraft und die hohe Drehzahl wird die Lagerbelastung des ritzelnahen Lagers bei Zweipunktlagerung klassischer Bauart sehr groß (**Bild 60 a**). Diese Belastung kann durch Zweipunktaußenlagerung vermindert werden (**Bild 60 b**). Allenfalls lassen sich beschädigte Ritzellager auch ohne Ausbau des Motors wechseln. Eine weitere Reduktion der Lagerbelastung wird durch Dreipunktlagerung mit Gelenk erreicht (**Bild 60 c**). Allerdings ist hier der Aufwand erheblich größer.
Für Diesellokomotiven werden neben der elektrischen Leistungsübertragung, einer Reihenschaltung von Verbrennungsmotor, Generator und Fahrmotor, auch hydrodynamische Kraftübertragungsanlagen verwendet (s. **R 5**). Wegen der großen Anfahrwiderstände bleiben mechanische Reibungskupplungen auf Sonderfälle beschränkt.

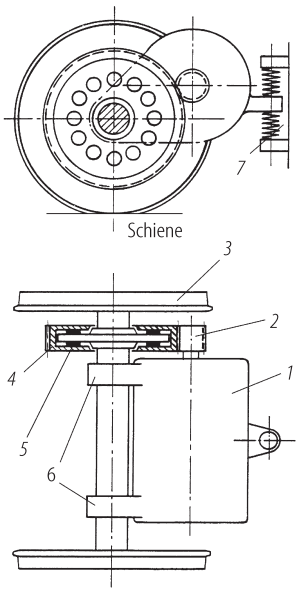


Bild 59. Tatzlagerantrieb. *1* Motor, *2* Ritzel, *3* Radsatz, *4* Großrad, *5* Federung, *6* Tatzlager, *7* Nasenlager

2.5 Elektrische/Elektronische Ausrüstung/ Diagnose

Electrical/Electronical Equipment/Diagnosis

2.5.1 Leistungselektrik. Power electronics

Aufgrund der Spurführung ist der elektrische Antrieb für den Schienenverkehr mittels Fahrdraht und Stromrückführung über die Schienen einfacher als bei anderen Verkehrssystemen zu realisieren. Eine weite Verbreitung gefunden haben sowohl Gleichstrom- (750 V für Straßen- und U-Bahnen, 1500 und 3000 V für Fernbahnen) als auch Einphasenwechselstromsysteme (15 kV, $16^2/_3$ Hz und 25 kV, 50 Hz). Gleichstrombahnen weisen geringere Kosten bei sehr dichtem Verkehr mit kleinen Einheiten auf, während sich Wechselstrombahnen aufgrund der größeren Fahrdrahtspannung durch weniger Übertragungsverluste auf weiten Strecken auszeichnen. Ein großes Problem bei Einphasenwechselstrombahnen stellt jedoch die unstetige Leistungsabgabe mit doppelter Netzfrequenz dar.
Im Gegensatz zu vielen stationären Maschinen müssen Fahrzeuge beliebige Dauerarbeitspunkte im Momenten- und Drehzahlfeld aufweisen.
Bei Gleichstrombahnen in konventioneller Technik wird über einen Vorwiderstand mit Stufenschalter die am Motor angelegte Spannung reduziert (**Bild 61**). Durch Kombination von Serien- und Parallelschaltung mehrerer Fahrmotoren können nur wenige verschiedene, verlustfreie Dauerfahrstufen eingestellt werden. Im oberen Geschwindigkeitsbereich kann durch Feldschwächung die Wirtschaftlichkeit vergrößert werden. Die Schaltwerke sind stark verschleißbehaftet. Bei Anwendung moderner Halbleiterleistungselektronik wird die Fahrdrahtspannung über gepulste Halbleiter für den Fahrmotor reduziert (**Bild 62**). Diese Halbleiter sind Thyristoren in GTO-Technik (Gate Turn Off, d. h. schaltbar und selbst löschend) oder zunehmend Transistoren, sogenannte IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistors). Letztere senden durch große Schaltfrequenzen wesentlich geringere Netzstörungen und auch kleinere Anregungsfrequenzen für Fahrzeugschwingungen aus. Zudem haben sie ein besseres Leistungsgewicht als andere Halbleitersteuerungen.

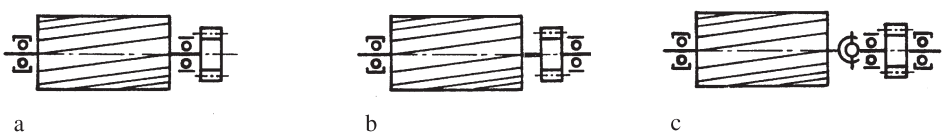


Bild 60 a–c. Lagerung Motorläufer und Ritzel bei Lokomotivantrieben. **a** Zweipunktlagerung mit gliegendem Ritzel, klassische Bauart (z. B. SBB-Br 460, Bombardier); **b** Zweipunkt-Außenlagerung (z. B. DB Cargo-BR 152, Siemens); **c** Dreipunktlagerung mit Gelenk (z. B. DB-BR 101, Bombardier)

Bei Wechselstrombahnen in konventioneller Technik wird durch Transformatoren mit Stufenschaltwerk die Motorspannung an den Bedarf angepaßt. Hier ist jede einstellbare Stufe, meist zwischen 20 und 30, eine verlustlose Dauerfahrstufe (**Bild 63**).
Bei der Verwendung von Leistungshalbleitern als sog. Traktionsrichter kann statt des wartungsaufwendigen Stufenschaltwerkes ein Festtransformator verwendet werden (**Bild 64**). Die Energie wird in einen Gleichspannungszwischenkreis gespeist, aus dem heraus Drehstrom mit variabler Spannung und variabler Frequenz durch steuerbare Halbleiter erzeugt wird. Dieser Drehstrom ermöglicht dann die Verwendung wesentlich kleinerer, leichter und robusterer, jedoch sehr schnell drehender Fahrmotoren.
Die Anordnung der Elektrokomponenten kann in Triebzügen, die in festen Formationen verkehren, auf mehrere Fahrzeuge verteilt werden (**Bild 65**). So wird beim ICE 3 der Transformator in einem nicht angetriebenen Wagen eingebaut. Die Radsatzlast kann so überall unter 17 t gehalten werden.

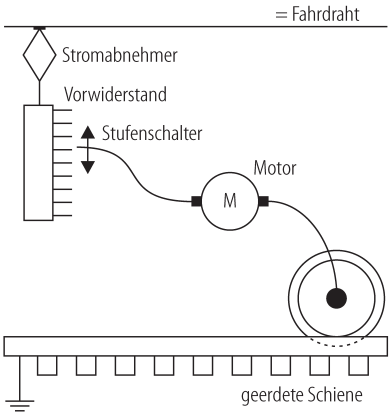


Bild 61. Prinzipbild Gleichspannungsbahnfahrzeug mit Vorwiderstandssteuerung

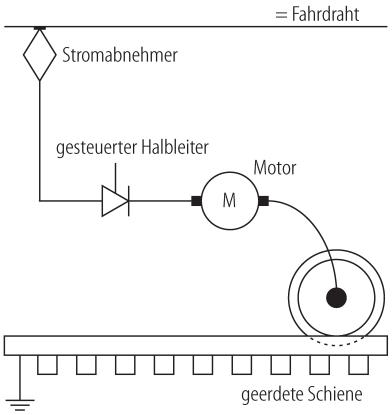


Bild 62. Prinzipbild Gleichspannungsbahnfahrzeug mit Halbleitersteuerung

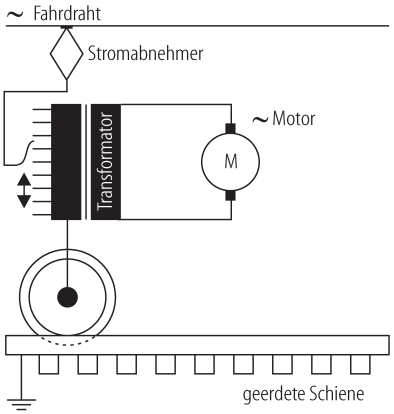


Bild 63. Prinzipbild Wechselspannungsfahrzeug mit Steuerung durch Hochspannungsstufenschaltwerk

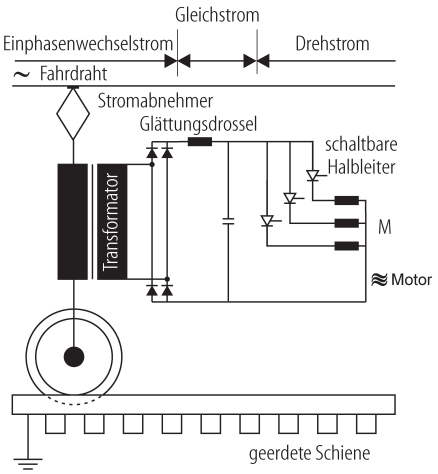


Bild 64. Prinzipbild Wechselspannungsfahrzeug mit Steuerung durch Leistungshalbleiter

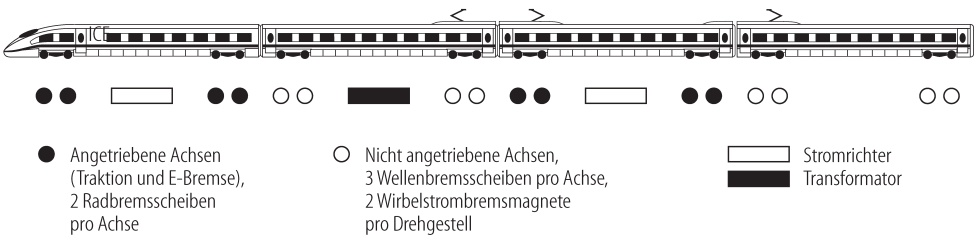


Bild 65. Verteilung der Antriebsanlage über jeweils 4 Wagen des ICE 3 für DBAG/NS (Siemens)

2.5.2 Diagnosetechnik. Diagnosis devices

Mit der Ausrüstung von Schienenfahrzeugen mit Leistungshalbleitern war die Einführung von Diagnosesystemen zur Fehlersuche unabdingbar. Die Systeme auch für Aufgaben der Diagnose des Mechanikteils zu erweitern, ist so nur noch ein weiterer Schritt. Insbesondere Einrichtungen mit Publikumskontakt, wie Türen und automatische Toiletten, wurden rasch an die Diagnosetechnik angeschlossen. Heute steht die Einführung der Diagnose im Fahrwerkbereich bevor, um dort die optische Kontrolle, die sehr zeitaufwendig und kaum nachprüfbar ist, zu ergänzen oder gar zu ersetzen.
Die Elemente der Diagnose sind Sensoren als Wandler mechanischer in elektrische Signale, Analog-Digitalumsetzer, Datenleitungen, Auswerteeinheiten und Datenspeicher. Die Auswertung muß eine Datenreduktion nach verschiedenen Kriterien beinhalten. Je nach Kundenanforderungen sind Klassenbildungen möglich (**Tab. 2**).
Neben der eigentlichen Fehlerinformation müssen auch Umgebungsdaten wie Zeit, Geschwindigkeit und sonstige Fahrzeugzustände mit erfaßt werden, um die Ursachenfindung zu erleichtern. Die Daten der Diagnose müssen je nach Relevanz auch an unterschiedliches Personal weitergeleitet werden: Triebfahrzeugführer, Zugbegleiter, Werkstattpersonal oder Fahrzeugentwickler. Um eine zugweite zentrale Erfassung zur Verfügung zu haben, muß eine Verknüpfung des Fahrzeugbusses jeden Fahrzeugs MVB („Multifunction Vehicle Bus“) mit dem Zugbus WTB („Wired Train Bus“) erfolgen (**Bild 66**).
Diese Kommunikation ist über UIC 556 genormt. Allerdings ist damit eine aufwendige Verkabelung notwendig, die nur für Trieb- und Personenwagen vorstellbar ist. Für Güterwagen ist neben den Diagnosedaten wegen der unbegleiteten Bedienweise die Ortung zusätzlich nötig, um bei kurzfristig erforderlichen Eingriffen das Fahrzeug schnell finden zu können. Hierzu werden funkbasierte Systeme benötigt [26] (**Bild 67**).
Um für das Bedien- und Wartungspersonal optimale Informationen zu erhalten, muß es möglich sein, je Fahrzeug oder Zug von nur einer Mensch-Maschine-Schnittstelle (Bildschirm mit Bedientasten und allenfalls Speicher) alle relevanten Daten von Geräten unterschiedlicher Hersteller zu verarbeiten und darzustellen. Das Ablegen auf einen nichtflüchtigen Speicher sollte fahrzeugspezifisch erfolgen (**Bild 68**).
Folgendes Beispiel zeigt eine Anwendung mit dem Beispiel einer Fehlermeldung und einer Handlungsanweisung für den Diesellokführer:
Fehlermeldung: Getriebefehler, Temperatur zu hoch;
Handlungsanweisung: Leistung reduzieren, Last reduzieren.

Sowohl die Fehlermeldung als auch die Handlungsanweisung erscheinen auf dem Display. Zusätzlich können akustische Anweisungen, zum Teil auch in verschiedenen Sprachen, über Lautsprecher erfolgen. Teilweise kann auch das Display Funktionen von ausgefallenen Anzeigegeräten im Führerraum übernehmen und so die problemlose Weiterführung der Fahrt ohne Ersatzlok ermöglichen.

Tabelle 2. Beispiel für Klassenbildungen nach Prioritätsstufen und mit möglichen Reaktionen

Zustand	empfohlene Reaktion
1. Betrieblich gefährliche Zustände	Veranlassung Zugstillstand
2. Gefahr für einzelne isolierte Komponente	Stillsetzen der Komponente
3. Ausfall einer Komponente	Personalanweisung für Notbetrieb
4. Überschreiten von wartungsrelevanten Betriebsgrenzmaßen	Veranlassen von Wartungsarbeiten
5. Erfassen von Betriebszuständen	Statistik für Auslegungsdaten

2.6 Sicherheitstechnik. Safety devices

2.6.1 Aktive Sicherheitstechnik/Bremse, Bremsbauarten
Active safety/brakes, types of brakes

Aufgrund der großen bewegten Massen und des kleinen Kraftschlußbeiwertes zwischen Rad und Schiene kommt der Eisenbahnbremse eine besondere sicherheitsrelevante Bedeutung zu.
Bezüglich der Bremswirkung sind zwei Grundfälle zu unterscheiden:
- die Anhaltebremsung (Stopbremsung) mit sich stetig auf 0 verringernder Geschwindigkeit,
- die Beharrungsbremsung im Gefälle mit annähernd konstanter Geschwindigkeit, wobei die Bremskraft weitgehend die Hangabtriebskraft kompensiert.

Die Bremsbauarten können nach Art der Kraftübertragung unterschieden werden:

Kraftschlußabhängige Bremsen: alle Bremsbauarten, die ein Bremsmoment am Rad erzeugen.

Kraftschlußunabhängige Bremsen: alle Bremsen, die Bremskräfte erzeugen, ohne den Rad-Schiene-Kontakt zu bemühen, z. B. Magnetschienen- oder Wirbelstrombremsen.
Bremsen können auch nach Art des Kraftmediums unterschieden werden:

Pneumatische Bremse als indirekte Druckluftbremse ist die meistverwendete Eisenbahnbremse mit der stärksten internationalen Kompatibilität [27].

Elektrische Bremse: Fahrmotoren werden als Generatoren betrieben und die Energie wird ins Netz zurückgespeist oder in Widerständen in Wärme umgewandelt.

Hydraulische Bremse: Hydraulikkomponenten ermöglichen kleinere Bremsaggregate, z. B. bei beengten Raumbedingungen im Nahverkehr, z. B. Niederflurfahrzeuge.

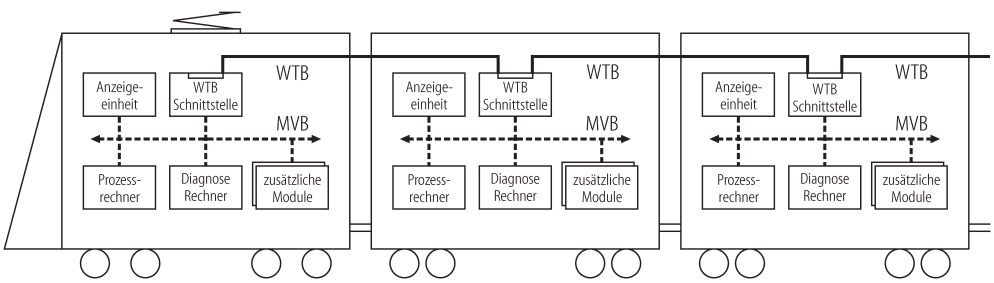


Bild 66. Diagnosedatenaustausch zwischen den Fahrzeugen über den Fahrzeugbus WTB (Bombardier)

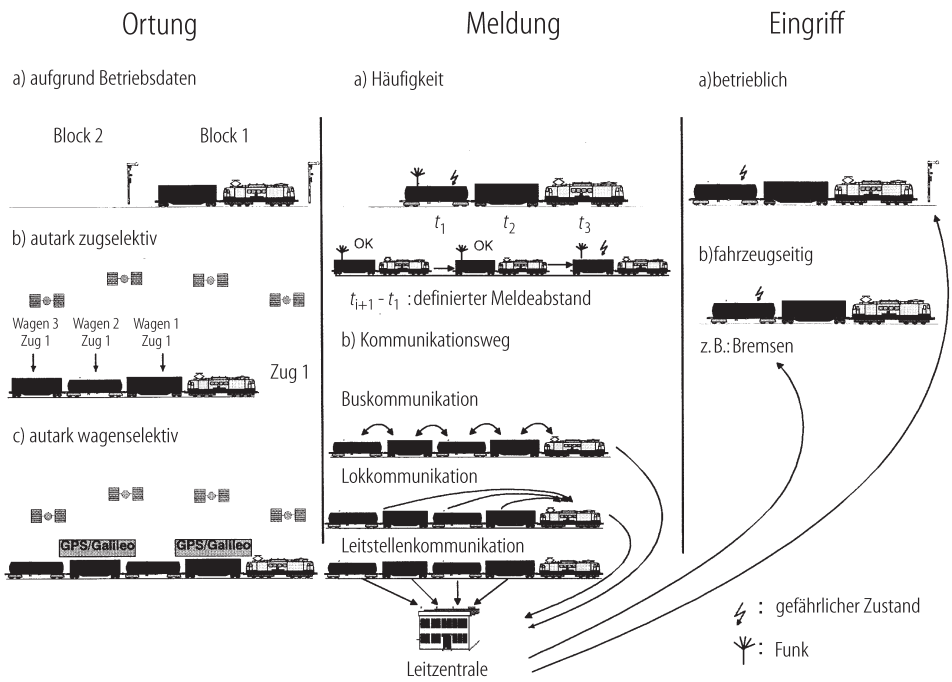


Bild 67. Diagnosedatenaustausch über Funk zwischen den Fahrzeugen oder zu ortsfesten Stationen, Möglichkeiten der betrieblichen Einflußnahme

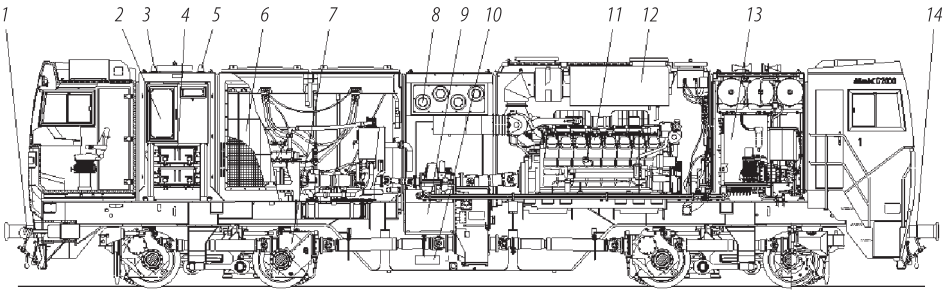


Bild 68. Diagnosetechnik einer Diesellokomotive Baureihe G2000, erfaßte Komponenten. *1, 14* Zugbusanschluß, *2* Elektronikmodul, *3* Datenfernübertragung, *4* Batterie, *5* Funkfernsteuerung, *6* Kühlermodul, *7* Radsatz, *8* Luftansauganlage, *9* Hydrodynamisches Getriebe, *10* Radarsensor für Absolutgeschwindigkeitsmessung, *11* Dieselmotor, *12* Abgasanlage, *13* Druckluftmodul (Vossloh Schienenfahrzeugtechnik, Kiel)

Hydrodynamische Bremse: Retarder in hydraulischen Getrieben.

Gegendruckbremse: bei Dampfloks Dampfbremse über Dampfzylinder.

Vakuumbremse: Unterdruck am Bremskolben hält die Bremse gelöst (wird für Neuentwicklungen wegen geringer Druckunterschiede nicht mehr verwendet).

Mechanische Bremse: Handbremse, bei Triebfahrzeugen auch Federspeicherbremse als Feststellbremse.

Bild 69 zeigt das Zusammenwirken verschiedener Bremsen als Funktion der Fahrgeschwindigkeit beim ICE 3. Die generatorische Bremse wird im unteren Geschwindigkeitsbereich mit maximaler Bremskraft und im Geschwindigkeitsbereich oberhalb 105 km/h mit jeweils maximaler Leistung als verschleißfreie elektrische Bremse eingesetzt. Die Wirbelstrombremse als verschleißfreie Bremse wird mit zweiter Priorität eingesetzt. Die verschleißbehafteten, mechanischen Scheibenbremsen werden nur zum Ausgleich in Bereichen fehlender Kraftwirkung der verschleißfreien Bremsen eingesetzt. Zusätzlich dienen sie als Rückfallebene bei Ausfall der anderen Bremssysteme.

Pneumatische Bremse, Eigenschaften der UIC-Bremse

Gemäß EBO [2] § 35 müssen Züge mit Geschwindigkeiten über 50 km/h mit einer durchgehenden Bremse ausgerüstet sein. Dies muß eine selbsttätige Druckluftbremse nach dem Stand der Technik sein.
Durchgehend bedeutet: alle Bremsen eines Zuges können von einer beliebigen Stelle im Zugverband aus angesteuert werden, z. B. Führerbremsventil für den Lokführer oder Notbremszugkasten für den Passagier, die jeweils auf die durch den ganzen Zug führende Hauptluftleitung (Bremssteuerleitung) wirken.

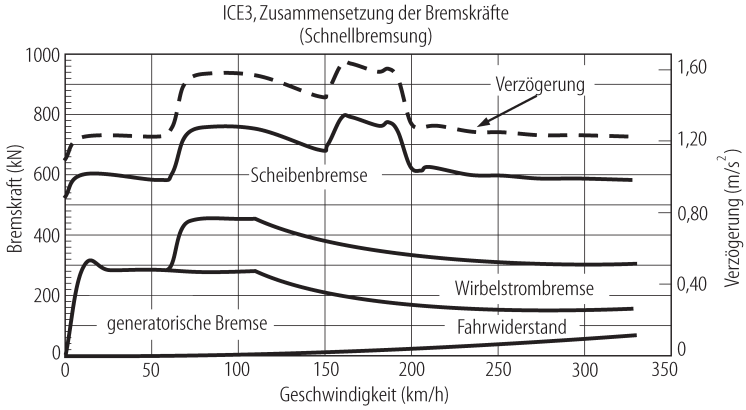


Bild 69. Bremskraftanteile in Funktion der Fahrgeschwindigkeit beim ICE 3 (Knorr Bremse SfS)

Selbsttätig bedeutet: Bei Zugtrennung tritt eine Bremsung ein und beide Zugteile kommen zum Stehen. Bei der Druckluftbremse wird dies durch die indirekte Wirkungsweise erreicht: Absenken des Druckes in der Hauptluftleitung bewirkt über die Steuerventile den Anstieg des Druckes in den Bremszylindern (**Bild 70**).

Die Drücke nach **Tab. 3** werden für die verschiedenen Bremsanlagen im allgemeinen verwendet. Besonders bei Schnell- und Notbremsungen kann es bei den einzelnen Bahnbetreibern Abweichungen geben.

Die UIC-Druckluftbremse verwendet Luft als Steuer- und Arbeitsmedium in einer durchgehenden Leitung, dies ist die Hauptluftleitung.

Die Durchschlaggeschwindigkeit für den Bremsbeginn bei allen Bremsvorgängen beträgt 260 bis 290 m/s, d. h. der letzte Wagen wird bei einem 700 m langem Zug fast 3 s nach dem erstem Wagen angesteuert. Der theoretisch maximale Wert der Schallgeschwindigkeit von Luft mit 333 m/s wird fast erreicht. Um große Bremskraftunterschiede und damit Längskraftunterschiede mit der Folge von möglichen Längsschwingungen im Zugverband zu vermeiden, wird bei langen Zügen der Bremskraftaufbau verlangsamt, Stellung G (**Bild 71 a**). Für Einzelfahrzeuge gilt **Tab. 4**. In Sonderfällen sind Abweichungen von diesen Werten zulässig [28].

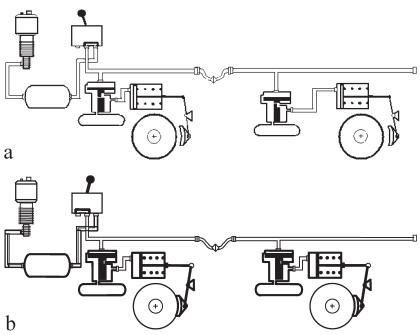


Bild 70 a, b. Indirekte durchgehende Druckluftbremse. **a** Lösestellung; **b** Bremsstellung (Knorr Bremse SfS)

Tabelle 3. Betriebsdrücke der Druckluftbremse [bar]

Zustand	Hauptluftleitung	Bremszylinder
Regelbetrieb (gelöste Bremse)	5,0	0,0
Betriebsbremsbereich (Bremsen)	3,5–4,6	(0,6–1,0)–3,8
Betriebsbremsbereich (Lösen)	3,4–4,75	0,3–3,8
Vollbremsung[1])	3,4 bzw. 3,5	3,8
Schnellbremsung	< 1	3,8
Notbremsung	0–3,4	3,8

[1]) 3,4 bar (–0,2 bar) gilt für Führerbremsventile nach UIC 541-03. Für Steuerventile nach UIC 540 gilt der Wert 3,5 bar.

Bei langen Zügen in Stellung P wird aufgrund der Rohrreibung der Druck in der Hauptluftleitung nicht schnell genug abgesenkt, wodurch die Bremszylinderfüllzeiten für die hinteren Wagen deutlich verlängert werden (s. **Bild 71 b**) [29]. Diese Stellung führt dann zu großen Längskraftunterschieden im Zugverband. Die Stellung G führt durch den sehr langsamen Bremskraftaufbau zu einer deutlichen Bremswegverlängerung. In nachfolgender Tafel ist dies durch kleinere Bremshundertstelwerte berücksichtigt.

Bei Reisezügen und Triebwagen wird heute meist die elektrisch gesteuerte pneumatische Bremse, die sogenannte ep-Bremse angewendet. Durch zeitgleiches Ansteuern aller Fahrzeuge werden sehr kurze Ansprechzeiten erreicht, und Bremszylinderfüllzeiten gemäß Stellung P sind auch bei langen Zügen möglich. Durch das Vorhandensein der Hauptluftbehälterleitung, als Versorgungsleitung mit Druckluft 8,5 bis 10 bar, im Zugverband, ist auch ep-Lösen mit kurzen Reaktionszeiten möglich (**Bild 71 c**).

Zusätzlich besteht die Möglichkeit der Erweiterung der ep-Bremse für Notbremsüberbrückung. Bei Notbremsbetätigung in Tunneln oder Brücken kann der Lokführer die Bremswirkung unterdrücken, um den Zug gezielt an geeigneten Stellen anzuhalten [30].

Wegen der trägen Arbeitsweise der indirekten Bremse wird auf Fahrzeugen mit Führerraum zusätzlich eine direkt wirkende Bremse verwendet, die Rangieren und Anfahren im Gefälle erleichtert (**Bild 72**).

Für die Kennzeichnung des Bremsvermögens hat sich bei den Europäischen Vollbahnen das Bremsgewicht, betrieblich noch immer gehalten [31]. Aus dem Verhältnis von Bremsgewicht zur Fahrzeugmasse werden die Bremsgewichtshundertstel (Bremsprozente) definiert. Ausgehend von einem Musterzug mit 15 Wagen mit je 50 t Eigengewicht, 390 kN Bremsklotzkraft und Graugußklotzbremsen wurde das soge-

Tabelle 4.

Bremsart	Bremszylinderfüllzeit [s]	Bremszylinderlösezeit [s]
G	18–30	45–60
R bzw. P	3–5	15–20

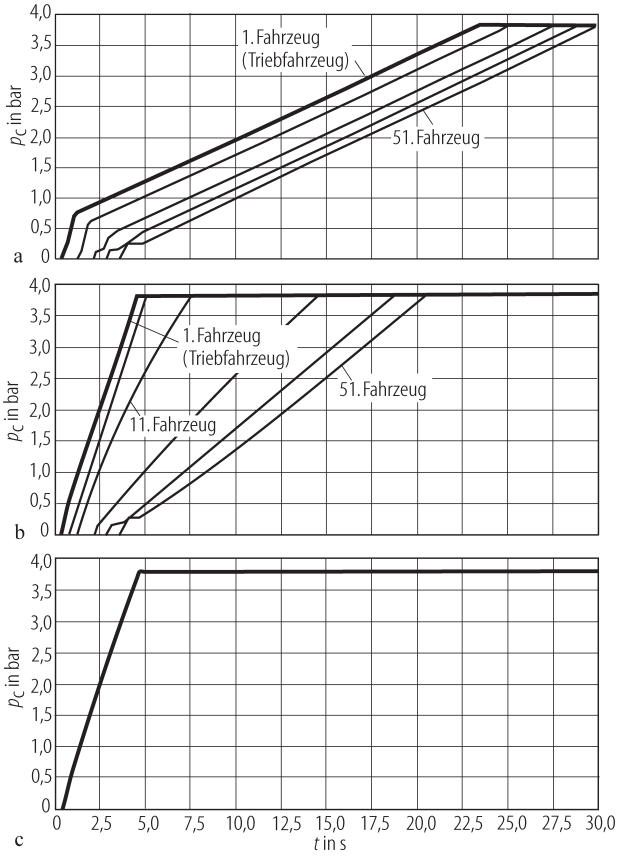


Bild 71 a–c. Unterschiedlicher Bremskraftaufbau für einen 700 m langen Zug mit 51 Fahrzeugen für eine Schnellbremsung. **a** Bremsart Stellung G; **b** Bremsart Stellung P; **c** Stellung P mit elektronischer/elektrischer Ansteuerung, ep-Bremse

Q

nannte Bremsgewicht als gleich der Eigenmasse definiert. Bei Neufahrzeugen wird anhand von Tafeln aus der Fahrzeugmasse, der Bremsausgangsgeschwindigkeit und dem Bremsweg das Bremsgewicht festgelegt. Dieses Bremsgewicht B wird am Fahrzeug angeschrieben.

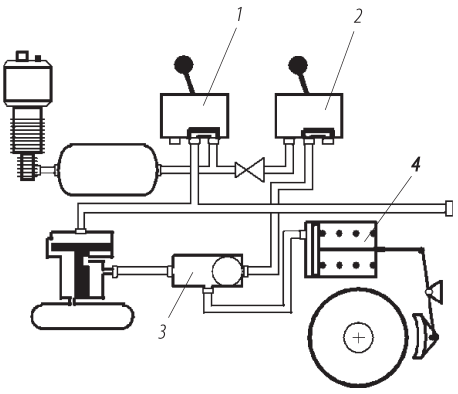


Bild 72. Führerbremsanlage auf einer Lokomotive mit indirekter (*1*) und direkter (*2*) Bremse, die über ein Doppelrückschlagventil (*3*) auf dieselben Bremszylinder (*4*) wirken (Knorr Bremse SfS)

Für jeden Zugverband, der auf die Strecke geschickt werden darf, müssen vorher seine Bremsprozente (Bremshundertstel) λ berechnet werden:

$$\lambda = \frac{B}{m} 100.$$

B ist die Summe aller Bremsgewichte aller Fahrzeuge des Zugverbandes und m die Masse aller Fahrzeuge, ohne Berücksichtigung der rotatorischen Anteile. Die berechneten Bremsprozente müssen größer gleich den für die Strecke aufgrund von Vorsignalabstand, Gefälle und Fahrgeschwindigkeit benötigten Mindestbremshundertstel sein (s. **Tab. 5**).

Komponenten

Heute verwendete Reibbeläge in Form von Graugußbremsklötzen oder Scheibenbremsbelägen zeigt **Bild 73**. Graugußbremsklötze können in kritischen Diensten einem sehr starken Verschleiß unterworfen sein, der einen häufigen Wechsel erforderlich machen kann, z. B. alle 2 Tage. Deshalb ist der Klotzwechsel sehr leicht handhabbar ausgeführt. Um durch die ungleiche Wärmeverteilung beim Bremsbeginn keine zu großen Spannungen zu erzeugen und ein gutes Tragbild zu erreichen, sind die Beläge geschlitzt. Scheibenbremsbeläge mit organischen Belägen oder Sinterbelägen für hohe Belastungen erreichen wesentlich höhere Standzeiten als Graugußbremsklötze.

Tabelle 5. Auszug aus Bremstafel für 1000 m Vorsignalabstand [28]

Maßgebendes Gefälle		Bremsart	Für eine zugelassene Geschwindigkeit (in km/h) bis zu								
in ‰	im Verhältnis		40	50	60	80	90	100	120	140	160
			sind folgende Mindestbremshundertstel erforderlich								
0	1:∞	R/P	6	8	13	32	44	58	90	135	196
		G	10	12	21	43	58	–	–	–	–
5	1:200	R/P	9	13	20	39	52	66	99	146	208
		G	12	18	27	49	64	–	–	–	–
10	1:100	R/P	14	18	26	46	59	74	108	157	221
		G	18	25	34	58	74	–	–	–	–
12	1:83	R/P	16	21	28	48	62	77	112	161	–
		G	20	27	37	62	79	–	–	–	–
15	1:67	R/P	18	24	32	53	66	81	117	168	–
		G	24	31	41	68	86	–	–	–	–
20	1:50	R/P	23	30	38	60	74	89	127	–	–
		G	29	37	48	78	98	–	–	–	–
25	1:40	R/P	28	35	45	67	81	97	–	–	–
		G	35	44	56	88	–	–	–	–	–
30	1:37	R/P	33	41	51	75	87	106	–	–	–
		G	41	50	63	99	–	–	–	–	–

Im Reibwertverlauf sind weitere Unterschiede zu erkennen (**Bild 74**).
Sinterbeläge und organische Beläge weisen einen weitgehend geschwindigkeitsunabhängigen Reibwertverlauf auf. Dagegen nimmt der Reibwert bei Grauguß mit abnehmender Geschwindigkeit zu. Vermeidet es der Triebfahrzeugführer durch rechtzeitiges Einleiten eines Lösevorganges noch während der Fahrt die Klotzkraft zu reduzieren, so tritt mit Graugußbremsklötzen der bekannte Anhalteruck kurz vor dem Stillstand auf. Positiv an dieser Kennlinie ist jedoch die reduzierte Belastung der Radlaufflächen bei hoher Geschwindigkeit. Die generell wesentlich größeren Reibbeiwerte bei Sinter- und Kunststoffbelägen (μ bis 0,4 statt unter 0,1 wie bei Grauguß) ermöglichen wesentlich kleinere Normalkräfte und damit kleinere und leichtere Aktuatoren.

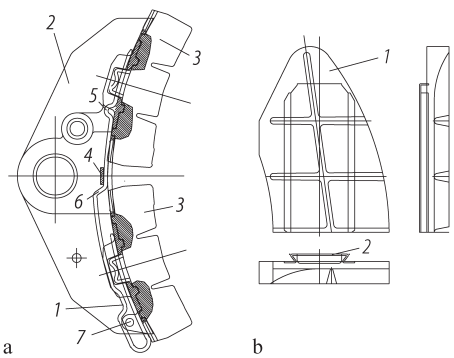


Bild 73a, b. Bremsbeläge. **a** Graugußbremsklotz in Doppelklotzhalter, *1* Federriegel, *2* Bremsklotzhalter, *3* Bremsklotz, *4* Steg, *5*, *6* Nokken, *7* Sicherungsfeder; **b** Scheibenbremsbelag, *1* Reibmaterial, *2* Stahlblech (Cosid Rail)

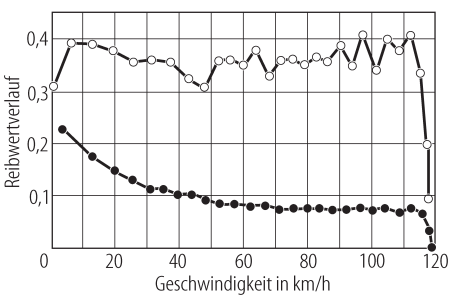


Bild 74. Reibwertverlauf (Versuchsergebnis) einer Anhaltebremsung aus 120 km/h, obere Kurve Sinterreibmaterial, untere Kurve Graugußbremsklötze (ADtranz)

Die Gesamtanordnung aller Bremskomponenten in einem Fernverkehrsfahrzeug ist in **Bild 75** aufgeführt. Es sind dies folgende Hauptkomponenten:

Luftbeschaffung: Kompressor, Lufttrockneranlage, Ölabscheider, Ölfeinstfilter, Kondensatsammelanlage, Luftfilter, Luftbehälter;

Bremssystemsteuerung für die komplette Zugbremse und Einzelfahrzeuge: Führerbremsventil, Elektronische Bremssteuerung, Elektropneumatische Steuerung, Bremsgerätetafel;

Bremssteuerung, Auswertung der Bremsanforderung im Einzelfahrzeug: Bremsgerätetafel, Steuerventil, Druckübersetzer, Lastbremsventil, Relaisventil, Magnetventil, Absperrorgan, Druckminderventil, Notbremsventil;

Gleit- und Schleuderschutz: mechanisch oder elektronisch, Gleitschutzventil, Sensoren und Polräder, Diagnose;

Drehgestellausrüstung: Bremszylinder, Gestängesteller, Klotzbremseinheit, Rad- oder Wellenbremsscheibe, Wiegeventil, Magnetschienenbremse, Wirbelstrombremse, Federspeicherbremse.
Außer den Bremskomponenten werden folgende *Zusatzeinrichtungen* mit Druckluft betrieben: Scheibenwischeranlage, Sandungsanlage, Signaleinrichtungen, Luftfederung, Türsteuerung, Pantographensteuerung, Toiletten- u. Klimasteuerung.
Einen Bremszylinder mit Federspeicher zeigt **Bild 76**. Hiermit kann ohne aufwendiges Bremsgestänge eine Feststellbremse über Federkraft realisiert werden. Lösen erfolgt über Druckluft oder bei Steuerungsdefekten über die Hilfslöseeinrichtung.
Eine innenbelüftete Wellenbremsscheibe für hohe Bremsleistungen und möglichst geringer Ventilationsverlustleistung

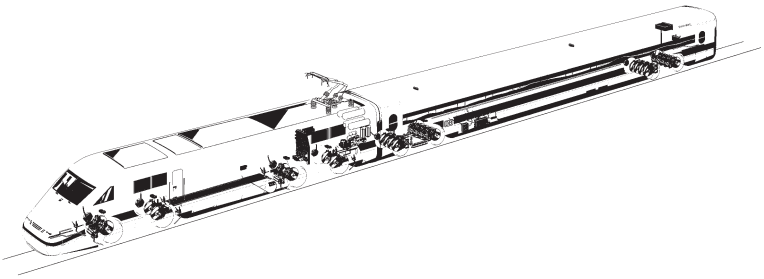


Bild 75. Bremskomponenten in einem Triebkopf und Wagen (Knorr Bremse SfS)

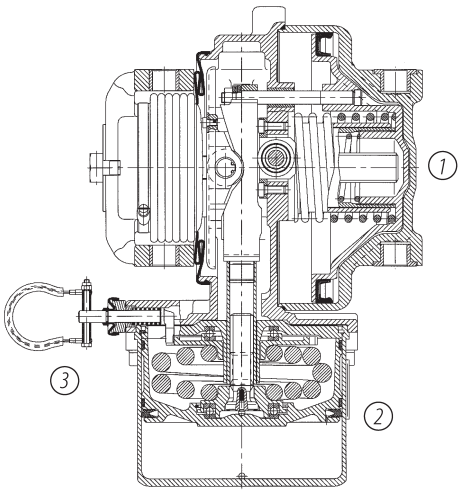


Bild 76. Federspeicherzylinder, Masse 47,5 kg, max. Bremskraft bei 3,8 bar: 17,85 kN, bei Federspeicherbetrieb 25 kN. *1* Betriebsbremszylinder 10 Zoll, *2* Federspeicherzylinder (hängend), *3* Hilfslöseeinrichtung, Zugmechanismus mit Griffring (Knorr Bremse SfS)

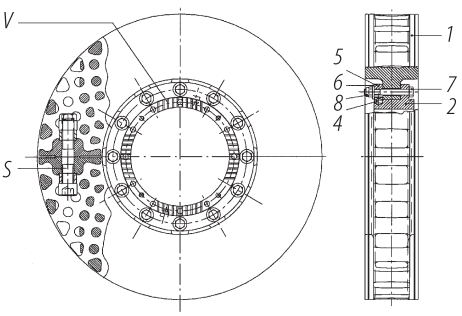


Bild 77. Wellenbremsscheibe mit Plansitz in geteilter Ausführung, Werkstoff Stahl, Masse 115 kg bei ∅ 610 mm, maximale Bremsleistung 250 bis 500 kW. *1* Reibscheibe, *2* Nabe, *4* Verdrehsicherungsbolzen, *5* Spannring, *6* Spannscheibe (oder Hülse, je nach Ausführung), *7* Sechskantschraube, *8* Sechskantmutter, *S* Verschraubung für geteilte Reibscheibe, *V* Stirnverzahnung (Knorr Bremse SfS)

zeigt **Bild 77**. Um für einen Wechsel der Reibscheibe die Räder des Radsatzes nicht abziehen zu müssen, ist die Reibscheibe geteilt.

Magnetschienenbremsen werden bei Fernverkehrsfahrzeugen im gehobenen Zustand angehoben, um Berührung mit den Schienen zu vermeiden. Im Bedarfsfalle werden sie pneumatisch abgesenkt und die Magnete ziehen sich an die Schiene an. Die Reibkraft zwischen Magnet und Schiene entspricht der Bremskraft. Über Mitnehmer werden die Bremskräfte auf das Drehgestell übertragen (s. **Bild 78**). Die Ausführung als Gliedermagnet ermöglicht die Anpassung an besondere Gleisgeometrien, z. B. im Weichenherzstückbereich. Die Magnetschienenbremse eignet sich nicht als Betriebsbremse, da sie zu sogenannten Aufschieferungen neigt, Ansammlungen von Abriebmaterial, das die Bremswirkung beeinträchtigt und hohen Wartungsaufwand zum Entfernen benötigt. Die Wirbelstrombremse als berührungslose Schienenbremse ist dagegen verschleißfrei.

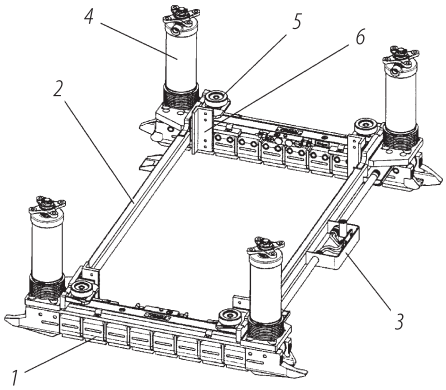


Bild 78. Magnetschienenbremse, Masse 450 kg, 84 kN Anpreßkraft, Bremskraft 16,4 kN bei 160 km/h, 14,4 kN bei 250 km/h. *1* Gliedermagnete, *2* Spurhalter, *3* Spurhalter mit Kabelschutz, *4* Betätigungszylinder, *5* Zentriereinrichtung, *6* Mitnehmerbelag (Knorr Bremse SfS)

2.6.2 Passive Sicherheit. Passive safety

Die hohe Sicherheit der Eisenbahn ist durch die Spurführung und die aktive Sicherheitstechnik (Signaltechnik einschließlich Zugsicherung und die Bremstechnik) bedingt. Der Trend zu größeren Höchstgeschwindigkeiten, höheren Kurvengeschwindigkeiten, höheren Radsatzmassen und stärkerer Verkehrsbündelung verschärft die Sicherheitsanforderungen. Erhebliche Verbesserungspotentiale liegen in der unfallgerechten Gestaltung der Fahrzeuge, der sogenannten passiven Sicherheit [32]. Auch die Auswirkungen gravierender Systemstörungen, z. B. Radbruch oder Hindernis auf dem Gleis können dann stark abgemildert werden.

Die drei Prinzipien der passiven Sicherheit lauten:

1. Sichern von Überlebensraum
2. Kraftbegrenzung und Energieabbau durch Deformationselemente
3. Rückhaltesysteme für Reisende.

Die Sicherung des Überlebensraumes wird durch möglichst steife Gestaltung des Aufbaus realisiert [33], **Bild 79**.
Erst in jüngster Zeit werden jedoch Deformationselemente in nennenswertem Umfang eingebaut. Diese Elemente sind so auszulegen, daß die maximal übertragbare Kraft kleiner als die maximal ertragbare Kraft der Struktur ausfällt. Durch diese Kraftbegrenzung wird auch die maximale Verzögerung des Aufbaus und damit die Verzögerung der im Fahrzeug befindlichen Personen begrenzt. Je länger der Verformungsweg der Deformationselemente ausgeführt wird, desto größer ist die aufnehmbare Energie.
Bild 80 zeigt eine Auslegung für einen Regionalfahrzeugtriebkopf.
Bei kleinem Kraftniveau sprechen zunächst die reversiblen Kraftelemente in der Kupplung an. Bei weiterer Kraftbeanspruchung reagieren die irreversiblen Elemente und dann erst lokal begrenzte Strukturen im Aufbau. Dadurch wird nicht nur die Überlebenswahrscheinlichkeit der Personen im Fahrzeug verbessert, sondern der Schaden am Fahrzeug wird gestuft und lokal begrenzt. Dies vermindert den Reparaturaufwand gegenüber konventionellen Strukturen erheblich.
Bild 81 zeigt eine in den Vorbau integrierte Struktur aus Aluminiumprofilen. Bei Fernverkehrstriebwagen ist es naheliegend, die aus aerodynamischen Gründen erforderlicher Vorbaunase für den Einbau von Deformationselementen zu nutzen.
In **Tabelle 6** sind verschiedene in Anwendung befindliche Konstruktionselemente aufgeführt. Die Kraft-Weg-Charakteristik sollte für maximale Energieaufnahme bei geringstem Verformungsweg einen möglichst waagrechten Verlauf aufweisen. Große Initialkräfte am Anfang der Verformung sind ungünstig. Reduziert werden diese Effekte durch Vorstauchen

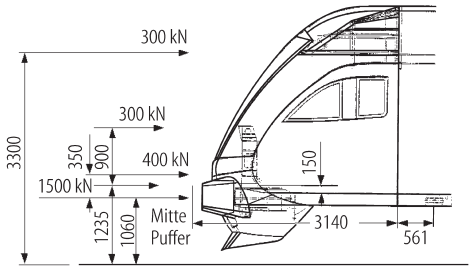


Bild 79. Kräfte an der Fahrzeugfront, die keine bleibende Verformung des Führerraumes oder der Fahrgastzelle bewirken dürfen. Die Kräfte wirken nicht gemeinsam sondern alternativ (Fahrzeugtechnik Dessau)

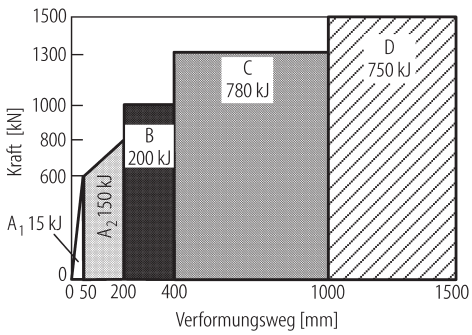


Bild 80. Ansprechkräfte und Deformationswege der verschiedenen Kupplungs- und Strukturelemente an einem Regionaltriebkopf mit Angabe der aufnehmbaren Energiemenge für definierte Fahrzeugsegmente (Fahrzeugtechnik Dessau/TU-Berlin)

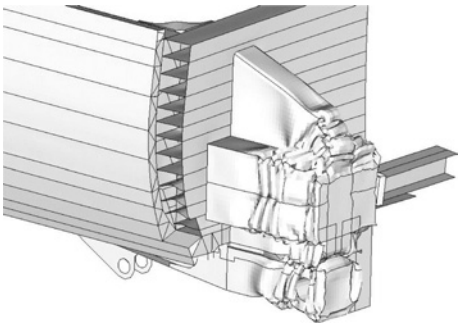


Bild 81. Deformierte Al-Vorbaustruktur des Pendolino Britannico (Crash-Simulation). Deformationsweg: ca. 1000 mm, absorbierter Energiebetrag: für 2 Elemente ca. 3,5 MJ (Pendolino Britannico, West Coast Main Line, Alstom in Zusammenarbeit mit ALCAN ALESA)

oder Anbringen von sogenannten Triggern, die Initialkräfte abbauen. Zum Vergleich der Effizienz der energieabsorbierenden Konstruktionselemente werden folgende Kenngrößen verwendet:
Ausnutzungsgrad: Verhältnis der mittleren Deformationskraft zur Initialkraftspitze
Stauchungsgrad: Verhältnis des maximalen Deformationsweges zur Ausgangslänge
Spezifisches Energieabsorptionsvermögen (EA in **Tab. 6**): Energieabsorption bezogen auf die Masse
Für die Auslegung der Deformationselemente sind Kollisionsszenarien zu definieren. Dabei darf der Überlebensraum der Fahrgäste und des Personals nicht verloren gehen, und die Verzögerung für Personen muß ertragbar gestaltet werden. In den technischen Interoperabilitätsrichtlinien TSI für Hochgeschwindigkeitsfahrzeuge [34] sind folgende drei Szenarien definiert:

a) Zusammenstoß von zwei identischen Kompositionen mit 36 km/h;
b) Zusammenstoß mit einem 80 t schweren Güterwagen mit Seitenpuffern mit 36 km/h;
c) Zusammenprall mit 110 km/h auf eine starre, 15 t schwere, stillstehende Masse, die einen Lastkraftwagen auf einem Bahnübergang repräsentiert.

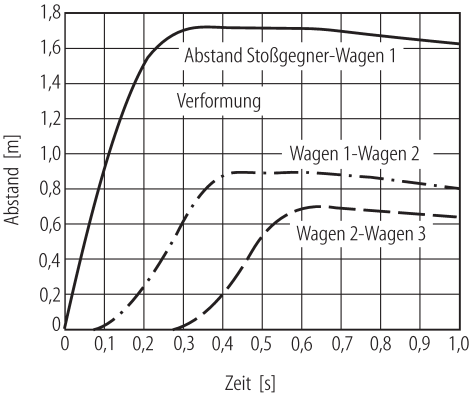
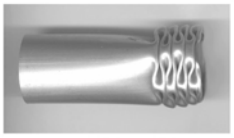
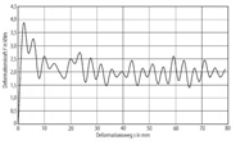
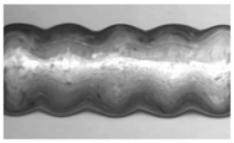
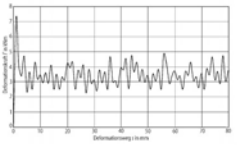
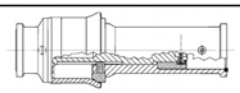
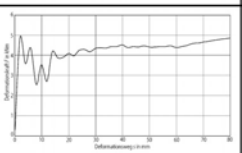
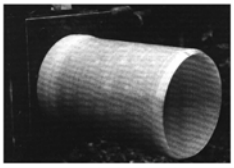
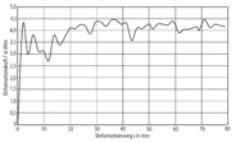
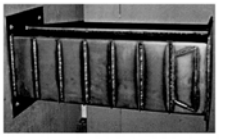
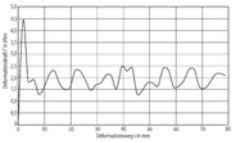
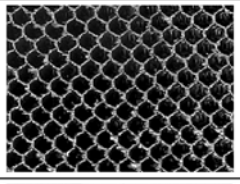
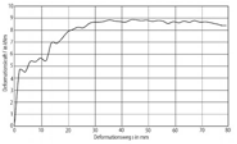
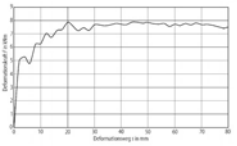
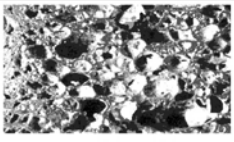
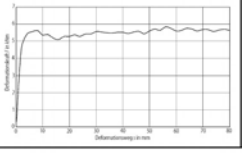


Bild 82. Abstand-Wegkennlinien an einem dreiteiligen Triebzug mit 3·60 t Masse und Aufprall auf einen 80 t schweren Güterwagen bei 36 km/h.

Tabelle 6. Vergleich verschiedener energieabsorbierender Konstruktionselemente

Energieabsorptionselement	Bild	Kraft-Weg-Charakteristik	Spez. EA in [kJ/kg]	Eigenschaften
dünnwandiges Stauchrohr			5 bis 10	überwiegend rautenförmige Beulform, niedriger Ausnutzungsgrad durch große Initialkraft, mittlerer Stauchungsgrad, einfacher Aufbau, sehr geringe Fertigungskosten
dickwandiges Stauchrohr			5 bis 10	überwiegend ringförmige Beulform, niedriger Ausnutzungsgrad durch große Initialkraft, aber höhere mittlere Verformungskraft als bei dünnwandigen Stauchrohren, mittlerer Stauchungsgrad, einfacher Aufbau, sehr geringe Fertigungskosten
Verformungsrohr (Aufweitungs-/Verengungsrohr) [1]			bis 5	gleichmäßiger Verformungsprozeß, hoher Ausnutzungs- und Stauchungsgrad, komplizierter Aufbau, schwierige Integration und Montage, hohe Fertigungskosten
FVK-Rohr [2]			15 bis 20	gleichmäßiger Verformungsprozeß, hoher Ausnutzungsgrad (bei Triggerung), hoher Stauchungsgrad, einfacher Aufbau, sehr geringe Fertigungskosten
Kastenprofil (Normprofil) [2]			5 bis 10	niedriger Ausnutzungsgrad durch große Initialkraft, mittlerer Stauchungsgrad, leichte Integration und Montage, einfacher Aufbau, sehr geringe Fertigungskosten
Hexagonale Aluminium-Wabenstruktur			30 bis 35	gleichmäßiger Verformungsprozeß, sehr hoher Ausnutzungsgrad, hoher Stauchungsgrad, komplizierter Aufbau, schwierige Integration und Montage, hohe Fertigungskosten
Kunststoff-Wabenstruktur [2]			25 bis 30	gleichmäßiger Verformungsprozeß, hoher Ausnutzungs- und Stauchungsgrad, komplizierter Aufbau, schwierige Integration und Montage, niedrige Fertigungskosten
Aluminiumschaum			10 bis 15	gleichmäßiger Verformungsprozeß, sehr hoher Ausnutzungsgrad, mittlerer Stauchungsgrad, schwierige Integration und Montage, sehr hohe Fertigungskosten

[1]) Bild: Voith KG
[2]) Bild: Bombardier Transportation

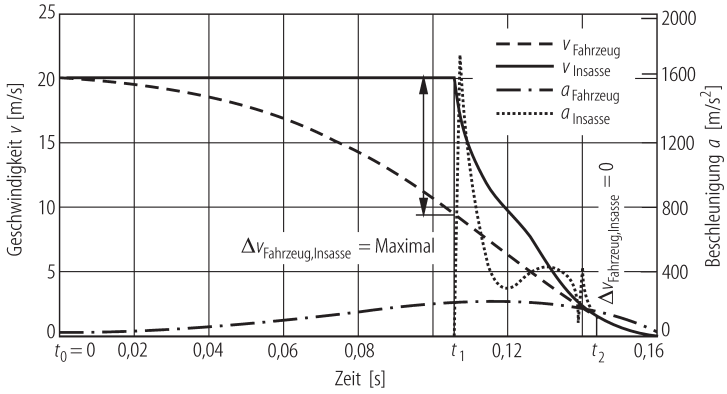


Bild 83. Geschwindigkeits-Zeitverläufe für Fahrzeugaufbau und Insasse eines Zusammenstoßes aus 20 m/s = 72 km/h auf ein starres Hindernis und daraus abgeleitete Verzögerungs-Zeitverläufe

Besondere Beachtung ist dem Verhalten des Zugverbandes zu widmen. Durch Deformationselemente zwischen den Fahrzeugen kann die Fahrzeugfront des vorlaufenden Fahrzeugs entlastet werden und der ganze Vorgang zeitlich gestreckt werden. **Bild 82** zeigt, daß die Verformung der ersten Fahrzeugfront zwar am stärksten ist, die nachfolgenden Fahrzeugverbindungen jedoch zeitlich versetzt und mit kleineren Verformungen ansprechen. Diese Verformungen an den nachfolgenden Fahrzeugen bauen Energie ab, die ansonsten das vorlaufende Fahrzeug belasten würde.
Besonders in Fahrtrichtung sitzende Reisende sind bei einem Aufprall des Fahrzeuges zunächst einer freien Flugbahn und nachfolgend beim Aufstoß auf den gegenüberliegenden bereits sehr langsamen Sitz einer sehr großen Verzögerung ausgesetzt, **Bild 83**. Rückhaltesysteme haben die Aufgabe, die Verzögerung des Aufbaus auf den Menschen zu übertragen. Als Rückhaltesysteme sind bei der Eisenbahn weniger Gurte oder Airbags zu betrachten als vielmehr geeignet ausgeführte Tische [32] oder die Rückenlehne des Vordersitzes. Insbesondere Sitzlandschaften stellen sehr hohe Anforderungen an die Auslegung der Rückhaltesysteme.

2.7 Entwicklungsmethodik
Development methodology

Wie in **Bild 1** dargestellt, müssen Schienenfahrzeuge stets auf bestimmte Randbedingungen maßgeschneiderte Systeme sein, ähnlich dem Schiffs- oder Anlagenbau. Um die Entwicklungsdauer und das Entwicklungsrisiko hinreichend klein zu halten, ist die Anwendung von Simulationstechnik unerläßlich. Dies gilt insbesondere für sehr komplexe Bereiche wie das Lärmdesign [35] und die Lauftechnik. Das Lärmdesign ist eine sehr komplexe Aufgabe, da das Lärmverhalten vom Gesamtsystem Fahrzeug und Gleis bestimmt wird. Um dem Besteller und dem Hersteller des Fahrzeugs die Bewältigung diese Aufgabe handhabbar zu machen, wurde im Forschungsverbund „Leiser Verkehr“ (www.fv-leiserverkehr.de) der Ablauf der akustischen Qualitätskontrolle systematisiert, **Bild 84**. Dadurch kann schrittweise das akustische Verhalten transparent gemacht und gegebenenfalls kostengünstig und zeitsparend nachgebessert werden. Nur so können akustische Anforderungen gleichberechtigt mit anderen Anforderungen berücksichtigt werden.
Zur Absicherung der Eigenschaften von Fahrwerken ist bei anspruchsvollen Anforderungen eine konstruktionsbegleitende, lauftechnische Simulationsrechnung des ganzen Fahrzeugs oder Zuges unerläßlich. Das Fahrzeug wird als Mehrkörperdynamiksystem nachgebildet. Eingangsgrößen sind Gleislagen, Fahrgeschwindigkeiten, Rad-Schiene-Profilfunktionen, Feder- und Dämpferkennlinien, vorhandene Federspiele. Insbesondere letztere wirken unmittelbar auf das zur Verfügung stehende Lichtraumprofil zurück. Ergebnisse der Simulationsrechnungen sind Kräfte zwischen Rad und Schiene, Komfortwerte im Fahrzeugkasten und Verschleißkennwerte. In interativer Zusammenarbeit mit der Fahrzeugkonstruktion wird bis zur Erreichung der geforderten Werte optimiert. Diese Ergebnisse sind nach der Inbetriebnahme durch Typenversuche am realen Fahrzeug nachzuweisen.

2.7.1 **Modelle.** Models

Um die Eigenschaften der verschiedenen Simulationsprogramme vergleichen zu können, werden sogenannte Benchmarktests durchgeführt [36]. Nachfolgend werden Daten eines typischen Gleis- und Fahrzeugmodells aufgeführt, die für solche Vergleichstests verwendet werden (**Bilder 85** und **86**).
Beim dargestellten Fahrzeug handelt es sich um einen konventionellen Reisezugwagen mit zwei Drehgestellen und einer einfachen Primärfederung. Alle Körper werden als starr angesehen. Die Rad-Schiene-Profilpaarung soll **Bild 12** entsprechen. Dieses Fahrzeug ist dem ERRI B 176 Benchmark Fahrzeug sehr ähnlich mit folgenden Unterschieden: keine Schlingerdämpfer und vereinfachte Primärfederung, symmetrisches Fahrzeug, nichtgeneigte Dämpfer mit geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungsraten.
Um ein rasches Verständnis der Fahrzeugbewegungen zu erreichen, sind grafische Ergebnisdarstellungen hilfreich (**Bild 87**). Hier ist beispielsweise zu sehen, dass die Wankbewegung im vorliegenden Fall nur über die Sekundärfeder, nicht aber über die Primärfeder erfolgt. Der Einbau einer Wankstütze schafft Abhilfe.
Beispielhaft werden nachfolgend die Komfortuntersuchung und die Bewertung der Rad-Schiene-Kräfte aufgezeigt.

2.7.2 **Fahrkomfort.** Driving comfort

Um Aussagen über den Komfort einzelner Fahrzeuge treffen zu können, müssen am Wagenkasten gemessene Beschleunigungen dem menschlichen Empfinden entsprechend gewichtet werden, z. B. Berechnung des K-Wertes nach VDI 2057 bzw. DIN 45671 (**Bild 88**).
Die richtungs- und frequenzabhängige Gewichtung der Beschleunigungen zeigt **Bild 89**. Für den Fahrzeugentwickler sind die richtungsabhängigen Komfortwerte von Interesse,

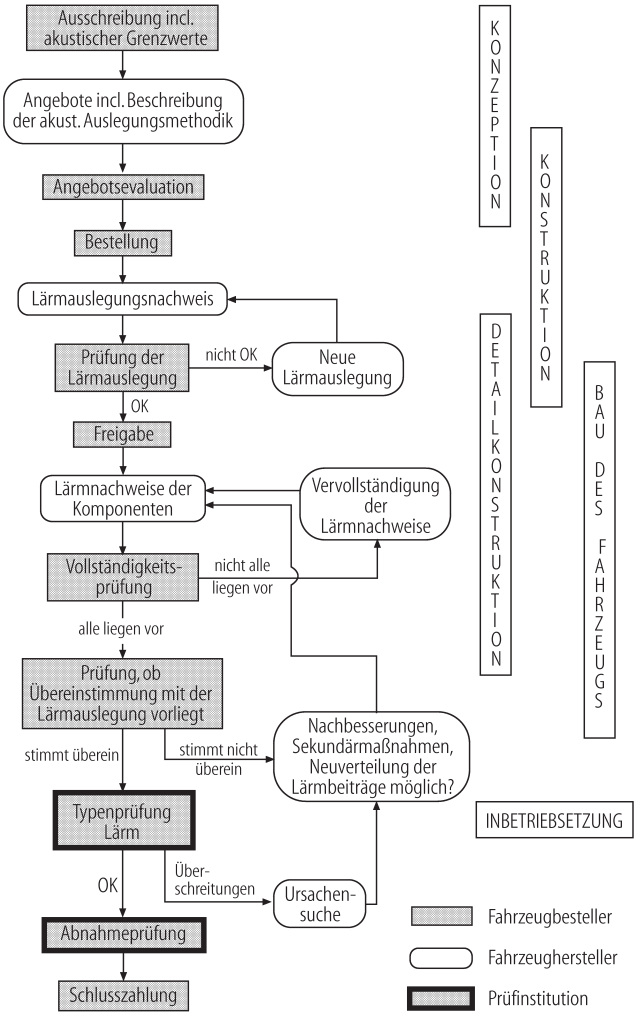


Bild 84. Akustische Qualitätssicherung für ein Schienenfahrzeug mit mehrfachen Iterationsprozessen (Forschungsverbund Leiser Verkehr, Leise Züge und Trassen, Akustische Qualitätssicherung)

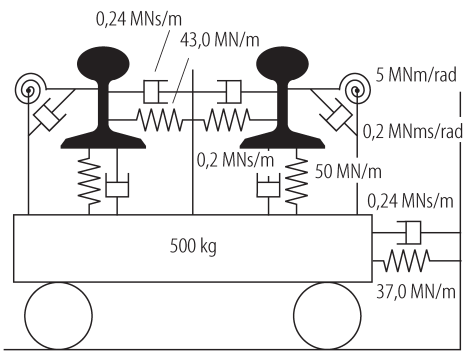


Bild 85. Gleismodell mit dynamisch relevanten Daten

während der Betreiber einen Einzahlwert, der das Komfortverhalten insgesamt erfaßt, benötigt.

Beurteilt ein Mensch die momentane Beschleunigung, so gehen die davor liegenden Werte mit exponentiell abnehmender Gewichtung in das subjektive Empfinden ein. Diesem Phänomen wird bei der Bildung des gleitenden Effektivwerts dadurch Rechnung getragen, dass $K_\tau(t)$ aus dem entsprechend gewichteten Vorgeschehen ermittelt wird. Aus diesem so gewonnenen Zeitschrieb wird dann der Maximalwert $K_{\tau,\max}$ sowie der energieäquivalente Mittelwert $K_{\mathrm{eq},\tau}$ gebildet.

Die menschliche Wahrnehmung reicht von einer Fühlschwelle bis zu einer Schmerzgrenze. Die Fühlschwelle und die Schmerzgrenze sind individuell verschieden und hängen auch von den Umgebungsbedingungen sowie persönlichen Gegebenheiten, wie Tätigkeiten, Körperhaltung, Alter, Aufmerksamkeit und Gesundheitszustand, ab. In **Tab. 7** wird ein für den Allgemeinfall geltender Zusammenhang zwischen der bewerteten Schwingstärke und der subjektiven Wahrnehmung angegeben. Eine genauere Definition ist aus den oben genannten Gründen nicht möglich.

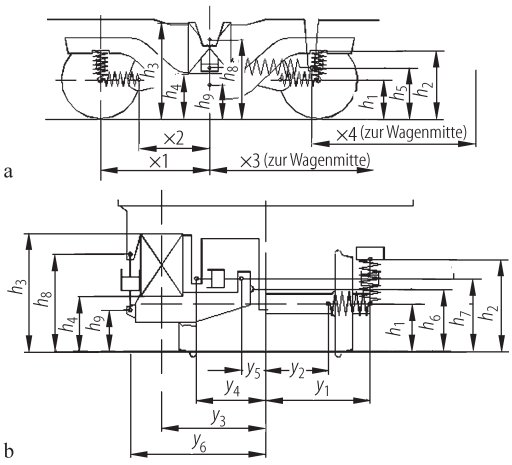


Bild 86a, b. Seitenansicht (**a**) und Schnitt (**b**) durch das Drehgestell

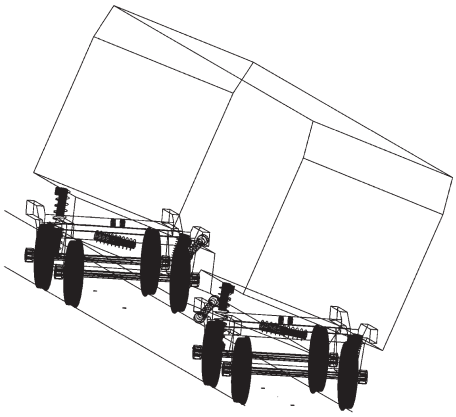


Bild 87. Wankbewegung des Wagenkastens eines Reisezugwagens als Strichbild

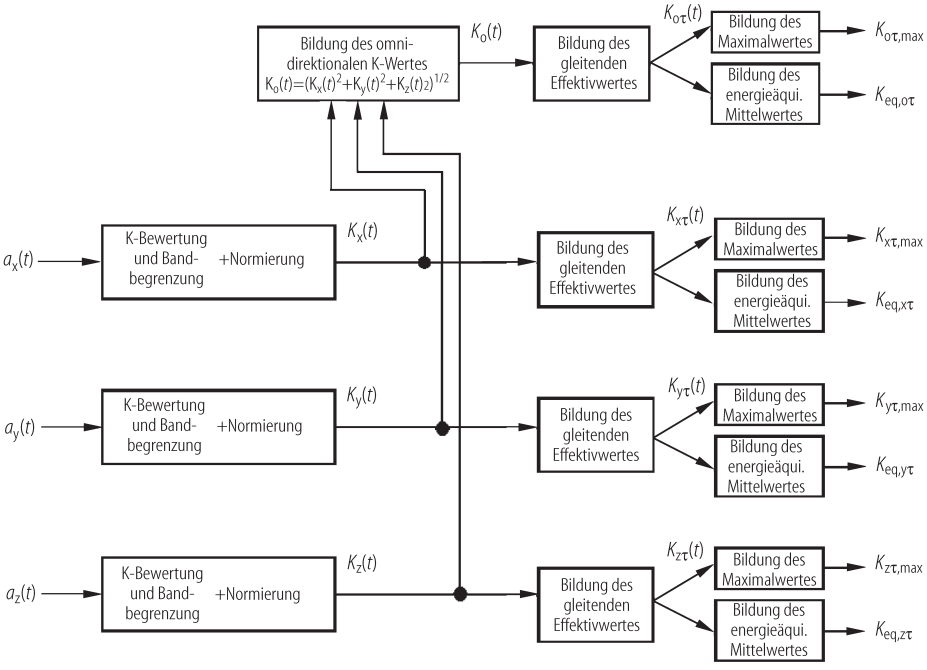


Bild 88. K-Wertbestimmung nach VDI 2057 bzw. DIN 45 671

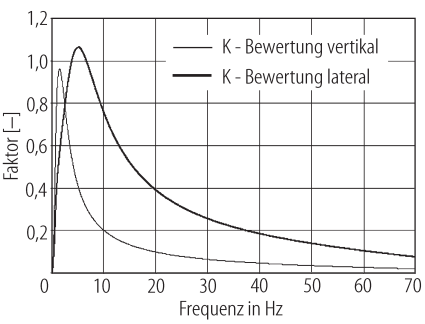


Bild 89. K-Bewertungskurve für Lateral- und Vertikalschwingungen

Tabelle 7. Zusammenhang zwischen bewerteter Schwingstärke und subjektiver Wahrnehmung

Bewertete Schwingstärke $K_{eq,\tau}$	Beschreibung der Wahrnehmung
< 0,1	nicht spürbar
0,1–0,4	gerade spürbar
0,4–1,6	gut spürbar
1,6–6,3	stark spürbar
6,3–100	sehr stark spürbar
> 100	sehr stark spürbar bis Schmerzgrenze

Massen und Trägheiten

Radsätze		
Masse	1813	kg
Wankträgheit	1120	kgm²
Nickträgheit	112	kgm²
Wendeträgheit	1120	kgm²
Drehgestelle		
Masse	2615	kg
Wankträgheit	1722	kgm²
Nickträgheit	1476	kgm²
Wendeträgheit	3067	kgm²
Wagenkasten		
Masse	32000	kg
Wankträgheit	56800	kgm²
Nickträgheit	1970000	kgm²
Wendeträgheit	1970000	kgm²

Federungseigenschaften

Primärfedern	*(4 je Drehgestell)*	
Längssteifigkeit	31391	kN/m
Nominelle parallele Dämpfung	15	kNs/m
Steifigkeit (in Serie geschaltet mit der Dämpfung)	60000	kN/m
Quersteifigkeit	3884	kN/m
Nominelle parallele Dämpfung	2	kNs/m
Steifigkeit (in Serie geschaltet mit der Dämpfung)	7500	kN/m
Vertikalsteifigkeit	1220	kN/m
Sekundärfeder	*(2 je Drehgestell)*	
Längssteifigkeit	160	kN/m
Quersteifigkeit	160	kN/m
Vertikalsteifigkeit	430	kN/m
Biegesteifigkeit	10,5	kNm/rad
Sekundäre Wankstütze	*(1 je Drehgestell)*	
Steifigkeit	940	kNm/rad
Zug-Druckstange	*(1 je Drehgestell)*	
Steifigkeit	5000	kN/m
Nominelle parallele Dämpfung	25	kNs/m
Steifigkeit (in Serie geschaltet mit der Dämpfung)	10000	kN/m
Sekundärer Queranschlag	*(1 je Drehgestell)*	
Symmetrische Charakteristik		

0	25	30	35	40	45	50	55	60	65	/mm
0	0	0.60	1.76	3.73	6.87	11.58	17.17	29.2	230.0	/kN

Dämpfereigenschaften

Primäre Vertikaldämpfer	*(4 je Drehgestell)*	
Dämpfungsrate	4	kNs/m
Steifigkeit in Serie geschaltet	1000	kN/m
Sekundäre Querdämpfer	*(2 je Drehgestell)*	
Dämpfungsrate	32	kNs/m
Steifigkeit in Serie geschaltet	6000	kN/m
Sekundäre Vertikaldämpfer	*(2 je Drehgestell)*	
Dämpfungsrate	20	kNs/m
Steifigkeit in Serie geschaltet	6000	kN/m

Fahrzeugabmessungen

Halber Drehzapfenabstand	9500	mm
Halber Drehgestellachsstand	1280	mm
Radradius	460	mm
Abstand: Schienenoberkante – Massenmittelpunkt Drehgestell (= Schwerpunkthöhe)	600	mm
Abstand: Schienenoberkante – Massenmittelpunkt Wagenkasten (= Schwerpunkthöhe)	1800	mm
Längs- und Querverschiebung des Massenmittelpunkts vom Wagenkasten zur Mitte des Wagenkastens	0	mm

Federungsgeometrie

Primärfeder (s. **Bild 86**)			
Halber Abstand längs	(x1)	1280	mm
Halber Abstand quer	(y1)	1000	mm
Höhe über Schienenoberkante	(h1)	460	mm
Sekundärfeder			
Halber Abstand längs	(x3)	9500	mm
Halber Abstand quer	(y3)	1000	mm
Höhe oberes Ende über Schienenoberkante	(h3)	1130	mm
Höhe unteres Ende über Schienenoberkante	(h4)	525	mm
Sekundäre Längszugstange			
Höhe über Schienenoberkante	(h5)	600	mm
Halber Abstand längs, Ende am Drehgestell	(x3)	9500	mm
Halber Abstand längs, Ende am Wagenkasten	(x4)	8300	mm
Sekundärer Queranschlag			
Höhe über Schienenoberkante	(h6)	650	mm
Primäre Vertikaldämpfer			
Halber Abstand längs	(x1)	1280	mm
Halber Abstand quer	(y1)	1000	mm
Höhe über Schienenoberkante, Ende am Radsatz	(h1)	460	mm
Höhe über Schienenoberkante, Ende am Drehgestellrahmen	(h2)	880	mm
Sekundäre Querdämpfer			
Halber Querabstand, Ende am Wagenkasten	(y4)	665	mm
Halber Querabstand, Ende am Drehgestell	(y5)	230	mm
Höhe über Schienenoberkante	(h7)	700	mm
Sekundäre Vertikaldämpfer			
Halber Querabstand	(y6)	1300	mm
Höhe oberes Ende über Schienenoberkante	(h8)	925	mm
Höhe unteres Ende über Schienenoberkante	(h9)	400	mm

2.7.3 Rad-Schiene-Kräfte. Weel-rail-forces

Die Radaufstandskräfte werden mit Messradsätzen [37] gemessen, dies sind spezielle mit Dehnmeßstreifen und Auswertelogik bestückte Radsätze.

Beispielsweise sind in der UIC 518 [38] für die Rad-Schiene Kräfte folgende Grenzwerte vorgegeben:

Zu beachten ist, dass diese Grenzwerte nur in stetigen Gleisabschnitten gelten. Es sind somit keine Auslegungsgrenzwerte, da bei Unstetigkeiten wesentlich größere Beanspruchungen auftreten können, z. B. bei der Überfahrt von Weichen. Dort sind jedoch die Randbedingungen schlecht zu erfassen und deshalb sind die Spitzenbeanspruchungen nicht in der Norm aufgeführt.

Als Grenze für die Gleisverschiebekraft nach Prud'homme gilt:

– Querkraft am Radsatz (über 2 Gleismeter)

$$(\Sigma Y)_{2\,\mathrm{m}} \quad \text{oder} \quad H_{2\,\mathrm{m}} \leq \alpha\left(10+\frac{P_0}{3}\right)$$

mit Y Querkraft an jedem Rad eines Radsatzes, H Querkräfte an den Achslagern, P_0 Radsatzkraft in kN, Koeffizient $\alpha = 1{,}0$ für Triebfahrzeuge, Reisezugwagen und Triebwagen mit Reisenden bzw. Koeffizient $\alpha = 0{,}85$ für Güterwagen.

Als Maß für die Entgleisungssicherheit gilt das Verhältnis von Querkraft Y zu Vertikalkraft Q je Rad mit

$$(Y/Q) \leq 0{,}8 \quad \text{für Bogenradien} \geq 300\ \mathrm{m}.$$

Maximale vertikale Radkraft Q_{lim}

– Gesetzmäßigkeit: $Q_{\mathrm{lim}} = 90 + Q_0$

Q_{lim} und Q_0 werden in kN ausgedrückt, wobei Q_0 die statische Radlast ist;

– Anwendungsbereich: Maximale statische Radlast: 112,5 kN;

– fahrgeschwindigkeitsabhängige Grenzwerte:

bei $V_{\mathrm{lim}} \leq 160$ km/h $Q_{\mathrm{lim}} \leq 200$ kN,
bei 160 km/h $< V_{\mathrm{lim}} \leq 200$ km/h $Q_{\mathrm{lim}} \leq 190$ kN,
bei 200 km/h $< V_{\mathrm{lim}} \leq 250$ km/h $Q_{\mathrm{lim}} \leq 180$ kN,
bei 250 km/h $< V_{\mathrm{lim}} \leq 300$ km/h $Q_{\mathrm{lim}} \leq 170$ kN,
bei $V_{\mathrm{lim}} > 300$ km/h $Q_{\mathrm{lim}} \leq 160$ kN;

V_{lim} ist hierbei die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs im Betrieb.

Quasistatische Führungskraft im Gleisbogen Y_{qst}

$Y_{qst} \leq 60$ kN.

Quasistatische Radkraft im Gleisbogen Q_{qst}

$Q_{qst} \leq 145$ kN.

Wie in **Q 2.2** aufgeführt, gelten diese Kraftgrenzen auch für Neigezüge.

Durch Einhaltung dieser Grenzen wird erreicht, dass die auf das Gleis wirkenden Kräfte hinreichend klein sind.

3 Luftfahrzeuge. Aircrafts

T. Keilig, Stuttgart; **R. Voit-Nitschmann**, Stuttgart

3.1 Allgemeines. General

Sich frei und willkürlich durch den Luftraum zu bewegen, das ist seit jeher ein Menschheitstraum. Das Wort *Flugzeug* ist erst ein Jahrhundert alt. Otto Lilienthal nannte als Erster seine Gleitflugapparate *Flugzeug*. 1891 führte er den ersten gesteuerten Menschenflug von einem aufgeschütteten Fliegeberg in Lichtenfelde bei Berlin durch.

3.1.1 Luftverkehr. Air traffic

Allgemeine Luftfahrt

Nach der Definition der International Civil Aviation Organisation (ICAO) umfaßt die Allgemeine Luftfahrt (General Aviation) alle Zweige, die nicht zum Linienverkehr, zum planmäßigen Gelegenheitsverkehr (Charter) oder zur Militärluftfahrt gehören [1].

Mit einem statistischen Mittel der letzten Jahre von fast 90% des Flugzeugbestandes hat die Allgemeine Luftfahrt weltweit zahlenmäßig den größten Anteil an der zivilen Luftfahrt.

Dazugehörende Bereiche sind:

- der Reiseflugverkehr mit Privatflugzeugen,
- der Geschäftsreiseverkehr mit firmeneigenen oder gecharterten Flugzeugen,
- die Arbeitsluftfahrt, z. B. Taxi- und Rundflüge, Einsätze in Land- und Forstwirtschaft,
- die Sportluftfahrt mit den Bereichen Segelflug, Motorsportflug, Kunstflug, Drachen- und Gleitschirmfliegen,
- die Luftfahrtschulung zum Erwerb von Lizenzen,
- die Versorgungs- und Rettungsflüge, beispielsweise mit Hubschraubern,
- die Regierungsflüge.

Weltweit gibt es rund 400 000 Flugzeuge der Allgemeinen Luftfahrt und über 1,2 Millionen Piloten mit zivilen Motorfluglizenzen. Ihnen stehen etwa 36 000 Flugplätze zur Verfügung.

Verkehrsluftfahrt

Zu Beginn der Verkehrsluftfahrt steht nicht das Flugzeug sondern das Luftschiff.

1909 wird die DELAG, die Deutsche Luftschiffahrts-Aktiengesellschaft, als erste Luftverkehrsgesellschaft der Welt, gegründet. Die DELAG betrieb bis Kriegsbeginn 1914 sieben Luftschiffe. Auf 1588 Fahrten mit insgesamt 3175 Stunden beförderte sie dabei 18 287 Personen über 172 535 km.

Den zivilen Flugverkehr mit Flugzeugen begannen zunächst die Postverwaltungen. Im Juni 1912 genehmigte die Kaiserliche Postverwaltung erstmalig Postflüge zwischen Darmstadt und Frankfurt. 1920 gab es einen transkontinentalen Luftpostdienst. 1919 starteten subventionierte Liniendienste in Europa auf drei Strecken: Berlin–Weimar, Paris–Brüssel und London–Paris. Am 6. Januar 1926 wurde die Deutsche Luft Hansa gegründet.

Heute beeinflussen die Luftverkehrsunternehmen mit ihren Forderungen die Auslegung der Transportflugzeuge. Der Wettbewerb unter den Herstellern sorgt für den Fortschritt. Das Strahlflugzeug (Jet) beherrscht die Kurz-, Mittel- und Langstrecke. Auf kurzen und mittleren Strecken mit geringerem Verkehrsaufkommen werden Maschinen mit Propellerturbinen (Turboprop) geflogen.

Militärluftfahrt

Der Gedanke, einen Gegner aus der Luft zu bekämpfen, reicht in die Zeit um 2000 v. Chr. zurück. Der chinesische General Han Hsin verwendete bemannte Drachen, um die Entfernung zu feindlichen Festungen zu bestimmen. 1910 wurde in Döberitz bei Berlin eine militärische Fliegerschule eingerichtet, die auch als „Lehr- und Versuchsanstalt für Militärflugwesen" diente. Bei Ausbruch des 1. Weltkrieges besaß das Militär in Deutschland 230, in Frankreich und Italien je 150, in Rußland 155, in England 90 und in den USA 55 Flugzeuge.

Luftkriegstheorien bestimmten zeitweise die Auslegung von Militärflugzeugen. Auch heute gelten Militärflugzeuge immer noch als Schrittmacher moderner Technologien (Elektronik, Sensorik, gewichtssparende Faserverbundwerkstoffe).

3.1.2 Anforderungen an den Luftverkehr und an Luftfahrzeuge. Air traffic and aircraft specifications

Anforderungen an den Luftverkehr

Mit dem Schritt in die Nutzungsphase des Flugzeugs begann die Ausweitung der Flugtechnik zum *Gesamtsystem.* Dazu gehört z. B. auch die Einrichtung einer Infrastruktur von Flugplätzen.

Flughäfen/Flugplätze sind Anlagen, die durch entsprechende Einrichtungen für Starts und Landungen sowie für die Abfertigung, die Wartung und das Abstellen von Luftfahrzeugen geeignet sind. Flughäfen unterscheiden sich von den einfacher ausgestatteten Landeplätzen (z. B. der Allgemeinen Luftfahrt) besonders durch ausreichend lange und entsprechend befestigte Start- und Landebahnen für Strahl- und Großraumflugzeuge sowie durch flugsicherungstechnische Einrichtungen (z. B. Instrumenten-Landesystem ILS), die Start und Landung selbst bei schlechten Wetterbedingungen ermöglichen. Die Anbindung von Flughäfen an das Bodenverkehrsnetz (Autobahn, Eisenbahn, S- und U-Bahnen sowie citynahe Busverbindungen und der Individual-Verkehr) wird heute als unabdingbare Voraussetzung für einen reibungslosen Verkehrsverbund und -umschlag angesehen.

Die wichtigsten Einrichtungen eines Verkehrsflughafens sind:

- befestigte Start- und Landebahnen (Pisten) mit Rollwegen (Abrollwegen) und Vorfeldanlagen,
- dem Gesamtsystem entsprechende Befeuerungseinrichtungen (Beleuchtung),
- Tanklager und Betankungseinrichtungen (Tankwagen oder Unterflurbetankung),
- Abfertigungsgebäude für Fluggäste (Terminal), Gepäck, Fracht (Cargo-Terminal),
- Posteinrichtungen (Luftpost).

Ebenfalls unverzichtbar für eine reibungslose und sichere Verkehrsabwicklung sind:

- Hallen (Hangars) für Wartungs-, Reparatur- und Überholungsarbeiten an Flugzeugen,
- Feuerwachen mit Speziallösch- und Rettungsfahrzeugen,
- flugsicherungstechnische Anlagen mit Kontrollturm (Tower) und Vorfeldkontrolle,
- Flugwetterwarte,
- Spezialbodengeräte für die Übergangsbeförderung von Fluggästen, Gepäck, Fracht, Post,
- Einrichtungen für die gesamte Flugzeugversorgung wie Bordverpflegung (Catering) aber auch Entsorgung (Toilettenwagen) bis hin zum Winterdienst mit Enteisungsgeräten.

Die größten Flughäfen besitzen zudem eigene Flughafenkliniken oder flugärztliche Dienste, Besucherterrassen und Standplätze für Busse und Taxen, Parkplätze und Parkhäuser. Ein moderner Verkehrsflughafen besitzt auch Einrichtungen für Zollfahrzeuge, für Sicherheitskontrollen, für die Flughafenpolizei und den Bundesgrenzschutz.

Anforderungen an Luftfahrzeuge

Die *Systemtechnik* in der Flugtechnik begann mit der Einführung des Antriebs im Fluggerät. Heute nach 100 Jahren Entwicklung besteht immer noch ein ständiger, technisch begründeter Anreiz, alle Untersysteme und deren Zusammenspiel im *Gesamtsystem Flugzeug* zu verbessern. Auf folgenden Gebieten liegt in der Zukunft noch ein großes Entwicklungspotential:

- Aerodynamik (Widerstandsverminderung, Anpassung der Profilumströmung durch mechanisch/geometrische Adaption der Profilform),
- Strukturgewicht (breite Einführung von Faserverbundwerkstoffen, Verbesserung der Leichtmetallegierungen),
- Antriebe (neue Materialien, z. B. Keramiken; neue Energieträger, z. B. Wasserstoff),
- Umweltprobleme (Fluglärmverminderung, Schadstoffreduzierung),
- Flugzeugausrüstung (Geräte zur vollständigen genauen Überwachung des Flugzustandes),
- Navigation (Einrichtungen und Geräte am Boden, in Satelliten und an Bord wirken vollautomatisch zusammen, überwachen den Flugkurs = Autopilot),
- Zuverlässigkeit (Ausweitung der Zuverlässigkeits-Techniken und Theorien, z. B. *trend monitoring* oder *condition monitoring* bei Triebwerken).

Höchste Anforderungen werden auch an alle Untersysteme des *Gesamtsystems Flugzeug* gestellt. Die Optimierung dieser Untersysteme erfordert Kenntnisse in einer Vielzahl technischer Disziplinen wie: Statik, Dynamik, Werkstoffkunde, Festigkeitslehre, Finite-Element-Theorien, Aerodynamik und Gasdynamik, Aeroelastizität, Thermodynamik, Aerothermodynamik, Fertigungstechnik.
Neben der Hauptgruppe *Zelle* werden in einem Fluggerät folgende Subsysteme benötigt: Hydraulische, elektrische und pneumatische Energieversorgung, Kraftstoffsysteme, Klima- und Enteisungsanlagen, primäres und sekundäres Flugsteuerungssystem, Flugführungssystem, Flugregler und Autopilot, Trägheits- und Flugnavigationsgeräte, Cockpitinstrumentierung, Küchen, Toiletten, Entertainment-Einrichtungen u. a.
Das Zusammenwirken dieser Untersysteme zum Gesamtsystem muss in der Entwurfsphase eines Fluggerätes bestimmt und optimiert werden. Des weiteren muss die Auswirkung auf die Lebensdauer und die Betriebskosten abgeschätzt werden. Dazu müssen in allen durchzuführenden Phasen wie Planung, Entwicklung, Erprobung, Integration und Betrieb universelle Bewertungskriterien und -methoden angewandt oder neu entwickelt werden. Nur durch diese ganzheitliche Betrachtung kann ein Produkt in der Luftfahrt im internationalen Wettbewerb bestehen. Diese Betrachtungsweise führt letztlich zu wenigen Flugzeugfamilien *(Airbus, Boeing)*, die sich am Markt behaupten können. Der sich ergebende Konzentrationseffekt resultiert auch daraus, dass heute z. B. ein modernes, ziviles, am Markt plazierbares Passagierflugzeug von einer Nation alleine gar nicht mehr entwickelt werden kann. Europa und USA stehen im Wettbewerb [2].

3.1.3 Einordnung und Konstruktionsgruppen von Luftfahrzeugen

Classification and structural components of aircrafts

Unterscheidung von Luftfahrzeugen

Geräte leichter als Luft. Diese erfahren einen statischen Auftrieb. Der Auftrieb unterliegt dem Archimedischen Prinzip: Die Gesamtmasse des Gerätes ist leichter als die verdrängte Luftmasse. Zu dieser Kategorie gehören Ballone (Gasfüllung oder Füllung mit Heißluft), als Freiballone gefahren oder als Fesselballone genützt, sowie die Luftschiffe, in nichtstarrer, halbstarrer und starrer Bauausführung. Moderne Luftschiffe sind heute teilweise schwerer als Luft, z. B. *Zeppelin NT*, und führen somit einen dynamischen Flug aus.

Geräte schwerer als Luft. Diese erfahren bei der Bewegung durch die Atmosphäre einen dynamischen Auftrieb. Der Auftrieb folgt den theoretischen Ansätzen des Bernoulli-Gesetzes. Er entsteht an schräg angeblasenen, großen, zumeist flachen Körpern (s. **B 6.6.5**). Die Gesamtmasse des Gerätes ist dabei schwerer als die verdrängte Luftmasse.

Flugzeuge. So werden allgemein Luftfahrzeuge genannt, die schwerer als Luft sind und die einen dynamischen Auftrieb an profilierten unter einem Anstellwinkel angeströmten Tragflächen erfahren. Man spricht auch von Starrflüglern.

Drehflügelflugzeuge. Dies sind Luftfahrzeuge, die schwerer als Luft sind und rotierende Auftriebsflächen besitzen. Dazu gehören die Hubschrauber (Auftrieb und Vortrieb durch motorangetriebenen Rotor), die Flugschrauber (Auftrieb durch motorangetriebenen Rotor und Vortrieb durch zusätzliche Luftschraube) und die Tragschrauber (Vortrieb durch Luftschraube, Auftrieb durch antriebslosen Rotor).

Sonderformen von Luftfahrzeugen. Dazu gehören Geräte, die schwerer als Luft sind und zumeist ballistische Flugbahnen beschreiben, wobei sie einen gewissen dynamischen Auftrieb erfahren. Dazu gehören alle Arten von Flugkörpern, Trägerraketen und Raumgleiter (space shuttle).
Drachen, als Spielgeräte, aber auch unbemannt für atmosphärische Messungen in Höhen über 100 m, bewegen sich ebenfalls als Luftfahrzeug in der Atmosphäre.

Bauarten

Eine Einordnung der Flugzeuge kann auch über folgende Merkmale erfolgen (**Bild 1**):

- Zahl der Tragflächen (Eindecker, Eineinhalbdecker, Doppeldecker, Mehrdecker),
- Anordnung der Tragflächen (Tiefdecker, Mitteldecker, Schulterdecker, Hochdecker),
- Bauform der Tragflächen (freitragend, verstrebt, einstielig, mehrstielig und verspannt),
- Start-/Landungsart (Landflugzeug: Fahrgestell, Kufe; Wasserflugzeug: Schwimmer, Bootsrumpf, Amphibium),
- Anzahl und Art der Triebwerke (einmotorig, zweimotorig, dreimotorig , vier- und mehrmotorig),
- Anordnung der Luftschraube (Zugschraube, Druckschraube, Zug- und Druckschraube),
- Leitwerksbauformen (Kreuz-, T-, V-Leitwerk, **Bild 12**).

Konstruktions- und Fertigungsgruppen

Die Untergliederung in einzelne Baugruppen kann erfolgen nach Funktion (sogenannte Konstruktionsgruppen)

- Rumpf (fuselage): Aufnahme von Besatzung, Passagieren und Nutzlast,
- Tragwerk (wing): Tragflügel, auftriebserzeugende Klappen, Höhenleitwerk,
- Leitwerk (empennage): Seitenleitwerk und Höhenleitwerk,
- Steuerwerk (controls): Übertragung der Steuereingaben vom Cockpit bis zu den Steuerflächen, inkl. beweglicher Klappen und Ruderflächen,
- Fahrwerk (landing gear): zum Rollen am Boden, evtl. Kufen, Skier oder Schwimmer,
- Triebwerk (power plant): Kolbenmotor mit Propeller, Turboprop oder Jet

oder nach Fertigungsaspekten (hier am Beispiel Flügel)

- Einzelteile (Obergurt, Untergurt, Stringer, Winkel, Knotenbleche usw., vgl. **Bild 33**),
- Bauteile (Holme, Stege, Rippen, Beschläge usw.),
- Baugruppen (Holmkasten, Pylone, Ruder, Klappen usw.),
- Großgruppen (Flügel, Rumpfsegmente, Seitenleitwerk, Höhenleitwerk usw.).

3.1.4 Einordnung von Luftfahrzeugen nach Vorschriften

Classification of aircraft according to regulations

Die Einordnung der Luftfahrzeuge kann nach verschiedenen Kriterien erfolgen. Die hohen Sicherheitsanforderungen bringen es mit sich, dass man in praktisch allen Teilbereichen der Luftfahrt internationalen und nationalen Bindungen, Vorschriften und Vereinbarungen begegnet. Dies führte schon in den Anfängen der Luftfahrt zu anspruchsvollen Vorschriften. Zwei wichtige internationale Organisationen beeinflussen den Bau und den Betrieb von Luftfahrzeugen:

- Auf der Ebene der Regierungen die ICAO (International Civil Aviation Organisation), gegründet 1947, Sitz in Montreal, Kanada. Die CINA (Commission International de Navigation Aerienne), gegründet 1919, war die Vorgängerinstitution der ICAO. Für die Mitgliedschaft in der

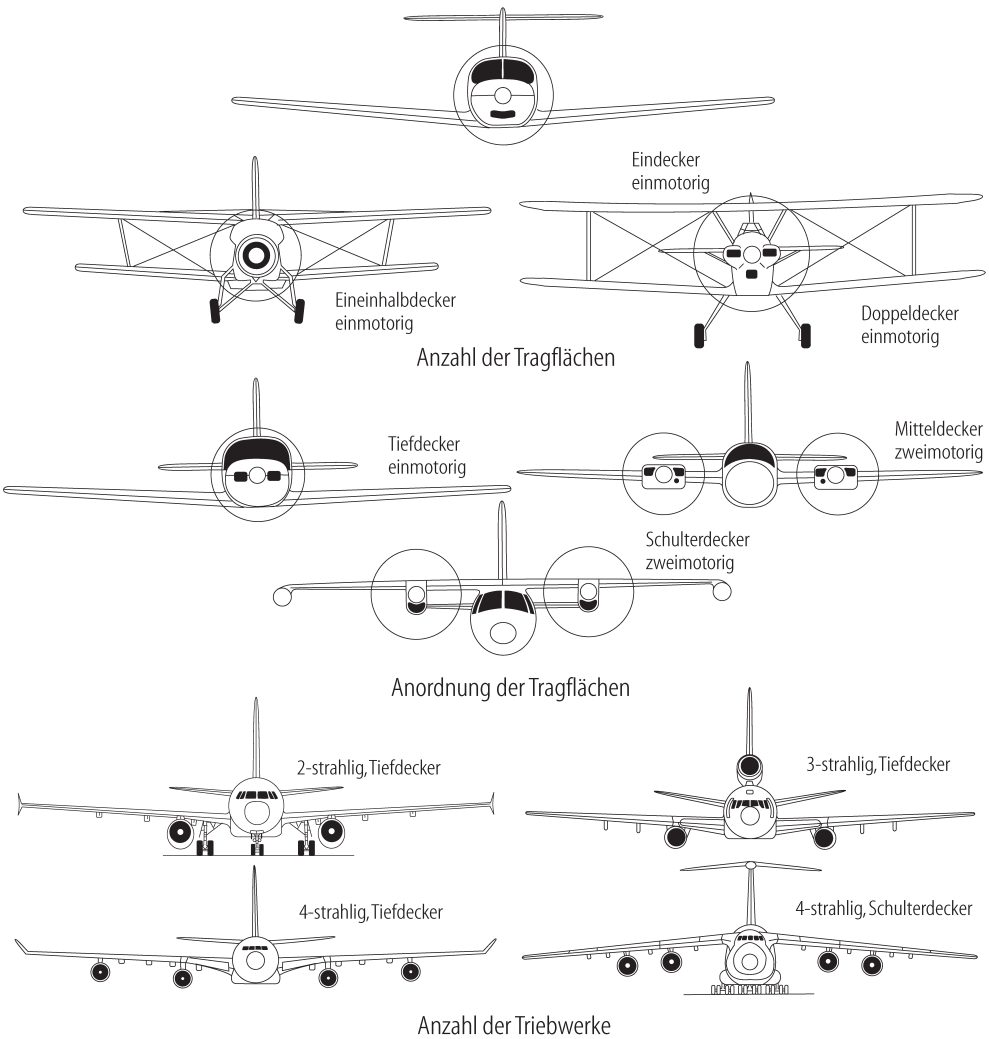


Bild 1. Einordnung der Flugzeuge nach Bauarten

ICAO muss ein Staat sich am Luftverkehr beteiligen und in die UNO wählbar sein. Die ICAO erarbeitet internationale Richtlinien und Empfehlungen, z. B. in den Bereichen: Lufttüchtigkeit von Luftfahrzeugen, Eintragung und Kennzeichnung von Luftfahrzeugen, Merkmale von Flughäfen und Landeplätzen.

Die Ausgestaltung und die Überprüfung der Einhaltung der ICAO-Empfehlungen bildet die Arbeitsgrundlage der nationalen Luftfahrtbehörden. In Deutschland ist für die Prüfung, die Musterzulassung und die Verkehrszulassung von Luftfahrtgeräten das Luftfahrt-Bundesamt (LBA) in Braunschweig zuständig. Die oberste deutsche Behörde zur Wahrnehmung der Aufgaben in der Luftfahrt ist das Bundesministerium für Verkehr.

– Auf der Ebene der Luftverkehrsgesellschaften (Halter) die IATA (International Air Traffic Association), gegründet 1919 in Den Haag, Neugründung 1945 in Havanna als International Air Transport Association, mit Sitz in Montreal, Kanada.

Die von der ICAO erarbeiteten Richtlinien und Empfehlungen werden als international anerkannte FAR-(Federal Aviation Regulation-)Texte von der US-amerikanischen Luftfahrtbehörde FAA (Federal Aviation Administration) herausgegeben. In Europa übernimmt die JAA (Joint Aviation Authority) der ECAC (European Civil Aviation Conference) mit ihren JAR-Vorschriften (Joint Airworthiness Requirement) diese Aufgabe. Seit Oktober 2003 wird für die Mitgliedstaaten der Europäischen Gemeinschaft die Luftfahrtverwaltung durch die EASA (European Aviation Safety Agency) in Köln wahrgenommen.

Zulassungspflichtige Luftfahrtgeräte, Musterzulassung

In Deutschland regelt das Luftverkehrsgesetz (LuftVG [3]) mit den zugehörigen Verordnungen den Luftverkehr. Einzelne Verordnungen sind z. B.:

– Luftverkehrs-Zulassungs-Ordnung (LuftVZO),
– Luftverkehrs-Ordnung (LuftVO),
– Bauordnung für Luftfahrtgerät (LuftBauO),
– Verordnung zur Prüfung von Luftfahrtgerät (LuftGerPV),
– Verordnung über Luftfahrtpersonal (LuftPersV),
– Betriebsordnung für Luftfahrtgerät (LuftBO).

Gemäß LuftVG ist ein Luftfahrzeug ein Gerät, das sich in der Atmosphäre bewegt.
Luftfahrtgeräte, die der Musterzulassung bedürfen, sind: Flugzeuge, Drehflügelflugzeuge, Luftschiffe, Motorsegler, Segelflugzeuge, bemannte Ballone, Luftsportgeräte, Flugmodelle mit mehr als 20 kg Masse, Rettungsfallschirme, Rettungsgeräte für Luftsportgerät, Flugmotoren, Propeller, Funkgeräte (eingebaut in zulassungspflichtigen Luftfahrzeugen) und sonstige Luftfahrtgeräte (prüfungspflichtig nach Prüfordnung).
Die Musterzulassung erfordert eine abgeschlossene Musterprüfung. Die Musterprüfung erfolgt auf der Basis von Bauvorschriften und wird vom Luftfahrt-Bundesamt erteilt. Die Musterzulassung der Luftsportgeräte wird von einem Beauftragten des Bundesministeriums für Verkehr erteilt.

Bauvorschriften

Für zulassungspflichtige Luftfahrtgeräte ist durch Musterprüfung festzustellen, ob die anzuwendenden Bauvorschriften erfüllt werden.
Die Lufttüchtigkeitsforderungen für Verkehrsflugzeuge sind in der FAR Part 25, die für Drehflügler in FAR Part 27 zu finden. Den Verkehrs-Drehflüglern ist z. B. der Part 29 vorbehalten. Part 33 behandelt die Flugmotoren, Part 35 beschäftigt sich mit dem Propeller, die Lärmproblematik wird durch Part 36 abgedeckt.

Die FAR-Vorschriften werden durch die auf europäischer Ebene erstellten Joint Airworthiness Requirements (JAR) ergänzt, z. B. kommt in Europa die JAR 25 für *large aeroplanes* anstelle der FAR Part 25 zur Anwendung und die JAR-E betrifft FAR Part 33 für *engines.* Anstelle von FAR Part 35 soll die JAR-P für die Propeller treten. Die JAR 22 wird auf Segelflugzeuge und Motorsegler angewandt. In den USA kommen generell die FAR-Bestimmungen zum Einsatz (**Tab. 1**).
Es gibt zivile Bauvorschriften, die z. B. in FAR Part 23 (bzw. JAR 23) die Lufttüchtigkeitsforderungen für Normal-, Nutz- und Kunstflugzeuge (Kategorien: N = Normal, U = Utility und A = Aerobatic) enthalten. In Subpart B findet man Forderungen zum Betriebsverhalten, in C Aussagen zur Festigkeit, in D Angaben zur Gestaltung und Bauausführung, in E Informationen zum Triebwerkseinbau und in F zur Ausrüstung.
Für Militärflugzeuge gelten spezielle Vorschriften und Verfahrensbeschreibungen:

– Military Specifications (MIL-SPEC), Vorschriften für die Kraftstoffanlage, die Triebwerke, aber auch Einzelkomponenten wie elektrische Schalter
– Die Military Standards (MIL-STD) enthalten Vorschriften, Richtlinien und Verfahrensbeschreibungen, z. B. für das Sichtfeld von Flugzeugbesatzungen, für Testmethoden usw.
– Das Military Handbook (MIL-HDBK) enthält u. a. Konstruktionsrichtlinien und Angaben über Festigkeitseigenschaften metallischer Werkstoffe, GFK-Bauteile, Sandwich-Bauteile u. a.

Verkehrszulassung von Luftfahrzeugen

Die zuständige Stelle (LBA) lässt das Luftfahrtgerät durch die Erteilung eines Lufttüchtigkeitszeugnisses zum Verkehr zu. Hierbei legt sie den Verwendungszweck (Kategorie) fest.
Die Verkehrszulassung erfolgt nur, wenn:

– das Muster des Luftfahrzeuges zugelassen ist,
– der Nachweis der Lufttüchtigkeit erfolgt ist,
– für das Luftfahrzeug eine Haftpflichtversicherung besteht,
– bestimmte Lärmgrenzwerte nicht überschritten werden (bei Verkehrsflugzeugen FAR 36),
– das Luftfahrtgerät in das Verzeichnis deutscher Luftfahrzeuge eingetragen ist.

Einordnung nach Masse, Größe und Eintragungszeichen

Flugzeuge, Drehflügler, Luftschiffe und Motorsegler sind bei der Verkehrszulassung in die Luftfahrzeugrolle einzutragen. Diese Eintragung muss enthalten:

– die Nummer des Blattes der Luftfahrzeugrolle,
– das Eintragungszeichen des Luftfahrzeugs,
– die Art und das Muster des Luftfahrzeugs,
– die Werknummer der Zelle des Luftfahrzeugs,
– die Anschrift des Eigentümers.

Deutsche Flugzeuge, Drehflügler, Luftschiffe, Motorsegler, Segelflugzeuge, Luftsportgeräte und Ballone führen als Staatszugehörigkeitszeichen die Bundesflagge und den Buchstaben D. Neben dem Nationalitätszeichen D folgen als Eintragungszeichen vier weitere Buchstaben zur eindeutigen Kennzeichnung. **Tab. 2** zeigt, welche Buchstaben in Deutschland als erste Buchstaben des Eintragungszeichens verwendet werden.

3.2 Definitionen. Definitions [4]

In diesem Abschnitt werden Begriffe definiert und Vereinbarungen getroffen. Detailliertere Erklärungen finden sich in den folgenden Abschnitten zu Flugphysik (**Q 3.3**) und Struktur (**Q 3.4**).

Tabelle 1. Bauvorschriften. Übersicht über die wichtigsten Bauvorschriften im Flugzeugbau

Kategorie	Bezeichnung	Bemerkungen, Beschränkungen	Ursprung	Gültigkeit
Ultraleicht-flugzeuge (UL)	Bauvorschriften für UL (BFU)	Abflugmasse max. 450 kg (zweisitzig) $V_{S0} \leq 65$ km/h	BRD	BRD
	FAR 103 – Ultralight	Abflugmasse max. 400 kg (zweisitzig)	USA	USA
Kleine zivile Flugzeuge	JAR-VLA Very Light Aeroplanes	Abflugmasse max. 750 kg, zweisitzig, einmotorig, VFR-Tag, $v_{S0} \leq 45$ kt (83 km/h)	EU	EU
	JAR 23, Normal Utility, Aerobatic and Commuter Category Aeroplanes	Einmot. Propellerflugzeuge: Abflugmasse max. 5670 kg, max. 9 Passagiere Zweimot.-Propellerflugzeuge: max. 8618 kg, max. 19 Passagiere	EU	EU
	FAR 23, Normal, Utility, Aerobatic and Commuter Category Aeroplanes	Abflugmasse einmotorig max. 12500 lbs (5670 kg), max. 9 Passagiere mehrmotorig: max. 19000 lbs (8618 kg), max. 19 Passagiere	USA	USA
Segelflugzeuge und Motorsegler	JAR 22 Sailplanes and Motorgliders	Segelflugzeuge: Abflugmasse max. 750 kg, Motorsegler: max. 850 kg, zweisitzig $m_{max} / b^2 = 3$ kg/m^2 (b: Spannweite)	EU	EU, USA
Zivile Transportflugzeuge	JAR 25 Large Aeroplanes	Abflugmasse einmotorig: > 5670 kg, > 9 Passagiere mehrmotorig: > 8618 kg, > 19 Passagiere	EU	EU
	FAR 25 Transport Category Airplanes	Abflugmasse einmotorig: > 5670 kg, > 9 Passagiere mehrmotorig: > 8618 kg, > 19 Passagiere	USA	USA
Militärflugzeuge	Military Specifications MIL-A-8860 Series Aircraft Strength and Rigidity, General Specification		USA	USA
	Design Requirements for Service Aircraft		UK	UK
	Air 2004 D Résistance des Avions		F	F
Hubschrauber	FAR 27 Normal Category Rotorcraft	Abflugmasse max. 6000 lbs (2722 kg)	USA	USA
	FAR 29 Transport Category Rotorcraft	Kategorie A: Abflugmasse > 20000 lbs (9072 kg), ≥ 10 Passagiere Kategorie B: > 2000 lbs, max. 9 Passagiere max. 20000 lbs, ≥10 Passagiere		
Triebwerke	FAR 33 – Engines		USA	USA, EU
Propeller	FAR 35 – Propeller		USA	USA, EU

Tabelle 2. Deutsche Eintragungszeichen
Für Flugzeuge:

E	einmotorig		bis 2 t	Leichte Reiseflugzeuge
G	mehrmotorig		bis 2 t	Geschäftsreiseflugzeuge
F	einmotorig	über 2 t	bis 5,7 t	
I	mehrmotorig	über 2 t	bis 5,7 t	
C	über 5,7 t		bis 14 t	Commuter-Flugzeuge
B	über 14 t		bis 20 t	Regionalverkehrsflugzeuge
A	über 20 t			Verkehrsflugzeuge

Für anderes Luftfahrtgerät:

H	Drehflügler
K	Motorsegler
L	Luftschiffe
M	Luftsportgeräte, motorgetrieben (z. B. Ultraleichtflugzeuge)
N	Luftsportgeräte, nichtmotorgetrieben (z. B. Drachen)
O	bemannte Ballone
0–9	Segelflugzeuge (z. B. Kennung: D-0859)

3.2.1 Die internationale Standardatmosphäre (ISA)
International standard atmosphere

Die hier verwendeten Daten und Formeln zur Berechnung der Eigenschaften der Atmosphäre für Flugleistungsrechnungen gehen zurück auf Arbeiten in den 1920er Jahren, durchgeführt von der NACA (National Advisory Comittee on Aeronautics) und ICAN (International Comittee on Aerial Navigation). Diese Arbeiten flossen in die Veröffentlichung einer neuen internationalen Standardatmosphäre durch die ICAO 1954 ein. (Allgemeine Grundlagen zur Berechnung der Atmosphärendaten für Höhen bis 20 km. Eine Erweiterung der Daten auf größere Höhen erfolgte in späteren Jahren, weitere Informationen s. a. [5].)
Das mathematische Modell betrachtet die Luft der Atmosphäre als ideales Gas. Folglich sind die Zustandsgrößen (Druck p, Dichte ϱ und Temperatur T) durch das ideale Gasgesetz (thermische Zustandsgleichung idealer Gase, s. a. **D 6.1.1**) verknüpft:

$$p = \varrho \cdot R \cdot T.$$

Dabei ist R die spezifische Gaskonstante ($R = 287{,}05$ J/(kg · K)). Unter der Annahme einer statischen Atmosphäre

muss die hydrostatische Gleichung erfüllt werden (s. a. **B 5**):

$$\Delta p = -\varrho \cdot g \cdot \Delta H.$$

Für die Bestimmung der wichtigsten physikalischen Größen der ISA gelten die in **Tab. 3** zusammengestellten Gleichungen und Konstanten. Für die Troposphäre – der Teil der Atmosphäre, in dem das Wettergeschehen stattfindet, unterhalb einer Höhe von 11 km – gilt ein negativer Temperaturgradient, während für den Bereich über der Tropopause ($H \geq 11$ km, Stratosphäre) von einem konstanten Temperaturverlauf über der Höhe ausgegangen wird. Die Zahlenwerte der physikalischen Größen und der Verläufe der relativen Größen sind in **Tab. 4** und **Bild 2** zusammengefaßt.

Schallgeschwindigkeit. Die Schallgeschwindigkeit a ist definiert als die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Schallwelle in der umgebenden, vom aerodynamischen Feld des Luftfahrzeuges nicht beeinflußten Luft.
Die Schallgeschwindigkeit wird wie folgt als Funktion der Temperatur bestimmt

$$a = \sqrt{\varkappa \cdot R \cdot T}.$$

Dabei ist $\varkappa = 1{,}4$ der Isentropenexponent, $R = 287{,}05$ [J/(kg·K)] die spezifische Gaskonstante der Luft und T die Temperatur in Kelvin.

Tabelle 3. Internationale Standardatmosphäre, Formeln und Konstanten

Größe	Gleichung	Parameter Troposphäre
Druck	$\frac{p}{p_0}(H) = \left(1 + \frac{dT}{dH} \cdot \frac{H - H_0}{T_0}\right)^{\frac{n}{n-1}}$	$H_0 = 0$ [m] $dT/dH = -0{,}0065$ [K/m] $P_0 = 101\,325$ [Pa] $T_0 = 288{,}15$ [K] $\varrho_0 = 1{,}225$ [kg/m³] $n = 1{,}235$ [ ] $R = 287{,}05$ [J/(kg·K)]
Dichte	$\frac{\varrho}{\varrho_0}(H) = \left(1 + \frac{dT}{dH} \cdot \frac{H - H_0}{T_0}\right)^{\frac{1}{n-1}}$	
Temperatur	$T(H) = T_0 + \frac{dT}{dH} \cdot (H - H_0)$	
Größe	**Gleichung**	**Parameter Stratosphäre**
Druck	$\frac{p}{p_0}(H) = \exp\left(\frac{-g}{R \cdot T_0}(H - H_0)\right)$	$H_0 = 11\,000$ [m] $dT/dH = 0$ [K/m] $p_0 = 22\,632$ [Pa] $T_0 = 216{,}65$ [K] $\varrho_0 = 0{,}364$ [kg/m³] $n = 1$ [ ] $R = 287{,}05$ [J/(kg·K)]
Dichte	$\frac{\varrho}{\varrho_0}(H) = \exp\left(\frac{-g}{R \cdot T_0}(H - H_0)\right)$	
Temperatur	$T(H) = T_0$	

Tabelle 4. Internationale Standardatmosphäre, physikalische Größen

H[m]	p [hPa]	ϱ [kg/m³]	T [K]	a [m/s]	H [ft]
0	1 013,25	1,225	288,15	340,29	0
1 000	898,76	1,112	281,65	336,43	3 281
2 000	794,97	1,007	275,15	332,53	6 562
3 000	701,11	0,909	268,65	328,58	9 843
4 000	616,43	0,819	262,15	324,58	13 123
5 000	540,24	0,736	255,65	320,53	16 404
6 000	471,85	0,660	249,15	316,43	19 685
7 000	410,65	0,590	242,65	312,27	22 966
8 000	356,04	0,525	236,15	308,06	26 247
9 000	307,46	0,466	229,65	303,79	29 528
10 000	264,40	0,413	223,15	299,46	32 808
11 000	226,36	0,364	216,65	295,07	36 089
12 000	193,30	0,311	216,65	295,07	39 370
13 000	165,10	0,266	216,65	295,07	42 651
14 000	141,02	0,227	216,65	295,07	45 932
15 000	120,45	0,194	216,65	295,07	49 213
16 000	102,88	0,165	216,65	295,07	52 493
17 000	87,87	0,141	216,65	295,07	55 774
18 000	75,05	0,121	216,65	295,07	59 055
19 000	64,10	0,103	216,65	295,07	62 336
20 000	54,75	0,088	216,65	295,07	65 617

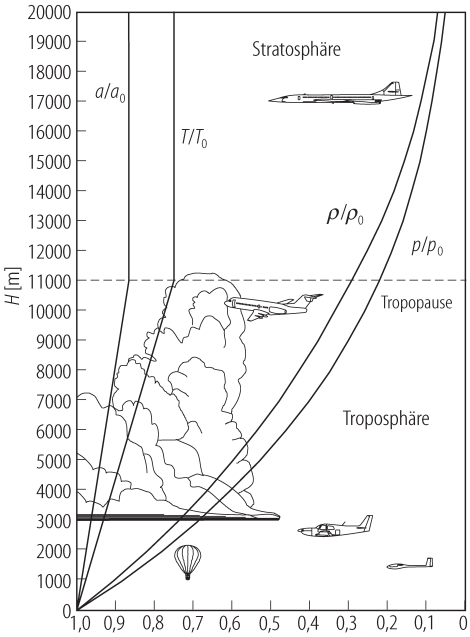


Bild 2. Internationale Standardatmosphäre, relative Größen über der Höhe

3.2.2 Achsenkreuze. Axis systems

Um Bewegungen des Luftfahrzeuges in der Atmosphäre, die als ruhend oder in translatorischer Bewegung mit nach Betrag und Richtung konstanter Geschwindigkeit gegenüber der Erde angenommen wird, zu beschreiben, werden in der Flugmechanik die folgenden Achsenkreuze festgelegt (s. **Tab. 5**, **6** und **7**). Als flugzeugfeste Bezugsebene wird die vertikale

Tabelle 5. Geodätisches (erdlotfestes) Achsenkreuz

Benennung	Zeichen	Achsen	Positive Richtung
	x_g	in der Horizontalebene	beliebig
	y_g	in der Horizontalebene	folgt aus x_g und z_g
Lotachse	z_g	gleichlaufend mit Gravitationsvektor	nach unten

Tabelle 6. Flugzeug- bzw. Körperfestes Achsenkreuz

Benennung	Zeichen	Achsen	Positive Richtung
Längsachse	x	in der Bezugsebene	beliebig nach vorne
Querachse	y	gleichlaufend mit Spannweite, rechtwinklig zur Längsachse	nach Steuerbord (in Flugrichtung rechts)
Hochachse	z	in der Bezugsebene	nach unten

Tabelle 7. Aerodynamisches (flugwindfestes) Achsenkreuz

Benennung	Zeichen	Achsen	Positive Richtung
Flugwindachse	x_a	in Richtung des Fluggeschwindigkeitsvektors	in Richtung des Fluggeschwindigkeitsvektors
Querkraftachse	y_a	rechtwinklig zur Flugwindachse	nach Steuerbord (rechts)
Auftriebsachse	z_a	senkrecht zur Flugwindachse in der zx-Ebene	nach unten

Symmetrieebene des Luftfahrzeugs definiert. Für weiterführende Definitionen siehe auch [6].

3.2.3 Winkel. Angles

Die schräge Anströmung des Luftfahrzeugs wird durch die aerodynamischen Winkel α, β zwischen flugwindfestem und körperfestem Achsenkreuz beschrieben (s. **Tab. 8** und **Bild 3**). Die Lage des Luftfahrzeugs im Raum wird durch die Lagewinkel Ψ, Θ, Φ wiedergegeben (s. **Tab. 9** und **Bild 4**). Die Flugwindwinkel χ, γ, μ beschreiben den Übergang vom erdlotfesten Achsenkreuz mit körperfestem Ursprung zum aerodynamischen Achsenkreuz (s. **Tab. 10** und **Bild 5**).

Tabelle 8. Aerodynamische Winkel (Anströmwinkel)

Benennung	Zeichen	Definition
Anstellwinkel (Angle of attack)	α	Winkel zwischen der Längsachse und der Projektion des Fluggeschwindigkeitsvektors auf die zx-Ebene des körperfesten Achsenkreuzes. Positiv, wenn die z-Komponente des Fluggeschwindigkeitsvektors bezüglich der Hochachse positiv ist. Bereich : $-\pi < \alpha \leq \pi$
Schiebewinkel (Angle of sideslip)	β	Winkel, den der Fluggeschwindigkeitsvektor mit der Bezugsebene des Luftfahrzeugs bildet. Er ist positiv, wenn die y-Komponente des Fluggeschwindigkeitsvektors bezüglich der Querachse positiv ist. Bereich : $-\pi/2 \leq \beta \leq \pi/2$

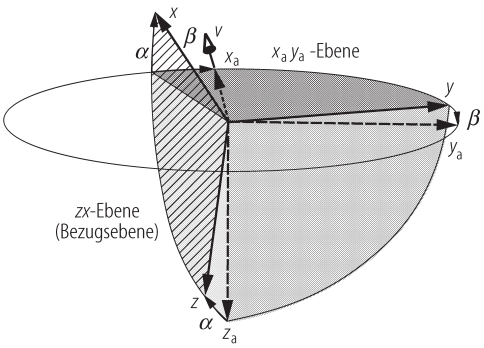


Bild 3. Winkel zwischen aerodynamischem und körperfestem Achsenkreuz (Anströmwinkel)

Tabelle 9. Lagewinkel

Benennung	Zeichen	Definition
Azimut bzw. Gierwinkel (Azimuth angle)	Ψ	Winkel der Drehung um die z_g-Achse (positiv im Uhrzeigersinn), die die x_g-Achse in die Projektion der Längsachse auf die Horizontalebene durch den Ursprung überführt.
Längsneigungs- bzw. Nickwinkel (Inclination angle)	Θ	Winkel der Drehung in einer vertikalen Ebene im Anschluß an die Drehung Ψ, die die gedrehte x_g-Achse in die Längsachse überführt. Er ist positiv, wenn der positive Abschnitt der Längsachse oberhalb der Horizontalebene durch den Ursprung liegt. Bereich : $-\pi/2 \leq \Theta \leq \pi/2$
Hänge- bzw. Rollwinkel, (Bank angle)	Φ	Winkel der Drehung um die Längsachse (positiv im Uhrzeigersinn), die die y_g-Achse aus der nach der Drehung um Ψ erreichten Lage in ihre endgültige Lage y überführt.

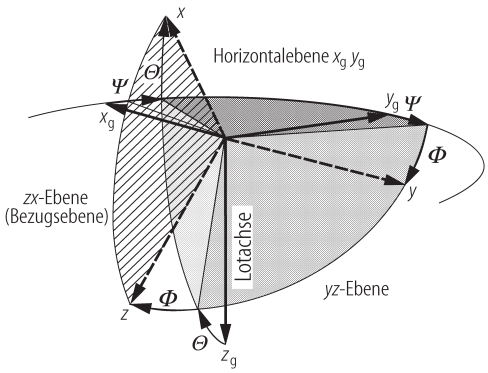


Bild 4. Übergang vom erdlotfesten Achsenkreuz mit körperfestem Ursprung zum körperfesten Achsenkreuz (Lagewinkel)

Tabelle 10. Flugwindwinkel

Benennung	Zeichen	Definitionen
Flugwindazimut (Air-path azimuth angle)	χ	Winkel der Drehung um die z_g-Achse (positiv im Uhrzeigersinn), die die x_g-Achse in die Projektion der x_a-Achse des aerodynamischen Achsenkreuzes auf die Horizontalebene durch den Ursprung überführt.
Flugwindneigungswinkel (Air-path inclination angle)	γ	Winkel der Drehung in einer vertikalen Ebene im Anschluß an die Drehung χ, die die gedrehte x_g-Achse in die x_a-Achse des aerodynamischen Achsenkreuzes überführt. Er ist positiv, wenn der positive Abschnitt der x_a-Achse oberhalb der Horizontalebene durch den Ursprung liegt. Bereich : $-\pi/2 \leq \gamma \leq \pi/2$
Flugwindhängewinkel (Air-path bank angle)	μ	Winkel der Drehung um die x_a-Achse des aerodynamischen Achsenkreuzes (positiv im Uhrzeigersinn), die die y_g-Achse aus der nach der Drehung um χ erreichten Lage in ihre endgültige Lage y_a überführt.

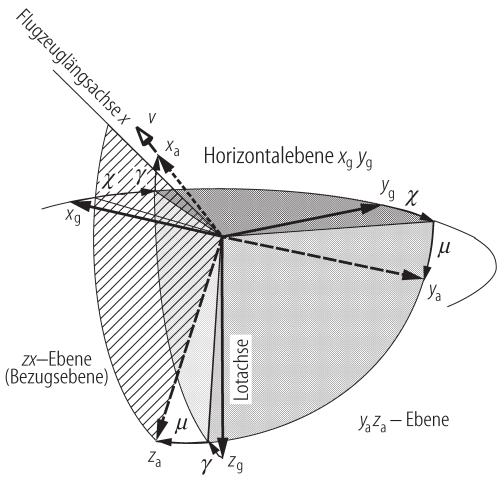


Bild 5. Übergang vom erdlotfesten Achsenkreuz mit körperfestem Ursprung zum aerodynamischen Achsenkreuz (Flugwindwinkel)

Tabelle 11. Flugzeuggewichte

Gewicht des Flugzeugs incl. Triebwerke und Ausrüstung (Elektrik, hyd. Einrichtungen, Navigations-Anlagen, etc.)
Leergewicht, ***Empty Weight Dry***
+ nicht nutzbarer Kraftstoff, Motoröl, Hydraulik-, Enteisungs- und sonstige Flüssigkeiten
Leergewicht (naß), ***Empty Weight***
+ bewegliche Einsatzausrüstung (Dokumente, Notausrüstung, etc.)
Grundgewicht, ***Basic Empty Weight***
+ Crew mit Gepäck, Pantry (Catering), Wasservorräte
Betriebsleergewicht, ***Dry Operating Weight***
+ Kraftstoff beim Abflug, *Take off Fuel* | + Nutzlast, *Payload*
Betriebsgewicht, ***Operating Weight*** | **Leertankgewicht,** ***Zero Fuel Weight***
+ Nutzlast, *Payload* | + Kraftstoff beim Abflug, *Take off Fuel*
Startgewicht, ***Take Off Weight***
– Kraftstoff der im Flug verbraucht wird, *burn off trip fuel*
Landegewicht, ***Landing Weight***

3.2.4 Gewichte. Weight

Unter dem Begriff der Flugmasse versteht man ganz allgemein die momentane Masse des Luftfahrzeuges. Das Fluggewicht erhält man mit

$$G = m \cdot g.$$

Außerdem sind folgende Gewichtsdefinitionen gebräuchlich:

Maximales Abfluggewicht. Das maximale Abfluggewicht (Maximum take-off weight) ist das strukturbegrenzte Höchstgewicht, mit dem das Flugzeug gestartet werden darf. Es hat sich die Abkürzung MTOW eingebürgert, die aus dem englischen Begriff abgeleitet wurde.

Maximales Landegewicht. Maximales Gewicht mit dem das Luftfahrzeug gelandet werden darf. Es wird die Abkürzung MLW (Maximum landing weight) verwendet. Begrenzend ist auch hier die Struktur des Luftfahrzeuges. Ein höheres tatsächliches Landegewicht kann zu einer Schädigung der Struktur (z. B. Fahrwerk) führen, was im Falle einer Notlandung kurz nach dem Start bei Großflugzeugen das Ablassen des Kraftstoffes im Fluge notwendig macht.

Maximales Leertankgewicht. Maximales Flugzeuggewicht ohne Kraftstoff in den Tragflügeln (Maximum zero fuel weight), abgekürzt MZFW. Limitierend ist hierbei das maximale Biegemoment an der Tragflügelwurzel, da der Kraftstoff im Tragflügel entlastend wirkt (vgl. **Q 3.4.6**).
Außer durch diese Strukturlimits kann das maximal zulässige Gewicht eines Luftfahrzeuges auch durch die Flugleistungen begrenzt werden. Für sonstige Gewichtsbezeichnungen siehe **Tab. 11** oder auch [7].

3.2.5 Fluggeschwindigkeiten. Airspeeds

Definitionen. Die Fluggeschwindigkeit ist definiert als der Vektor der Geschwindigkeit des Ursprunges des körperfesten Achsenkreuzes (üblicherweise im Schwerpunkt angeordnet), gegenüber der von dem aerodynamischen Feld des Luftfahrzeuges nicht beeinflußten Luft.
Demgegenüber definiert man die Geschwindigkeit über Grund (Ground speed). Dabei handelt es sich um die Geschwindigkeit, die das Luftfahrzeug dem Erdboden gegenüber besitzt. Die Differenz von tatsächlicher Fluggeschwindigkeit und Geschwindigkeit über Grund ist der Einfluß der Bewegung der Luftmasse (Wind).
In Luftfahrzeugen wird als Maß für die Geschwindigkeit der Staudruck herangezogen. Da sich die Luftdichte und die Lufttemperatur mit zunehmender Flughöhe ändern und in den Druckleitungssystemen von Luftfahrzeugen Druckverluste auftreten, besteht eine Diskrepanz zwischen der tatsächlichen und der dem Piloten angezeigten Fluggeschwindigkeit.
Zur Erfassung des Übergangs von der angezeigten auf die tatsächliche Fluggeschwindigkeit sind fünf verschiedene Geschwindigkeiten nach **Tab. 12** definiert. **Tab. 13** zeigt, wie die einzelnen Geschwindigkeiten über die jeweils erforderlichen Korrekturen zusammenhängen.
Der Instrumentenfehler entsteht durch mechanische Unzulänglichkeiten im barometrischen Teil des Fahrtmessers. Man erstellt für jedes Gerät ein Eichprotokoll und kann so für jede Geschwindigkeit den Instrumentenfehler bestimmen.
Die Druckverzögerung entsteht dadurch, dass sich Druckänderungen mit einer endlichen Geschwindigkeit ausbreiten. Die Größe des Fehlers kann rechnerisch bestimmt werden, die entsprechende Formel kann aus [8] entnommen werden.
Da es sich in der Umgebung des Luftfahrzeuges nicht mehr um eine ungestörte Strömung handelt, kommt es bei der Abnahme des Gesamtdruckes bei Verwendung eines Pitot- oder Prandtlrohres zum Gesamtdruckfehler. Die Fahrtmesseranlage muss kalibriert werden.
Da es außerdem praktisch keine Stelle am umströmten Körper gibt, an der bei allen Anströmwinkeln und Konfigurationen der gemessene statische Druck dem statischen Druck der ungestörten Strömung entspricht, kommt es zum statischen Druckfehler.
Moderne Fahrtmesser korrigieren die Kompressibilität der Luft zwar nach den Beziehungen von St. Venant/Wantzel bzw. Lord Raleigh (s. [8]), allerdings gilt diese Korrektur nur für Meereshöhe. Die Korrekturen für abnehmende Luftdichten können der Literatur entnommen werden [8]. Die Dichteänderung über der Höhe verursacht bei gleicher Geschwindigkeit in unterschiedlichen Höhen einen unterschiedlichen Staudruck.

Bemessungsgeschwindigkeiten. Für die Zulassung von Luftfahrzeugen werden in den Bauvorschriften (JAR, FAR) sogenannte Bemessungsfluggeschwindigkeiten festgelegt, mit deren Hilfe die Lasten für verschiedene Flugfälle ermittelt

Tabelle 12. Bezeichnung der Fluggeschwindigkeiten

Zeichen	Englische Benennung	Deutsche Benennung
v_{IAS}	Indicated Airspeed	Angezeigte Geschwindigkeit
v_{BAS}	Basic Airspeed	Ausgangsgeschwindigkeit
v_{CAS}	Calibrated Airspeed	Eichgeschwindigkeit
v_{EAS}	Equivalent Airspeed	Äquivalente Geschwindigkeit
v_{TAS}	True Airspeed	Wahre Geschwindigkeit

Tabelle 13. Zusammenhang zwischen den Fluggeschwindigkeiten

v_{IAS}
↓ Berichtigung des Instrumentenfehlers
v_{BAS}
↓ Berichtigung – der Druckverzögerung – des Gesamtdruckfehlers – des statischen Druckfehlers
v_{CAS}
↓ Berichtigung des Kompressibilitätsfehlers
v_{EAS}
↓ Berichtigung des Dichtefehlers
v_{TAS}

Tabelle 14. Bemessungsgeschwindigkeiten der JAR 22

Zeichen	Benennung	Definition
v_{SF}	Überziehgeschwindigkeit mit Flügelklappen voll ausgefahren und bei Höchstmasse	$v_{SF} = \sqrt{\frac{2G}{\varrho c_{A\max F} S}}$
v_{S0}	Überziehgeschwindigkeit in Landekonfiguration	$v_{S0} = \sqrt{\frac{2G}{\varrho c_{A\max_0} S}}$
v_{S1}	Überziehgeschwindigkeit in einer festgelegten Konfiguration	$v_{S1} = \sqrt{\frac{2G}{\varrho c_{A\max_1} S}}$
v_A	Bemessungs-Manöver-Geschwindigkeit	$v_A = v_{S1}\sqrt{n_1}$ U: $n_1 = 5{,}3$ bzw. A: $n_1 = 7$
v_B	Bemessungsgeschwindigkeit für größte Böenstärke	darf nicht kleiner sein als v_A
v_D	Bemessungshöchstgeschwindigkeit	darf nicht kleiner sein als: $v_D = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{G}{c_{W\min} S}}$ [km/h] für Lufttüchtigkeitsgruppe U. $v_D = 3{,}5 \cdot G/S + 200$ [km/h] für Lufttüchtigkeitsgruppe A.
v_F	Bemessungsgeschwindigkeit bei ausgefahrenen Flügelklappen	für Landestellung darf V_F nicht kleiner sein als der größte Wert aus i. 1,4 v_{S1} ii. 2,0 v_{SF} (v_{SF} ist die Überziehgeschwindigkeit mit voll ausgefahrenen Flügelklappen und Höchstmasse). Für jede positive Überlandstellung darf V_F nicht kleiner sein als der größte Wert aus i. 2,7 v_{S1} ii. 1,05 v_A

werden. Alle Bemessungsfluggeschwindigkeiten sind äquivalente Geschwindigkeiten (EAS). Folgende Geschwindigkeiten sind laut Bauvorschrift, hier am Beispiel der JAR 22 [9] für Segelflugzeuge, definiert (**Tab. 14**).
Die Geschwindigkeiten für andere Bauvorschriften sind in ähnlicher Weise definiert und können in der zugehörigen Bauvorschrift (z. B. [10]) nachgelesen werden (s. a. **Q 3.4.2**).

Machzahl. Unter der Machzahl *Ma* versteht man das Verhältnis der Fluggeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit

$$Ma = \frac{v}{a}.$$

Wesentliche aerodynamische Größen, beispielsweise Auftrieb und Widerstand, werden von der Kompressibilität der Luft beeinflusst und sind daher von der Mach-Zahl abhängig (etwa ab $Ma \geq 0{,}6$).

3.2.6 Geometrische Beschreibung des Luftfahrzeuges
Geometry of an aircraft

Äußere Struktur

Luftfahrzeuge bestehen in der Regel aus Rumpf, Tragflügel und Leitwerk. Dazu kommen noch die Antriebseinheit und das Landewerk. Unkonventionelle Entwürfe wie Tandemflügler, Nurflügler und Canard-Flugzeuge weichen von diesem Grundaufbau ab. Aber auch hier lassen sich diese Grundelemente in irgendeiner Form wiederfinden (**Bild 6**).

Gesamtabmessungen des Flugzeugs am Boden. Aus **Bild 7** können die Bezeichnungen und Formelzeichen für die Definition der Abmessungen eines Flugzeugs entnommen werden.

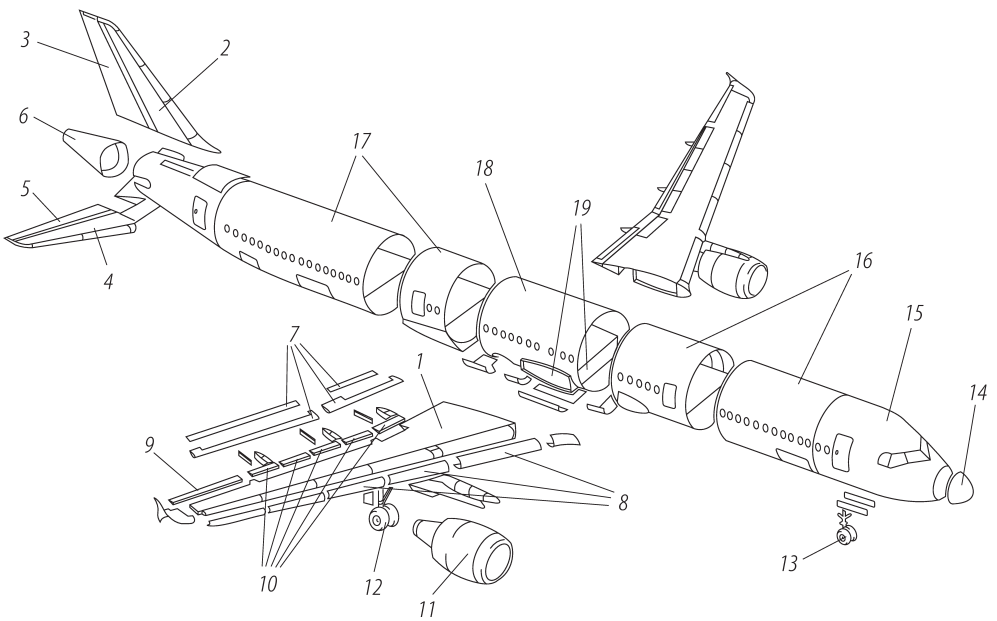


Bild 6. Grundaufbau eines Flugzeuges. *1* Flügelkasten (wingbox), *2* Seitenflosse (vertical stabilizer), *3* Seitenruder (rudder), *4* Höhenflosse (horizontal stabilizer), *5* Höhenruder (elevator), *6* Heckkonus (after body), *7* Landeklappen (flaps), *8* Vorflügel (slats), *9* Querruder (aileron), *10* Störklappen (spoiler), *11* Triebwerk (engine), *12* Hauptfahrwerk (main gear), *13* Bugfahrwerk (nose gear), *14* Wetterradarverkleidung (Radom), *15* Führerstand (cockpit), *16* Vorderrumpf (forward fuselage), *17* Hinterrumpf (after fuselage), *18* Rumpfmittelstück (middle section), *19* Flügelmittelstück (center wing box)

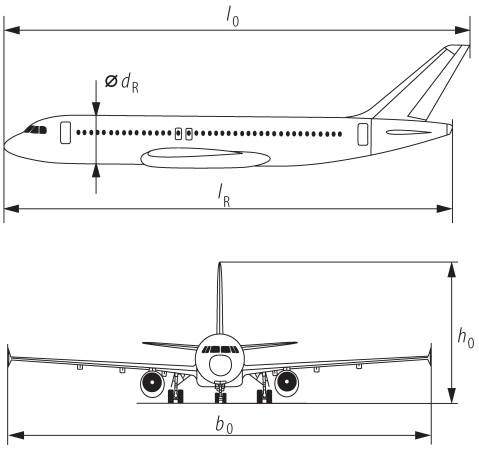


Bild 7. Gesamtabmessungen am Flugzeug. Gesamtlänge am Boden l_0, Rumpflänge l_R, Rumpfdurchmesser d_R, Spannweite am Boden b_0, Gesamthöhe am Boden h_0

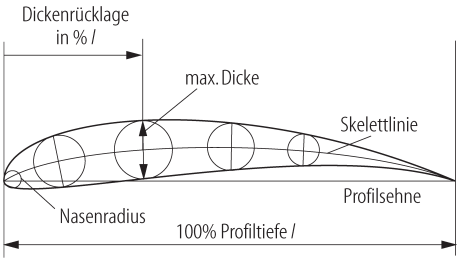


Bild 8. Bezeichnungen am Tragflügelprofil

Bezeichnungen am Tragflügelprofil

Unter einem Tragflügelprofil versteht man die geometrische Form eines Flügelschnittes. Die dafür verwendeten Bezeichnungen sind in **Bild 8** dargestellt. Die systematische Erfassung und Bezeichnung der unterschiedlichen Tragflügelprofile ist abhängig vom Profilentwickler. Als Beispiel für die systematische Benennung unterschiedlicher Tragflügelprofile siehe [11] (NACA-Profilsystematik).

Bezeichnungen am Tragflügel

Die Geometrie eines Tragflügels wird bestimmt durch die geometrische Form des Flügelgrundrisses (**Bild 9**) sowie durch den Pfeilwinkel (sweep), die V-Stellung (dihedral, anhedral), die Schränkung (wing twist) und die Flügeltiefe (chord) (**Bild 10**).

Flügelschränkung. Unter Schränkung versteht man die geometrische Reduzierung des örtlichen Anstellwinkels des Tragflügels von innen nach außen. Dazu reduziert man entweder den Einstellwinkel entlang der Spannweite nach außen (geometrische Schränkung) oder man verändert die Profilgeometrie (aerodynamische Schränkung). Meist kommt eine Kombination aus beiden Maßnahmen zum Einsatz. Durch die Schränkung kann das Langsamflug- und Überziehverhalten des Flugzeugs, der induzierte Widerstand sowie die Lastverteilung beeinflußt werden.

Abmessungen in der Flugmechanik

Für Definitionen im Rahmen der Flugmechanik werden für die Abmessungen und Hebelarme Bezeichnungen gemäß **Tab. 15** und **Bild 11** verwendet.

Bezugsflügeltiefe. Die Bezugsflügeltiefe benötigt man für viele flugmechanische Betrachtungen. [6] definiert den Begriff der Bezugsflügeltiefe als die Tiefe eines rechteckigen Ersatzflügels mit gleicher Flügelfläche und gleichem Momentenverhalten wie der Originalflügel.
Sie kann berechnet werden mit

$$l_\mu = \frac{1}{S}\int_{-s}^{+s} l(y)^2 \mathrm{d}y.$$

l ist die örtliche Flügeltiefe, die sich entlang der Spannweite verändern kann.

Streckung. Die Streckung eines Tragflügels ist beim Rechteckflügel das Verhältnis von Spannweite b zu Flügeltiefe:

$$\Lambda = \frac{b}{l}.$$

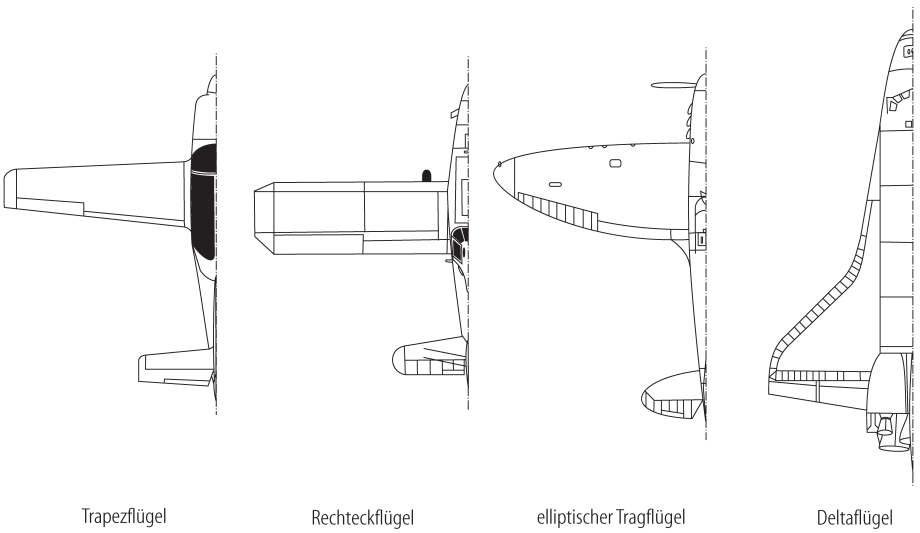


Bild 9. Tragflügelgrundrisse

Tabelle 15. Geometrische Definitionen in der Flugmechanik

Formelzeichen	Benennung	Formelzeichen	Benennung
BE	Bezugsebene	b [m]	Spannweite
SP	Schwerpunkt des Gesamtflugzeugs	s [m]	Halbspannweite
NP_F	Neutralpunkt des Flügels (Bild 15)	S_F [m^2]	Flügelfläche
NP_{FR}	Neutralpunkt der Flügel-Rumpf-Kombination	l_μ [m]	Bezugsflügeltiefe
NP_{HLW}	Neutralpunkt des Höhenleitwerks	b_{HLW} [m]	Spannweite des Höhenleitwerks
NP_{FLZ}	Neutralpunkt des Gesamtflugzeugs	s_{HLW} [m]	Halbspannweite des Höhenleitwerks
x_S [m]	Schwerpunktsabstand zur Bezugsebene *BE*	S_{HLW} [m^2]	Höhenleitwerksfläche
x_{NFR} [m]	Neutralpunktsabstand der Flügel-Rumpf-Kombination zur Bezugsebene *BE*	r_{HLW} [m]	Abstand des Schwerpunkts *SP* zum Neutralpunkt des Höhenleitwerks (Höhenleitwerkshebelarm)
$r_{NHLW,NFR}$ [m]	Abstand des Höhenleitwerk-Neutralpunkts zum Neutralpunkt der Flügel-Rumpf-Kombination	r_{SLW} [m]	Abstand des Schwerpunkts *SP* zum Neutralpunkt des Seitenleitwerks (Seitenleitwerkshebelarm)
l_a [m]	Flügeltiefe außen	S_{SLW} [m^2]	Seitenleitwerksfläche
l_i [m]	Flügeltiefe innen	l_R [m]	Rumpflänge

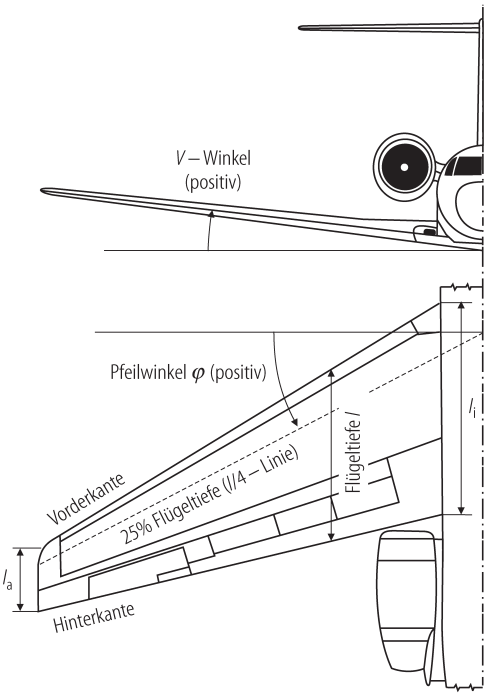


Bild 10. Pfeilwinkel und V-Stellung

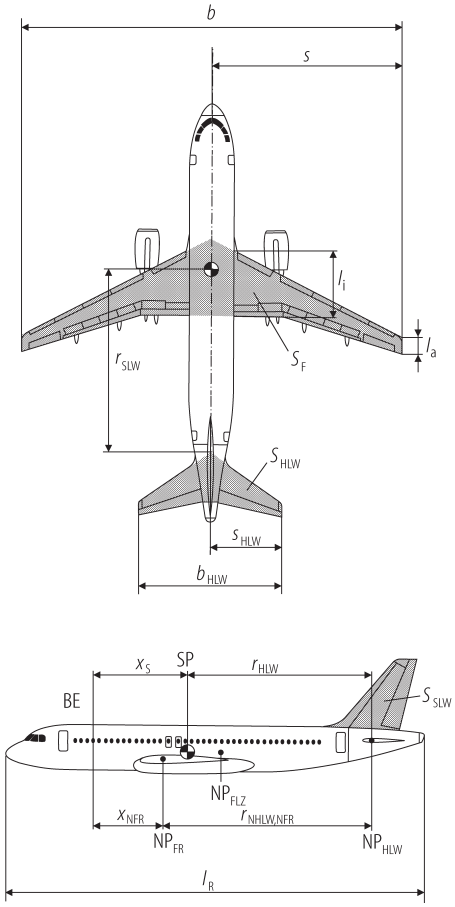


Bild 11. Abmessungen in der Flugmechanik

Es gilt allgemein für den beliebigen Flügelgrundriß:

$$\Lambda = \frac{b^2}{S}.$$

Die Streckung hat Einfluss auf die aerodynamische Güte eines Tragflügels. Verwendung findet sie beispielsweise bei der Berechnung des induzierten Widerstandes (s. **Q 3.3.2**).

Zuspitzung. Unter Zuspitzung des Flügels versteht man das Verhältnis von Flügeltiefe an der Flügelspitze l_a zu Flügeltiefe an der Flügelwurzel l_i (**Bild 10**)

$$\lambda = \frac{l_a}{l_i}.$$

Leitwerksbauformen

Das Leitwerk befindet sich bei konventionell ausgelegten Flugzeugen am hinteren Ende des Rumpfes. Seine Aufgabe ist die Stabilisierung und die Steuerung des Flugzeugs in seiner Lage im Raum. Es besteht aus dem vertikalen Seitenleit-

werk (SLW) und dem horizontalen Höhenleitwerk (HLW). Im Normalfall besteht das Seiten- wie auch das Höhenleitwerk aus einem feststehenden Teil, der Flosse, und einem beweglichen Teil, dem Ruder. Je nach spezieller Anforderung an ein Luftfahrzeug kann es sinnvoll sein, das Leitwerk nicht in der Standardanordnung anzubringen, sondern andere Anordnungen zu wählen.

Bild 12 gibt einen Überblick über einige spezielle Leitwerksanordnungen. Das T-Leitwerk wird beispielsweise im Segelflugzeugbau verwendet, um im Falle einer Außenlandung in Gelände mit hohem Bewuchs Beschädigungen zu vermeiden, oder im Fall von motorisierten Flugzeugen, um die Anbringung von Triebwerken am Heck zu ermöglichen. Mit Hilfe des V-Leitwerkes, bei dem Höhensteuer und Seitensteuer in nur zwei Steuerflächen kombiniert werden, versucht man durch Einsparung einer Steuerfläche Gewicht und Widerstand zu reduzieren. Sonderformen sind Nurflügler ohne Leitwerk und Canard-Flugzeuge mit dem Höhenleitwerk vor dem Hauptflügel.

Die von den Leitwerksflächen erzeugten Momente um den Schwerpunkt sind proportional zum Produkt aus Leitwerksfläche und Leitwerkshebelarm. Dieses Produkt wird als Leitwerksvolumen bezeichnet und kann auf die Tragflügelabmessungen bezogen werden (Leitwerksvolumenbeiwerte). Typische Zahlenwerte für den HLW-Volumenbeiwert sind $C_{HLW} = 0{,}5 - 1$ und für den SLW-Volumenbeiwert $C_{SLW} = 0{,}04 - 0{,}08$.

$$C_{HLW} = \frac{S_{HLW} \cdot r_{HLW}}{S \cdot l_\mu}$$

$$C_{SLW} = \frac{S_{SLW} \cdot r_{SLW}}{S \cdot b}$$

3.2.7 Kräfte und Winkel im Flug
Forces and angles in flight

Während des Fluges werden die in **Q 3.2.2** aufgeführten Koordinatensysteme gegeneinander verdreht. Der Auftrieb A steht senkrecht auf der Anströmrichtung, der Widerstand W ist entgegengesetzt parallel zur Anströmrichtung. Der Winkel σ bezeichnet die Richtung des Schubvektors zur Längsachse des Luftfahrzeuges. Zur Verdeutlichung der Verhältnisse sind in **Bild 13** noch einmal die Koordinatensysteme und die entsprechenden Winkel eingezeichnet.

Lastvielfache. Bei Abfangmanövern und/oder stationären Kurvenflügen muss der Tragflügel eines Luftfahrzeuges einen höheren Auftrieb erzeugen wie die Gewichtskraft, um so die auftretenden Zentrifugalkräfte auszugleichen.

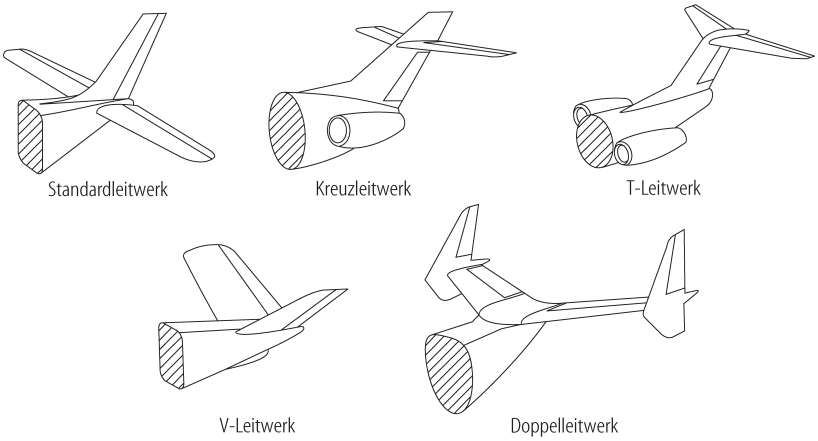


Bild 12. Leitwerksbauformen

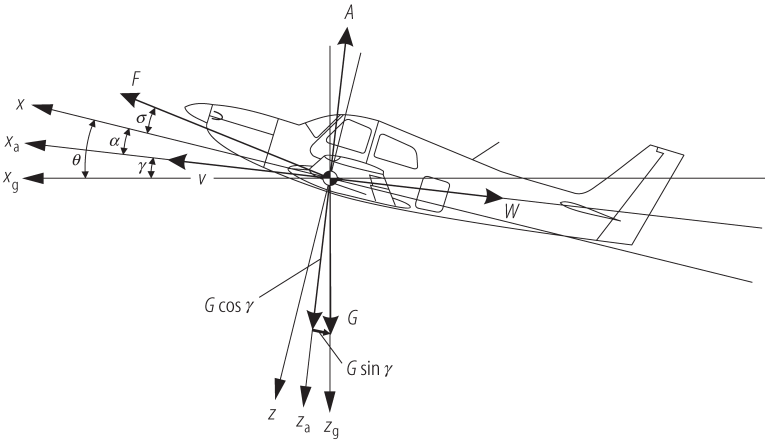


Bild 13. Winkel und Kräfte im Flug

Dabei wird das Luftfahrzeug in Scheinlotrichtung mit einem Vielfachen der Erdbeschleunigung belastet. Man definiert dieses sogenannte Lastvielfache n als das Verhältnis von Auftrieb zu Gewichtskraft:

$$n = \frac{A}{G}.$$

Lastvielfache können auch beim Durchflug von Böen (Änderung des Geschwindigkeitsfeldes der das Luftfahrzeugs umgebenden Luftmasse) entstehen (s. a. **Q 3.4.2**).

Beiwerte. Für eine bessere Anschaulichkeit werden Kräfte und Momente am Luftfahrzeug üblicherweise in dimensionsloser Schreibweise angegeben. Als Bezugsgrößen werden der Staudruck $q = \frac{1}{2} \cdot \varrho \cdot v^2$, die Bezugsflügelfläche S_F und die Bezugsflügeltiefe l_μ verwendet.
Auftriebsbeiwert:

$$C_A = \frac{A}{\frac{1}{2} \cdot \varrho \cdot v^2 \cdot S_F}$$

Widerstandsbeiwert:

$$C_W = \frac{W}{\frac{1}{2} \cdot \varrho \cdot v^2 \cdot S_F}$$

Momentenbeiwert:

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \cdot \varrho \cdot v^2 \cdot S_F \cdot l_\mu}$$

3.2.8 Flugsteuerung. Flight controls

Zur Steuerung eines Flugzeugs stehen dem Piloten im Cockpit verschiedene Steuereingabeeinrichtungen (**Tab. 16**) zur Verfügung. Mit den Händen bedient er einen Steuerknüppel bzw. ein Steuerhorn. Durch Bewegung des Steuerknüppels/Steuerhorns nach vorne oder hinten betätigt er das Höhenruder (HR). Durch Ausschlag des Steuerknüppels/Steuerhorns zur Seite schlägt er die Querruder (QR) aus. Mit den Füßen bedient er die Steuerpedale, über die sich das Seitenruder (SR) bewegen läßt.
Die durch die Steuereingaben von Querruder und Seitenruder hervorgerufenen Roll- und Giermomente sind allerdings miteinander gekoppelt. Im Falle einer Querrudereingabe giert das Flugzeug zusätzlich zur Rollbewegung in die gegensinnige Richtung und man spricht vom negativen Roll-Wende-Moment. Der Grund dafür ist die Zunahme des Widerstandes an dem Flügelsegment, das einen erhöhten Auftrieb erfährt. Schlägt man nur das Seitenruder aus, so beginnt das Flugzeug durch die Beschleunigung des voreilenden Tragflügels sinnrichtig zu rollen – positives Wende-Roll-Moment.
Im Regelfall werden die Steuereingaben des Piloten über Steuerstangen, Steuerseile oder über eine Hydraulikanlage auf die Ruder übertragen. Oft findet man auch eine Kombination aus direkter Kraftübertragung und Hydraulikanlage. Allerdings finden Hydraulikanlagen zur Kraftübertragung nur bei schnellfliegenden Flugzeugen Anwendung, da dort die Steuerkräfte sonst zu hoch werden. In modernsten Hochleistungsflugzeugen wurden in den 1980er Jahren sogenannte Fly-by-Wire-Flugsteuerungsanlagen eingeführt. Der Pilot gibt hier seine Steuereingaben an einen Computer (Flight Control Computer), dieser Computer bereitet die Steuereingabe auf oder begrenzt sie und gibt einen elektronischen Steuerimpuls an die Hydraulikanlage. Mit dem *Airbus* A320 wurde dieses Steuerprinzip im Zivilflugzeugbau in der Großserie eingeführt. Die nächsten Entwicklungsschritte werden die Einführung von Lichtleitern (Fly by light) sein, die gegen Störungen durch elektromagnetische Felder immun sind, sowie der Ersatz der Hydraulikanlagen durch Elektroaktuatoren.

3.2.9 Flugstabilitäten. Flight stability

Unter Flugstabilität versteht man die Fähigkeit eines Flugzeugs, im Falle einer Störung der Flugbewegung selbsttätig, ohne korrigierende Steuereingaben des Piloten, wieder in die Ausgangslage des ungestörten Flugzustandes zurückzukehren. Störungen des Flugzustandes können äußere Einflüsse wie z. B. Böen oder kurze ungewollte Steuereingaben des Piloten sein. Man unterscheidet stabiles Flugverhalten, indifferentes Flugverhalten und instabiles Flugverhalten. Im letzten Fall würde sich das Flugzeug bei einer Störung immer weiter von der Ausgangslage entfernen und den ursprünglichen Flugzustand nicht wieder erreichen. Man unterscheidet:

Statische Stabilität. Bei einer Störung der Gleichgewichtslage wird eine Reaktion hervorgerufen, die der Störung entgegenwirkt. Die statische Stabilität ist Voraussetzung für die:

Dynamische Stabilität. Die aus der Störung resultierende Bewegungsform (Schwingung um die Gleichgewichtslage) muss gedämpft sein. Diese sich nach einer Störung ergebende Bewegungsform um die Querachse nennt man Phygoide.
Die Frage nach stabilem Flugverhalten stellt sich um alle drei Flugzeugachsen. Man spricht im Falle der Bewegung um die Querachse von Längs- oder Nickstabilität, bei der Bewegung um die Hochachse von Kursstabilität und bei Bewegungen um die Längsachse von Querstabilität. Die Längsstabilität wird maßgeblich vom Höhenleitwerk beeinflußt. Mit dem Seitenleitwerk und der Pfeilform des Tragflügels beeinflußt man hauptsächlich die Kursstabilität, während sich die V-Stellung des Flügels und die Bauart als Hochdecker positiv auf die Querstabilität auswirken.
Beispiel Längsstabilität: Der Momentenbeiwert des Flugzeugmoments um den Schwerpunkt lässt sich bei Änderungen des Auftriebsbeiwertes folgendermaßen definieren:

$$C_M = C_{M0} + \frac{\partial C_M}{\partial C_A} C_A.$$

Tabelle 16. Steuereingaben und Bewegungen des Flugzeuges

Steuerung um die	Steuereingaben im Cockpit	Bewegung der Steuerflächen	Bewegungsform	Reaktion des Flugzeuges
Querachse	Knüppel ziehen	HR schlägt nach oben aus	Nicken	Anstellwinkelerhöhung Steigflug/Fahrtabnahme
	Knüppel drücken	HR schlägt nach unten aus		Anstellwinkelreduzierung Sinkflug/Fahrtzunahme
Längsachse	Knüppel nach links	linkes QR schlägt nach oben aus rechtes QR schlägt nach unten aus	Rollen	Primär: Rollen nach links Sekundär: Nase dreht nach rechts
	Knüppel nach rechts	linkes QR schlägt nach unten aus rechtes QR schlägt nach oben aus		Primär: Rollen nach rechts Sekundär: Nase dreht nach links
Hochachse	linkes Pedal nach vorne	SR schlägt nach links aus	Gieren	SLW erzeugt Kraft nach rechts → Flugzeugnase dreht nach links
	rechtes Pedal nach vorne	SR schlägt nach rechts aus		SLW erzeugt Kraft nach links → Flugzeugnase dreht nach rechts

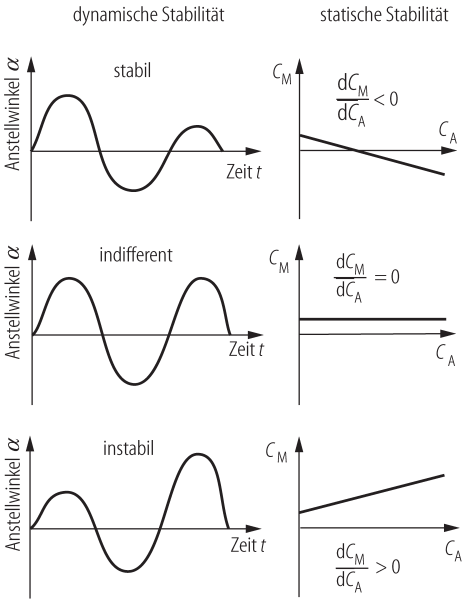


Bild 14. Längsstabilität

Man sieht, dass Stabilität gerade dann gegeben ist, wenn $(\partial C_M/\partial C_A) < 0$ ist. Nimmt aufgrund einer Störung der Anstellwinkel zu, so stellt sich ein höherer Auftriebsbeiwert ein, und das Nickmoment wird kleiner (kopflastig), was zur Absenkung der Flugzeugnase führt. **Bild 14** zeigt die resultierenden Bewegungsformen bei unterschiedlichen Flugstabilitäten.

Neutralpunkt. An Tragflügeln ist der Angriffspunkt von Auftrieb und Widerstand (Druckpunkt) abhängig vom Anstellwinkel. Nimmt der Anstellwinkel zu, so wandert der Druckpunkt nach vorn und damit verändern sich auch die Hebelarme für Momentenbetrachtungen. Für die Aufstellung von Momentengleichgewichten am Flugzeug ist es also von Nachteil, den Druckpunkt zu verwenden.
Am Flügelschnitt, am Tragflügel und auch am Gesamtflugzeug existiert ein Momentenbezugspunkt, an dem das Moment bei gleicher Anströmgeschwindigkeit unabhängig vom Anstellwinkel ist. Dieser Punkt heißt Neutralpunkt. Es gilt also

$$C_M = \text{const},$$

$$\frac{dC_M}{d\alpha} = 0.$$

Verwendet man diesen Punkt als Bezugspunkt, so werden Momentenbetrachtungen unabhängig vom Anstellwinkel. Folglich müssen bei diesem Ersatzmodell der Auftrieb und Auftriebsänderungen im Neutralpunkt angreifen. Statische Stabilität ist gegeben, wenn der Schwerpunkt vor dem Neutralpunkt des Gesamtflugzeuges liegt (**Bild 11**).

3.3 Grundlagen der Flugphysik [12]
Fundamentals of flight physics

3.3.1 Einführung. Introduction

Das folgende Kapitel befaßt sich mit den Grundlagen der Flugphysik. Eine zentrale Rolle in der Flugphysik spielt die Flugzeugpolare. Sie stellt die Verknüpfung der beiden im Flugzeugentwurf wichtigen Größen Auftrieb (lift) und Widerstand (drag) dar. Als Flugzeugpolare bezeichnet man dabei die dimensionslose Darstellung des Auftriebs bzw. Auftriebsbeiwertes C_A über dem dimensionslosen Widerstand bzw. Widerstandsbeiwert C_W. Das aus dieser Darstellungsweise ableitbare Verhältnis von Auftrieb zu Widerstand (C_A/C_W) bzw. dessen Kehrwert (C_W/C_A), auch als Gleitzahl bezeichnet, kann als dimensionslose Darstellung der aerodynamischen Leistungsfähigkeit (Güte) des Luftfahrzeuges angesehen werden.
Im anschließenden Kapitel Flugleistungen werden unter Berücksichtigung des jeweiligen Antriebssystems die Flugmissionssegmente wie Start, Steigflug, Reiseflug und Landung betrachtet.

Auftrieb und Widerstand [11, 13–16]

Die resultierende Luftkraft am Luftfahrzeug lässt sich zerlegen in einen Anteil senkrecht zur Anströmrichtung, den Auftrieb *A*, und in einen Anteil in Anströmrichtung, den Widerstand *W* (**Bild 13**). Für eine bessere Anschaulichkeit werden Kräfte und Momente am Luftfahrzeug üblicherweise in dimensionsloser Schreibweise angegeben. Als Bezugsgrößen werden der Staudruck $q = \frac{1}{2} \cdot \varrho \cdot v^2$, die Bezugsflügelfläche S und die Bezugsflügeltiefe l_μ verwendet (s. a. **Q 3.2.7**).

Auftrieb [17]**.** Der Hauptanteil des Auftriebes wird durch den Flügel erzeugt. Das Höhenleitwerk dient der Erhaltung des Längsmomentengleichgewichtes (Momentengleichgewicht um die Querachse) und der beabsichtigten Erzeugung von Momentenänderungen (Längssteuerung, Flugmanöver). Der Begriff Stabilitätsmaß beschreibt in diesem Zusammenhang den auf die Ersatzflügeltiefe normierten Abstand zwischen Flugzeugschwerpunkt und Flugzeugneutralpunkt. Ein positives Stabilitätsmaß (Flugzeugschwerpunkt liegt vor dem Flugzeugneutralpunkt) bedeutet ein statisch stabiles Flugzeug. Was bedeutet, dass es nach einer Störung der Längsbewegung wieder von alleine in seine Ausgangsfluglage zurückkehren wird (s. a. **Q 3.2.9**).
Im stationären Reiseflug ist bei einem konventionellen Flugzeug in der Regel am Höhenleitwerk im Verhältnis zum Flügelauftrieb ein geringer Abtrieb nötig, abhängig von der Flugzeugauslegung und der Schwerpunktslage. Dies ist natürlich unerwünscht, da es den nötigen Flügelauftrieb vergrößert. Durch Rückverlagerung des Flugzeugschwerpunktes (Fliegen bei geringem Stabilitätsmaß) kann auch im Reiseflug ein geringfügiger Auftrieb am Höhenleitwerk erzielt werden (**Bild 15**). Bei modernen Verkehrsflugzeugen wird dies durch einen Kraftstofftank (Trimmtank) in der Höhenflosse verwirklicht.
Der Verlauf des Auftriebes entlang der Spannweite ist qualitativ in **Bild 15** dargestellt. Die Aerodynamik fordert idealerweise eine elliptische Auftriebsverteilung, da dies ein Minimum des auftriebsabhängigen Widerstandes (induzierter Widerstand, Wirbelwiderstand, s. **B 6.6.5**) bewirkt. Bei unverwundenem Tragflügel ist dafür ein elliptischer Grundriß erforderlich. Diese Forderung wird in der Praxis durch Einfach- oder Mehrfachtrapezflügel und entsprechende Flügelverwindung annähernd erfüllt.
Die Berechnung der Auftriebsverteilung erfolgt im Leichtflugzeugbau mit vereinfachten Verfahren gemäß der einfachen Traglinientheorie nach Prandtl [18]. Mit der erweiterten Traglinientheorie nach Weissinger [19] ist es möglich, auch gepfeilte Flügel (**Bild 10**) zu berechnen. In der Industrie kommen heute vorwiegend aufwendigere numerische Verfahren zum Einsatz (Computational fluid dynamics = CFD).
Aus den so berechneten aerodynamischen Lasten lassen sich dann Querkraft-, Biegemomenten- und Torsionsmomentenverläufe bestimmen und somit auch die für die Dimensionierung benötigten Schnittkräfte und -momente bereitstellen [20].

Widerstand. In der üblichen aerodynamischen Betrachtungsweise wird eine Unterteilung der Widerstände entsprechend ihrer physikalischen Entstehungsmechanismen durchgeführt. Dabei unterscheidet man z. B. den Reibungswiderstand und den Druckwiderstand (vgl. **Tab. 17**, s. a. **B 6.6.4**).
Bei der Bestimmung des Widerstandes im Flugzeugentwurf teilt man diesen aus praktischen Gründen anders auf. Es wird hier eine komponentenbezogene Aufteilung benutzt. Die Widerstandskomponenten [21] sind dabei mit verschiedenen Teilen der Flugzeugzelle, wie z. B. Flügel, Rumpf, Leitwerk und Ruder (abhängig von den Ruderausschlägen), verknüpft.
Im allgemeinsten Fall ist der Widerstand eines Flugzeugs als Funktion von Auftrieb, Machzahl und Klappenwinkel darstellbar:

$$C_W = f(C_A, Ma, \eta_K).$$

Tabelle 17. Physikalische Einteilung der verschiedenen Widerstandsarten

a	Druckwiderstand:
	a.1 Formwiderstand
	a.2 Widerstand bei reibungsfreier Strömung:
	– induzierter Widerstand
	– Wellenwiderstand (Überschall)
b	Reibungswiderstand

Für die Abschätzung einer Flugzeugpolaren ist es angemessen, einen analytischen Ansatz zur Charakterisierung des Flugzeugwiderstands zu treffen. Dieser Ansatz wird besonders im Entwurf von Flugzeugen eingesetzt, wenn nur wenige detaillierte Widerstandsuntersuchungen und Messungen vorliegen.
Geht man von einer machzahlunabhängigen Polaren aus, so vereinfacht sich die Funktion des Widerstandes zu:

$$C_W = f(C_A).$$

Man teilt den Widerstand in zwei wesentliche Anteile auf:
– Widerstandskomponenten, die unabhängig vom Auftrieb sind (Nullwiderstand oder schädlicher Widerstand), und
– auftriebsabhängige Widerstandsanteile.

Den Gesamtwiderstand eines Flugzeugs erhält man, wenn die Einzelwiderstände der Bauteile getrennt nach Nullwiderstand und auftriebsabhängigem Widerstand addiert und die durch die gegenseitige Beeinflussung entstehenden Interferenzwiderstände berücksichtigt werden. Die Gliederung in einen auftriebsabhängigen und auftriebsunabhängigen Teil spiegelt sich auch in der Bestimmung der Widerstandspolaren wieder. Dort treten ebenfalls diese beiden Anteile auf. Diese Unterteilung führt zu einer Näherung der Flugzeugpolaren in Form einer Parabel [22]:

$$C_W = f\left(C_A, C_A^2\right) = K_0 + K_1 C_A + K_2 C_A^2.$$

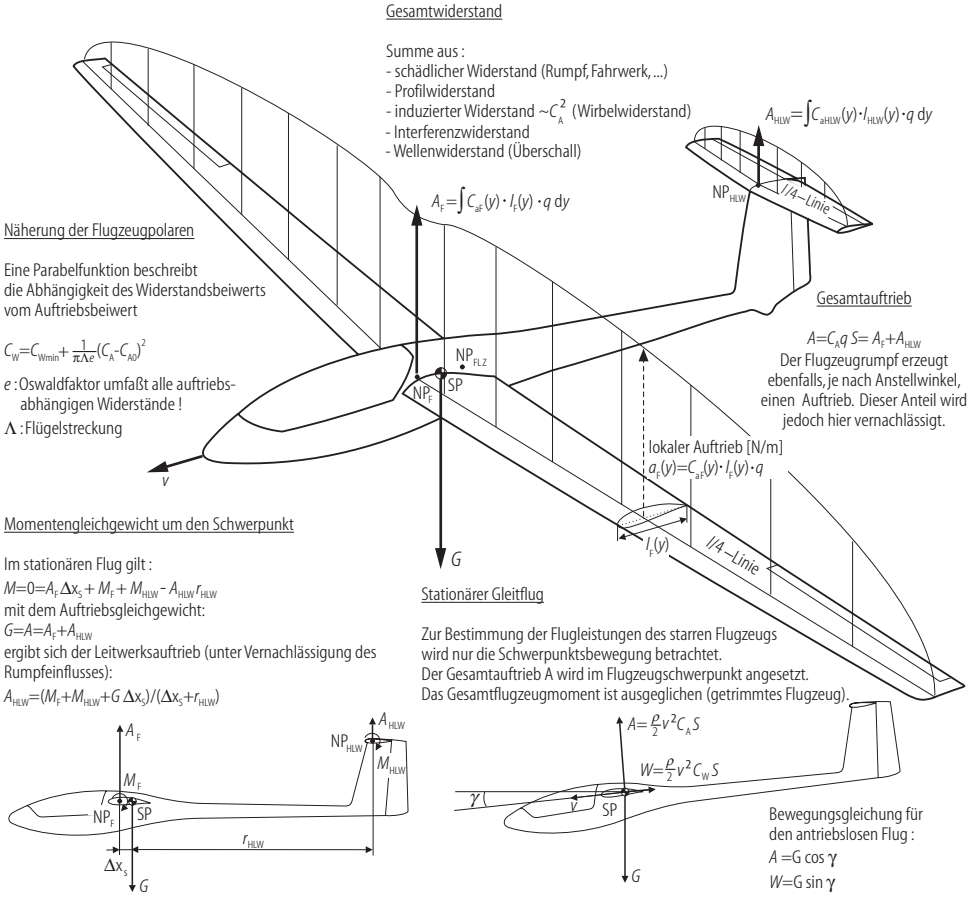


Bild 15. Übersichtsbild. Schematische Darstellung der am Flugzeug angreifenden Kräfte und Momente

Auf die Bestimmung und Bedeutung der Konstanten und die Genauigkeit dieser Näherung wird in **Q 3.3.2** eingegangen.

3.3.2 Flugzeugpolare. Aircraft polar

In einem breiten Einsatzbereich des Luftfahrzeuges ist der Auftrieb bzw. C_A linear abhängig vom Anstellwinkel α. In der Nähe des Maximalauftriebs und bei kleinen C_A-Werten ist der Verlauf jedoch nicht mehr linear.
$C'_A = dC_A/d\alpha$ ist der Auftriebsgradient. Für diesen gilt im linearen Bereich (Tragflügel, Unterschall, Flügelstreckung >3, siehe z. B. [13]):

$$C'_A = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Lambda}{\Lambda + 2}.$$

Der Widerstand des Luftfahrzeuges ist vom Auftrieb abhängig. Die Auftragung des Auftriebsbeiwertes C_A über dem Widerstandsbeiwert C_W wird als Widerstandspolare oder Flugzeugpolare bezeichnet. Bereits *Lilienthal* benutzte diese Darstellung (deshalb auch Lilienthalpolare genannt). Die aerodynamische Güte und somit die Leistungsfähigkeit eines Luftfahrzeuges läßt sich in jedem Flugzustand durch das Verhältnis Widerstand zu Auftrieb (W/A bzw. C_W/C_A) aufzeigen. C_W/C_A wird als Gleitzahl ε bezeichnet, da beim antriebslosen Flug die Gleitzahl dem Gleitwinkel entspricht.
Im Geschwindigkeitsbereich bis $Ma \approx 0{,}6$ wird die Polare konstant (machzahlunabhängig) angenommen. Bei höheren Machzahlen treten Kompressibilitätseffekte auf, die eine Abhängigkeit der Polaren von der Machzahl bewirken (Widerstandsvergrößerung bei größeren Machzahlen, **Bild 16**).
Der Kurvenverlauf der Widerstandspolaren kann in grober Näherung errechnet werden. Bessere Ergebnisse liefern natürlich Windkanalmessungen mit einem Flugzeuggesamtmodell. Die exakte Polare kann letztendlich erst im Flugversuch ermittelt werden. Zur einfacheren und übersichtlicheren Behandlung der Flugleistungsgleichungen wird die Polare durch eine Parabel angenähert. Dabei ist zu beachten, dass die Näherung bei geringen C_A-Werten und in der Nähe von $C_{A\,max}$ ungenaue Werte liefert.
Die einfachste Näherung ist in **Bild 17** dargestellt und wird häufig als symmetrische Polare bezeichnet:

$$C_W = C_{W0} + k \cdot C_A^2,$$

wobei $k = 1/(\pi \Lambda e)$ mit Streckung Λ und Oswaldfaktor e ist.

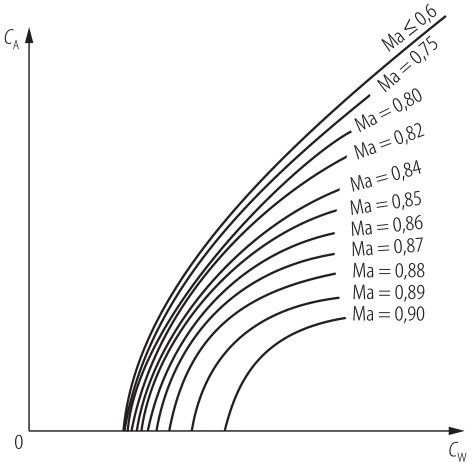


Bild 16. Machzahlabhängige Polare

C_{W0} stellt den auftriebsunabhängigen Anteil des Widerstandsbeiwertes dar und ist im Unterschall hauptsächlich reibungsbedingt. Der auftriebsabhängige Anteil $k \cdot C_A^2$ wird auch induzierter Widerstand genannt. Dieser ist umgekehrt proportional zur Tragflügelstreckung. Der sogenannte Oswaldfaktor $e \leq 1$ berücksichtigt die Abweichung vom Optimum bei elliptischer Auftriebsverteilung. Zusätzlich berücksichtigt er alle weiteren auftriebsabhängigen Widerstände (z. B. Trimmwiderstand), (**Tab. 18**).
Eine weitere Näherung der Polaren stellt **Bild 18** dar.

$$C_W = C_{W\,min} + k \cdot (C_A - C_{A0})^2.$$

Für Flugzeuge, für die $C_{W\,min} \neq C_{W0}$ gilt, liefert diese Näherung vor allem bei geringen C_A-Werten genauere Ergebnisse. Die mathematische Behandlung wird dadurch jedoch aufwendiger.

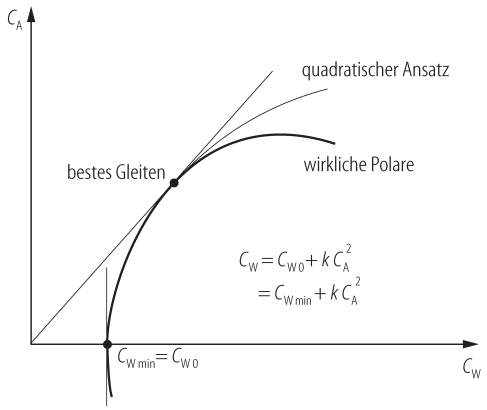


Bild 17. Symmetrische Polare

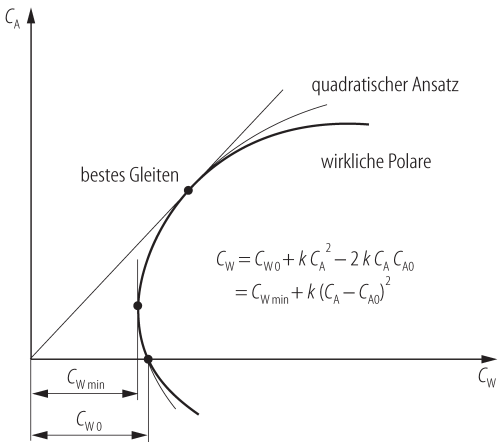


Bild 18. Unsymmetrische Polare

Tabelle 18. Anhaltswerte für Flugzeugwiderstände (schädlicher Widerstandsbeiwert und auftriebsabhängiger Anteil) zur Berechnung einer symmetrischen Flugzeugpolaren

Typ	C_{W0}	e
Segelflugzeuge	0,010 ... 0,020	0,90
Motorflugzeuge (einmot.)	0,020 ... 0,045	0,70 – 0,85
Transportflugzeuge	0,013 ... 0,018	0,70 – 0,80

3.3.3 Flugleistungen. Aircraft performance

Flugzustandsgleichungen

Für die Betrachtung der Flugleistungen kann das Flugzeug als starrer Körper dargestellt werden, der sich im Luftraum unter der Einwirkung äußerer Kräfte und Momente bewegt.
Für die meisten Flugzustände kann angenommen werden, dass sich das Flugzeug in einer vertikalen Bezugsebene bewegt und der Geschwindigkeitsvektor in der Symmetrieebene des Flugzeugs liegt [23, 24].
Die Lage des Flugzeugs wird in Bezug auf das erdfeste Koordinatensystem (x_g, y_g, z_g) angegeben. Weiterhin kommen das flugzeugfeste (x, y, z) und das aerodynamische Koordinatensystem (x_a, y_a, z_a) zur Anwendung (s. a. **Q 3.2.2**). Unter der Annahme, dass eine Beschleunigung des Luftfahrzeuges durch die ständige Abnahme der Flugzeugmasse m (Kraftstoffverbrauch) vernachlässigt werden kann, lassen sich die Grundgleichungen für die symmetrische Flugbahn angeben (**Bild 13**):

Widerstandsgleichung:

$$F \cdot \cos(\alpha + \sigma) - W - m \cdot g \cdot \sin\gamma = m \cdot \dot{v},$$

Auftriebsgleichung:

$$A + F \cdot \sin(\alpha + \sigma) - m \cdot g \cdot \cos\gamma = m \cdot v \cdot \dot{\gamma}.$$

Für stationäre Flugzustände mit konstanter Flugzeugmasse und unter Berücksichtigung, dass α und σ meist sehr klein sind, lassen sich die Gleichungen weiter vereinfachen zu:

$$F - W - m \cdot g \cdot \sin\gamma = 0,$$
$$A - m \cdot g \cdot \cos\gamma = 0.$$

Die im folgenden angegebenen Gleichungen und Herleitungen beziehen sich alle auf die in **Q 3.3.2** vorgestellte symmetrische Polare. Die abgeleiteten Formeln für die unsymmetrische Polare sind in der **Tab. 23** am Ende des Kapitels zusammengefaßt.

Gleitflug

Der Gleitflugzustand wird im folgenden relativ ausführlich behandelt, da charakteristische Flugzustände sehr anschaulich dargestellt werden können und auch wichtige Zustände des motorgetriebenen Fluges auf der Basis des Gleitfluges erläutert werden können.
Segelflugzeuge und motorisierte Flugzeuge mit abgeschaltetem Antrieb führen den Gleitflug aus. Es gilt dann mit $F = 0$:

$$W - m \cdot g \cdot \sin\gamma = 0,$$
$$A - m \cdot g \cdot \cos\gamma = 0.$$

Daraus lässt sich ableiten:

$$\varepsilon = \frac{W}{A} = \frac{C_W}{C_A} = -\tan\gamma \approx -\gamma.$$

Das Verhältnis W/A wird in der deutschsprachigen Literatur auch als Gleitzahl ε bezeichnet.
In der englischsprachigen Literatur wird jedoch meist mit dem Kehrwert der Gleitzahl $1/\varepsilon = C_A/C_W$ (Gleitverhältnis) gearbeitet. Moderne Hochleistungssegelflugzeuge erreichen Gleitzahlen von bis zu $\varepsilon = 1/60$, d. h. mit einem Meter Höhenverlust gleitet das Segelflugzeug 60 m weit [25].
Für kleine γ lässt sich sofort die Sinkgeschwindigkeit angeben

$$w = v \cdot \varepsilon.$$

Für die Bahngeschwindigkeit und Sinkgeschwindigkeit im Gleitflug gilt allgemein für kleine Bahnwinkel γ:

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{1}{C_A}},$$

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{C_W^2}{C_A^3}}.$$

Die Darstellung der Sinkgeschwindigkeit w über der Fluggeschwindigkeit v wird als Geschwindigkeitspolare bezeichnet (**Bild 19**).

Bestes Gleiten. Der Berührpunkt der Tangente vom Ursprung aus an die Geschwindigkeitspolare ergibt das beste Verhältnis von w/v und somit die beste Gleitzahl ε_{min}. Der Flug bei ε_{min} ergibt die größte Reichweite. Bei Gegen- bzw. Rückenwind muss die Tangente unter Berücksichtigung der jeweiligen Windkomponenten an die Polare gezogen werden. Dementsprechend ist bei Gegenwind schneller und bei Rückenwind langsamer zu fliegen. Der Punkt des besten Gleitens lässt sich natürlich auch auf der Widerstandspolaren angeben, indem die Tangente vom Ursprung an die Polare gelegt wird. Damit ist auch der Auftriebsbeiwert gegeben, mit dem bei bestem Gleiten geflogen werden muß. Wie später gezeigt wird, entspricht der Flug bei ε_{min} auch gleichzeitig dem Flugzustand bei minimalem Widerstand (**Bild 22**).
Unter Verwendung des Parabelansatzes (**Bild 17**) für die Widerstandspolare lässt sich ε_{min} auch mathematisch ableiten. Mit der Bedingung

$$\frac{d\left(\frac{C_W}{C_A}\right)}{dC_A} = 0$$

ergibt sich für Auftriebs- und Widerstandsbeiwert:

$$C_{A\,\varepsilon\,min} = \sqrt{\frac{C_{W0}}{k}},$$

$$C_{W\,\varepsilon\,min} = 2 \cdot C_{W0}.$$

Und damit wird die beste Gleitzahl zu:

$$\varepsilon_{min} = \frac{C_{W\,\varepsilon\,min}}{C_{A\,\varepsilon\,min}} = 2 \cdot \sqrt{k \cdot C_{W0}}.$$

Für die Fluggeschwindigkeit bei ε_{min} folgt damit:

$$v_{\varepsilon\,min} = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{C_{W0}}{k}}}}.$$

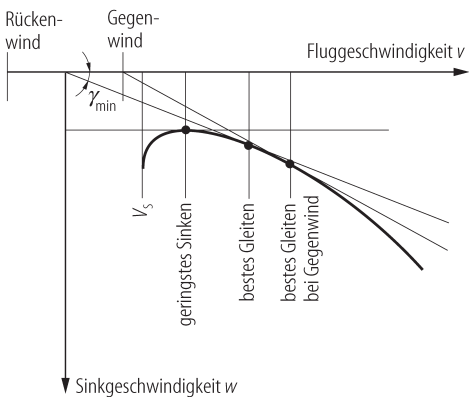


Bild 19. Geschwindigkeitspolare unter Berücksichtigung des Windeinflusses. Darstellung der Punkte des besten Gleitens und geringsten Sinkens

Die Sinkgeschwindigkeit ist dann:

$$w_{e\,\min} = 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{C_{W0}}{k^3}}}}.$$

Minimale Sinkgeschwindigkeit. Die geringste Sinkgeschwindigkeit ergibt sich für $(C_A^3/C_W^2)_{max}$. Der Ausdruck (C_A^3/C_W^2) wird oft als *Steigzahl* bezeichnet. Mit dem symmetrischen Ansatz für die Polare erhält man aus der Bedingung:

$$\frac{d\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right)}{dC_A} = 0.$$

Die Beiwerte für das geringste Sinken sind gegeben mit

$$C_{A\,w\,\min} = \sqrt{\frac{3 \cdot C_{W0}}{k}},$$

$$C_{W\,w\,\min} = 4 \cdot C_{W0}.$$

Dabei muss mit folgender Fluggeschwindigkeit geflogen werden

$$v_{w\,\min} = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{3 \cdot C_{W0}}{k}}}}.$$

Die minimale Sinkgeschwindigkeit wird dann

$$w_{\min} = \frac{4}{3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \sqrt{3 \cdot C_{W0} \cdot k^3}}.$$

Die Fluggeschwindigkeit für das geringste Sinken beträgt etwa $^3/_4$ der Geschwindigkeit für bestes Gleiten. Es muß also deutlich langsamer geflogen werden als im Fall des besten Gleitens.

Maximale Geschwindigkeit im Gleitflug. Die maximale Geschwindigkeit im Gleitflug erhält man für einen Sturzflug mit $A = 0$ (symmetrische Polare). Dann gilt $W = G$ und folglich $C_W = C_{W\,\min}$. Daraus ergibt sich die näherungsweise maximale Geschwindigkeit zu

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{1}{C_{W\,\min}}}.$$

Für die einfache Polarennäherung gilt dabei: $C_{W\,\min} = C_{W0}$

Kreisflug. Im Kreisflug gilt das Auftriebsgleichgewicht entsprechend **Bild 20**:

$$A \cdot \cos(\phi) = G \cdot \cos(\gamma) \approx G.$$

Das im Kurvenflug auftretende Lastvielfache hängt somit allein von der Schräglage ab

$$n = \frac{1}{\cos\phi}.$$

Für den Kurvenradius findet man unter Berücksichtigung der Zentrifugalkraft

$$R = \frac{v^2}{g \cdot \tan(\phi)}.$$

Die Geschwindigkeiten im Kurvenflug erhält man, indem in den Bestimmungsgleichungen C_A durch $C_A \cos(\phi)$ ersetzt wird.

Flug mit Antriebsleistung [24–27]

Antriebssysteme. Für Luftfahrzeuge stehen folgende Antriebssysteme zur Verfügung

– Propellerantrieb mit Kolbenmotor,

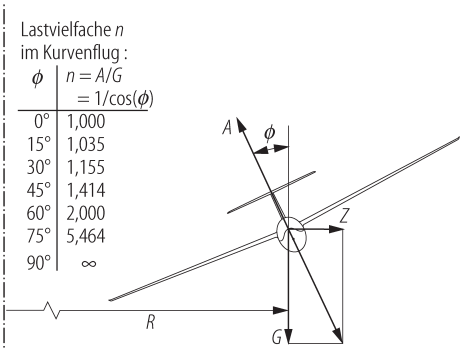


Bild 20. Kräfte und Lastvielfache im Kreisflug

– Propellerantrieb mit Turbine (Propellerturbine oder Turboprop),
– Turboluftstrahltriebwerk (TL, engl.: Jet).

Für Sonderanwendungen werden noch Staustrahl- und Raketenantriebe eingesetzt.

Die Auswahl des Antriebsystems hängt wesentlich von der Mission und der Missionsgeschwindigkeit ab.

Bei Propellerantriebssystemen (PA) ist die Leistung über der Geschwindigkeit annähernd konstant und für den Kraftstoffverbrauch maßgebend. Der Schub nimmt mit der Geschwindigkeit ab.

Bei TL-Antriebssystemen ist der Schub in weiten Bereichen des Einsatzes konstant und für den Kraftstoffverbrauch maßgebend. Die Leistung steigt mit der Geschwindigkeit an.

Aufgrund dieses Sachverhaltes verdient bei Flugleistungsbetrachtungen für Propellerflugzeuge die Leistung und für TL-Flugzeuge der Schub besondere Beachtung.

Beispielsweise ist für die Erzielung einer maximalen Reichweite das optimale Verhältnis von Schub zu Geschwindigkeit bei TL-Flugzeugen maßgebend.

Propellerturbinen-Antriebsysteme können wie Kolbenmotorantriebe behandelt werden, wenn für die Leistung eine äquivalente Leistung unter Berücksichtigung des Turbinenrestschubs definiert wird.

$$P_{äqui} = P_W + \frac{F_R \cdot v}{\eta_A}$$

mit dem Restschub F_R und der Wellenleistung P_W.

Die verfügbare Leistung ist dann

$$P_{verf} = P_{äqui} \cdot \eta_A = P_W \cdot \eta_A + F_R \cdot v.$$

Für den Vergleich der Antriebssysteme definiert man den *spezifischen Kraftstoffverbrauch.*

Propellerantriebssysteme (PA):

$$C_{PA} = \frac{\dot{m}_{TR}}{P}.$$

Die in der Literatur verwendeten Einheiten sind $[kg/(h \cdot kW)]$ oder $[kg/(h \cdot PS)]$

Turboluftstrahl-Antriebssysteme (TL):

$$C_{TL} = \frac{\dot{m}_{TR} \cdot g}{F}.$$

Der spezifische Treibstoffverbrauch hat die Einheit $[(kg \cdot m)/(N \cdot s^3)] = [1/s]$, üblicherweise wird jedoch $[1/h]$ verwendet.

Auch für Propellerantriebe lässt sich zur besseren Vergleichbarkeit ein ebenfalls auf den Schub bezogener äquivalenter

spezifischer Kraftstoffverbrauch definieren

$$C_{\mathrm{PA\,äqui}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{TR}} \cdot g \cdot v}{P \cdot \eta_{\mathrm{A}}}.$$

Es gilt hierbei $P \cdot \eta_{\mathrm{A}} = F \cdot v$, wobei η_{A} den Antriebswirkungsgrad bezeichnet.
Bild 21 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch verschiedener Antriebssysteme über der Machzahl. Daraus lässt sich bereits weitgehend die Auswahl des Antriebsystems für die einzelnen Flugzeugkategorien ableiten. Weitere Anhaltswerte für den Verbrauch verschiedener Triebwerke im Reiseflug sind in **Tab. 19** zusammengestellt.
Die Treibstoffdichten der üblichen Kraftstoffe sind in **Tab. 20** aufgeführt.

Stationärer Reiseflug

Aus der Flugzustandsgleichung (Widerstandsgleichung) lässt sich für kleine α und σ der erforderliche Schub angeben mit

$$F = W.$$

Die erforderliche Leistung ist gegeben mit:

$$P_{\mathrm{erf}} = F \cdot v = \frac{\varrho}{2} \cdot v^3 \cdot C_{\mathrm{W}} \cdot S.$$

Bei einem Propellerantriebssystem mit der gegebenen Wellenleistung P_{W} für einen bestimmten Drosselgrad (Drosselgrad 0,75 ≙ 75% der maximalen Leistung) und der Annahme des Gesamtantriebswirkungsgrades η_{A} gilt:

$$P_{\mathrm{erf}} = P_{\mathrm{W}} \cdot \eta_{\mathrm{A}}.$$

Der Antriebswirkungsgrad η_{A} beinhaltet den Propeller- und den Einbauwirkungsgrad. Für ein TL-Flugzeug ist für einen vorgegebenen Drosselgrad der Schub gegeben. Somit läßt sich für einen vorgegebenen Schub bzw. für eine vorgegebene Wellenleistung die erzielbare Geschwindigkeit im Horizontalflug angeben. Für das propellergetriebene Flugzeug ist

$$v = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot P \cdot \eta_{\mathrm{A}}}{S \cdot C_{\mathrm{W}} \cdot \varrho}}.$$

Der Antriebswirkungsgrad η_{A} ist geschwindigkeitsabhängig. Nur für Verstell-Luftschrauben gilt $\eta_{\mathrm{A}} \approx konstant$ für den Reiseflugbereich.
Für das TL-getriebene Flugzeug ist

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot F}{S \cdot C_{\mathrm{W}} \cdot \varrho}}.$$

In beiden Beziehungen ist C_{W} von v abhängig. Deshalb löst man die Formeln zweckmäßigerweise iterativ.
Den Verlauf des erforderlichen Schubes bzw. der erforderlichen Leistung zeigt **Bild 22**. Für das beste Verhältnis von Geschwindigkeit und Leistung erhält man die maximale Reichweite für das Propellerflugzeug. Entsprechend wird für das beste Verhältnis von Geschwindigkeit und Schub für das TL-Flugzeug die maximale Reichweite erzielt (s. **Bild 22**, Tangente an die Leistungs- bzw. Schubkurve). Mit minimaler Leistung bzw. minimalem Schub wird jeweils beim Propeller- bzw. TL-Flugzeug die maximale Flugdauer erzielt.
Mit Hilfe der angenäherten Polaren kann dies auch mathematisch abgeleitet werden (s. Abschnitt Reichweite und Flugdauer, sowie **Tab. 23**).

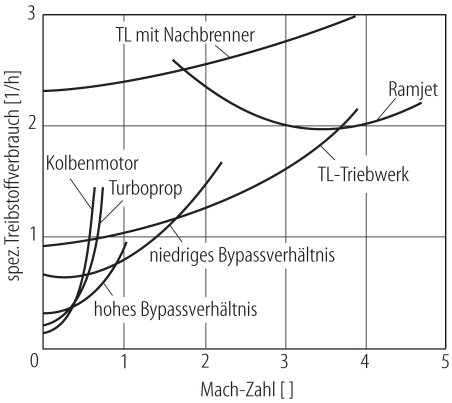


Bild 21. Spezifischer Treibstoffverbrauch für verschiedene Antriebssysteme in Abhängigkeit von der Machzahl

Tabelle 19. Spezifischer Treibstoffverbrauch für die unterschiedlichen Antriebssysteme

Propellerantrieb	C^*_{PA} [kg/(kW·h)]
Reihenmotoren (Viertakt)	0,27 – 0,34
Boxermotoren (Viertakt)	0,27 – 0,30
Sternmotoren (Viertakt)	0,27 – 0,38
Propellerturbine	0,30 – 0,39
TL-Triebwerk	C [1/h]
niedriges Bypass-Verhältnis	0,80
hohes Bypass-Verhältnis	0,50

Tabelle 20. Treibstoffdichten für Kerosin und Flugbenzin

Treibstoff	ϱ [kg/dm³] bei 15 °C
Avgas (Flugbenzin)	0,72
Jet A-1 (Kerosin)	0,775 – 0,825

Stationärer Horizontalflug mit minimaler Leistung (PA)

Es gilt $(P_{\mathrm{Herf}})_{\min} = (W \cdot v)_{\min}$ für die erforderliche Horizontalflugleistung

$$P_{\mathrm{Herf}} = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\frac{C_{\mathrm{A}}^3}{C_{\mathrm{W}}^2}}}.$$

Offensichtlich wird P_{Herf} minimal für den Flug bei $(C_{\mathrm{A}}^3/C_{\mathrm{W}}^2)_{\max}$. Dies war gleichzeitig die Bedingung für die geringste Sinkgeschwindigkeit im Gleitflug. Mit $C_{\mathrm{A}} = C_{\mathrm{A\,w\,min}}$ und $C_{\mathrm{W}} = C_{\mathrm{W\,w\,min}}$ läßt sich $P_{\mathrm{H\,min}}$ angeben:

$$P_{\mathrm{H\,min}} = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{G}{b^3} \cdot \frac{2}{\varrho}} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot C_{\mathrm{W0}} \cdot S}{(\pi \cdot e)^3}}.$$

Stationärer Horizontalflug mit minimalem Schub (TL)

Aus den Flugzustandsgleichungen leitet man für den stationären Horizontalflug mit $\gamma = 0$ ab:

$$\frac{F}{G} = \frac{W}{A} = \frac{C_{\mathrm{W}}}{C_{\mathrm{A}}} = \varepsilon$$

und somit für den erforderlichen Schub

$$F = G \cdot \varepsilon.$$

Offensichtlich wird also bei einem Horizontalflug mit bestem Gleiten $\varepsilon_{\min}$ minimaler Schub erforderlich.

$$F_{\mathrm{H\,min}} = 2 \cdot G \cdot \sqrt{k \cdot C_{\mathrm{W0}}}.$$

Reichweite

Die meisten modernen Transportflugzeuge sind dahingehend optimiert, eine möglichst große Nutzlast mit hoher Geschwindigkeit über eine große Reichweite zu transportieren bei möglichst geringem Treibstoffverbrauch. Der Anteil des

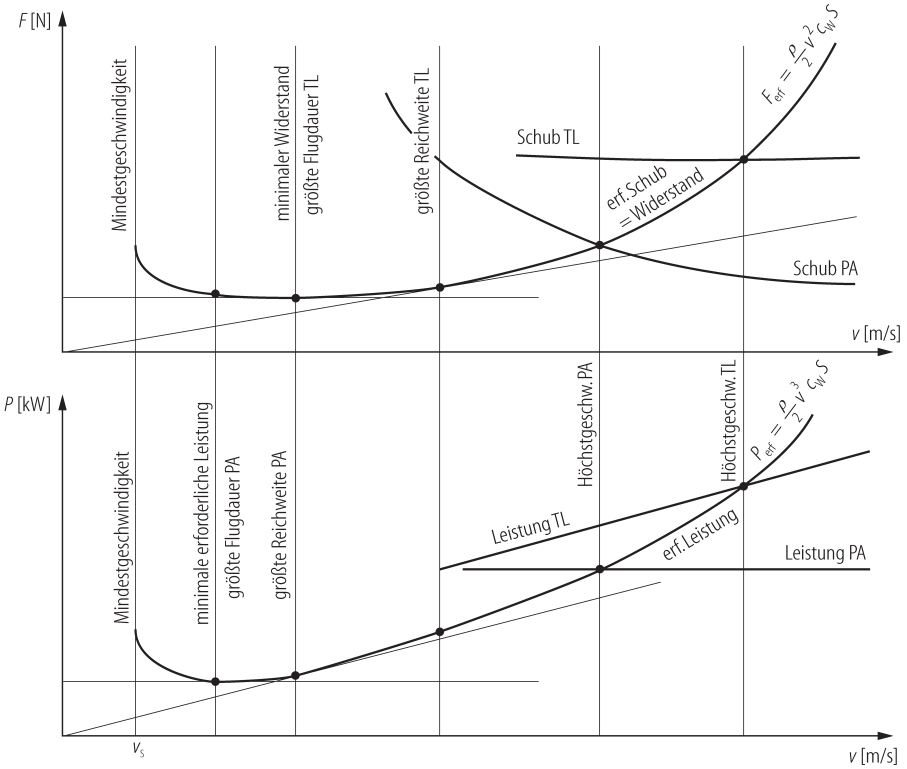


Bild 22. Schub und Leistung über der Fluggeschwindigkeit

Treibstoffverbrauchs an den direkten Betriebskosten beträgt ca. 20%. Deshalb hat die Optimierung der Reichweite große Bedeutung für den Flugzeugentwurf.

Die Masse bzw. das Gewicht des Luftfahrzeugs nimmt aufgrund des Kraftstoffverbrauchs ständig ab. Die hier vorgestellten Ansätze bilden eine erste Näherung zur Abschätzung der Reiseflugleistungen. Für eine tiefergehende Einführung in die Problematik der Flugleistungsbestimmung und deren Überwachung im Linienbetrieb sei auf [28] verwiesen.

Für den Treibstoffverbrauch in der Zeit dt erhält man

$$dm = -dm_{TR} \quad \text{und} \quad dm_{TR} = \dot{m}_{TR} \cdot dt.$$

Für ein Reichweitensegment dR gilt

$$dR = \upsilon \cdot \frac{dm_{TR}}{\dot{m}_{TR}} \quad \text{oder} \quad dR = -\upsilon \cdot \frac{dm}{\dot{m}_{TR}}.$$

Mit dem spezifischen Kraftstoffverbrauch

$$C_{TL} = \frac{\dot{m}_{TR} \cdot g}{F}$$

läßt sich schreiben

$$R = \frac{\upsilon}{C_{TL} \cdot \left(\frac{C_W}{C_A}\right)} \cdot \ln\left(\frac{m_A}{m_E}\right)$$

mit υ Reisefluggeschwindigkeit, m_A Masse am Anfang des Reiseflugs, m_E Masse am Ende des Reiseflugs bzw. des Reiseflugsegments.

Dies ist die bekannte Reichweitenformel, die *Breguet* bereits 1910 aufgestellt hat. Diese in der Breguet-Gleichung getroffenen Annahmen erfordern jedoch einen Flug mit konstantem Auftriebsbeiwert. Bei abnehmendem Treibstoff und konstanter Geschwindigkeit bedeutet dies ein ständiges Steigen (Reisesteigflug = cruise climb), da die Luftdichte und damit die Flughöhe angepaßt werden muss. Dieses kontinuierliche Steigen während des Reiseflugs wird normalerweise von der Flugsicherung nicht gestattet. Denn nur durch Zuweisung von konstanten Flughöhen und Geschwindigkeiten lässt sich der Flugverkehr vernünftig staffeln. Man kann die Breguet-Gleichung mit geringem Genauigkeitsverlust verwenden, wenn man den Reiseflug in mehrere Segmente konstanter Flughöhe unterteilt und die passende Gleitzahl entsprechend der geänderten Masse einsetzt.

Maximale Reichweite für Propellerflugzeuge. Diese Beziehung kann sowohl für Jet- als auch für Propellerflugzeuge genutzt werden. Für Propellerflugzeuge muss dann allerdings $C_{PA\,äqui}$ eingesetzt werden.

Damit gilt für das Propellerflugzeug

$$R = \frac{\upsilon \cdot \eta_A}{C_{PA\,äqui}} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \ln\left(\frac{m_A}{m_E}\right).$$

Für Propellerflugzeuge mit Verstell-Luftschraube kann $\eta_A \approx$ *konstant* angenommen werden.

Somit wird für den Flug mit ε_{min} die größtmögliche Reichweite erzielt.

Maximale Reichweite für TL-Flugzeuge. Es gilt:

$$R = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S}} \cdot \frac{1}{C_{TL}} \cdot \left(\frac{\sqrt{C_A}}{C_W}\right) \cdot \ln\left(\frac{m_A}{m_E}\right).$$

Die Reichweite wird maximal für

$$\frac{d}{dC_A}\left(\frac{\sqrt{C_A}}{C_W}\right)=0.$$

Mit der einfachen Polarennäherung (symmetrische Polare) erhält man für die Beiwerte:

$$C_{A\,R\,max}=\sqrt{\frac{C_{W0}}{3\cdot k}}\quad\text{und}\quad C_{W\,R\,max}=\frac{4}{3}C_{W0}.$$

Entsprechend ergibt sich die zugehörige Fluggeschwindigkeit:

$$v_{R\,max}=\sqrt{\frac{2\cdot G}{\varrho\cdot S}\cdot\frac{1}{\sqrt{\frac{C_{W0}}{3\cdot k}}}}.$$

Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist in großer Höhe am geringsten. Bei relativ hohen Machzahlen, bei denen moderne TL-Flugzeuge in großer Höhe operieren, muss also der Machzahleinfluß berücksichtigt werden.

Flugdauer

Für Spezialaufgaben wie z. B. Beobachtungsflüge ist eine möglichst lange Flugdauer erforderlich. Derartige Flugzeuge werden bezüglich der Flugdauer optimiert. Die Flugzeit ergibt sich für ein Wegsegment *ds* zu:

$$dt=\frac{ds}{v}.$$

Für das Wegsegment kann das Reichweitensegment *dR* gesetzt werden

$$dt=\frac{1}{v}\cdot dR,$$

$$t=\frac{1}{v}\cdot\int dR$$

bei $v=const.$

Mit $\int dR$ aus dem vorangegangenen Abschnitt ergibt sich die Einsatzdauer *E*

$$E=\frac{R}{v}=\frac{1}{C_{TL}\cdot\varepsilon}\cdot\ln\left(\frac{m_A}{m_E}\right).$$

Maximale Flugdauer für Propellerflugzeuge. Mit $C_{PA\,äqui}=C_{PA}\cdot\frac{g\cdot v}{\eta_A}$ und $v=\sqrt{\frac{2\cdot G}{\varrho\cdot S\cdot C_A}}$ folgt

$$E=\frac{\eta_A}{C_{PA}}\cdot\sqrt{\frac{\varrho\cdot S}{2\cdot G}}\cdot\sqrt{\frac{C_A^3}{C_w^2}}\cdot\ln\left(\frac{m_A}{m_E}\right).$$

Offensichtlich wird die Flugdauer maximal für

$$\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right)=0.$$

Dies ist gleichzeitig die Bedingung für minimale Sinkgeschwindigkeit und minimale erforderliche Leistung für den Horizontalflug. In Bodennähe wird bei PA-Flugzeugen die längste Flugdauer erzielt, da die erforderliche Leistung dort am geringsten ist (abhängig von der Dichte).
Mit der einfachen Näherung für die Polare und mit

$$C_{A\,E\,max\,PA}=C_{A\,P\,min\,PA}=\sqrt{\frac{3\cdot C_{W0}}{k}},$$

$$C_{W\,E\,max\,PA}=C_{W\,P\,min\,PA}=4\cdot C_{W0}$$

erhält man für die Fluggeschwindigkeit bei der längsten Flugdauer

$$v_{E\,max\,PA}=\sqrt{\frac{2\cdot G}{\varrho\cdot S}\cdot\frac{1}{\sqrt{3\cdot\frac{C_{W0}}{k}}}}.$$

Maximale Flugdauer für TL-Flugzeuge. Für TL-Flugzeuge lässt sich sofort angeben, dass für ε_{min} die längste Flugdauer erzielt wird. Der Flug in großer Höhe ist dabei wegen des geringeren spez. Kraftstoffverbrauches günstiger. Für die Fluggeschwindigkeit des TL-Flugzeugs erhält man analog mit der einfachen Näherung der Polaren:

$$v_{E\,max\,TL}=\sqrt{\frac{2\cdot G}{\varrho\cdot S}\cdot\frac{1}{\sqrt{\frac{C_{W0}}{k}}}}.$$

Stationärer Steigflug

Aus den Flugzustandsgleichungen erhält man die Gleichung für die Steiggeschwindigkeit:

$$w=v\cdot\sin\gamma=v\cdot\left(\frac{F-W}{G}\right)$$

oder durch Ersetzen des Schubes mit $F=\frac{P_W\cdot\eta_A}{v}$

$$w=\frac{(P_W\cdot\eta_A-W\cdot v)}{G}.$$

Dabei wird der Ausdruck $(F-W)$ mit überschüssigem Schub bzw. $(P_W\cdot\eta_A-W\cdot v)$ mit Überschußleistung bezeichnet. Mit diesem Überschußanteil kann gestiegen und/oder beschleunigt werden.
Um möglichst schnell Höhe zu gewinnen, steigt man mit w_{max}. Die zugehörige Fluggeschwindigkeit wird in den Flughandbüchern mit v_y bezeichnet. Um am Flugplatzende Hindernisse zu übersteigen wird mit $w_{\gamma max}$ gestiegen. Die zugehörige Geschwindigkeit wird in den Flughandbüchern mit v_x bezeichnet (**Bild 23**).

Beste Steiggeschwindigkeit für PA-Flugzeuge. Mit der Geschwindigkeitsgleichung

$$v=\sqrt{\frac{2\cdot G\cdot\cos\gamma}{\varrho\cdot C_A\cdot S}}$$

und der umgeformten Gleitzahl-Beziehung

$$W=G\cdot\cos\gamma\cdot\frac{C_W}{C_A}$$

wird die Steiggeschwindigkeit zu

$$w_{PA}=\frac{P\cdot\eta_A}{G}-\sqrt{\frac{2\cdot G\cdot\cos^3\gamma}{\varrho\cdot S}\cdot\frac{1}{\frac{C_A^3}{C_W^2}}},$$

wobei der Wurzelausdruck der Sinkgeschwindigkeit beim antriebslosen Flug entspricht. Die beste Steiggeschwindigkeit erhält man für

$$\frac{d\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right)}{dC_A}=0$$

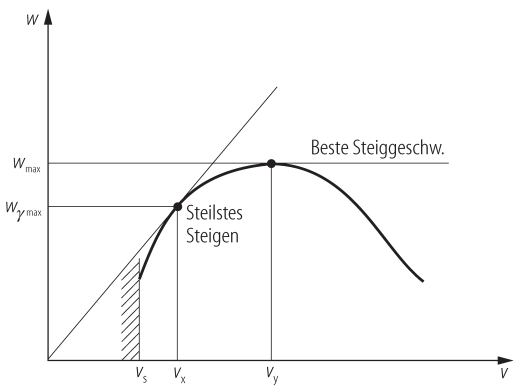


Bild 23. Steiggeschwindigkeitspolare. Bestes und steilstes Steigen

unter der Annahme einer konstanten Leistung. Dies entspricht der Bedingung für geringste Sinkgeschwindigkeit im Reiseflug und gleichzeitig dem Flug mit minimaler Horizontalflugleistung. Die maximale Steiggeschwindigkeit errechnet sich aus (symmetrische Polare)

$$w_{\max PA} = \frac{P \cdot \eta_A}{G} - \sqrt{\frac{2 \cdot G \cdot \cos^3 \gamma}{\varrho \cdot S} \cdot \frac{1}{\sqrt{3 \cdot \frac{C_{W0}}{k}}}}.$$

Bester Steigwinkel für Propellerflugzeuge. Es gilt für den Steigwinkel

$$\sin \gamma = \frac{F - W}{G} = \left(\frac{P_W \cdot \eta_A}{v \cdot G} - \frac{W}{G} \right).$$

Die Bestimmung der dazugehörigen Geschwindigkeit des steilsten Steigens ist nur noch iterativ bzw. anhand der Steiggeschwindigkeitspolaren durch Anlegen der Tangente möglich (**Bild 23**). Unter Verwendung der Näherungspolaren ergeben sich aufgrund der Abweichungen bei hohen C_A-Werten meist unrealistisch große Steigwinkel. Deshalb sollte eine möglichst genau berechnete oder durch Windkanalversuche bestimmte Polare verwendet werden. Beste Ergebnisse werden natürlich durch Flugversuche erzielt.
Die Geschwindigkeit für den besten Steigwinkel ist geringer als die für die beste Steiggeschwindigkeit

$$v_x \approx 0,85 - 0,9 \cdot v_y.$$

Beste Steiggeschwindigkeit für TL-Flugzeuge. Es gilt:

$$w = v \cdot \left(\frac{F - W}{G} \right).$$

Mit der symmetrischen Polarennäherung erhält man

$$w_{\max TL} = \sqrt{\frac{F + \sqrt{F^2 - 12 \cdot k \cdot G^2 \cdot C_{W0}}}{3 \varrho \cdot S \cdot C_{W0}}}.$$

Die Fluggeschwindigkeit v_y, für die beim Jet die beste Steiggeschwindigkeit erzielt wird, liegt bei relativ hohen Geschwindigkeiten. Als Näherung kann angegeben werden

$$v_y \approx 2 \cdot v_{P\min}.$$

Bester Steigwinkel für TL-Flugzeuge. Aus den Flugzustandsgleichungen folgt

$$\sin \gamma = \frac{F - W}{G} = \frac{F}{G} - \varepsilon.$$

Bei konstantem Schub erhält man daraus bei ε_{min} den besten Steigwinkel.

Start und Landung

Start- und Landestrecken sind wesentliche Leistungsmerkmale von Flugzeugen. Die entsprechenden Bauvorschriften definieren Mindestanforderungen für die Start- und Landestrecken.

Startphasen. Der Startvorgang wird in drei Abschnitte unterteilt: Startlauf am Boden, Übergangsbogen und Steigflug.

Startlauf (Bild 24). Während des Rollens am Boden wirken auf das Flugzeug Schub, Widerstand, Auftrieb und die Rollreibung der Räder. Für die Beschleunigung des Flugzeugs gilt

$$\frac{dv}{dt} = a = \frac{g}{G}[F - W - \mu \cdot (G - A)].$$

Typische Rollreibungsbeiwerte μ siehe **Tab. 21**.
Mit $ds = dv \cdot t$ ergibt sich für die Rollstrecke folgender Zusammenhang

$$s_R = \int_0^{1,1 \cdot v_S} \frac{v}{a} \, dv.$$

Da der Schub während des Startvorgangs nicht konstant ist, wird in der obenstehenden Gleichung ein mittlerer Wert von

Tabelle 21. Rollreibungsbeiwerte für unterschiedliche Bodenbeläge zur Berechnung der Startstrecke

Bodenbelag	Rollreibungsbeiwert μ
Trockener Asphalt/Beton	0,03 – 0,05
Nasser Asphalt/Beton	0,05
Vereister Asphalt/Beton	0,02
Harter Grasboden	0,05
Fester Grasboden	0,04
Weicher Grasboden	0,07
Nasses Gras	0,08

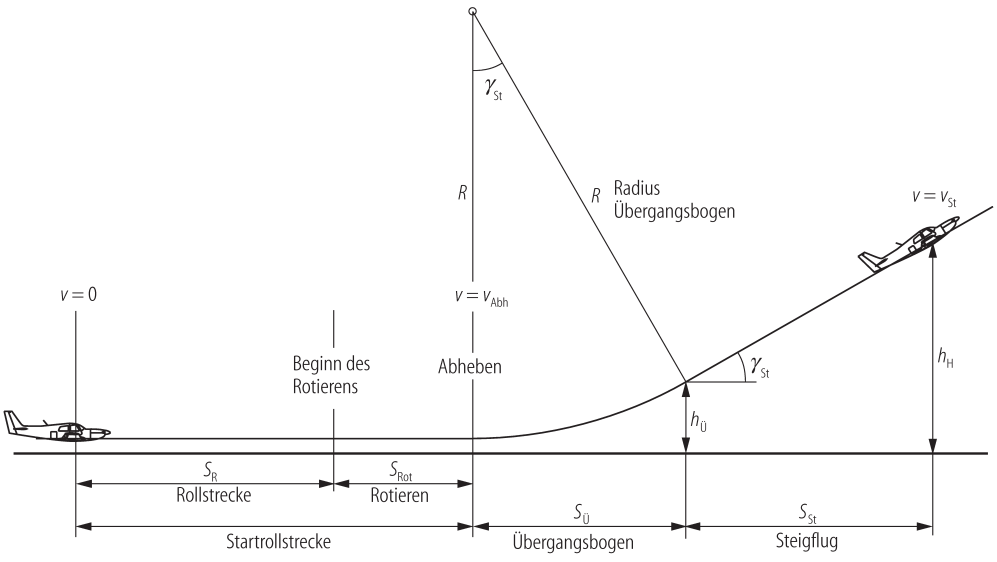


Bild 24. Startstrecke

70% des Schubs bei maximaler Geschwindigkeit dieses Segments eingesetzt.
Bei höheren Anforderungen an die Genauigkeit kann das Rollsegment in mehrere Abschnitte unterteilt werden. Die Rollstrecke schließt ebenfalls den Weg des Rotierens mit ein. Die Zeit, die zwischen dem Erreichen der Abhebegeschwindigkeit und dem Fliegen des Flugzeugs verstreicht, kann mit etwa 3 s (Verkehrsflugzeuge) angesetzt werden. Bei Flugzeugen der allgemeinen Luftfahrt ist 1 s ein typischer Wert.

Übergangsbogen. Während des Übergangsbogens beschleunigt das Flugzeug von der Abhebegeschwindgkeit $v_{Abh} = (1,1 v_S)$ bis zur Steigfluggeschwindigkeit ($v_{st} \approx 1,2 v_S$). Der mittlere Auftriebsbeiwert ist ca. 0,9 $C_{A\max}$ (mit Klappen in Startstellung). Für das mittlere Lastvielfache im Übergangsbogen und dessen Radius gilt

$$\bar{n} = 1,2 = 1,0 + \frac{(1,15 \cdot v_s)^2}{R \cdot g} \quad \Rightarrow \quad R = \frac{(1,15 \cdot v_s)^2}{0,2 \cdot g}.$$

Zusammen mit dem angestrebten Steigwinkel ergibt sich die Länge des Übergangsbogens zu

$$\sin(\gamma_{St}) = \frac{F - W}{G} \cong R \cdot \left[\frac{F}{G} - \varepsilon\right] \quad \Rightarrow \quad s_{Ü} = R \cdot \sin(\gamma_{St}).$$

Steigflug. Die Strecke für das Übersteigen eines Hindernisses ist

$$s_{St} = \frac{h_H - h_{Ü}}{\tan(\gamma_{St})}$$

mit h_H Hindernishöhe und $h_{Ü}$ Höhe des Übergangsbogens.

Zulassungsstartstrecke. Aufgrund von Sicherheitsvorschriften ist der Startvorgang komplexer als vorhergehend dargestellt. Beispielsweise muß das Flugzeug eine Sequenz von verschiedenen Geschwindigkeiten durchlaufen, bevor die Entscheidung zum endgültigen Start gefällt werden kann. Diese Sequenz wird unter der Annahme festgelegt, dass bei einem mehrmotorigen Flugzeug jederzeit während des Starts ein Triebwerk ausfallen kann. Eine wichtige Geschwindigkeit ist in diesem Zusammenhang die sogenannte Entscheidungsgeschwindigkeit (decision speed v_1). Bei dieser Geschwindigkeit ist die Strecke (balanced field length) für das Abbremsen des Flugzeugs genau gleich groß wie die benötigte Strecke für die Fortsetzung des Starts mit einem ausgefallenen Triebwerk. Ist das Flugzeug bereits schneller als v_1 und ein Triebwerk fällt aus, wird der Start fortgesetzt. Bei einem Triebwerksausfall unter v_1 wird der Start abgebrochen. Für weitere Informationen siehe FAR25.109 und LuftBO.

Landephasen. Wie der Startvorgang, so wird auch die Landung in drei Abschnitte unterteilt (**Bild 25**).

Endanflug. Die komplette Landestrecke schließt ein 15 m hohes Hindernis ein, das überflogen werden muß. Die Anfluggeschwindigkeit beträgt $v_{Anfl} = 1,3 v_S$. Der steilste Anflugwinkel ergibt sich für Triebwerke im Leerlauf und maximalen Widerstand (Fahrwerk ausgefahren, Klappen voll ausgefahren). Bei Verkehrsflugzeugen wird dieser Anflug in der Regel mit $\gamma_{Anfl} = 3°$ durchgeführt. Die vom 15 m-Hindernis bis zum Abfangbogen zurückgelegte Strecke berechnet sich aus:

$$s_{Anfl} = \frac{h_H - h_{Ü}}{\tan(\gamma_{Anfl})}.$$

Ausschweben. Die Aufsetzgeschwindigkeit beträgt $v_{Aufs} = 1,15 v_S$. Das Flugzeug verzögert im Abfangbogen von der Anfluggeschwindigkeit auf die Aufsetzgeschwindigkeit. Die mittlere Geschwindigkeit während des Ausschwebens wird mit $v_{Abf} \approx 1,23 v_S$ angesetzt. Die Länge des Abfangbogens ergibt sich wieder zusammen mit dessen Radius. Als mittleres Lastvielfaches wird wie beim Startbogen wiederum mit $\bar{n} \approx 1,2$ gearbeitet:

$$h_{Ü} = R \cdot (1 - \cos(\gamma_{Anfl}))$$

$$s_{Abf} = \sqrt{R^2 - (R - h_{Ü})^2}.$$

Rollen. Nach dem Aufsetzen wird der Pilot nach einigen Sekunden die Bremsen einsetzen. Hier gelten die in **Tab. 22** angegebenen Reibungsbeiwerte zur Bestimmung der Rollstrecke. Falls das Jet-Flugzeug mit Umkehrschub ausgerüstet ist, wird der Umkehrschub ca. 40–50% des maximalen positiven Schubs betragen. Der Umkehrschub kann in der Regel bei kleinen Geschwindigkeiten nicht mehr eingesetzt werden (Einschränkung wegen Ansaugung von Abgasen). Der Um-

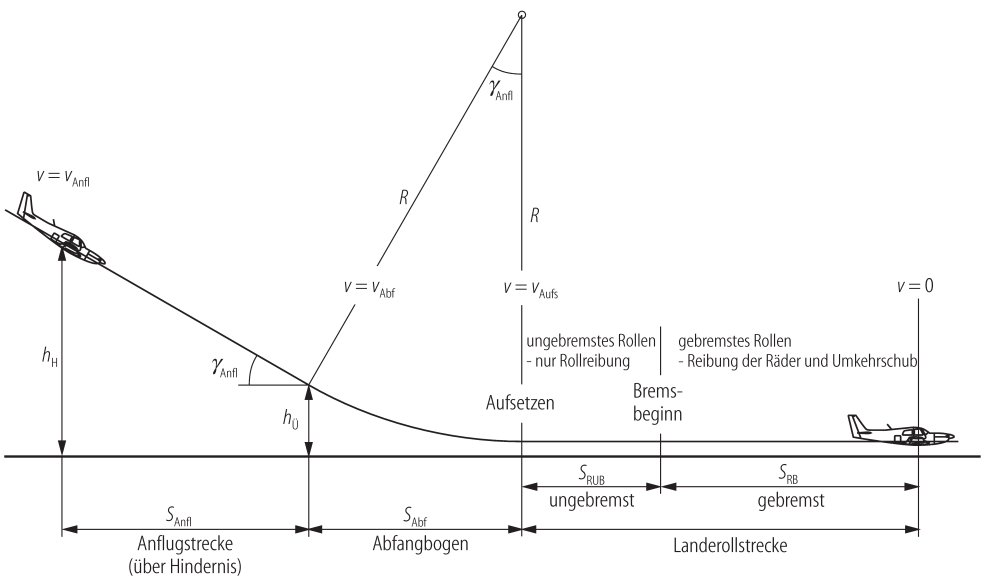


Bild 25. Landestrecke

Tabelle 22. Reibungsbeiwerte des gebremsten Flugzeuges auf unterschiedlichen Bodenbelägen zur Berechnung der Landerollstrecke

Bodenbelag	Rollreibungsbeiwert μ gebremst
Trockener Asphalt/Beton	0,30 ... 0,50
Nasser Asphalt/Beton	0,15 ... 0,30
Vereister Asphalt/Beton	0,06 ... 0,10
Harter Grasboden	0,40
Fester Grasboden	0,30
Weicher Grasboden	0,20
Nasses Gras	0,20

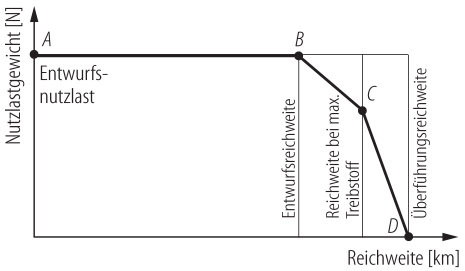


Bild 26. Nutzlast-Reichweiten-Diagramm

kehrschub von Propellern kann während des gesamten Rollvorgangs benutzt werden (ca. 40% des maximalen Schubs für Kolbenflugzeuge und 60% für Turboprops).

Das Nutzlast-Reichweiten-Diagramm. Die Transportleistungen eines Flugzeugs werden gegenüber dem Kunden mit Hilfe des Nutzlast-Reichweiten-Diagramms dargestellt. Außerdem repräsentiert es auch im Entwicklungsprozeß einige wesentliche Parameter.
Für die Zuladung gilt:

$$G_{\text{Zuladung}} = G_{\text{Abflug}} - G_{\text{Leer}}.$$

Für das Leergewicht wird hier das operationelle Leergewicht G_{Leer} angesetzt (OWE operating weight empty, s. **Q 3.1.3**).
Die Zuladung selbst setzt sich aus dem Treibstoffgewicht (Fuel) und dem Nutzlastgewicht (Payload) zusammen

$$G_{\text{Zuladung}} = G_{\text{Treibstoff}} + G_{\text{Nutzlast}}.$$

Im Nutzlast-Reichweiten-Diagramm (**Bild 26**) sind die bei gegebener Zuladung erzielbaren Reichweiten zusammengestellt.
Ausgezeichnete Punkte im Nutzlast-Reichweiten-Diagramm sind:

- Punkt A: kein Treibstoff, Reichweite 0, nicht sinnvoll;
- Punkt B: Entwurfsreichweite mit Entwurfsnutzlast (max. Nutzlast);
- B ⇒ C: Reduzierte Nutzlast ermöglicht größere Reichweite durch erhöhte Treibstoffzuladung;
- Punkt C: maximales Treibstoffvolumen, Reichweite bei maximalem Treibstoff;
- C ⇒ D: Reichweitenerhöhung durch Nutzlastreduzierung (Überführungsreichweite).

3.4 Zelle, Struktur [29]
Airframe, Structural Design

3.4.1 Konstruktionsphilosophien und -prinzipien
Design Philosophies and Principles

Die Auslegung und Konstruktion von Luftfahrzeugen ist ein evolutionärer Prozess, der durch die Forderungen nach wachsender Sicherheit und wettbewerbsfähiger Ökonomie und Ökologie vorangetrieben wird.
Bei den statisch unbestimmten Flugzeugkonstruktionen der frühen Jahre bedeutete ein lokales Versagen nicht gleichzeitig den Bruch der gesamten Struktur. Dadurch wurde eine gewisse Versagenssicherheit erreicht, die in den 1950er Jahren zur Fail-Safe-Philosophie führte.
Mit dem nach dem 2. Weltkrieg beginnenden Jet-Zeitalter trat die Problematik der Materialermüdung (Fatigue) zunehmend in den Vordergrund. Durch die größeren Reiseflughöhen und die deshalb notwendigen Druckkabinen kommt es zu stark wechselnden Membranspannungen infolge des Innendrucks in der Rumpfröhre. Zusammen mit den extremen Temperaturschwankungen, der Spannungsrißkorrosion und der rasant ansteigenden Zahl an Starts und Landungen pro Flugzeug ereigneten sich neuartige, durch Materialermüdung verursachte Unfälle (z. B. 1953/54 de Havilland *Comet*, [30]). Heutzutage werden Flugzeuge ausgelegt auf:

- statische Festigkeit (Dehngrenze),
- Rißentstehung und Rißwachstum während des zu erwartenden Flugzeuglebens (Ermüdung, Fatigue),
- statische Restfestigkeit einer eventuell beschädigten Struktur,
- Ermüdungs-Restfestigkeit einer eventuell beschädigten Struktur (vorgeschriebene Inspektions-Intervalle),
- thermische Spannungen, Korrosion, Kontaktkorrosion und Spannungskorrosion [31, 32].

Safe-Life-Philosophie (sicheres Erleben, s. **F 1.4.2**). Die Flugzeugzelle wird auf die während eines Flugzeuglebens zu erwartenden statischen Lastfälle und das dynamische Ermüdungsspektrum hin ausgelegt. Das Auftreten von Ermüdungsrissen wird verhindert, weshalb eine Konstruktion nach diesem Grundsatz im allgemeinen schwerer ausfällt. Dennoch gibt es Flugzeugkomponenten, die auch heute noch nach dieser Philosophie ausgelegt werden, z. B. die Fahrwerke.

Fail-Safe (beherrschbares Versagen, s. **F 1.4.2**). Es wird davon ausgegangen, daß Risse auftreten können und damit einzelne Teile unter Umständen sogar ausfallen können. Zur Aufrechterhaltung der Funktionsfähigkeit werden redundante Lastpfade konstruiert. Die nach einem eventuellen Versagen einer Einzelkomponente verbleibende Struktur muß ausreichende Restfestigkeit gegen Vibrationen, Flattern oder sonstige unkontrollierten Ereignisse bieten sowie eine sichere Beendigung des Flugs innerhalb des Auslegungsfensters ermöglichen. Um dem Rißwachstum entgegenzuwirken, werden ferner auf kritischen Beplankungsfeldern gezielt Rißstopperfunktionen durch entsprechende Doppler oder Blechstöße vorgesehen.
Durch das immer größer werdende Wissen darüber, wie und wo Ermüdungsrisse auftreten, sind noch heute Flugzeuge und Hubschrauber im Einsatz, die ihre ursprünglich zugelassene Flugstundenzahl in der Zwischenzeit um ein Vielfaches überschritten haben (z. B. *Douglas* DC-3, *Bell* UH-1 *Huey*).

Damage-Tolerance-Philosophie (ertragbarer Schaden). Zusätzlich zu der Fail-Safe-Philosophie werden nun in der Struktur vorhandene Risse sowie deren Wachstum mit berücksichtigt. Voraussetzung hierfür ist, dass das Rißwachstum analysiert und zeitlich verfolgt wird. Es wird davon ausgegangen, daß speziell definierte „nicht entdeckbare" Schäden und Risse anwachsen können, innerhalb eines Wartungsintervalls jedoch nicht zu einem kritischen Versagen der Struktur führen. Entdeckbare Schäden und Risse werden repariert, falls zu erwarten ist, dass sie bis zur nächsten Wartung eine kritische Größe erreichen. Somit muss schon bei der Konstruktion der Flugzeugzelle das während der späteren Nutzungsphase durchzuführende Inspektions- und Wartungskonzept (Maintenance) mit einbezogen werden. Dieser enge Kontakt zwi-

Tabelle 23. Zusammenstellung der Flugleistungen

Flugleistungen	Bestimmungsgleichung bzw. Beiwerte
Flugzeugpolare unsymmetrische Polare (Machzahl unabhängig) die symmetrische Polare ergibt sich für $C_{A0}=0$	$C_W = C_{W\min} + k \cdot (C_A - C_{A0})^2$ $C_W = C_{W0} + k \cdot C_A^2 - 2 \cdot k \cdot C_A \cdot C_{A0}$ mit $C_{W\min} = C_{W0} - k \cdot C_{A0}^2$
Bestimmung der Geschwindigkeiten für kleine γ gilt $\cos(\gamma) \approx 1$	$v = \sqrt{\frac{2 \cdot G \cdot \cos\gamma}{\varrho \cdot S \cdot C_A}}$ $w = \sqrt{\frac{2 \cdot G \cdot \cos\gamma^3 \cdot C_W^2}{\varrho \cdot S \cdot C_A^3}}$
Gleitflug – bestes Gleiten Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_W}{C_A}\right) = 0$	$C_A = \sqrt{\frac{C_{W0}}{k}}$ $C_W = 2(C_{W0} - C_{A0}\sqrt{k \cdot C_{W0}})$
Gleitflug – geringstes Sinken Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right) = 0$	$C_A = \sqrt{\frac{3 \cdot C_{W0}}{k}}$ (symmetrische Polare) $C_W = 4 \cdot \left[C_{W0} + k \cdot C_{A0}^2 - C_{A0} \sqrt{k^2 \left(\frac{3 \cdot C_{W0}}{k} + C_{A0}^2 \right)} \right]$
Gleitflug – maximale Geschwindigkeit Bedingung: $W = G$ Näherung!	$v \approx \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S \cdot C_{W\min}}}$
Kurvenflug (**Bild 20**) Bedingung: $A \cdot \cos(\phi) = G \cdot \cos(\gamma) \approx G$ $G = C_A \cdot \frac{\varrho}{2} \cdot v^2 \cdot S \cdot \cos(\phi)$	$v = \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S \cdot C_A \cdot \cos(\phi)}}$ $\quad R = \frac{v^2}{g \cdot \tan(\phi)}$ $w = \frac{1}{\cos(\phi)^{\frac{3}{2}}} \sqrt{\frac{2 \cdot G}{\varrho \cdot S \cdot \frac{C_A^3}{C_W^2}}}$ $\quad n = \frac{1}{\cos(\phi)}$
Horizontalflug – minimaler Widerstand Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_W}{C_A}\right) = 0$	Beiwerte siehe: Flug bei bestem Gleiten
Horizontalflug – minimale Leistung Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right) = 0$	Beiwerte siehe: Flug bei geringstem Sinken
Streckenflug (PA) – größte Reichweite Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_W}{C_A}\right) = 0$	Beiwerte siehe: Flug bei bestem Gleiten
Streckenflug (PA) – größte Flugdauer Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right) = 0$	Beiwerte siehe: Flug bei geringstem Sinken
Streckenflug (TL) – größte Reichweite Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{\sqrt{C_A}}{C_W}\right) = 0$	$C_A = \sqrt{\frac{C_{W0}}{3 \cdot k} + \frac{C_{A0}^2}{9}} + \frac{k C_{A0}}{3}$ $C_W = \frac{4}{3} C_{W0} + \frac{2k}{3}(k-3) \sqrt{\frac{C_{W0}}{3k} + \frac{C_{A0}^2}{9}}\, C_{A0} + \left(\frac{k}{9}(k-3)^2 - \frac{8k}{9} \right) C_{A0}^2$
Streckenflug (TL) – größte Flugdauer Bedingung: $\frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_W}{C_A}\right) = 0$	Beiwerte siehe: Flug bei bestem Gleiten
Steigflug (PA) – bestes Steigen Bedingung: $\frac{d}{dC_A} w = \frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right) = 0$ Geschwindigkeit – bestes Steigen $= v_y$	Beiwerte siehe: Flug bei geringstem Sinken
Steigflug (PA) – steilstes Steigen Bedingung: $\frac{d}{dC_A}(\sin(\gamma)) = 0$ Geschwindigkeit – steilstes Steigen $= v_x$	Iterative Lösung der Gleichung oder Tangente an Steiggeschwindigkeitspolare $\sin(\gamma) = \frac{F-W}{G} = \frac{P\eta_A}{vG} - \frac{W}{G}$
Steigflug (TL) – bestes Steigen Bedingung: $\frac{d}{dC_A} w = \frac{d}{dC_A}\left(\frac{C_A^3}{C_W^2}\right) = 0$	Beiwerte siehe: Flug bei geringstem Sinken
Steigflug (TL) – steilstes Steigen Bedingung: $\frac{d}{dC_A}(\sin(\gamma)) = 0$	Iterative Lösung der Gleichung oder Tangente an Steiggeschwindigkeitspolare $\sin(\gamma) = \frac{F-W}{G}$

schen Flugzeugherstellern und Wartungsunternehmen wird zum Beispiel dadurch verdeutlicht, dass allein in die Entwicklung des *Airbus* A340 rund 30000 Ingenieurstunden der Lufthansa-Technik AG eingeflossen sind.

3.4.2 Lasten, Lastannahmen. Loads, Load Assumptions

Die für den Betrieb der Luftfahrzeuge anzunehmenden Lasten haben sich über die Dauer der Luftfahrzeugentwicklung historisch entwickelt. Im September 1900, drei Jahre vor dem ersten Motorflug, schrieb Wilbur Wright in einem Brief an seinen Vater: *„I am constructing my machine to sustain about five times my weight and I am testing every piece. I think there is no possible chance of its breaking while in the air."*
Dieses Statement enthält alle wesentlichen Elemente des Festigkeitsnachweises für eine Flugzeugstruktur:
- Die Struktur muß in der Lage sein definierte Lastfälle zu ertragen.
- Der Nachweis wird durch Berechnung erbracht und durch Strukturversuche unterstützt.
- Die erzielte Strukturfestigkeit muß derartig sein, dass ein katastrophales Versagen während des Betriebes ausgeschlossen ist.

Innerhalb der für die entsprechende Flugzeugkategorie maßgebenden Bauvorschrift (**Tab. 1**) werden neben den allgemeinen Anforderungen insbesondere auch die Forderungen an die Festigkeit und Steifigkeit der Luftfahrzeugstruktur im jeweiligen Subpart C festgelegt. Diese Lastannahmen bilden die Grundlage für die Dimensionierung der gesamten Flugzeugstruktur sowie einzelner Strukturkomponenten. Auch das Sicherheitsvielfache (im allgemeinen $j=1{,}5$) sowie davon abweichende zusätzliche Sicherheitsfaktoren für Gußteile, Beschläge, Lager und Gelenke sind dort definiert.
Im übrigen galt für den allgemeinen Sicherheitsfaktor bis zum Jahre 1945 nach der damaligen Bauvorschrift für Verkehrsflugzeuge $j=1{,}8$. Eine Reduzierung des Sicherheitsfaktors wurde damals angestrebt um Strukturgewicht einsparen zu können. Daß die Zuverlässigkeit unter der Herabsetzung nicht gelitten hat, ist zum einen einer verringerten Streuung von Werkstoffeigenschaften und Fertigungstoleranzen zu verdanken, vor allem jedoch den immer weiter verbesserten Berechnungsmethoden und Lastannahmen [30].
Auch der für die Dimensionierung zugrunde gelegte Einsatzbereich der entsprechenden Flugzeugkategorie wird dort durch das v-n-Diagramm festgelegt. Das v-n-Diagramm wird konstruiert, indem man die maximal zulässigen Grenzlastvielfachen (s. **Q 3.2.7**) über den Bemessungsgeschwindigkeiten (EAS, vgl. **Q 3.2.5**) aufträgt (**Bild 27**). Typische positive Manöverlastvielfache betragen für Transportflugzeuge ca. $n=2{,}5$, für Leichtflugzeuge $n=3{,}8$ (Normalkategorie), $n=4{,}4$ (Utility-Kategorie) bzw. $n=6$ (Aerobatic Kategorie) sowie für Segelflugzeuge $n=5{,}3$ (Normalkategorie) bzw. $n=7$ (Aerobatic Kategorie).
Nicht nur Flugmanöver erzeugen Lastvielfache: auch der Einflug in Böenfelder, also aufsteigende oder absinkende Luftmassen, erzeugen Beschleunigungen, denen das Luftfahrzeug widerstehen muss. Diese entstehen durch eine Erhöhung oder Verringerung des Anströmwinkels am Tragflügel und damit einer Auftriebserhöhung oder -verringerung.
Vernachlässigt man den Einfluß des Höhenleitwerkes und betrachtet man einen konventionellen Flugzeugentwurf, so berechnet sich das Böenlastvielfache bei Einflug in eine harte, abrupte Böe nach [9] wie folgt

$$n = 1 \pm \frac{k_g \cdot \varrho \cdot v \cdot u}{2 \cdot (G/S_F)} \cdot C'_A .$$

Dabei ist k_g ein Böenabminderungsfaktor, v die Fluggeschwindigkeit (EAS), u die Böengeschwindigkeit, G/S_F die Flächenbelastung als Gewicht pro Flügelfläche und C'_A der

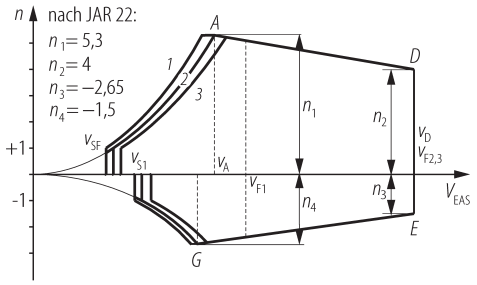


Bild 27. v-n-Diagramm für Abfangmanöver-Lastfälle nach [9]. *1* Wölbklappen voll ausgefahren, *2* Wölbklappen in Neutralstellung, *3* negative Wölbklappenstellung

Auftriebsgradient des Flügels bei Erhöhung des Anströmwinkels. Der Böenabminderungsfaktor berücksichtigt instationäre Vorgänge beim Einflug in die Böe. Damit erhält man eine Geradengleichung mit der Fluggeschwindigkeit als Veränderliche. Zeichnet man diese Geradenschar, die bei Variation der Böengeschwindigkeit entsteht, in das v-n-Diagramm ein, so entsteht **Bild 28**. Die Böenlastvielfachen können vor allem bei geringer Flächenbelastung über den Abfanglastvielfachen liegen.
Die somit ermittelten Lasten werden in einer Lastfalltabelle dargestellt. Für jede einzelne Komponente des Luftfahrzeuges existiert ein sogenannter dimensionierender Lastfall, für den die Grenze der Belastbarkeit erreicht wird entweder hinsichtlich Festigkeit, Steifigkeit, Stabilität (Knicken, Beulen) oder auch hinsichtlich der Flattergrenze.
Unter Flattern versteht man das aeroelastische Verhalten einer Flugzeugstruktur bei gewissen Eigenfrequenzen [33]: Da Flügel, Rümpfe und Leitwerke eine Strukturweichheit besitzen können sie sich unter dem Wechselspiel von Luft- und Massenkräften biegen und verdrehen. Flattern tritt immer dann ein, wenn dem Schwingungsvorgang aerodynamisch mehr Energie zugeführt wird, als durch die Strukturdämpfung verlorengeht. Somit ist die Flattergrenze kein Festigkeitskriterium für die Struktur, sondern oft die aeroelastische Begrenzung der maximal Fluggeschwindigkeit v_D.
Der Nachweis der Strukturfestigkeit gegenüber den zugrunde gelegten Lasten erfolgt durch Rechnung, welche durch statische und dynamische Strukturversuche unterstützt wird. Bei Transportflugzeugen (FAR/JAR 25) müssen die theoretischen Lastannahmen durch Flugversuche verifiziert werden.

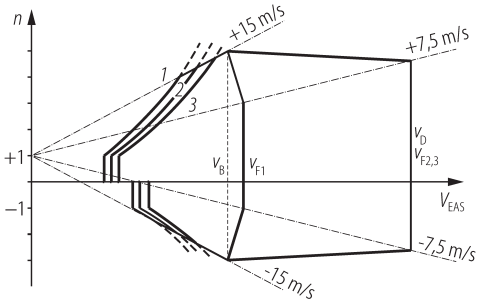


Bild 28. v-n-Diagramm für Böen-Lastfälle nach [9]. *1* Wölbklappen voll ausgefahren, *2* Wölbklappen in Neutralstellung, *3* negative Wölbklappenstellung

3.4.3 Leichtbau. Lightweight structures

In den Pioniertagen des Flugzeugbaus wurden die Querkräfte, Biegemomente und Torsionsbelastungen von Flügel und Rumpf durch Fachwerkstrukturen aufgenommen. Für die Aussteifung der Fachwerksdiagonalen wurden dabei oft Spanndrähte verwendet und die aerodynamischen Oberflächen durch Stoffbespannungen erzielt.

Ein Gewichtsminimum läßt sich allerdings nur dann erzielen, wenn alle Strukturelemente auf ihre Versagensgrenze hin ausdimensioniert und dabei Mehrfachfunktionalitäten voll ausgenutzt werden. So wird heutzutage beispielsweise die Flügelbeplankung, die ursprünglich nur für die aerodynamische Formgebung vorgesehen war, unter den stetig anwachsenden Leichtbauforderungen auch zur Aufnahme des Torsionsmoments aus der Flügelverdrehung und zum Teil auch erheblicher Lasten der Flügelbiegung herangezogen.

Ein anschauliches Beispiel für den Leichtbau bei Luftfahrzeugen ist die Faustregel, dass bei einem modernen Transportflugzeug die Nutzlast ca. 20% des MTOW beträgt und das Leergewicht des Flugzeugs sowie der Treibstoff je einen Anteil von ca. 40% zum MTOW beisteuern. Bei einem Langstreckenflugzeug verringert sich dabei der prozentuale Nutzlastanteil zugunsten einer höheren Treibstoffkapazität, für einen Kurzstrecken-Airliner verhält es sich entsprechend umgekehrt.

Als Anschauungsbeispiel einige Daten des *Airbus* A340-200: Leergewicht im Airline-Einsatz 123 t; MTOW 257 t; max. Treibstoff 138 638 Liter (ca. 114 t); max. Nutzlast (Passagiere und Luftfracht) 46 t; max. Reichweite 8400 NM bzw. 15 500 km. Je nach Flugmission kann nun mit maximaler Zuladung nur eine reduzierte Reichweite erflogen werden oder umgekehrt mit reduzierter Zuladung die maximale Reichweite (vgl. **Bild 26**). Die nominelle Reichweite des *Airbus* A340-200 beträgt 7350 NM (13 600 km) inklusive der vorgeschriebenen Treibstoffreserve für einen Flug zu einem 200 NM entfernten Ausweichflughafen.

Schalenbauweise

Die Schalenkonstruktionen des Flugzeugbaus in Blechbauweise werden durch Längsprofile (Stringer) und Querprofile (Spanten bzw. Rippen) versteift. Dabei übernehmen die Hautfelder der Blechbeplankung auch tragende Funktionen. Diese Strukturen sind statisch unbestimmt und wurden erst durch die Idealisierung des Schubfeldschemas berechenbar, durch das die Berechnungsmethoden der Baustatik auf längs- und querversteifte Schalen wie Flügel und Rümpfe übertragen werden konnten. Der wesentliche praktische Unterschied gegenüber Fachwerken besteht darin, dass die Zahl der Längsversteifungen (Stringer) sehr viel größer ist.

Drill-/Biegedrillknicken, Steg-/Flanschbeulen. Die Verwendung von offenen Querschnittsformen für Stringer zur Versteifung der Hautfelder und zur Fertigung von Rippen, Holmstegen und Spanten führte zu neuen Versagensformen. Während man bis dahin nur das Eulerknicken des auf Druck belasteten Stabes kannte, sind nun weitere Versagensformen zu beobachten: Die dünnwandigen, offenen Profile sind verhältnismäßig torsionsweich und versagen daher unter Druckbelastung nicht auf Biegung sondern durch Wegdrehen des Querschnittes (Drillknicken) oder bei unsymmetrischen Querschnitten durch Wegdrehen und gleichzeitiges Knicken (Biegedrillknicken, s. **C7.1.6**). Dieses Biegedrillknicken wird durch eine beim Ausknicken der Neutralachse auftretende Querkomponente der Längskraft hervorgerufen, die nicht durch den Schubmittelpunkt des Profils geht und somit Torsion hervorruft. Bei den im Flugzeugbau verwendeten dünnwandigen Aluminiumprofilen können neben dem reinen Kippen als Biegeträger (s. **C7.2**) auch weitere Formen eines Stabilitätsversagens wie das Beulen der Profilwände in Gestalt von Steg- oder Flanschbeulen auftreten (**Bild 29**).

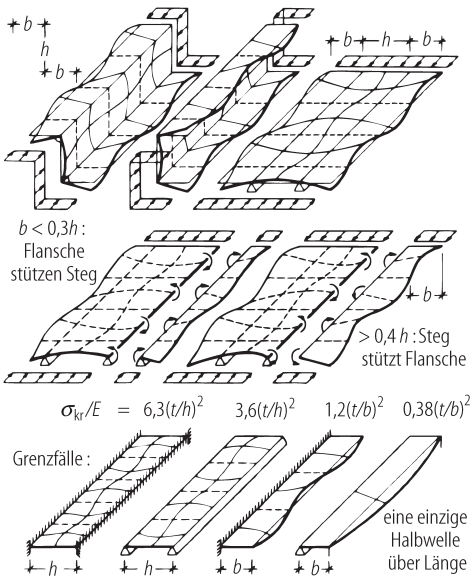


Bild 29. Beulformen an einem zweiflanschigen Blechprofil bei Längsdruck sowie für Steg und Flansche als Einzelstreifen bei gegenseitiger Drehstützung (nach [34])

Schubfeldschema. Längs- und querversteifte Schalen entsprechen grundsätzlich dem Aufbau einer Fachwerkkonstruktion, wobei an Stelle der Diagonalstäbe nun Vollwände eingefügt sind. Statt der räumlichen Fachwerke, die in statisch bestimmten Fachwerkscheiben zerlegt werden, hat man jetzt versteifte Blechscheiben von vielfacher statischer Unbestimmtheit zu untersuchen. Zur Berechnung dieser komplexen Schalenbauteile wird ein vereinfachtes System aus Längs- und Querstäben und dazwischen liegenden Schubfeldern angenommen. Die Stäbe sollen rechtwinkelig und miteinander gelenkig verbunden sein, also nur Normalkräfte übertragen. Die Hautfelder übertragen den pro Feld als konstant angenommenen Schubfluß. Die Berechnung ebener Schubfelder kann mit geringem Aufwand auf schwach gekrümmte Schalenelemente erweitert werden.

Beulen. In den Blechfeldern der versteiften Flugzeugstrukturen trat in den 1930er Jahren mit dem Beulen infolge von Druck- und Schubbelastungen ein neues Phänomen des Stabilitätsversagens auf: Wird in einem Schubfeld die kritische Schubspannung überschritten, was insbesondere bei sehr dünnen Blechen frühzeitig auftritt, so beginnt das Blechfeld unter Ausbildung von Diagonalfalten zu beulen (s. **C7.3.1**).

Zugfeldträger. In umfangreichen experimentellen und theoretischen Untersuchungen wurde erkannt, dass die Tragfähigkeit der Struktur mit dem ersten Auftreten von Beulen noch nicht vollständig erschöpft ist: Durch das Beulen verliert das Blechfeld in der Druckdiagonalen seine Tragfähigkeit, behält sie in der Zugdiagonalen jedoch bei. Durch Lastumlagerungen in vertikale oder diagonale Pfosten mit ausreichend geringem Abstand oder durch Stegversteifungen in Längsrichtung kann die Struktur eine weitere Laststeigerung ertragen [35]. Bis zum endgültigen Versagen der Hautfelder auf Zug oder der Pfosten durch Knicken kann von einem Zugfeldträger eine gewisse Überschreitung der kritischen Beullast ertragen werden. Bei Aluminium sind hierbei Überschreitungsgrade von bis zu 10 möglich. Die Ausbildung derartiger Zugfelder kann natürlich nur dort zugelassen werden, wo die Faltenbil-

dung nicht zu einer Beeinträchtigung der Aerodynamik führt oder die Ermüdung keine kritische Rolle spielt.
Zur Verwirklichung einer versteiften Rumpf- oder Flügelschale können verschiedene Konstruktions bzw. Fertigungsphilosophien (s. **F 1.4.4**) herangezogen werden:

Differentialbauweise. Die einfachste Möglichkeit ist die punktuelle Verbindung der Blechhaut mit den Versteifungselementen. Die Verbindung erfolgt in erster Linie durch Nieten, seltener durch Kleben oder Schweißen. Die Längsversteifungen (Stringer) sind meistens durchgehend mit der Beplankung verbunden, während die Quersteifungen (Rippen bzw. Spante) an den Kreuzungspunkten ausgespart sind. Die Differentialbauweise entspricht somit dem klassischen Blechbau, wobei die Leichtbauaussparungen in Rippen und Spanten mit Bördeln versehen sind und die notwendigen Wandstärkenänderungen in den Hautfeldern (bei Ausschnitten, Fügungen, Krafteinleitungen) durch Doppler-Bleche erreicht werden (**Bild 30 a**).
Das Zusammensetzen vieler einfach zu fertigender Einzelteile, welche für sich alleine sehr gut berechen- und dimensionierbar sind, birgt jedoch Nachteile aufgrund der Fügungen: Zum einen werden enge Toleranzen für die Nietbohrungen gefordert, so dass die zu fügenden Teile gemeinsam verbohrt werden müssen, und zum anderen ergeben sich durch die sehr häufigen Eingriffe ins Material Kerbwirkungen und somit Spannungsüberhöhungen.

Integralbauweise. Durch Bauteile, die aus einem Stück gefertigt werden, wird die getrennte Fertigung vieler Einzelteile sowie die zeit- und kostenaufwendige Fügung einschließlich ihrer festigkeitsmindernden und fertigungstechnischen Nachteile vermieden. Die Auflösung einer Leichtbauschale in ihre Längs- und Quersteifungen sowie Hautfelder mit den spezifischen Aufgaben und Eigenschaften entfällt dabei keinesfalls, allerdings bilden sie eine organische Einheit (**Bild 30 b**). Integralbauteile können nicht nur als Guß- oder Gesenkpreßteile ausgeführt werden, sondern auch durch chemisches Ätzen (Reduzierung der Wandstärke in Hautfeldern) oder durch mechanisches Zerspanen hergestellt werden.
Durch verbesserte Aluminiumlegierungen und Wärmebehandlungsverfahren wurde es möglich, mehrere Zentimeter dicke homogene Platten mit gleichbleibend guten Eigenschaften herzustellen. Mit den zur Verfügung stehenden großen CNC-Fräsmaschinen werden nun großflächige Flügelbeplankungsfelder inklusive Stringern, Ausschnitten und Wandstärkenschwankungen gefertigt. Dabei werden Zerspanungsgrade von über 90% des eingesetzen Materials erreicht. Die derzeit zum Einsatz kommenden 5-Achs-CNC-Fräsmaschinen erlauben die Herstellung von ganzen Flügelbeplankungen (*Boeing* B777 upper wing skin). Durch anschließendes Kugelstrahlen oder Stauchen der Stege werden die ebenen Felder (panels) der gekrümmten Profil-/Rumpfkontur angepaßt.

Sandwichbauweise (s. F 1.4.4). Die sogenannten Stützkernverbunde werden aus Faserverbundwerkstoffen (FVW) hergestellt und kommen vor allem bei schwach gekrümmten und flächig belasteten Bauteilen zum Einsatz. Sie stellen extreme Leichtbaukonstruktionen dar und bestehen aus einem relativ dicken Kern geringer Dichte und den beiden Deckschichten, welche bei Beanspruchung die Zug- und Druckkräfte aufnehmen. Der schubbelastete Kern dient dazu, die beiden Deckschichten auf konstantem Abstand zu fixieren und besteht meist aus Hartschäumen (30 bis 70 kg/m), Aramid- oder Papierwaben. So lässt sich das Trägheits- und das Widerstandsmoment der Schale bei nur unwesentlich höherem Strukturgewicht beträchtlich erhöhen. Beispielbauteile sind etwa aerodynamische Verkleidungen, Fußböden und Innenverkleidungen, aber auch viele Tragflügel von Segel- und Leichtflugzeugen sind komplett in der Sandwichbauweise ausgeführt

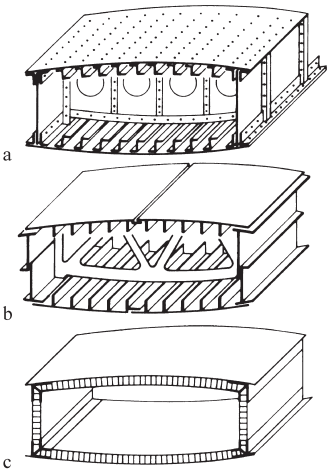


Bild 30 a–c. Verschiedene Schalenbauweisen am Beispiel eines Tragflügelkastens (Biegetorsionsträger), Prinzipskizzen nach [34]. **a** Differentialbauweise; **b** Integralbauweise; **c** Sandwichbauweise

(**Bild 30 c**). In jüngster Zeit werden auch kernlose Sandwichbauteile aus Abstandsgeweben oder dreidimensional gewebten Faserstrukturen für ihren Einsatz im Flugzeugbau hin untersucht [36].

3.4.4 Werkstoffe und Bauweisen
Materials and Construction Methods

Von den Anfängen der Fliegerei bis heute haben sich vier grundlegende Bauweisen von Flugzeugen entwickelt:

Holzbauweise. Als Werkstoffe fanden zuerst Holzleisten, Sperrholz (d. h. Schichtholz mit wechselnder Orientierung), Bambusrohre, Weidenruten, Draht (Klaviersaiten) und Baumwollstoff Verwendung. Alle wichtigen Baugruppen wie Tragflächen, Rumpf und Leitwerk werden aus Holz hergestellt, mit Sperrholz beplankt oder mit Stoff bespannt. Das Holz wird dabei entsprechend der Belastung faserorientiert eingesetzt: Für Holme verläuft die Faserrichtung längs, für Torsionsnasen unter $\pm 45°$. Die Holzverarbeitung im Flugzeugbau erreichte zur Herstellung von Knickholmen, Holzrohren und -propellern durch Biegen, Schäften, Verleimen usw. eine heute kaum mehr vorstellbare handwerkliche Qualität [37]. Herstellung und Reparatur gestalten sich einfach. Geringe Wetterfestigkeit und Splittergefährdung bei Unfällen sind jedoch große Nachteile. Der Werkstoff Holz erlebte im 2. Weltkrieg eine Renaissance wegen der eingeschränkten Verfügbarkeit von Aluminiumlegierungen und fand im Segelflugzeugbau bis in die 1960er Jahre hinein Verwendung.

Gemischtbauweise. Tragflächen und Leitwerk sind zumeist in Holz ausgeführt. Der Rumpf wird aus einem verschweißten Stahlrohrgerüst gebildet, das mit Stoff bespannt wird. Die Sicherheit der Besatzung bei Unfällen ist hierbei höher zu bewerten als bei der reinen Holzbauweise. Die Gemischtbauweise wird noch bei Klein- und Leichtflugzeugen angewendet.

Metallbauweise. Ab 1930 Entwicklung ziviler Transportflugzeuge aus Aluminium. Um dieses im Vergleich zu Stahl leichte aber weiche Metall in Flugzeugstrukturen einsetzen zu können, mussten zuerst hochfeste Aluminiumlegierungen entwickelt werden [38]. Mit der Einführung der Blechbauweise traten neue Probleme bei der Bemessung und Berechnung der Struktur auf, zumal gleichzeitig die Fluggeschwindigkeiten zunahmen.

Wegen der größeren Beanspruchung sowie der verlangten höheren Lebensdauer und Sicherheit, ist die Metallbauweise die heutige Standardbauweise aller Flugzeuge. Die komplette Zelle besteht dabei aus Leichtmetallegierungen. Neben Aluminium kommen Magnesium (s. **E 3.2.3**) und Titan (s. **E 3.2.4**) zum Einsatz, aber auch Lithium als besonderes Legierungselement.

Faserverbundbauweise (s. **F 1.4.4** und **Bild 31**). Die Faserverbundbauweise wird häufig auch nur als Kunststoffbauweise bezeichnet, obwohl zum Erreichen der geforderten Festigkeiten und Steifigkeiten immer Faserverstärkungen (Fibre reinforcement) in Form von Glasfasern, Kohlenstoffasern und/oder Aramidfasern zum Einsatz kommen. Als Matrix (Bettungsmasse) werden Epoxidharze, seltener Phenolharze, verwendet. Im Jahre 1957 flog das erste GFK-Segelflugzeug (fs 24 *Phönix*) und ab 1972 eroberte mit der SB 10 auch die steifere CFK-Bauweise den Segelflugzeugbau [39]. Nur Segelflugzeuge und Leichtflugzeuge werden heute komplett in der Faserverbundbauweise gefertigt. Im Verkehrsflugzeugbau setzen sich tragende Komponenten in dieser Bauweise langsam durch. Leitwerke, Ruder und Klappen, aber auch schon komplette Tragflächen werden in Faserverbundbauweise gefertigt. In Zukunft sollen auch Rümpfe so hergestellt werden.
Großbauteile werden in Negativ-Halbschalen mit Hilfe der Autoklavtechnik gefertigt und verklebt, teilweise auch vernietet. Für Kleinserien und im Segelflugzeugbau hat sich die Nasslaminiertechnik in Negativformen durchgesetzt. Amateurflugzeuge werden z. T. auch in Positivbauweise gefertigt. Ein weites Feld findet die Faserverbundbauweise für nichttragende Sekundärbauteile: Innenausstattungen, aerodynamische Verkleidungen, Fahrwerksklappen usw. aus faserverstärkten Kunststoffen sind nicht mehr wegzudenkende Leichtbauteile.

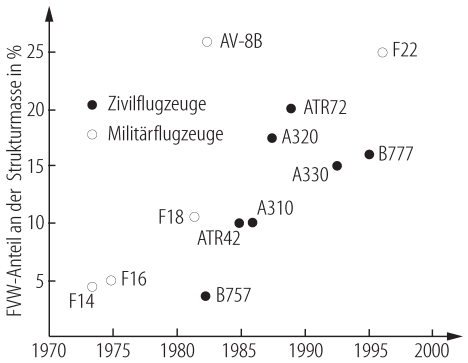


Bild 31. Anteil der Faserverbundwerkstoffe am Strukturgewicht (nach [40])

Werkstoffkennwerte

Die in der Luft- und Raumfahrt an die Werkstoffe gestellten Anforderungen setzen ein umfangreiches Wissen um ihre Eigenschaften und ihr Verhalten in Wärme, Kälte und anderen Umwelteinflüssen voraus. Für tragende Bauteile in Luftfahrzeugen dürfen nur Werkstoffe verwendet werden, die mit ihren Werkstoffkennwerten im Werkstoff-Handbuch der Deutschen Luftfahrt [41] aufgeführt sind. Der Einsatz anderer Materialien macht eine vorherige Genehmigung durch die Zulassungsbehörde (LBA) erforderlich. Für die Bauteilzulassung werden dann auch umfangreiche experimentelle Festigkeitsnachweise unter Betriebsbedingungen gefordert.
Für jeden in das Werkstoff-Handbuch der Deutschen Luftfahrt aufgenommenen Werkstoff gibt es ein Werkstoff-Leistungsblatt (WL-Blatt). Dabei wird jeder Werkstoff durch eine fünfstellige Zahl nach [42, 43] bezeichnet, die gleichzeitig die Nummer des zugehörigen WL-Blattes ist. Zur weiteren Spezifikation wird der Werkstoffnummer noch eine ein- oder zweiziffrige Zustands- bzw. Anhängezahl hinzugefügt. Das Werkstoff-Handbuch der Deutschen Luftfahrt besteht aus 2 Teilen (**Tab. 24**).
In der Luftfahrt werden von jeher möglichst leichte Werkstoffe eingesetzt. Die Bewertung der Werkstoffkennwerte erfolgt daher über den gewichtsspezifischen *E*-Modul E/ϱ und die gewichtspezifische Bruchfestigkeit (Reißlänge) R_m/ϱ, jeweils in Kilometern (vgl. **F 1.4.4, Bild 27**).
Durch Werkstoffe mit höherer Festigkeit und steiferer Strukturbauweisen wurde es möglich, freitragende Flügel (cantilever wing) ohne Streben und Abspannungen zu bauen, obwohl ihr Strukturgewicht etwa 40% über dem eines abgestrebten Flügels (braced wing) liegt. Jedoch wurde so eine bessere aerodynamische Güte der Tragwerke erreicht, da die Flügelstreben (struts) insbesondere bei höheren Fluggeschwindigkeiten einen immensen Widerstand erzeugen.
Gleichzeitig ermöglichten die festeren und steiferen Werkstoffe auch die Realisierung widerstandsarmer Profile mit immer geringeren Profildicken. Die Profildicken heutiger Verkehrsflugzeuge liegen bei 14% bis 16%. Beim Segelflugzeug DG-600 in CFK-Bauweise beispielsweise kommt das bisher dünnste Segelflugprofil mit nur 11,7% relativer Flügeldicke zum Einsatz (Spannweite 17 m, Flügelfläche 11,6 m^2, Streckung 25, Wurzeltiefe 930 mm, Gewicht pro Flügel ca. 70 kg).
Durch die versagenstolerante Konstruktionsphilosophie (Damage Tolerance) verlagerten sich die Kriterien für die Werkstoffauswahl und Werkstoffentwicklung weg von immer höheren Festigkeiten hin zu bruchmechanischen Kriterien wie Rißzähigkeit, Rißfortschritt und kritischer Rißlänge, wobei auch die Probleme der Korrosion [31] und Spannungskorrosion [32] Beachtung finden.

Tabelle 24. Die Systematik der im Werkstoff-Handbuch der Deutschen Luftfahrt enthaltenen Werkstoffe

Teil 1: Metallische Werkstoffe		Teil 2: Nichtmetallische Werkstoffe	
Band 1: Stahl und Nichteisenmetalle		*Band 1:*	
0.0000 – 0.9999	Roheisen und Ferrolegierungen	5.0000 – 5.3999	Kunststoffe und faserverstärkte Kunststoffe
1.0000 – 1.9999	Stähle und hochwarmfeste Legierungen	5.4100 – 5.4199	strukturelle Klebstoffe
2.0000 – 2.9999	Nichteisenmetalle (ausgenommen Leichtmetalle)	5.4200 – 5.4299	Haftgrundmittel für strukturelle Klebstoffe
		5.5000 – 5.5899	Gummi, Gummi-Verbundstoffe (Elastomere)
Band 2: Leichtmetalle		*Band 2:*	
3.0000 – 3.4999	Aluminium und Aluminiumlegierungen	5.5900 – 5.5999	Dichtmassen und Haftgrundmittel
3.5000 – 3.6299	Magnesium und -legierungen	5.7000 – 5.7999	Anstrichstoffe
3.7000 – 3.7999	Titan und Titanlegierungen	6.1000 – 6.1099	Vollholz, Schichtholz, Sperrholz
4.3851 – 4.3854	Sinterbronze	6.2000 – 6.2099	Bespannstoffe
		6.3000 – 6.5099	Gurtbänder und Textilien
		8.2300 – 8.2699	Aramidfasern (Gewebe, Rovings, Prepregs)
		8.3500 – 8.3699	Kohlenstoffasern (Gewebe, Rovings, Prepregs)
		8.4300 – 8.4699	Glasfasern (Gewebe, Rovings, Prepregs)

3.4.5 Rumpf. Fuselage

Der Rumpf eines Flugzeugs stellt das Volumen zur Verfügung für die Aufnahme der Besatzung (Crew) und der Nutzlast (Payload), bestehend aus Passagieren (Pax), dem Gepäck (Baggage) und der Luftfracht (Cargo). Sein Äußeres muß widerstandsarm, im Idealfall stromlinienförmig, gestaltet sein. An der Struktur des Rumpfes werden die Hauptanbauteile wie Höhen- und Seitenleitwerk, die Fahrwerke und häufig auch die Triebwerke befestigt.
Da die beiden Tragflügel über ein Flügelmittelstück (**Bild 6**) oder eine Holmbrücke miteinander verbunden sind, bilden sie eine durch den Rumpf hindurchgehende Einheit. Um das nutzbare Volumen im Rumpf nicht unnötig einzuengen, sind Mitteldecker daher eher selten, sondern vielmehr hängt der Rumpf unter dem Tragflügel (Schulter-/Hochdecker) oder sitzt auf ihm (Tiefdecker).

Anforderungen an den Rumpf

Aus Gründen der Funktionalität und aus Fertigungsaspekten (einfach gekrümmte Beplankungsbleche, gleiche Spant-Geometrien) wird bei heutigen Passagier- und Transportflugzeugen die Forderung nach einem stromlinienförmigen Rumpf zugunsten eines konstanten Rumpfquerschnitts aufgegeben. Daher liefert der Rumpf mit 30 bis 50% auch den größten Anteil am Gesamtwiderstand des Flugzeugs.
Aus Leichtbaugründen – und bei Flugzeugen mit Druckkabinen auch aus Festigkeitsgründen – ist ein kreisförmiger oder ovaler Rumpfquerschnitt optimal. Bei kleineren Propeller-Flugzeugen ohne Druckkabine wird vor dem Hintergrund der Fertigungskosten und wegen des besseren Sitzkomforts der außen sitzenden Passagiere auf einen rechteckigen Querschnitt zurückgegriffen (z. B. *Dornier* Do228, *Shorts* 330/360).
Wenn man den Rumpf alleine betrachtet, sollte aus aerodynamischen Gründen das Verhältnis von Rumpflänge zu Rumpfdurchmesser etwa $l_R/d_R = 6$ betragen (**Bild 7**). Der Gesamtwiderstand von Rumpf und Leitwerk zusammen wird jedoch bei einem Verhältnis von 8 bis 9 minimal, da ein längerer Rumpf dem Leitwerk einen größeren Hebelarm bietet und somit aus flugmechanischen Gründen kleinere Leitwerksflächen möglich werden.
Die Basisversion eines neuen Flugzeugtyps wird nach diesen Empfehlungen widerstandsarm ausgelegt und kann zur Befriedigung der Kundenwünsche später auch noch bis etwa $l_R/d_R = 5$ verkürzt oder bis ca. $l_R/d_R = 14$ gestreckt werden.

Cockpit-Bereich und Heckkonus. Während die Gestalt des Cockpitbereiches von Funktionalität und Sicherheitsaspekten diktiert wird, bietet das Rumpfheck Potential zur Reduzierung des Widerstandes. Hierbei gilt es, die gegensätzlichen Forderungen von Druckanstieg (d. h. möglichst langes Heck), umspülter Oberfläche und Strukturgewicht (d. h. möglichst kurzes Heck) gleichzeitig zu berücksichtigen.
Der Heckwinkel auf der Rumpfunterseite muss so gestaltet sein, dass das Flugzeug beim Start den zum Abheben erforderlichen Anstellwinkel erreicht, ohne mit dem Heck die Startbahn zu berühren (tail strike).

Druckkabine. Bei hochfliegenden Flugzeugen muss der Bereich für die Passagiere und die Nutzlast sowie das Cockpit als Druckkabine ausgeführt werden, welche eine abgeschlossene Einheit bildet. Diese hat aus Festigkeitsgründen im Idealfall eine zylindrische Form und wird hinter dem Nutzlastbereich und vor dem Cockpit jeweils durch einen kalottenförmigen Druckspant (Druckschott) abgeschlossen.
Innerhalb der Druckkabine wird nicht der am Boden herrschende Druck beibehalten, sondern mit zunehmender Flughöhe der Druck wegen der sonst ungerechtfertigt hohen Membranspannungen in den Hautfeldern (Leichtbau) ebenfalls reduziert. Bei einem Reiseflug in 12000 Meter (193 hPa) wird ein Kabinendruck von etwa 750 hPa (2500 Meter) eingestellt, woraus sich je nach Umgebungsbedingungen ein Differenzdruck von 600 bis 700 hPa ergibt.

Passagierbereich. Je nach Klasse (First/Business/Economy) sind Mindestmaße für Sitzabstand, Sitzbreite und Gangbreite vorgeschrieben, ebenso wie die Anzahl der Gänge (Aisles), der Toiletten und der Notausgänge. Für Flugzeuge mit mehr als 44 Passagieren wird eine Evakuierung des vollbesetzten Flugzeugs innerhalb von 90 Sekunden vorgeschrieben. Dies hat zur Folge, dass bei einem Wide-Body-Rumpf deutlich mehr Notausgänge erforderlich sind als für ein Narrow-Body-Flugzeug.

Luftfracht (Cargo). Der Luftfrachtbereich befindet sich bei modernen Verkehrsflugzeugen unter dem Passagierdeck. Neben dem Volumen der Frachträume ist deren Form (Querschnitt) von entscheidender Bedeutung, da es standardisierte Luftfracht-Container für schnelles Be- und Entladen gibt.

Rumpfstruktur

Die Rumpfstruktur muß ausgelegt werden für die Aufnahme der aus der Druckkabine resultierenden Belastungen, für die sichere Einleitung der Lasten von Tragwerk, Leitwerken, Triebwerken und Fahrwerken sowie zusätzlich für die von der Zuladung hervorgerufenen Massenkräfte.

Fachwerkrümpfe. In den Anfangsjahren des Luftfahrzeugbaus entstanden Fachwerkrümpfe aus Holz bzw. Stahlrohr mit Stoffbespannung, dann geodätische Fachwerke mit nichttragenden Beplankungen aus Sperrholz. Zwischen dem Motor und dem Cockpit ist aus Sicherheitsgründen ein nicht brennbares bzw. in einem möglichen Brand nicht schmelzendes Brandschott – meist aus Stahl – vorgeschrieben.

Schalenrumpf. Rümpfe moderner Transportflugzeuge werden ausschließlich in Leichtmetall-Schalen-Bauweise ausgeführt. Die dünnwandige Zylinderschale wäre ohne Aussteifungen instabil gegen Druck- und Schubbelastung. Deshalb wird die Blechhaut in Längsrichtung durch Stringer und Holme sowie in Querrichtung durch Spante ausgesteift. Die Grundphilosophie bei der Gestaltung der versteiften Rumpfröhre besteht darin, den Längsverbund (Haut und Stringer/Holme) und den Querverbund (Spante) möglichst ungestört auszuführen. Deshalb werden die Stringer/Holme durchgehend auf die Rumpfhaut aufgebracht. Die Spante werden nach innen versetzt, mit möglichst ungestörtem Querschnitt ausgeführt und mittels Schubwinkel an der Haut und den Stringern befestigt (**Bild 32**). In seltenen Fällen (meist bei Leichtflugzeugen ohne Druckkabine) sind die Spante für die Stringer und zur Durchführung von Versorgungsleitungen ausgespart.

Rumpfhaut. Die Rumpfhaut trägt die aus der Druckdifferenz herrührenden Membranspannungen. Außerdem werden Schubkräfte aus der Torsionsbelastung sowie der Querkrafteinleitung über die Spante aufgenommen.
Gemeinsam mit den Stringern und Längsholmen wird ein Anteil der Längskräfte aus der Rumpfdurchbiegung (Leitwerklasten und Trägheitslasten) aufgenommen. Die übliche Blechstärke für die Rumpfbeplankung eines Verkehrsflugzeuges liegt – örtliche Verstärkungen ausgenommen – zwischen 0,8 und 3,2 mm [44], die Mindestblechstärke lässt sich nach K2 Gl. (1a) abschätzen.

Längsprofile/Holme. Die Stringer übernehmen den Hauptanteil der Längskräfte, welche durch die Rumpfdurchbiegung hervorgerufen werden. Sie sind durchlaufend ausgeführt, um den von ihnen aufgenommenen Längskraftfluss nicht zu unterbrechen. Außerdem dienen die Stringer der Längsversteifung der beulgefährdeten Schale. Der typische Stringerabstand beträgt 15 bis 25 cm. Aus Korrosionsgründen kommen meist offene Profile zur Anwendung.

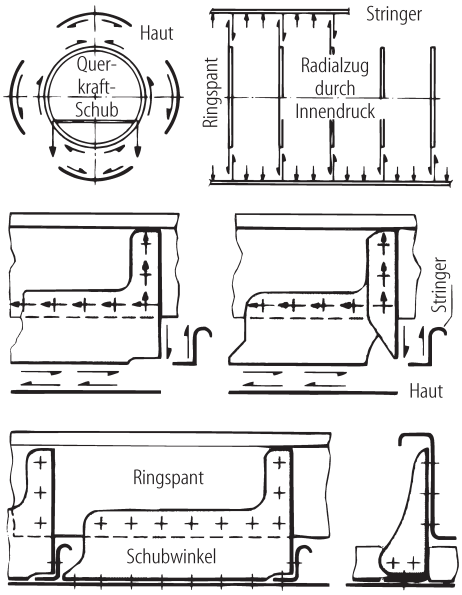


Bild 32. Anschlüsse von Ringspanten an einer längsgestringerten Zylinderschale über Schubwinkel (nach [35])

Spante. Die Spante erfüllen hauptsächlich die Aufgabe der Querversteifung der Rumpfröhre (Formhaltigkeit der Rumpfquerschnitte) und verhindern somit ein generelles Stabilitätsversagen. Weiterhin dienen einige stabiler ausgeführte Spante der Einleitung von Querkräften resultierend aus Tragflügel-, Leitwerks- und Kabinenbodenbelastungen in die Rumpfschale. Für moderne Transport- und Passagierflugzeuge beträgt der typische Spantabstand etwa 500 mm (20 inch). Die Ringspante selbst weisen eine durchschnittliche Profilhöhe von 90 bis 150 mm auf. Die Ringspante sind dabei nicht direkt mit der Rumpfbeplankung verbunden, sondern über sogenannte Schubwinkel (Clips).

Schubwinkel. Über diese Schubwinkel wird die durch den Innendruck der Rumpfröhre herrührende Normalbelastung der Beplankungsfelder auf die Spante übertragen. Andererseits wird der Querkraftschub in den Spanten als reiner Schub auf die Haut verteilt. Daher ist die Befestigung der Clips am Spant mit einer horizontalen Nietreihe für Schubkräfte und einer vertikalen für die Zugkrafteinleitung erforderlich. Gleichzeitig erfüllen die Schubwinkel noch die Funktion der Aussteifung des Spantprofils gegen Beulen und durch eine zusätzliche Anbindung der Schubwinkel an die Stringer werden diese auch noch gegen Auskippen gestützt.

Die für Aerodynamiker und Statiker ideale Rumpfröhre wird allerdings aus konstruktiven Gründen an vielen Stellen unterbrochen durch: Türen, Ladeluken, Fenster, Notausgänge, Fahrwerksklappen, Wartungsklappen usw. Diese Bereiche müssen gesondert verstärkt und ausgesteift werden.

3.4.6 Tragflügel. Wing

Der Tragflügel wird in erster Linie durch die den Auftrieb erzeugende, aerodynamische Flächenlast auf Biegung und Torsion beansprucht. Ferner wird die Tragflügelstruktur durch ihr Eigengewicht sowie die Massenkräfte des Treibstoffs und der Triebwerke belastet. Diese wirken der Luftkraftresultierenden entgegen und entlasten die Biegebeanspruchung des Flügels im Flug. Somit ist der ungünstigste Lastfall für den Tragflügel bei einem Verkehrsflugzeug, das praktisch den gesamten Treibstoff im Flügel mit sich führt, oft das MZFW mit nahezu leergeflogenen Tanks. Auch dem Blitzschutz und der Ableitung von elektrostatischen Aufladungen ist am Flügel besondere Aufmerksamkeit zu schenken.

Die Torsionsbelastung des Flügels hat verschiedene Ursachen. Da die angreifenden Kräfte vom Flugzustand abhängig sind und die Anordnung des Holmes durch die Profilform festgelegt ist, lässt sich eine Torsionsbelastung auch nicht vermeiden.

Beim nicht gepfeilten Flügel entstehen Torsionsmomente durch aerodynamische Kräfte und Massenkräfte. Die meisten Flügelprofile haben aufgrund ihrer Wölbung einen negativen Momentenbeiwert. Dadurch wird ein Moment erzeugt, das von der Fluggeschwindigkeit abhängig ist. Da die aerodynamische Luftkraft des Auftriebs näherungsweise immer an der gleichen Stelle bei ca. 25% Profiltiefe angreift, ist das dadurch erzeugte Moment nur von der Flugmasse und dem Lastvielfachen abhängig. Bei Veränderungen der Profilgeometrie (Ausfahren von Klappen) verändert sich darüber hinaus auch der Angriffspunkt der Luftkräfte relativ zur elastischen Achse bzw. zur Schubmittelpunktsachse der Flügelstruktur, die sich bei eingefahrenen Klappen je nach Konstruktion zwischen 30 und 45% Flügeltiefe befindet. Zusätzlich zu diesen aerodynamischen Belastungen kommen noch Massenkräfte. Abhängig vom Angriffspunkt dieser Kräfte führen auch sie zu einer Torsionsbelastung.

Da bei gepfeilten Flügeln der Holm nicht parallel zur y-Achse des flugzeugfesten Koordinatensystems ist, ergibt sich beim Übergang auf ein anderes Koordinatensystem ein Torsionsmoment aus dem Biegemoment des Flügels (**Bild 33**).

Anforderungen an die Flugstabilität

Pfeilung (Bild 10). Zum Erreichen von höheren Fluggeschwindigkeiten im Unterschallbereich (etwa $Ma \geq 0{,}6$) wird eine Flügelpfeilung unumgänglich, da sich so die kritische Machzahl der Profilumströmung und somit die Reisegeschwindigkeit erhöhen läßt. Die Pfeilung dient aber auch der Kursstabilität, da der voreilende Tragflügel einen größeren Widerstand erzeugt als der zurückbleibende. Grundsätzlich hat ein gepfeilter Flügel aber eine höhere Strukturmasse als ein entsprechender Flügel mit rechteckigem Grundriß oder ein ungepfeilter Trapezflügel. Allerdings läßt sich bei gepfeilten Flügeln durch eine Flügelschränkung das Wurzelbiegemoment deutlich verringern, wodurch der Tragflügel auch wieder leichter gebaut werden kann.

V-Form (Bild 10). Neben der Gewährleistung der erforderlichen Bodenfreiheit von Triebwerken (bzw. Propellern) und Flügelspitzen hat die V-Form des Flügels noch einen großen Einfluss auf die Querstabilität: Sie sorgt mit einem rückdrehenden Moment um die Längsachse dafür, dass sich das Flugzeug bei einem Flug mit hängender Fläche von selbst wieder aufrichtet. Erfahrungen haben gezeigt, dass 1° V-Winkel eine ähnliche stabilisierende Wirkung hat wie 3° Pfeilung. Eine negative V-Form (anhedral) wird dann notwendig, wenn bei einem Hochdecker mit gepfeilten Flügeln ansonsten eine zu hohe Querstabilität vorhanden ist (z. B. *Avro* RJ85, *Lookheed* C-5 *Galaxy*, vgl. **Bild 1**).

Flügelstruktur

Die Tragflügelstruktur kann unterteilt werden in eine tragende Primärstruktur und die daran angebauten beweglichen Steuerflächen (Querruder, Hochauftriebssysteme und Landehilfen usw.).

Primärstruktur. Der Entwurf der Struktur und der Lastpfade im Inneren einer Tragfläche ist eng mit dem eingesetzten Werkstoff und der Fertigungsmethode verbunden. Während sich im Blechbau der einfach oder mehrfach geschlossene Ka-

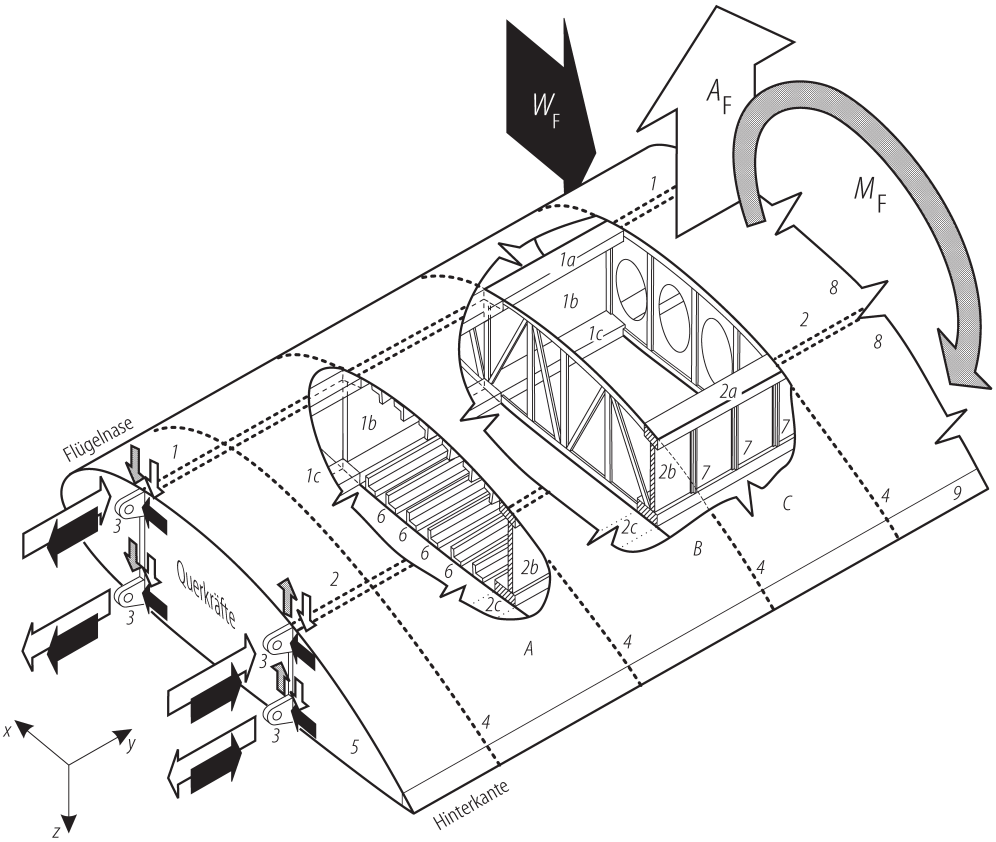


Bild 33. Belastungen an einem Tragflügel sowie verschiedene Benennungen und Rippenbauweisen in der Prinzipdarstellung. Einblicke: *A* Stringerversteifung im Holmkasten, *B* Fachwerkrippe, *C* Blechrippe als Schwappschott. *1* Vorderholm, *1 a* Obergurt, *1 b* Holmsteg, *1 c* Untergurt, *2* Hinterholm, *2 a* Obergurt, *2 b* Holmsteg, *2 c* Untergurt, *3* Querkraftbeschläge, *4* Rippen, *5* Wurzelrippe, *6* Stringer, *7* Pfosten, *8* Beplankungsfeld, *9* Endleiste, W_F Widerstandskraft des Tragflügels, A_F Auftriebskraft des Tragflügels, M_F Torsionsmoment des Flügels

sten als Biegetorsionsträger durchgesetzt hat, verteilt man bei den Faserverbundflügeln von Segel- und Leichtflugzeugen die Biegung und Torsion wieder auf Holm und Schale [45, 46].

Bei Tragflügeln, die in der klassischen Holm-Rippen-Bauweise gebaut sind, ist die Flügelstruktur mit einer nichttragenden Beplankung/Bespannung versehen. Der Strukturaufbau aus Holmen und Rippen wird auch bei Schalenflügeln in Blechbauweise beibehalten. Lediglich bei Faserverbund-Sandwichschalen kann auf Rippen weitestgehend verzichtet werden.

Wie an der Rumpfröhre so wird auch am Flügel die ideale Struktur einer durchgehenden Beplankung häufig unterbrochen durch Fahrwerksklappen, Mannlochdeckel, Wartungsklappen usw. Diese Bereiche müssen in der Strukturauslegung gesondert betrachtet werden ebenso wie die Aufhängungen der Triebwerke und Fahrwerke, die Angriffspunkte der Aktuatoren für die aerodynamischen Hochauftriebssysteme sowie deren Lagerpunkte.

Holme. Die Holme verlaufen entlang der Spannweitenrichtung des Flügels und nehmen das Biegemoment, hervorgerufen durch den Auftrieb, auf. Sie sind im Bereich der Flügelwurzel die am meisten belasteten Bauteile des Flügels.

Die Holme selbst sind als Leichtbau-Biegeträger ausgelegt. Um mit möglichst geringem Materialeinsatz die gewünschte Steifigkeit und Festigkeit zu erreichen, werden sie häufig als I-Träger oder als Kastenträger ausgeführt. Bei Strukturkonzepten mit nur einem Holm sollte dieser zur Ausnutzung des Trägheitsmoments an der Stelle der größten Profildicke sitzen. Die mit Normalkräften belasteten oberen und unteren Bereiche werden als Holmgurte (spar cap) bezeichnet. Die senkrecht stehenden Wandungen, die sogenannten Holmstege (spar web), werden nicht nur auf Schub beansprucht, sondern auch durch Normalkräfte senkrecht und parallel zur Gurtrichtung. Parallel zu den Gurten rühren die Normalkräfte daher, dass dem fest mit den Gurten verbundenen Steg im gurtnahen Bereich des Druckgurts eine Stauchung und im Bereich des Zuggurts eine Dehnung aufgezwungen wird. Durch die Biegeverformung des Holmes wird der Steg zusätzlich noch auf Druck senkrecht zu den Gurten (Holmabtriebskraft) beansprucht [45].

Holme in Blechbauweise sind häufig als Zugfeldträger ausgeführt. Dabei wird zwischen den Gurten, welche aus Strangpreßprofilen gefertigt oder als gefräste Integralbauteile eingesetzt werden, eine Schubwand mit vertikalen, auf Druck belasteten Pfosten eingesetzt. In einem nach dem Fail-Safe-Prinzip ausgelegten Tragflügel darf nun das Versagen eines dieser Pfosten oder Zugfelder noch nicht zum Gesamtversagen der Struktur führen.

Rippen. Die Rippen verlaufen entweder senkrecht zum Holm oder in Anströmrichtung von der Flügelnase bis zur Endleiste.

Sie stützen die Beplankung (bzw. Bespannung) und stellen so die aerodynamische Profilierung des Tragflügels sicher. Als Hilfsrippen werden Rippen bezeichnet, die entweder nur vor oder nur hinter dem Holm sitzen. Sie dienen zur Aussteifung der Flügelnase (Torsionsnase) oder im hinteren Bereich als Lagerrippen zur Befestigung der Querruder- oder Klappenscharniere (**Bild 34**).

Torsionskasten. Zur Aufnahme der Flügeltorsion ist es zusätzlich notwendig, einen geschlossenen Kasten mit möglichst großer umschlossener Fläche (Torsionssteifigkeit) innerhalb der Tragflügelstruktur vorzusehen. Dies wird entweder durch einen Holmkasten bestehend aus einem vorderen und hinteren Holm oder durch ein Strukturkonzept in Schalenbauweise realisiert (**Bild 35**). Den Anforderungen von Torsion und Biegung genügt ein Holmkasten zwischen etwa 15% und 65% der Flügeltiefe. Damit steht einerseits vor und hinter dem Holmkasten noch genügend Raum zur Integration der Hochauftriebssysteme, andererseits aber auch ein hinreichend großes Tankvolumen (Integraltank) zur Verfügung.

Integraltank. Durch die Forderung nach immer größeren Reichweiten und größerer Nutzlast muss auch immer mehr Treibstoff mitgeführt werden. Um gleichzeitig auch noch Strukturgewicht einsparen zu können, werden keine eigenen Kraftstofftanks konstruiert, sondern man nutzt die abgeschlossenen Hohlräume in der Flügelstruktur (Holmkasten) direkt als Tank (Integraltank). Hierzu wird es allerdings erforderlich, daß alle Fügungen und Nietbohrungen, die eine Lekkage ermöglichen könnten, schon während der Montage mit Dicht-Paste (Seal) abgedichtet werden. Um zu verhindern, dass der Treibstoff bei Flugmanövern in Spannweitenrichtung zu schwappen beginnt, sind in festgelegten Abständen die Rippen zwischen Vorder- und Hinterholm als Schwappschott ausgeführt (**Bild 33**). Auch ist die Struktur eines solchen Integraltanks auf einen beim Betanken auftretenden Innendruck von bis zu 3 bar hin auszulegen.

Steuerflächen. Für die zum Tragwerk gehörenden beweglichen aerodynamischen Steuerflächen gelten die selben Leichtbauforderungen wie für das Gesamtflugzeug. Sie sind meistens ebenfalls aus Rippen, Holm und einer tragenden Schale aufgebaut.

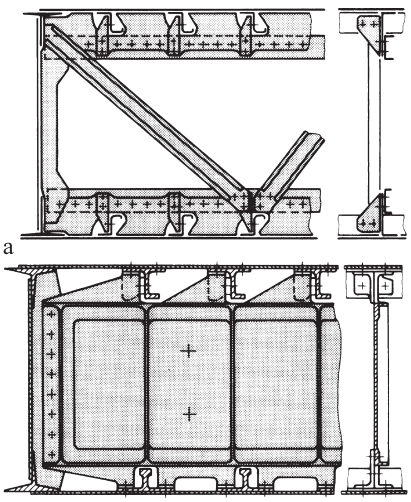


Bild 34a, b. Anschluss von Rippen in einem längsgestringerten Holmkasten über Schubwinkel, nach [35]. **a** Differentialbauweise; **b** Integralbauweise

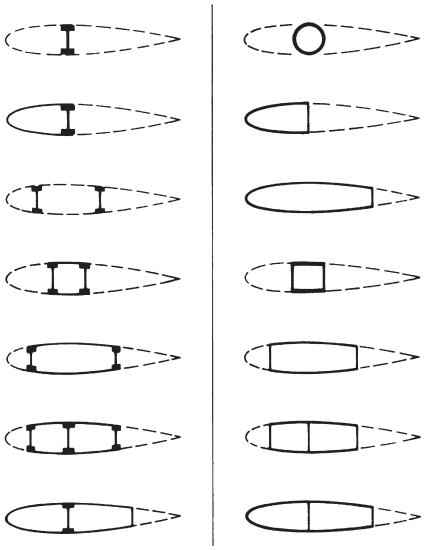


Bild 35. Strukturkonzepte für Biegetorsionsträger: verschiedene Holmsysteme, Kastensysteme, einfach oder mehrfach geschlossene Schalen (nach [35])

Querruder. Sie nutzen durch ihre Position außen an den Flügeln den maximalen Hebelarm der Flügelspannweite und schlagen entgegengesetzt aus. Konstruktiv kann dem negativen Roll-Wende-Moment durch differenzierte Ruderausschläge oder durch gleichzeitiges Ausfahren der Spoiler entgegengewirkt werden.
Um einer Ruderumkehr vorzubeugen, was vor allem bei Pfeilflügeln von Bedeutung ist, muß die primäre Tragflügelstruktur besonders torsionssteif ausgeführt sein. Ruderumkehr kann dann auftreten, wenn das nach unten ausschlagende Querruder infolge der dann größeren Profilwölbung den gesamten Flügel im Außenbereich verdreht, anstatt nur den Auftrieb zu erhöhen. In diesem Fall kommt es anstelle der gewünschten Auftriebserhöhung durch den Ruderausschlag zu einer Verkleinerung des Anstellwinkels und damit zu einer Reduzierung des Auftriebs im Querruderbereich.

Hochauftriebssysteme. Die Notwendigkeit zur Konstruktion von auftriebserhöhenden Klappen ergibt sich aus den konträren Forderungen nach einer möglichst hohen Reisefluggeschwindigkeit und einer möglichst geringen Start-/Landegeschwindigkeit, welche beide mit ein und demselben Flügel erreicht werden müssen.
Dabei findet der Reiseflug mit eingefahrenen Klappen (clean wing) statt, während für den Start und den Steigflug sowie für den Landeanflug und die Landung an der Flügelnase und/oder an der Flügelhinterkante verschiedene Klappensysteme stufenweise ausgefahren werden können.
Das Prinzip dieser auftriebserhöhenden Klappen beruht auf einer Erhöhung der Profilwölbung und einer Vergrößerung der Flügelfläche [14]. Gleichzeitig wird durch die Spalte (slots) der ausgefahrenen Klappen (flaps) die Grenzschicht (boundary layer) beeinflusst: von der Flügelunterseite fließt eine energiereiche Luftströmung auf die Profiloberseite und bildet dort eine neue Grenzschicht aus (**Bild 36**).

Landehilfen (Air brakes). Diese Klappen wirken nicht nur auftriebserhöhend zur Reduzierung der Mindestfahrt sondern auch widerstandserhöhend zur Steuerung des Gleitpfades, d. h. des Anflugwinkels, bzw. zur Reduzierung der Fluggeschwindigkeit (Bremsklappen) [14]. Bei Verkehrsflugzeugen

Bild 36. Mögliche Bauarten von Hochauftriebshilfen, häufig auch kombiniert ausgeführt (Prinzipdarstellungen)

werden die Spoiler zur Vernichtung des Auftriebs vollständig ausgefahren, sobald das Fahrwerk den Boden berührt (**Bild 37**).

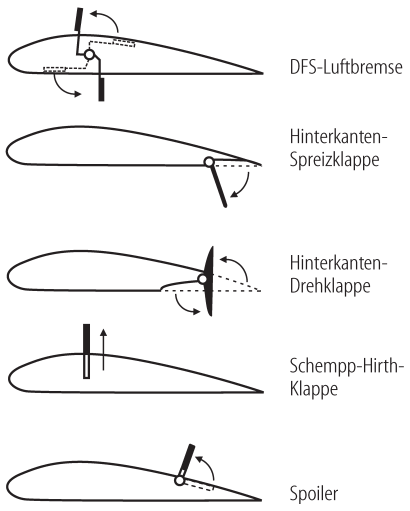


Bild 37. Mögliche Bauarten von Landehilfen (Prinzipdarstellungen)

3.4.7 Wartung und Instandhaltung. Maintenance

Neben dem Routine-Check vor jedem Start (Pre-Flight-Check) durch die Besatzung bzw. das Bodenpersonal sind zusätzliche tägliche und wöchentliche System-Überprüfungen (Ramp Check und Service Check) laut Flug- und Betriebshandbuch vorgeschrieben. Für die Durchführung von Reparaturen gibt es – soweit vom Hersteller nicht näher spezifiziert – umfangreiche Anweisungen [47]. Das eigentliche Wartungskonzept besteht aus umfangreichen Inspektions- und Prüfprogrammen, die mit einem Werftaufenthalt des Flugzeugs verbunden sind. Die vorgeschriebenen Intervalle sind definiert über die Zahl der absolvierten Flugstunden oder Starts, werden jedoch spätestens nach Ablaufen einer zeitlichen Frist fällig (**Tab. 25**).

Große Maintenance-Betriebe der Luftverkehrsgesellschaften sind von den Luftfahrtbehörden nicht nur als Instandhaltungsbetrieb zugelassen, sondern zum Teil auch als luftfahrttechnische Entwicklungsbetriebe. Das heißt, daß sie autorisiert sind, tiefgreifende Änderungen an Flugzeugen vorzunehmen und Instandhaltungssysteme zu modifizieren. So haben Maintenance-Betriebe unzählige intelligente Prüf- und Reparaturverfahren zur zeit- und kostensparenden Instandhaltung der

Tabelle 25. Intervalle und Umfang der Wartungsprogramme für einige Verkehrsflugzeuge

	B 737	B 747	A 300	A 320	Werftliegezeit	Arbeitsumfang
A-Check	350 h	650 h (6–7 Wochen)	350 h	350 h	über Nacht	– Kabinen-Inspektion – System-Checks (~ 20–130 Mannstunden)
B-Check	$5\frac{1}{2}$ Monate	1800 h	1000 h	–	ein Tag	– Inspektion der Struktur – intensive System-Checks (~ 200–1000 Mannstunden)
C-Check	15 Monate	18 Monate	18 Monate	15 Monate	wenige Tage	– detaillierte Inspektion der Struktur (Entfernen aller Verkleidungen) – High-Level System-Checks (~ 600–1400 Mannstunden)
D-Check	22000 h 25000 Starts 108 Monate	31000 h – 72 Monate	25000 h 12500 Starts 108 Monate	102 Monate	~ 6 Wochen	– Zerlegen aller Komponenten, – Struktur- und System-Überholung – Durchführung aller vom Hersteller empfohlenen Nachrüstungen – Neulackierung (~ 50000 Mannstunden)

Flugzeuge erarbeitet und qualifiziert. Ein Beispiel ist das von der Lufthansa-Technik AG entwickelte Verfahren für die Reparatur von Bauteilen aus Faserverbundwerkstoffen. Auch hat sich gezeigt, dass die Wartung von Verkehrsflugzeugen nicht nur im Hinblick auf den sehr hohen Sicherheitsstandard zwingend vorgeschrieben sein muss, sondern den Luftverkehrsgesellschaften durch ständige Optimierung der Systeme auch ein Potential zu Treibstoffeinsparung bietet.

4 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu Q 1 Kraftfahrzeuge

[1] *Preukschat, A.:* Fahrwerktechnik: Antriebsarten. Würzburg: Vogel 1985. – [2] *VDI:* Symposium „Allradantrieb beim Pkw“. Tagungsbericht, Wien 1986. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 81. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986. – [3] *Mitschke, M.:* Dynamik der Kraftfahrzeuge, Bd. A: Antrieb und Bremsung. Berlin: Springer 1995. – [4] *Zomotor, A.:* Fahrwerktechnik: Fahrverhalten. Würzburg: Vogel 1987. – [5] *Pape, E.:* VW in 4 Motion, Tagungsband der Grazer Allradtagung Februar 2002. – [6] *Lechner, G.; Naunheimer, H.:* Fahrzeugantriebe. Berlin: Springer 1994. – [7] *Looman, J.:* Zahnradgetriebe, 3. Aufl. Berlin: Springer 1996. – [8] *Kücükay, F.; Renoth, F.:* Intelligente Steuerung von Automatikgetrieben zur Optimierung von Komfort, Verbrauch und Fahrbarkeit. VDI-Tagung „Getriebe in Fahrzeugen“ 26./27.04.1995 Friedrichshafen. – [9] *Köpf, P.:* Ausführungsbeispiele automatischer Getriebe und CVT. Technische Akademie Esslingen. Automatische Getriebe Nr. 27388/61.359, Dezember 2001. – [10] *Fa. Bosch:* Bremsanlagen für Kraftfahrzeuge. Kraftfahrttechnisches Taschenbuch. Düsseldorf 1994. – [11] *Braess, H.-H.; Seiffert, U.:* Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg 2001. – [12] *van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:* Handbuch Verbrennungsmotoren. Wiesbaden: Vieweg 2002. – [13] *Buschmann, G. et al.:* Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg 2001. – [14] *Huinink, H.* Maßnahmen zur Verkürzung des Anhalteweges in Notbremssituationen – das „30 m-Auto“, VDA Tagung, Bad Homburg 2001. – [15] *Firma Bosch:* Kraftfahrtechnisches Handbuch, Verlag Vieweg, 23. Auflage 1999. – [16] *ATZ/MTZ:* Der neue BMW 7er, November 2001, Sonderausgabe Vieweg, Wiesbaden. – [17] *MAN AG:* Presseunterlagen; „Für mehr Sicherheit im Straßenverkehr“, IAA 2002. – [18] *MAN AG:* Presseunterlagen; „Das MAN-Dieselmotorenprogramm“, IAA 2002. – [19] *MAN AG:* Presseunterlagen; „Das MAN-Dieselmotorenprogramm“, IAA 2002. – [20] *MAN AG:* Presseunterlagen, IAA 2002. – [21] *Continental AG:* Werkbild. – [22] *Huinink, H.:* Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Reifen. Wiesbaden: Vieweg 2001. – [23] *Huinink, H.:* Vorlesungsunterlagen TU Hannover, 2002/2003. – [24] *Huinink, H.:* Vorlesungsunterlagen TU Hannover, 2002/2003. – [25] *Weber, R.:* Reifenführungskräfte bei schnellen Änderungen von Schräglauf und Schlupf. Habilitationsschrift Karlsruhe 1981. – [26] *Huinink, H.:* Vorlesungsunterlagen TU Hannover, 2002/2003. – [27] *Richter, B.:* Entwicklungstrends bei aktiven Fahrwerkssystemen. VDI-Berichte 816. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. – [28]*Richter, B.:* Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik. Fahrzeugtechnische Schriftenreihe, TÜV Rheinland 1990. – [29] *Matschinsky, W.:* Die Radführungen der Straßenfahrzeuge. TÜV-Rheinland, 1987. – [30] *Stöcker, u.a.:* Der „Intelligente Reifen“. ATZ 97 (1995) 12. – [31] *Breuer, B. u.a.:* Kraftschlusserkennung am rotierenden Reifen. VDI-Berichte Reihe 12, Nr. 179. – [32] *Wallentowitz, H.:* Vertikal-/Querdynamik von Kraftfahrzeugen. Vorlesungsskript Inst. für Kraftfahrtwesen Aachen. – [33] *Willumeit, H.-P.:* Anwendung von Fuzzy-Logic und Evolutionsstrategie im Fahrwerkbereich. 3. Fuzzy-Eng. Workshop 14.3.1995. Forschung-Volkswagen AG. – [34] *Leffler, H.:* ASC und DSC – BMW's Fahrstabilitätssysteme zur weiteren Verbesserung der Sicherheit. 5. Aachener Kolloquium, Juni 1995. – [35] *Müller, A. u.a.:* Das neue Fahrsicherheitssystem Electronic Stability Program von Mercedes-Benz. ATZ 96 (1994) 11. – [36] *ATZ/MTZ:* Der neue Audi A4, Sonderheft, Vieweg November 2000, Wiesbaden. – [37] *ATZ/MTZ:* Phaeton, Sonderheft, Vieweg Juli 2002, Wiesbaden. – [38] *ATZ/MTZ:* Der neue Audi A8, Sonderheft Juli 2002, Wiesbaden. – [39] *ATZ/MTZ:* Die neue S-Klasse, Sonderheft Vieweg Oktober 1998, Wiesbaden. – [40] *ATZ/MTZ:* Der neue Golf, Sonderheft Vieweg, 1997, Wiesbaden. – [41] *Volkswagen AG:* Wolfsburg 2003. – [42] *Buschmann et al.:* Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Fahrwerk. Wiesbaden: Vieweg 2001. – [43] *Hennecke et al.:* Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg 2001. – [44] *ATZ/MTZ:* Der neue Mercedes SL, Sonderheft, Vieweg Oktober 2001, Wiesbaden. – [45] *Rompe, K.; Heißing, B.:* Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen, Quer- und Längsdynamik. Köln: Verlag TÜV Rheinland 1984. – [46] *Mitschke, M.:* Dynamik der Kraftfahrzeuge, Bd. C: Fahrverhalten, 2. Aufl. Berlin: Springer 1984. – [47] *Heißing, B. et al.:* Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens. Würzburg: Vogel 2002. – [48] *VDI:* Fahrdynamik und Federungskomfort. VDI-Berichte Nr. 546. Düsseldorf: VDI-Verlag 1984. – [49] *Reimpell, J.; Sponagel, P.:* Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Würzburg: Vogel 1986. – [50] *Breuer, B. u.a.:* Human Determinants of Active Safety: Results of Interdisciplinery Driver Behaviour Experiments. 15. ESV-Conference, Melbourne 1966. – [51] *Barény, B.:* Das Prinzip des gestaltfesten Fahrerraumes. Dt. Bundes-Patent 854157 (1952). – [52] *Seiffert, U.:* Fahrzeugsicherheit, Personenwagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992. – [53] *Engelhardt, H.:* Der Einsatz von Aluminium im Karosserierohbau am Beispiel des ASF der 2. Generation von Audi A2. IIR-Werkstoffkongress, Stuttgart 2001. – [54] *Friedrich, H.:* Leichtbaustrategien und Trends: Wettbewerb der Bauweisen und Werkstoffe. Tagungsband VDA, Bad Homburg 2001. – [55] *ULSAB-AVVC-Konsortium:* www.stahl-info.de – [56] *Paefgen, F.-J.; Timm, H.:* Der neue Audi A3. ATZ 98 (1996) 7/8. – [57] *Jürgens, H.W.:* Körpermaße. In: BWB Handbuch der Ergonomie 2000. – [58] *Arminger, G.; Bonne, Th.:* Einfluss der Witterung auf das Unfallgeschehen im Straßenverkehr. In: ATZ (Automobiltechnische Zeitschrift) 101 (1999) 9, Seite 675–678. – [59] *Weltneuheit:* die 4-Zonen-Klimatisierung der neuen E-Klasse von Mercedes-Benz. Informationsschrift der Behr Gmbh & Co. KG. – [60] *ATZ/MTZ:* Der neue BMW 7er, November 2001, Sonderausgabe Vieweg, Wiesbaden. – [61] *National Highway Traffic Safety Administration:* FMVSS 201, Washington, USA. – [62] *Commission of the European Communities:* Communication from the commission to the council and the European parliament. Pedestrian Protection; commitment by the European automobile industry. Brussels, July 2001./EEVC, Working Group 17, Final report on improved test methods to evaluate pedestrian protection afforded by passenger cars, 1998. – [63] *Cucuz S.:* Schwingempfindung von Pwk-Insassen. VDI-Bericht Nr. 456. Düsseldorf 1982. – [64] *Geib, W.:* Fahrzeugakustik – Komplexität, Zielkonflikte, Potentiale. Essen, Haus der Technik 12.03.1996. – [65] *Manz, H.:* Aktive Schwingungsreduktion in modal formulierten Strukturen mit Hilfe piezokeramischer

Aktorik und Polarverschiebung. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 475, Düsseldorf 2001. – [66] *Klingenberg, H.:* Automobilmesstechnik, BD. A: Akustik. Berlin: Springer 1988. – [67] *Vo, Q.-H.* (Hrsg.): Soundengineering. Renningen-Malmsheim: Expert-Verlag 1994. – [68] *Ahmed, S.* (Hrsg): Akustik und Aerodynamik des Kraftfahrzeugs. Renningen-Malmsheim. Expert-Verlag 1995. – [69] *Stoffregen, J.:* Motorradtechnik, 4. Aufl., Wiesbaden: Vieweg. – [70] *VDI:* Aktive und passive Sicherheit von Krafträdern. Tagungsbericht Berlin, Nr. 657. – [71] *Weidele, A.; Breuer, B.:* Kraftradbremsen. Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, H. 301. Düsseldorf: VDI-Verlag. – [72] *Breuer, B.:* Motorräder. Vorlesungsskriptum TH Darmstadt. – [73] *Teubert, Ch.:* 6. Motorrad-Konferenz der VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik. ATZ 97 (1995) 4. – [74] *Breuer, B.; Weidele, A.:* Sicherheit auf zwei Rädern. In: Bartsch, Chr. (Hrsg.): Jahrhundert der Motorradtechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987. – [75] *Bartsch, Chr.:* Ein Jahrhundert Motorradtechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1987. – [76] *Ehlers, K.:* Das Intra-System-Management (ISM): das Organisationssystem des elektrischen Gesamtsystems im Automobil. VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 460. Düsseldorf 2001. – [77] *Lawrenz, W.:* CAN: Controller Area Network, Grundlagen und Praxis. Heidelberg: Hüthig 1994. – [78] *Baumgarten, O. u.a.:* Das dezentrale Komfortelektronik-System bei VW. VDI-Tagung „Elektronik im Kraftfahrzeug". Baden-Baden 1966. – [79] *Kreft, W.:* Die Automobilindustrie als Integrator verschiedener Verkehrstelematiksysteme. Elektrik/Elektronik, Volkswagen AG, 1996. – [80] *Beil, F. u.a.:* Integration der Bordnetzfunktion. VDI-Tagung „Elektronik im KFZ" 1996. – [81] *Leohold, J.:* Auslegung und Optimierung von Fahrzeug-Bordnetzen. VDI-Tagung „Elektronik im KFZ" 1996. – [82] *Bäker, B.:* Diagnosesysteme für Kraftfahrzeuge – von der Diagnose und Überwachung bis hin zum E-Commerce. Tagungsband zum 2. Braunschweiger Symposium „Automatisierungs- und Assistenzsysteme für Transportmittel", GZVB und ZVB der TU Braunschweig, VDI-Fortschrittsberichte Reihe 12, Nr. 460, 2001. Düsseldorf: VDI-Verlag. – [83] *Bäker, B.:* Eröffnungsvortrag 21. Tagung: Elektronik im Kfz, 2001. Innovation – Sicherheit – Fehlertoleranz. Haus der Technik – Essen, München Mai 2001. – [84] *Firma Peugeot:* Presseveröffentlichungen 2001. – [85] www.volkswagen-umwelt.de/wissen/umweltmanagement. – [86] *Schäper, S.:* Unerwünschte Nebeneffekte der EU-Altautorichtlinie auf ökologische Fahrzeugkonzepte. VDI-Bericht 1653, Düsseldorf 2001. – [87] *European Environment Agency:* Termin Indicator Report 2000, No. 6, Landtake. – [88] *Statistisches Bundesamt Deutschland* 2002; aktualisiert 26. April 2002. – [89] *ATZ/MTZ:* Virtual Product Creation, Tagungsband 2002, Berlin. – [90] VDI-Bericht 1559, Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau, Düsseldorf 2001. – [91] *Kersten, R.:* Optimierung von Fahrzeugsteifigkeitsverteilungen mit Hilfe der rechnerischen Simulation zur Entwicklung crash-kompatibler Fahrzeugkonzepte. VDI-Tagung Entwicklung im Karosseriebau 2002, Hamburg.

zu Q 2 Schienenfahrzeuge

[1] *Fiedler, J.:* Bahnwesen, Planung, Bahn und Betrieb von Eisenbahnen, S-, U- und Straßenbahnen, 4. Aufl. Werner Ingenieur Texte 1999. – [2] *Thoma, A.; Pätzold, F.; Wittenberg, K.-D.:* Kommentar zur Eisenbahn-, Bau- und Betriebsordnung (EBO), 4. Aufl. Darmstadt: Hestra 2001. – [3] *Weidmann, U.:* Grundlagen zur Berechnung der Fahrgastwechselzeit. Schriftenreihe des Instituts für Verkehrsplanung, Transporttechnik, Straßen- und Eisenbahnbau, ETH Zürich, Nr. 106, 1995. – [4] *Vögeli, H.:* Lebenszykluskosten von Schienenfahrzeugen. Schweizerische Eisenbahnrevue 3 (1997) 76–82. – [5] *Strauß, P.; Altmann, A.:* Das modulare 4-Phasen-Modell für Life-Cycle-Costs der Deutschen Bahn. Tagungsband 3. Schienenfahrzeugtagung 24.–26.02.99, Dresden. Tetzlaff Verlag, Hamburg. – [6] *Life cycle Cost (LCC)* Begriffe und Definitionen. DBAG, Verband der Deutschen Bahnindustrie e. V., Verband Deutscher Verkehrsunternehmer, Ausgabe Nov. 96. – [7] Spezifikation und Nachweis der Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit, Instandhaltbarkeit und Sicherheit (RAMS). DIN EN 50126, März 2000. – [8] *Schubert, M.:* FMEA – Fehlermöglichkeits- und Einflußanalyse; Leitfaden. Deutsche Gesellschaft für Qualität e. V. 1993. – [9] Design, Reliability, and Maintenance for Railways, ImechE Seminar Publication, 1996. – [10] Arbeitsgemeinschaft Rheine-Freren, Rad/Schiene-Versuchs- und Demonstrationsfahrzeug; Definitionsphase R/S-VD; Ergebnisbericht der Arbeitsgruppe Lauftechnik 1980. – [11] *Johnson, K. L.:* Contact Mechanics. Cambridge University Press 1985. – [12] *Kalker, J. J.:* Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact. Dordrecht: Kluwer 1990. – [13] *Polach, O.:* A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code. Vehicle System Dynamics Supplement 33 (1999), pp. 728–739. – [14] *Schreiber, R.; Kögel, R.:* Identifikationsmethode zur Bestimmung der Adhäsion zwischen Rad und Schiene. ZEV+DET Glasers Annalen 120 (1996) Nr. 2, 48–54. – [15] *Feldhusen, J.; Schindler, Ch.:* Niederflurbauweise bei Straßenbahnen – Herausforderungen an die Fahrwerk- und Antriebstechnik. Schriftenreihe für Verkehr und Technik 83 (1996) 34–46. – [16] *Hanneforth, W.; Fischer, W.:* Laufwerke. Berlin: Transpress 1986. – [17] *Beucker, K.:* Das Talgo-System – bewährte Schienenfahrzeugtechnologie aus einer Hand. ETR 48 (1999) H. 5, 315–324. – [18] *Rath, B.; Stribersky, A.; Müller, H.:* Der Komfortzug – Ein innovatives Neigetechnik-Konzept. ZEV + DET Glas. Ann. 121 (1997) 320–329. – [19] *Bitterberg, U.:* Neigezüge in Europa – aktuelle Entwicklungstrends. Eisenbahningenieur 50 (1999) 5, S. 5–11. – [20] Lüftung, Heizung und Klimatisierung der Reisezugwagen. UIC Kodex 553, 1996. – [21] Güterwagen, Reisezugwagen und Gepäckwagen; Teile der Zugeinrichtung, Normung. UIC Kodex 520, 01.07.1995. Internationaler Eisenbahnverband, Paris. – [22] *Hartmann, H.; Schunke, H.:* Mehrzwecklokomotive Baureihe 145 der Deutschen Bahn. Elektrische Bahnen 95 (1997) 287–296. – [23] *Mnich, P.; Stephan, A.; Fritz, E.:* Energiebedarf der Bahnsysteme TRANSRAPID und ICE 3 Strecke Berlin-Hamburg, Ergebnisse. IFB/TUB-Bericht Nr. 98/BeB/82, 1998. – [24] *Weschta, A.:* Die elektrische Ausrüstung der Schnellverkehrstriebzüge ICE 3 und ICT der Deutschen Bahn AG. ZEV-DET Glasers Annalen 119, Nr. 9/10 (1995) 425–435. – [25] Getriebe für Schienenfahrzeuge. Tagung Veitshöchheim 1999, VDI Gesellschaft Entwicklung, Konstruktion, Vertrieb. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, VDI Berichte 1455. – [26] *Hecht, M.; Jannik, M.; Rieckenberg, Th.; Salz, D.:* Telematik im Schienengüterverkehr – Anwendung bei Gefahrguttransporten. ETR 48 (1999) 12, S. 837–849. – [27] *N. N.:* Bremsen, Druckluftbremsen für Güter- und Personenzüge. UIC Kodex 540, Internationaler Eisenbahnverband, Paris. (UIC=-Union internationale des Chemins de fer). – [28] Handbuch Bremstechnische Begriffe und Werte. Knorr Bremse AG München 1990. – [29] *Gralla, D.:* Eisenbahnbremstechnik. Düsseldorf: Werner Verlag 1999. – [30] *Kuper, K.; Janicki, J.:* Bremstechnik und Bremsproben. DB-Fachbuch Band 9/11, 3. Aufl. Heidelberg, Mainz: Eisenbahn Fachverlag 1996. – [31] *Hendrichs, W.:* Verbesserung der Streckenleistungsfähigkeit durch den Einsatz moderner Bremsbewertung; Systemdynamik der Eisenbahn. Fachtagung Hennigsdorf 1994, Tagungsband Hestra Verlag. – [32] *Hecht, M.; Sohr, S.:* Tische als Rückhaltesysteme für Reisende – eine Grundsatzuntersuchung im Bereich Passive Sicherheit; Eisenbahnrevue International, 7/2001, Seite 318–321. – [33] *DIN EN 12663:* Bahnanwendungen, Festigkeitsanforderungen an Wagenkä-

sten von Schienenfahrzeugen, Oktober 2000. – [34] *N.N.:* Technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge“ des transeuropäischen Hochgeschwindigkeitsbahnsystems (TSI), Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, 12.09.2002, Seiten L245/446–447 (als Anhang zur Entscheidung der Kommission vom 30. Mai 2002 über die technische Spezifikation für die Interoperabilität des Teilsystems „Fahrzeuge“ des transeuropäischen Hochgeschwindigkeitsbahnsystems gemäß Artikel 6 Absatz 1 der Richtlinie 96/48/EC). – [35] *Hecht, M.; Zogg, H.:* Lärmdesign moderner Triebfahrzeuge am Beispiel der Lok 2000-Familie, Anwendung von Telemetrie, Intensitäts- und Arraymesstechnik. ZEV+DET Glas. Ann.119 (1995) Nr. 9/10, 463–474. – [36] *Iwnicki, S.:* Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation, Vehicle System Dynamics. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 30. Numbers 3–4, September (1998) 295–313. – [37] *Berg, H.; Gößling, G.; Zück, H.:* Radsatzwelle und Radscheibe – die richtige Kombination zur Messung der Kräfte zwischen Rad und Schiene. ZEV+DET Glas. Ann. (1996) 40–47. – [38] Fahrtechnische Prüfung und Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Fahrsicherheit, Fahrwegbeanspruchung und Fahrverhalten. UIC Merkblatt 518, Januar 1997.

zu Q 3 Luftfahrzeuge

[1] Abkommen über die internationale Zivilluftfahrt (ICAO Abkommen – Chicago Convention) vom 7. Dezember 1944, Bundesgesetzblatt 1956 II S. 411, aktuelle Fassung vom 1. Oktober 1998. – [2] *Arendts, F. J.; Dörner, H.:* Ein Jahrhundert Flugzeuge, Kapitel 4, Struktur und Werkstoffe (Zelle). Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. – [3] Luftverkehrsgesetz LuftVG, Bundesgesetzblatt I S. 550, 1999. – [4] *Gemsa, S.; Keilig, T.:* Technische Definitionen in der Luftfahrt, Institutsbericht 1-7-00. Inst. für Flugzeugbau, Bereich Flugzeugentwurf, Universität Stuttgart 2000. – [5] ESDU, Performance Volume 2, ITEM 68046, Atmospheric Data for Performance Calculation, 1995. – [6] DIN 9300 Begriffe, Größen und Formelzeichen in der Flugmechanik (Teil 1–7). – [7] *Scholz, D.:* Flugzeugentwurf. Vorlesungsmanuskript, Fachhochschule Hamburg 1999. – [8] *Thomas, D.; Freytag, J.:* Flugtechnische Tabellen und Formeln. Fürstenfeldbruck: Selbstverlag 1995. – [9] JAR22 Joint Airworthiness Requirements Part 22, Erste Durchführungsverordnung zur Bauordnung für Luftfahrtgerät (Lufttüchtigkeitsforderungen für Segelflugzeuge und Motorsegler). Bundesanzeiger 2002. – [10] Airworthiness Standards, Transport Category Aircraft FAR Part 25, 1999. – [11] *Abbott, I.; von Doenhoff, A.:* Theory of wing sections. New York: Dover Publications 1959. – [12] *Dugas, M.; Voit-Nitschmann, R.:* Flugphysikalische Grundlagen und Flugleistungsrechnung, Institutsbericht 1-8-99. Inst. für Flugzeugbau, Bereich Flugzeugentwurf, Universität Stuttgart 1999. – [13] *Schlichting, H; Truckenbrodt, E.:* Aerodynamik des Flugzeuges. Berlin: Springer 1967. – [14] *Dubs, F.:* Aerodynamik der reinen Unterschallströmung. Basel: Birkhäuser 1990. – [15] *Eppler, R.:* Airfoil design and data. Berlin: Springer 1990. – [16] *Althaus, D.:* Niedriggeschwindigkeitsprofile. Braunschweig: Vieweg 1996. – [17] *Hoerner, S.; Borst, H.:* Fluid-dynamic lift. Brick Town: Selbstverlag 1975. – [18] *Prandtl, L.:* Führer durch die Strömungslehre. Braunschweig: Vieweg 1965. – [19] *Weissinger, J.:* Über die Erweiterung der Prandtlschen Theorie der tragenden Linie. Math. Nachrichten 2: 1949. – [20] *Voit-Nitschmann, R.:* Lastannahmen. Vorlesungsmanuskript, Inst. f. Flugzeugbau, Bereich Flugzeugentwurf, Universität Stuttgart 2001. – [21] *Hoerner, S.:* Fluid-dynamic drag. Brick Town: Selbstverlag 1965. – [22] ESDU, London: Engineering science data unit, 1995. – [23] *Brüning, G.; Hafer, X.; Sachs, G.:* Flugleistungen. Berlin: Springer 1986. – [24] *Voit-Nitschmann, R.:* Flugzeugentwurf. Vorlesungsmanuskript, Inst. für Flugzeugbau, Bereich Flugzeugentwurf, Universität Stuttgart 2001. – [25] *Thomas, F.:* Grundlagen für den Entwurf von Segelflugzeugen. Stuttgart: Motorbuch-Verlag 1979. – [26] *Hale, F.J.:* Introduction to aircraft performance, selection, and design. New York: Wiley 1984. – [27] *Roskam, J.:* Airplane Design Part VII. Ottawa: Roskam Aviation and Engineering Corp. 1989. – [28] *Wagenmakers, J.:* Aircraft performance engineering. New York: Prentice-Hall 1991. – [29] *Keilig, T.:* Strukturkonzepte des Flugzeugbaus – eine Übersicht, Institutsbericht 2-8-99. Inst. für Flugzeugbau, Bereich Flugzeugentwurf, Universität Stuttgart 1999. – [30] *Braun, W.:* Die Luftkräfte am Flugzeug. Braunschweig: Schmidt 1957. – [31] *Roth, A.:* Untersuchungen zum Korrosionsverhalten technischer Aluminium-Lithium-Legierungen für den Flugzeugbau. Erlangen: Dissertation 1991. – [32] *Kilian, H.:* Untersuchungen zum Spannungsrisskorrosionsverhalten von technischen Aluminiumlegierungen aus dem Flugzeugbau. Erlangen: Dissertation 1994. – [33] *Stender, W.; Kießling, F.:* Aeroelastic Flutter Prevention in Gliders and Small Aircraft. DLR-Mitteilung 91-03, Institut für Aeroelastik, Göttingen. Köln: DLR Berichtswesen 1991. – [34] *Wiedemann, J.:* Leichtbau, Bd. 1: Elemente. Berlin: Springer 1986. – [35] *Wiedemann, J.:* Leichtbau, Bd. 2: Konstruktion. Berlin: Springer 1989. – [36] *Drechsler, K.:* Beitrag zur Gestaltung und Berechnung von Faserverbundwerkstoffen mit dreidimensionaler Textilverstärkung. Stuttgart: Dissertation 1992. – [37] *Jacobs, H.; Lück, H.:* Werkstattpraxis für den Bau von Gleit- und Segelflugzeugen. Ravensburg: Otto Maier 1955; neu aufgelegt Hannover: Schäfer 1989. – [38] *Peery, D.J.:* Aircraft Structures. New York: Mc Graw Hill 1950. – [39] *Brinkmann, G.; Zacher, H.:* Die Evolution der Segelflugzeuge. Bonn: Bernard & Graefe 1992. – [40] *Long, G.:* Future directions in aeronautical composites. Melbourne: 21st ICAS-Congress, 1998. – [41] Werkstoff-Handbuch der deutschen Luftfahrt. Hrsg. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. – Normenstelle Luftfahrt. Berlin: Beuth. – [42] *DIN 17007-4:* Werkstoffnummern, Systematik der Hauptgruppen 2 und 3, Nichteisenmetalle. Berlin: Beuth 1963. – [43] *DIN EN 10027-2:* Bezeichnungssysteme für Stähle, Teil 2 Nummernsystem. Berlin: Beuth 1992. – [44] *Niu, M.C.-Y.:* Airframe Structural Design. Hong Kong: Conmilit Press 1988. – [45] *VDI-Richtlinie 2013:* Dimensionieren von Bauteilen aus GFK (Glasfaserverstärkte Kunststoffe), zwischenzeitlich zurückgezogen. Düsseldorf: VDI. Berlin: Beuth 1970. – [46] *VDI-Richtlinie 2014:* Entwicklung von Bauteilen aus Faser-Kunststoff-Verbund, Blatt 1: Grundlagen, Blatt 2: Konzeption und Gestaltung, Blatt 3: Berechnung. Düsseldorf: VDI. Berlin: Beuth 1997. – [47] Aircraft Inspection and Repair FAA AC 43.13-1A. Deutsche Übersetzung. Hrsg.: LBA. Köln: TÜV-Verlag 1992.

R | Strömungsmaschinen
Fluid flow machines (Turbomachinery)

L. Busse, Mannheim; **G. Dibelius**, Aachen; **E. Krämer**, Baden; **K. Lüdtke**, Berlin; **H. Pucher**, Berlin; **H. Siekmann**, Berlin; **H. Stoff**, Bochum; **P. Thamsen**, Berlin

Allgemeine Literatur
zu R 1 bis R 8
Bücher: *Adolph, M.:* Strömungsmaschinen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1965. – *Betz, A.:* Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen. Karlsruhe: Braun 1959. – *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 1 (Aufbau und Wirkungsweise), 8. Aufl. Würzburg: Vogel 2002. – *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 2 (Berechnung und Konstruktion), 6. Aufl. Würzburg: Vogel 1999. – *Bölcs, A.; Suter, P.:* Transsonische Turbomaschinen. Karlsruhe: Braun 1986. – *Dietzel, F.:* Gasturbinen. Würzburg: Vogel 1974. – *Dietzel, F.:* Dampfturbinen, 3. Aufl. München: Hanser 1980. – *Eck, B.:* Ventilatoren, 5. Aufl. Berlin: Springer 1977. – *Eckert, B.; Schnell, E.:* Axial- und Radialkompressoren, 2. Aufl. Berlin: Springer 1961. – *Gašparović, N.:* Gasturbinen, Probleme und Anwendungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1967. – *Gülich, J.F.:* Kreiselpumpen (Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb), Berlin: Springer 1999. – *Horlock, J.H.:* Axialkompressoren. Karlsruhe: Braun 1967. – *Menny, K.:* Strömungsmaschinen. 3. Aufl. Stuttgart: Teubner 2000. – *Müller, K.J.:* Thermische Strömungsmaschinen (Auslegung und Berechnung). Wien: Springer 1978. – *Petermann, H.:* Konstruktion und Bauelemente von Strömungsmaschinen. Berlin: Springer 1960. – *Pfleiderer, C.:* Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, 6. Aufl. Berlin: Springer 1991. – *Pfleiderer, C.; Petermann, H.:* Strömungsmaschinen, 6. Aufl. Berlin: Springer 1991. – *Quantz, L.; Meerwarth, K.:* Eine Einführung in Wesen, Bau und Berechnung von Wasserkraftmaschinen und Wasserkraftanlagen, 11. Aufl. Berlin: Springer 1963. – *Roemer, H.W.:* Dampfturbinen. Essen: Girardet 1972. – *Schulz, H.:* Die Pumpen, 13. Aufl. Berlin: Springer 1977. – *Siekmann, H.E.:* Strömungslehre für den Maschinenbau (Technik und Beispiele), Berlin: Springer 2001. – *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen, Bd. I u. II, 3. Aufl. Berlin: Springer 1977 u. 1982. – *Wolf, M.:* Strömungskupplungen und Strömungswandler. Berlin: Springer 1962.

1 Gemeinsame Grundlagen
Common fundamentals

G. Dibelius, Aachen, und **H. Stoff**, Bochum

1.1 Strömungstechnik. Fluid dynamics

1.1.1 Einleitung und Definitionen
Introduction and definitions

Kraft- und Arbeitsmaschinen. In Strömungsmaschinen wird von einem mit Schaufeln bestückten Läufer oder Rotor an ein kontinuierlich strömendes Fluid entweder Arbeit übertragen und ihm dadurch Energie zugeführt: an der Welle der angetriebenen Arbeitsmaschine ist mechanische Leistung aufzuwenden; oder dem Fluid wird Energie entzogen und in mechanische Arbeit umgewandelt: die treibende Kraftmaschine gibt Leistung an der Welle ab.

Fluid. Es umfaßt alle Flüssigkeiten, Dämpfe und Gase, die den strömungsmechanischen Gesetzen nicht fester Kontinua folgen. Hiernach gibt es bei den Arbeitsmaschinen: Pumpen für Flüssigkeiten, Ventilatoren für Gase und Dämpfe bei kleinen Druckänderungen und Verdichter für Gase bei großen Druckänderungen, bei den Kraftmaschinen: hydraulische Turbinen für Flüssigkeiten und thermische Turbinen für Dämpfe und Gase.

Durchströmrichtung. Der Rotor kann in verschiedenen Richtungen durchströmt werden, wobei die Durchfluß- oder die in der Meridian-Ebene durch die Maschinenachse gelegene Geschwindigkeitskomponente für die Bezeichnung maßgebend ist (**Bild 1**): parallel zur Rotorachse Axialmaschine (**Bild 1 a**), senkrecht zur Rotorachse Radialmaschine (**Bild 1 b**), und zwar nach außen gerichtet zentifugale Radialmaschine und nach innen gerichtet zentripetale Radialmaschine, schließlich unter einem beliebigen Zwischenwinkel zur Rotorachse Diagonalmaschine (**Bild 1 c**).

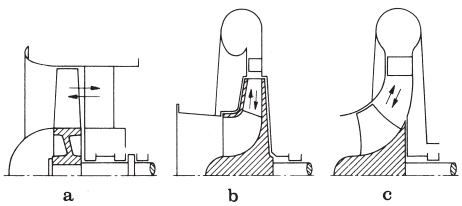


Bild 1 a–c. Durchströmrichtung. **a** Axial; **b** radial; **c** diagonal

1.1.2 Wirkungsweise. Principle of operation

Arbeit. Um Arbeit zwischen einem Fluid und einem mechanischen System übertragen zu können, muß das System, an dem Kräfte angreifen, beweglich sein. In Strömungs- oder Turbomaschinen wirken Strömungskräfte zwischen dem strömenden Fluid und den Schaufeln. Diese drehen sich mit dem Rotor, an dem sie befestigt sind.

Schaufelkraft (Bild 2). Sie entsteht, wenn durch das Umströmen der Schaufeln der Druck auf einer Seite größer ist als auf der anderen. So sind z. B. in Axialmaschinen mit in Axialrichtung gekrümmten Schaufeln die Geschwindigkeiten nahe der Hohlseite kleiner als auf der Rückseite mit der Folge, daß der Druck auf der Hohlseite größer ist als auf der Rückseite. Die als Druck auf die Schaufeloberfläche wirkenden Normalkräfte haben eine Resultierende, die den wesentlichen Teil der Schaufelkraft ergibt. Durch die Viskosität des Arbeitsfluids werden auch zur Oberfläche tangentiale Kräfte in Strömungsrichtung auf die Schaufel übertragen, wobei die Strömung abgebremst wird und Verluste erleidet. Als Reaktion auf das Integral aller an den Schaufeln angreifenden Kräfte wird die Strömung umgelenkt.

Vergleich von Strömungs- und Kolbenmaschinen. Tab. 1 zeigt die wesentlichen Unterschiede in der Kraftwirkung, in der Bewegung der sie übertragenden Maschinenteile und in der Strömung des Arbeitsfluids. Wegen des stetigen Strömungsvorgangs eignet sich die Strömungs- im Vergleich zur

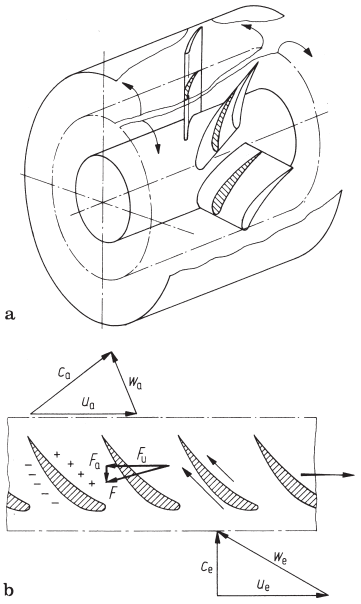


Bild 2a, b. Schaufelkraft und Bewegung. **a** Abwicklung eines Schnitts; **b** Kraft und Bewegung im Schnitt

Tabelle 1. Kräfte und Bewegung bei Strömungs- und Kolbenmaschinen

Strömungsmaschine	Kolbenmaschine
kontinuierliche Strömung durch die Maschine	periodisches Zu- und Abströmen zu und aus dem Arbeitsraum
Kraftwirkung durch Strömungskräfte	Kraftwirkung durch den Druck des im Arbeitsraum eingeschlossenen Gases
Bewegung drehend	Bewegung meist hin- und hergehend (erst durch Kurbelgetriebe in Drehbewegung verwandelt), aber auch unmittelbar drehend (Drehkolbenmaschinen)

Kolbenmaschine besonders für große Volumenströme; allerdings läßt sich in einstufigen Strömungsmaschinen nicht so viel Arbeit übertragen wie in Kolbenmaschinen; dieser Nachteil ist durch Hintereinanderschalten mehrerer aktiver Teile zu überwinden (mehrstufige Strömungsmaschinen, s. **R 1.1.5** und **R 1.1.6**).

1.1.3 Strömungsgesetze. Laws of fluid dynamics

Kontinuität des Massenstroms. Der Raum, in dem die Beschaufelung arbeitet, sei durch die beiden materiellen Stromführungen und nur zwei Strömungsquerschnitte auf der Ein- und Austritts-Seite eingegrenzt, gestrichelt in **Bild 3**. Sie stehen senkrecht auf der Meridiankomponente der Geschwindigkeit, d. h. senkrecht zur Ebene durch die Achse.

Die Strömung sei stationär, also unabhängig von der Zeit. Ein- und Austrittsquerschnitt müssen dann so weit von den Schaufeln entfernt liegen, daß die instationären Geschwindigkeitsanteile abgeklungen sind, sonst müssen zeitliche Mittelwerte eingesetzt werden.

Die sich in diesem Raum zu jedem Zeitpunkt befindende Masse kann sich nicht ändern, wenn die Strömung (also Geschwindigkeiten und Zustandsgrößen) stationär ist. Deshalb müssen der ein- und der austretende Massenstrom $\dot{m}_a$ und $\dot{m}_e$ gleich sein:

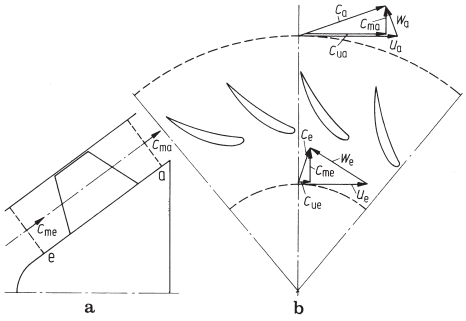


Bild 3a, b. Euler-Gleichung. **a** Meridianschnitt; **b** Abwicklung

$$\dot{m}_a = \dot{m}_e = \int_{A_a} \varrho_a c_{ma}\, dA_a = \int_{A_e} \varrho_e c_{me}\, dA_e. \qquad (1)$$

Darin bedeuten $\dot{m}$ Massenstrom, ϱ Dichte an der betrachteten Stelle des Querschnitts, c_m in einer Meridianebene gelegene Komponente der absoluten Geschwindigkeit an der betrachteten Stelle des Querschnitts, A Querschnitt, e Index für Eintritt, a Index für Austritt.

Wenn die Strömungsquerschnitte am Ein- und Austritt des betrachteten Raumes klein sind und die örtlichen Änderungen der Geschwindigkeit und der Dichte innerhalb der Querschnitte vernachlässigt oder diese Größen als örtliche Mittelwerte eingesetzt werden können, lassen sich die Integrale in Gl. (1) durch einfache Produkte ersetzen (eindimensionale Stromfadentheorie):

$$\varrho_a c_{ma} A_a = \varrho_e c_{me} A_e. \qquad (2)$$

Drallsatz. Im betrachteten Raum üben die Schaufeln am Hebelarm zur Drehachse ein Drehmoment auf die Strömung aus, **Bild 3**. Außerdem werden zusätzlich durch Reibungskräfte auf die rotationssymmetrischen Begrenzungswände sowohl auf der Innen- wie auch auf der Außenseite Drehmomente übertragen. Nach dem Drallsatz, s. **B 3.3.5**, muß die Summe aller im betrachteten Raum mit der Strömung in Wechselwirkung stehenden Momente gleich der Änderung des Dralls sein. Bei ungleicher Geschwindigkeitsverteilung ist der Drall jeweils am Eintritt e und am Austritt a aus den Elementardrallen $r c_u\, d\dot{m} = r c_u \varrho c_m\, dA$ aufzuintegrieren.

$$M_S + M_i + M_a = \int_{A_a} r_a c_{ua} \varrho_a c_{ma}\, dA_a - \int_{A_e} r_e c_{ue} \varrho_e c_{me}\, dA_e. \qquad (3)$$

Darin bedeuten M_S Drehmoment der Schaufelkräfte, M_i Reibungsmoment an der inneren Begrenzungswand, M_a Reibungsmoment an der äußeren Begrenzungswand, r Radius an der betrachteten Stelle von Ein- und Austritt, c_u Umfangskomponente der absoluten Geschwindigkeit an dieser Stelle. Gleichung (3) gilt unabhängig davon, ob sich im betrachteten Strömungsraum etwas bewegt und gilt auch für den Grenzfall eines unbeschaufelten ($M_S = 0$) rotationssymmetrischen Hohlraumes, in dem sich der Drall nur durch die Reibung an den Wänden ändern kann.

Gleichung von Euler. Ist im betrachteten Raum der Rotor eingeschlossen, so überträgt er die Schaufelmomente und

auch das Reibungsmoment an der inneren mitdrehenden Nabenfläche; bei Rotoren mit einer äußeren Abdeckung der Schaufeln sind auch die hieran wirkenden Momente einzubeziehen. Wird der Rotor gegen dieses Moment mit der Winkelgeschwindigkeit ω angetrieben, so ergibt sich für die aufzubringende Leistung

$$P = M_R\,\omega = \int_{A_a} u_a\, c_{ua}\, \varrho_a\, c_{ma}\, dA_a - \int_{A_e} u_e\, c_{ue}\, \varrho_e\, c_{me}\, dA_e - M_a\,\omega. \quad (4)$$

Darin sind $M_R = M_S + M_i$ Drehmoment am Rotor, $u = \omega r$ Umfangsgeschwindigkeit des rotierenden Systems an der betrachteten Stelle des Querschnitts. Unter den bei Gl. (2) angegebenen Voraussetzungen für eine eindimensionale Stromfadentheorie ergeben sich aus jedem der beiden Integrale in Gl. (4) Produkte $u\,c_u\,\dot{m}$. Dann läßt sich die Kontinuitätsgleichung (2) einsetzen. Bei Außenwänden mit kleiner Oberfläche, z. B. in Axialstufen, kann man außerdem das Reibungsmoment an der Außenwand M_a vernachlässigen. Damit folgt aus Gl. (4), wenn a die dem Fluid zugeführte spezifische Arbeit ist (s. **Bild 3**):

$$P/\dot{m} \equiv a = u_a c_{ua} - u_e c_{ue}. \quad (5)$$

1.1.4 Absolute und relative Strömung
Absolute and relative flow

Für die Strömungsführung im Rotor ist die Geschwindigkeit w relativ zum Rotor maßgebend. Sie setzt sich vektoriell mit der Umfangsgeschwindigkeit u zur Absolutgeschwindigkeit c zusammen

$$\boldsymbol{c} = \boldsymbol{u} + \boldsymbol{w}. \quad (6)$$

In einem Axial (a)-Umfangs (u)-Radial (r)-Koordinatensystem unterscheiden sich nur die Umfangskomponenten

$$c_u = u + w_u. \quad (7)$$

Insbesondere ist auch die in der Meridianebene (enthält die Achse) liegende Komponente, die sich aus Axial- und Radialkomponenten zusammensetzt, für Absolut- und Relativgeschwindigkeit gleich: $c_m = w_m$. Praktisch wichtig ist der Übergang vom Absolut- in das Relativsystem am Eintritt und der umgekehrte Übergang am Austritt der Rotorbeschaufelung. Dort ergeben sich aus den drei Geschwindigkeitsvektoren sog. *Geschwindigkeitsdreiecke*, **Bild 4**. Sie gelten bei großer radialer Erstreckung nur für einen Radius, im Rahmen einer Stromfadentheorie für die ganze Stromröhre. Die Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt lassen sich so übereinanderzeichnen, daß sie sich an einer Ecke überdecken. Dazu wird üblicherweise die Spitze der Geschwindigkeitsvektoren genommen, **Bild 4**. Die Winkel zwischen Absolut- und Umfangsgeschwindigkeit werden mit α, die zwischen Relativ- und Umfangsgeschwindigkeit mit β bezeichnet. Den Index ∞ s. **R 1.4.2.**

Gl. (5) läßt sich durch Einführen der Relativgeschwindigkeiten (Gl. (7)) auch in die Form bringen

$$P/\dot{m} = (c_a^2 - c_e^2)/2 + (u_a^2 - u_e^2)/2 - (w_a^2 - w_e^2)/2. \quad (8)$$

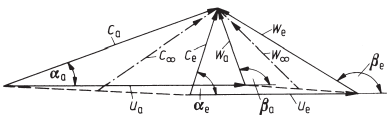


Bild 4. Geschwindigkeitsdreiecke für Rotorschaufelreihe einer Arbeitsmaschine

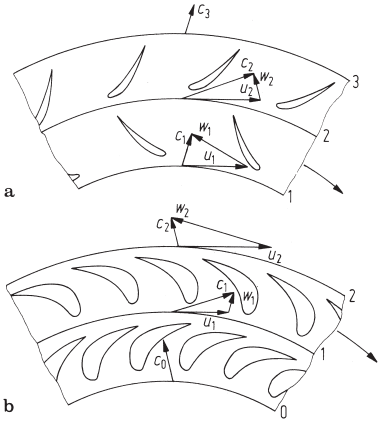


Bild 5 a, b. Leit- und Laufgitter. **a** Verdichter; **b** Turbine

1.1.5 Schaufelanordnung für Pumpen und Verdichter
Blade arrangement in pumps and compressors

Arbeit kann am Fluid nur geleistet werden (positives Vorzeichen), wenn dabei der Drall der Strömung vergrößert wird. Üblicherweise wird der Rotor drallfrei oder nur mit einem kleinen Drall behaftet angeströmt; am Rotoraustritt ergibt sich dann ein großer Drall. Um die darin enthaltene kinetische Energie zu nutzen, wird der Drall in einer im Gehäuse befestigten Leiteinrichtung, einem Schaufelgitter oder einer Spirale, gemindert und dabei die kinetische in statische Energie überführt. Die Reihenfolge beim Durchströmen ist also erst das Laufgitter und danach die Leiteinrichtung, **Bild 5 a**.

Das Laufgitter und die zugehörige Leiteinrichtung lassen sich durch die Kontrollflächen 1, 2 und 3 einschließen. Die Größen des Laufgitters erhalten zwei, die der Leiteinrichtung einen hochgestellten Strich. Ungestrichene Größen gelten für die Stufe, also Laufgitter und Leiteinrichtung in ihrer Gesamtheit. Gleichung (5) lautet dann

$$a' = 0,\ a = a'' = c_{u2}\, u_2 - c_{u1}\, u_1. \quad (9)$$

Ist die zuzuführende spezifische Arbeit größer als sie hiernach umgesetzt werden kann, dann müssen mehrere Stufen hintereinander geschaltet werden.

1.1.6 Schaufelanordnung für Turbinen
Blade arrangement in turbines

Arbeit kann dem Fluid nur entzogen werden (negatives Vorzeichen), wenn dabei der Drall der Strömung verkleinert wird. Er läßt sich mit einer stationären Leiteinrichtung, einem Leitgitter oder einer Spirale aus der an deren Eintritt vorhandenen statischen Energie erzeugen. Die Leiteinrichtung ist also vor dem Laufgitter anzuordnen, **Bild 5 b**.

Um auch bei Turbinen (**Bild 5 b**) vor und nach dem Laufgitter die Kontrollflächen 1 und 2 beizubehalten, erhält die Kontrollfläche vor dem Leitgitter den Index 0. Die durch Striche gekennzeichneten Größen werden wie bei Arbeitsmaschinen verwendet (s. **R 1.1.5**). Danach gilt die Gl. (9) auch für Turbinenstufen. Obwohl in den Leit- und Laufgittern von Turbinen größere Umlenkungen möglich sind als in denen von Verdichtern, verlangen viele Anwendungen mehr Arbeit, als sie in einer Stufe gewonnen werden kann; dann müssen auch in Turbinen mehrere Stufen hintereinandergesetzt werden.

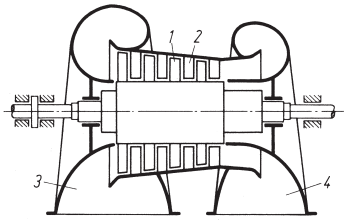


Bild 6. Teile einer Strömungsmaschine. *1* Laufrad, *2* Leitrad, *3* Eintrittsgehäuse, *4* Austrittsgehäuse mit Diffusor

1.1.7 Schaufelgitter, Stufe, Maschine, Anlage
Blade row, stage, machine and plant

Die Energie wird hauptsächlich in den Schaufelgittern gewandelt. Jede Strömungsmaschine hat mindestens ein beschaufeltes Laufgitter; die Leiteinrichtung kann aus einem zweiten stationären Schaufelgitter oder einer anderen Umlenkeinrichtung bestehen. Beide aktiven Teile zusammen heißen Stufe.
Eine Stufe oder mehrere hintereinandergeschaltete Stufen bilden die Beschaufelung. Dieser wird das Fluid durch das Eintrittsgehäuse zugeführt, wobei die Strömung vom Gehäuseflansch bis in die Beschaufelung meistens beschleunigt wird, um den Energieumsatz dort anzuheben. Im Austrittsgehäuse wird so viel wie möglich von der am Austritt aus der Beschaufelung noch vorhandenen kinetischen Energie bis zum Maschinenflansch durch Diffusoren und Strömungsführungen in statische Energieformen umgewandelt. Alle vom Eintrittsbis zum Austrittsflansch im Maschinengehäuse enthaltenen Komponenten gehören zur Maschine, **Bild 6**. Außerhalb der Flansche angebrachte Teile gehören zur Anlage.

1.2 Thermodynamik. Thermodynamics

1.2.1 Thermodynamische Gesetze. Thermodynamic laws

Die im folgenden beschriebenen Gesetze können auf jedes der vorgenannten Systeme Laufgitter, Leiteinrichtung, Stufe, Ein- oder Austrittsgehäuse und Maschine angewendet werden.

Energie-Erhaltungssatz. Alle dem kontinuierlich durchströmten System von außen zugeführte mechanische Leistung P und alle von außen zugeführte Wärme $\dot{Q}$ (beide positives Vorzeichen) müssen zu einer Erhöhung der Energie des Fluides führen, die sich durch die Totalenthalpie h_t ausdrücken läßt.

$$P + \dot{Q} = \int_{A_a} h_{ta}\, \varrho_a\, c_{ma}\, \mathrm{d}A_a - \int_{A_e} h_{te}\, \varrho_e\, c_{me}\, \mathrm{d}A_e. \qquad (10)$$

Leistungsabgabe und Wärmeabgabe (beide negatives Vorzeichen) bewirken eine Verminderung der Energie des Fluids.
Hier werden alle Größen, besonders die spezifischen Totalenthalpien h_t, als stationär angesehen; sonst sind zeitliche Mittelwerte einzusetzen.
Die spezifische Totalenthalpie erfaßt die ganze an das Fluid gebundene Energie.

$$h_t \equiv h + c^2/2 + gz. \qquad (11)$$

Es bedeuten h spezifische Enthalpie, z Höhenkoordinate und g Erdbeschleunigung. In der Enthalpie sind zusätzlich zur inneren Energie die Verschiebungsarbeiten am Ein- und Austritt eingeschlossen.
Unter den bei Gl. (2) angeführten Voraussetzungen für die eindimensionale Stromfadentheorie folgt aus Gl. (10) zusammen mit den Gln. (2) und (11) und den Definitionen der spezifischen Arbeit $a \equiv P/\dot{m}$ und der spezifischen Wärmezufuhr $q \equiv \dot{Q}/\dot{m}$

$$a + q = h_a - h_e + (c_a^2 - c_e^2)/2 + g/(z_a - z_e). \qquad (12)$$

Abgesehen von Fällen intensiver Kühlung von Schaufeln und Gehäusen (Gasturbinen) kann die Wärmeübertragung für die meisten Strömungsmaschinen im Verhältnis zur Arbeit vernachlässigt werden. In allen ortsfesten Maschinenteilen wie Leiteinrichtungen, Ein- und Austrittsgehäusen, Rohrleitungen und Wärmeübertragern wird keine Arbeit zu- oder abgeführt.

Hauptgleichung von Gibbs. Die kalorischen Größen Enthalpie h und Entropie s sind mit den thermischen Größen Temperatur T, Druck p und spezifisches Volumen $v = 1/\varrho$ verknüpft durch

$$h_a - h_e = \int_e^a v\, \mathrm{d}p + \int_e^a T\, \mathrm{d}s. \qquad (13)$$

In Gl. (13) hängen die Enthalpieänderungen nur vom Ein- und Austrittszustand, die beiden Integrale für die Strömungsarbeit $\int v\, \mathrm{d}p$ und die Wärme $\int T\, \mathrm{d}s$ jedoch vom Integrationsweg ab, also von der Zustandsänderung vom Ein- bis zum Austritt.

Reibungswirkung. Die Entropie ändert sich nicht nur durch Wärmezufuhr $\mathrm{d}q$ von außen, sondern auch durch innere Reibung $\mathrm{d}j$, die vom Fluid aufgenommen wird (spezifische Dissipation).

$$T\, \mathrm{d}s = \mathrm{d}q + \mathrm{d}j. \qquad (14)$$

Aus Gl. (13) und (14) ergibt sich für die Enthalpieänderung

$$h_a - h_e = y + q + j, \qquad (15)$$

wobei die spezifische Strömungsarbeit $\int_e^a v\, \mathrm{d}p$ mit y abgekürzt wird. Die Enthalpieänderung läßt sich in Gl. (12) ersetzen:

$$a = y + j + (c_a^2 - c_e^2)/2 + g(z_a - z_e). \qquad (16)$$

Eine Wärmezufuhr erscheint explizit nicht; sie beeinflußt aber die Zustandsänderung und damit die Strömungsarbeit und die Dissipation.

1.2.2 Zustandsänderung. Change of state

Wirkliche Zustandsänderung. Sie hängt von der Beschleunigung oder Verzögerung mit oder ohne Arbeits- und Wärmezufuhr und der Dissipation eines Fluidelements auf seinem Weg durch die Strömungsmaschine ab, **Bild 7**. Diese Einflüsse sind rechnerisch und experimentell schwer zu erfassen.

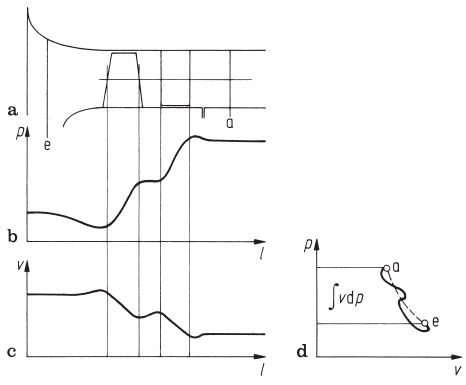


Bild 7 a–d. Zustandsänderung. **a** Meridianschnitt; **b** Druckverlauf; **c** Verlauf des spezifischen Volumens; **d** p, v-Diagramm

Polytrope Zustandsänderung. Sie wird als Ersatz für die wirkliche Zustandsänderung herangezogen (gestrichelt in **Bild 7d**) (s. **D7.1**). Für sie ist das differentielle Polytropenverhältnis

$$\begin{aligned} v &\equiv \frac{\mathrm{d}h}{v\,\mathrm{d}p} = 1 + \frac{T\,\mathrm{d}s}{v\,\mathrm{d}p} = 1 + \frac{\mathrm{d}j + \mathrm{d}q}{\mathrm{d}y} \\ &= \frac{h_\mathrm{a} - h_\mathrm{e}}{y} = 1 + \frac{j+q}{y} \end{aligned} \tag{17}$$

bei allen Teilschritten gleich; deshalb stehen auch die gesamte Enthalpieänderung und die gesamte Strömungsarbeit im gleichen Verhältnis zueinander. Ein- und Austrittszustände stimmen mit den wirklichen überein.

Isentrope Zustandsänderung. Für $v = 1$ bleibt die Entropie gleich. Eine solche Zustandsänderung kann zum Vergleich herangezogen werden, wenn sie als verlustlos und ohne Wärmeaustausch angenommen wird. Der Austrittszustand dieser idealisierten Zustandsänderung weicht von dem der wirklichen ab.

1.2.3 Totaler Wirkungsgrad. Total efficiency

Arbeitsmaschinen. Die von außen zugeführte Arbeit bewirkt nach Gl. (16) einen Energiezuwachs des Fluids. Dabei geht nicht alle von außen zugeführte Arbeit in Strömungsarbeit, kinetische oder potentielle Energie über, sondern ein Teil wird dissipiert, d. h. irreversibel in innere Energie umgewandelt. Er gilt als voll verloren, weil er das Fluid i. allg. nutzlos erwärmt. Nutzen bringen die in der Strömungsarbeit enthaltene Druckzunahme und die Steigerung von kinetischer und potentieller Energie. Der totale Verdichterwirkungsgrad ist dann

$$\eta_\mathrm{tV} \equiv \frac{y + (c_\mathrm{a}^2 - c_\mathrm{e}^2)/2 + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}{a} = 1 - j/a. \tag{18}$$

Er heißt total, weil in Zähler und Nenner die Änderungen aller Energieformen berücksichtigt sind.

Kraftmaschinen. Durch Energieabsenkung wird mechanische Arbeit gewonnen. In Gl. (16) sind also die Strömungsarbeit und die mechanische Arbeit negativ. Die Dissipation ist positiv, da auch hier die Entropie zunimmt. Dem Betrag nach wird dem Fluid wegen der Dissipation also mehr Strömungsarbeit entzogen, als in mechanische Arbeit umgesetzt werden kann. Für die Turbine sind die an den Rotor übertragene Arbeit als Nutzen, die dem Fluid entzogene Strömungsarbeit und die kinetische und potentielle Energie als Aufwand anzusehen. Der totale Turbinenwirkungsgrad ist dann

$$\eta_\mathrm{tT} \equiv \frac{a}{y + (c_\mathrm{a}^2 - c_\mathrm{e}^2)/2 + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})} = \frac{1}{1 - j/a}. \tag{19}$$

Hierbei heißt auch j/a Verlustkoeffizient.
Für eine Kraftmaschine sind gegenüber einer Arbeitsmaschine Nutzen und Aufwand vertauscht; der Turbinen- ist also reziprok zum Verdichterwirkungsgrad.

1.2.4 Statischer Wirkungsgrad. Static efficiency

Durch Gl. (16) in der Form

$$a - (c_\mathrm{a}^2 - c_\mathrm{e}^2)/2 = y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e}) + j \tag{20}$$

sind die durch dynamische Vorgänge verursachten Änderungen auf ihrer linken Seite den dadurch bewirkten statischen Zustandsänderungen auf ihrer rechten Seite gleichgesetzt.

Arbeitsmaschinen. Ist der Nutzen für einen Verdichter in erster Linie die Steigerung des Drucks durch Aufnahme einer Strömungsarbeit bei möglicher Änderung der potentiellen Energie, so steht dem als Aufwand die zugeführte Arbeit und die Änderung der kinetischen Energie gegenüber. Als statischer Verdichterwirkungsgrad wird dann definiert

$$\eta_\mathrm{V} \equiv \frac{y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}{a - (c_\mathrm{a}^2 - c_\mathrm{e}^2)/2} = \frac{y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}{y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e}) + j}. \tag{21}$$

Kraftmaschinen. Für Turbinen ergibt sich analog der statische Turbinenwirkungsgrad

$$\eta_\mathrm{T} \equiv \frac{a - (c_\mathrm{a}^2 - c_\mathrm{e}^2)/2}{y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})} = \frac{y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e}) + j}{y + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}. \tag{22}$$

1.2.5 Polytroper und isentroper Wirkungsgrad
Polytropic and isentropic efficiency

In den Gln. (18), (19), (21) und (22) für die Wirkungsgrade steht die nutzbringend aufgenommene oder geleistete Strömungsarbeit y, zu deren Bestimmung die Zustandsänderung festzulegen ist.

Polytroper Wirkungsgrad. Als Ersatz für die wirkliche Zustandsänderung wird die polytrope zur Berechnung der Strömungsarbeit herangezogen: $y_v = \int_v v\,\mathrm{d}p$, die der wirklichen sehr nahe kommt. Die Ein- und Austrittszustände stimmen mit den tatsächlichen überein. Die hiermit gebildeten Wirkungsgrade werden totale oder statische polytrope Wirkungsgrade genannt. Setzt man das Polytropenverhältnis Gl. (17) in die Gl. (21) für den statischen polytropen Verdichterwirkungsgrad und in die Gl. (22) entsprechend für die Turbine ein, so geht daraus ihre unmittelbare Verknüpfung mit dem Polytropenverhältnis hervor

$$\begin{aligned} \eta_{v\mathrm{V}} &= \frac{1 + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})/y}{v + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})/y - q/y}, \\ \eta_{v\mathrm{T}} &= \frac{v + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})/y - q/y}{1 + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})/y}. \end{aligned} \tag{23}$$

Ohne Höhenunterschied und Wärmeaustausch ist $\eta_{v\mathrm{V}} = 1/v$ und $\eta_{v\mathrm{T}} = v$. Der polytrope Wirkungsgrad ist ein eindeutiges Maß für die strömungstechnische Güte der Maschine.

Isentroper Wirkungsgrad. Als Bezugs-Zustandsänderung wird die isentrope (verlustlos und ohne Wärmeaustausch) zur Berechnung der Strömungsarbeit herangezogen:

$$y_\mathrm{s} = \int_s v\,\mathrm{d}p = h_\mathrm{as} - h_\mathrm{e},$$

$$\begin{aligned} \eta_\mathrm{sV} &= \frac{h_\mathrm{as} - h_\mathrm{e} + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}{h_\mathrm{a} - h_\mathrm{e} - q + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}, \\ \eta_\mathrm{sT} &= \frac{h_\mathrm{a} - h_\mathrm{e} - q + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}{h_\mathrm{as} - h_\mathrm{e} + g(z_\mathrm{a} - z_\mathrm{e})}. \end{aligned} \tag{24}$$

Es kommt hierbei im wesentlichen auf die wirkliche und die isentrope Enthalpieänderung an, die sich in h, s-Diagrammen anschaulich darstellen lassen. Isentrope und wirkliche Zustandsänderungen haben nur einen gemeinsamen Eintrittszustand; je größer die Enthalpieänderung ist, um so weiter laufen die Zustände auseinander, **Bild 8**. Die mit den isentropen Strömungsarbeiten gebildeten totalen und statischen Wirkungsgrade sind deshalb nicht nur von der strömungstechnischen Güte $1/(1 + j/y)$ bzw. $1 + j/y$ abhängig, sondern auch von der Art des Fluids und von der gesamten Enthalpieänderung oder dem entsprechenden Druckverhältnis.

Erhitzungsfaktor. Für alle Dämpfe und Gase (**Bild 8**) ist der Betrag der polytropen Strömungsarbeit y_v größer als jener der isentropen y_s, weil bei zunehmender Entropie die spezifischen Volumina ansteigen.

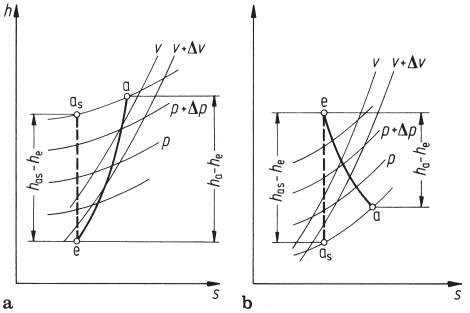


Bild 8a, b. Polytrope und isentrope Zustandsänderung. **a** Verdichter; **b** Turbine

Polytrope Verdichterwirkungsgrade sind also immer höher als isentrope und polytrope Turbinenwirkungsgrade immer kleiner als isentrope. Das Anwachsen der polytropen gegenüber der isentropen Strömungsarbeit läßt sich durch den Erhitzungsfaktor f ausdrücken.

$$f \equiv y_v/y_s - 1. \tag{25}$$

Er ist immer positiv und hängt von den Eigenschaften des Fluids, dem Druckverhältnis wie vom Polytropenparameter also dem Verhältnis von Dissipation und Wärmezufuhr zur Strömungsarbeit ab.

Der Erhitzungsfaktor ist für zweiatomige Gase oder Mischungen solcher Gase z. B. in **Bild 9** als Funktion des Polytropen- und des Druckverhältnisses ν und π aufgetragen. Für den Fall vernachlässigbarer Änderungen der kinetischen und potentiellen Energie in der Maschine ($\Delta c^2/2 \cong 0$, $\Delta z \cong 0$) gilt

$$\eta_{vV}/\eta_{sV} = y_v/y_s = 1 + f \quad \text{und}$$
$$\eta_{vT}/\eta_{sT} = y_s/y_v = 1/(1+f).$$

1.2.6 Mechanische Verluste. Mechanical losses

Solche entstehen in den Lagern des Rotors; außerdem wird dem Rotor auch durch berührende Dichtelemente und durch Ventilation in berührungslosen Dichtungen oder an rotierenden Flächen Arbeit entzogen. Die Ventilationsleistung ist allerdings nur dann einfach zu den mechanischen Verlusten zu rechnen, wenn das ventilierende Fluid nicht mit dem Hauptstrom durch die Maschine in Verbindung steht. Wird nämlich die Ventilationsleistung von einem Beipaß zum Hauptstrom aufgenommen, so ändert sich dadurch die Gesamtbilanz nicht, aber die Zustandsänderung und Geschwindigkeitsverteilung. Geht die Ventilationsleistung in einen Fluidstrom über, der entweder aus dem Hauptstrom entnommen oder ihm zugeführt wird, so ist der Gesamtstrom in einzelne Teilströme aufzugliedern.

In der Leistungsbilanz für den Rotor $P = P_K + P_m$ mit der Kupplungsleistung P_K ist die mechanische Verlustleistung P_m immer negativ. Der mechanische Wirkungsgrad für einen Verdichter bzw. eine Turbine ist dann

$$\eta_{mV} = P/P_K = 1 + P_m/P_K, \quad \eta_{mT} = P_K/P = 1 - P_m/P. \tag{26}$$

Der totale Maschinenwirkungsgrad für einen Verdichter (V) und eine Turbine (T) ist unter Einschluß der mechanischen Verluste (Index K: Kupplung) mit Gln. (18) und (19):

$$\eta_{tKV} \equiv \eta_{tV}\eta_{mV}, \quad \eta_{tKT} \equiv \eta_{tT}\eta_{mT}. \tag{27}$$

1.3 Arbeitsfluid. Working fluid

1.3.1 Allgemeiner Zusammenhang zwischen thermischen und kalorischen Zustandsgrößen

General relations between thermal and caloric properties of state

Zur Integration von $y = \int v\,dp$ oder von $j + q = \int T\,ds$ müssen $v = v(p)$ oder $T = T(s)$ eingesetzt werden. Diese Funktionen hängen nicht nur vom Polytropenverhältnis ab, sondern auch davon, mit welcher Änderung von spezifischem Volumen oder Temperatur das Arbeitsfluid auf die Arbeits- und Wärmeübertragung reagiert. Sie sind für bestimmte Fälle aus den Gleichungen (s. **D 4.2**) abzuleiten:

$$dh = c_p\,dT + (1-\alpha)\,v\,dp, \tag{28}$$
$$du = c_v\,dT + (1+\beta)\,p\,dv \tag{29}$$

mit $c_p \equiv (\partial h/\partial T)_p$ spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck, $c_v \equiv (\partial u/\partial T)_v$ spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen, $\alpha \equiv (\partial v/\partial T)_p T/v$ isobarer Ausdehnungskoeffizient, $\beta \equiv (\partial p/\partial T)_v\, T/p$ isochorer Spannungskoeffizient.

1.3.2 Ideale Flüssigkeit. Perfect liquid

Das spezifische Volumen oder die Dichte seien für eine ideale Flüssigkeit konstant, unabhängig vom Zustand. Diese Idealisierung wird von keinem Fluid exakt erfüllt, doch mit

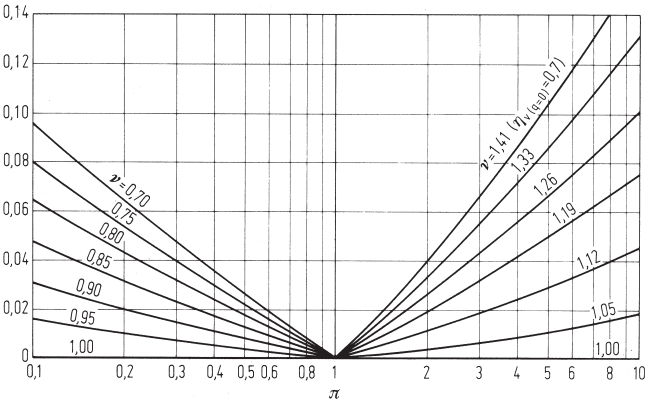


Bild 9. Erhitzungsfaktor für zweiatomige Gase. Turbine $\pi < 1$, Verdichter $\pi > 1$

Tabelle 2. Eigenschaften der Fluide

	Ideale Flüssigkeit	Ideales Gas	Reales Fluid
Voraussetzung	$v = 1/\varrho = \text{const} \rightarrow \alpha = 0;\ \beta = 0$	$pv = RT \rightarrow \alpha = 1;\ \beta = 1$	*keine*
Enthalpiedifferenz	$\Delta h = v\,\Delta p + \bar{c}_F\,\Delta T$	$\Delta h = \bar{c}_p\,\Delta T$ $= \overline{\left(\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\right)} RT_e \left[\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\overline{\left(\frac{n-1}{n}\right)}} - 1 \right]$	Δh aus Tabelle oder Diagramm
Isentrope	$\Delta h_s = y = v\,\Delta p$	$\Delta h_s = \bar{c}_p (T_{as} - T_e)$ $= \overline{\left(\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\right)} RT_e \left[\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\overline{\left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\right)}} - 1 \right]$	Δh_s aus Tabelle oder Diagramm
Strömungsarbeit	$y = v\,\Delta p$	$y = \Delta h / v$ $= \overline{\left(\frac{n}{n-1}\right)} RT_e \left[\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\overline{\left(\frac{n-1}{n}\right)}} - 1 \right]$	$y = \frac{\Delta h}{v} = \widehat{\left(\frac{n}{n-1}\right)} (pv)_e \left[\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\widehat{\left(\frac{n-1}{n}\right)}} - 1 \right]$ $\left(\frac{n-1}{n}\right) = v\left(\frac{k-1}{k}\right) + (1-v)\left(\frac{m-1}{m}\right)$
Polytropenverhältnis	$v = 1 + \frac{\bar{c}_F\,\Delta T}{v\,\Delta p}$	$v = \overline{\left(\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\right)} \overline{\left(\frac{n-1}{n}\right)}$ $= -\frac{(\Delta s)_p}{(\Delta s)_T} = 1 - \frac{\Delta s}{(\Delta s)_T}$	$v = 1 - \frac{\Delta s}{\int \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_h \mathrm{d}p} \cong 1 - \frac{\Delta s}{\sum (\Delta s)_h}$
	$c_F = c_p = c_v$	$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$	$k \equiv -\left(\frac{v}{p}\right)\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_s,\ m \equiv -\left(\frac{v}{p}\right)\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_h$
Entropiedifferenz	$\Delta s = \bar{\bar{c}}_F \ln \frac{T_a}{T_e}$	$\Delta s = (\Delta s)_p + (\Delta s)_T$ $= c_p \ln \frac{T_a}{T_e} - R \ln \frac{p_a}{p_e}$	

mit den Mittelwertbildungen $\bar{x} \equiv \frac{\int x\,\mathrm{d}T}{T_a - T_e}$, $\bar{\bar{x}} \equiv \frac{\int x \frac{\mathrm{d}T}{T}}{\ln \frac{T_a}{T_e}}$, $\widehat{x} = \frac{\int x\,\mathrm{d}(pv)}{(pv)_a - (pv)_e}$, $\widehat{\bar{x}} = \frac{\int x \frac{\mathrm{d}(pv)}{pv}}{\ln \frac{(pv)_a}{(pv)_e}}$

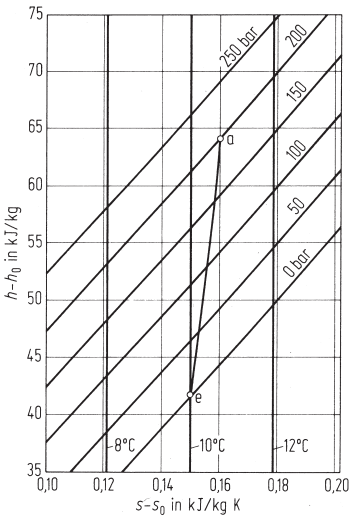


Bild 10. Enthalpie-, Entropie-, h, s-Diagramm für ideale Flüssigkeit mit Zustandsänderung für Pumpe

ausreichender Genauigkeit von den meisten Flüssigkeiten im für Strömungsmaschinen üblichen Zustandsbereich. Die Strömungsarbeit läßt sich unmittelbar integrieren, die Koeffizienten α und β haben den Wert 0, s. **Tab. 2**. Enthalpieänderungen setzen sich hauptsächlich aus der von der Druckdifferenz abhängigen Strömungsarbeit und aus dem meist geringen Verlust zusammen, der allein für die Temperaturerhöhung verantwortlich ist; denn Wärmezu- und -abfuhr sind bei nur geringen Temperaturunterschieden meist zu vernachlässigen. Für große hydraulische Maschinen wird der Verlust oft aus der gemessenen Temperaturerhöhung bestimmt. Isothermen und Isentropen sind identisch, da die Entropie nur von der Temperatur abhängt. Ein Beispiel ist die Zustandsänderung in einer Speisepumpe im h, s-Diagramm, **Bild 10**.

1.3.3 Ideales Gas. Perfect gas

Es gelte die Gasgleichung $pv = RT$ (s. **D 6.1**). Diese Idealisierung wird von Gasen im Zustandsbereich mit Drücken weit unter dem kritischen Druck und mit genügend hohen Temperaturen gut erfüllt. Die Koeffizienten α und β sind für ein ideales Gas gleich 1. Gleichsetzen der gemischten zweiten Ableitungen der Enthalpie nach Druck und Temperatur zusammen mit Gl. (28) läßt keine Abhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität vom Druck, sondern nur von der Temperatur zu. Also hängt auch die Enthalpiedifferenz nur von der Temperatur ab, s. **Tab. 2**. Isothermen sind also auch Isenthalpen, **Bild 12**. Arbeitszu- und -abfuhr sind immer mit Temperaturänderungen verbunden (thermische Maschinen). Die Entropiedifferenz läßt sich aufteilen in einen sich bei isobarer Zustandsänderung ergebenden Anteil, der vom Temperaturverhältnis abhängt und einen sich bei isothermer Zustandsänderung ergebenden Anteil, der nur vom Druckverhältnis abhängt, s. **Tab. 2**. Das Verhältnis beider Anteile ist gleich dem Polytropenverhältnis (**Bild 11**), das unmittelbar mit den Wirkungsgraden zusammenhängt (Gl. (23))

$$v = -\frac{(\Delta s)_p}{(\Delta s)_T} = \frac{c_p \ln(T_a/T_e)}{R \ln(p_a/p_e)}. \tag{30}$$

Ein Beispiel ist die Zustandsänderung in einem Verdichter, **Bild 12**.

1.3.4 Reales Fluid. Real fluid

Das Verhalten von Dämpfen z. B. von Wasserdampf im Zweiphasen- und gering überhitzten Bereich ist schwierig zu beschreiben. Die meist empirischen Zustandsgleichungen haben keine einfache Form und lassen sich nur mit elektronischen Rechenmaschinen auswerten. Sonst muß man aus Tafeln oder

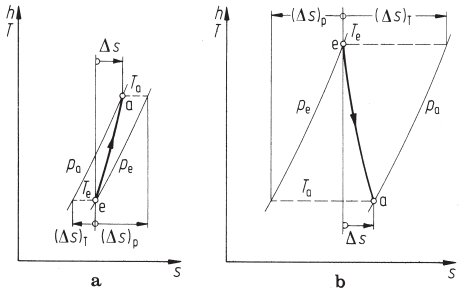


Bild 11a, b. Entropiedifferenzen für konstanten Druck und für konstante Temperatur für ideale Gase. **a** Verdichter; **b** Turbine

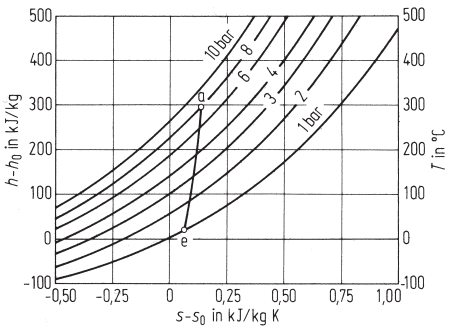


Bild 12. Enthalpie-, Entropie-, *h*, *s*-Diagramm für ideales Gas mit Zustandsänderung für Verdichter

aus Zustandsdiagrammen z. B. *h*, *s*-Diagramm die wirkliche und die isentrope Enthalpiedifferenz ablesen und damit einen isentropen Wirkungsgrad bilden. Man kann aber auch den polytropen Wirkungsgrad aus der wirklichen und aus der isenthalpen Entropieänderung bestimmen

$$v = 1 - \Delta s / \sum (\Delta s)_h . \tag{31}$$

Dazu teilt man die Zustandsänderung durch einen oder mehrere Zwischendrücke auf und liest die jeweiligen isenthalpen Entropieänderungen zwischen diesen Isobaren ab, **Bild 13**. Mit dem Polytropenverhältnis und der Enthalpiedifferenz ist auch die Strömungsarbeit bestimmt. Eine weitere Möglichkeit zur Berechnung der Strömungsarbeit bietet sich an, wenn Isentropen- und Isenthalpenexponent für das betreffende

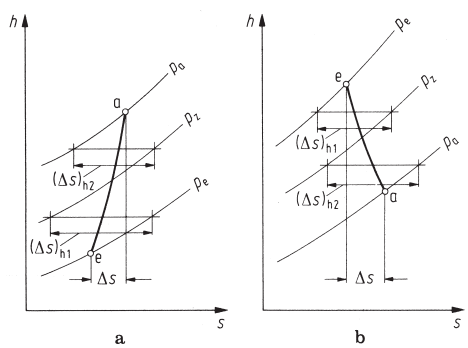


Bild 13a, b. Wirkungsgrad aus Entropiedifferenzen für reale Fluide. **a** Verdichter; **b** Turbine

Fluid vorliegen (z. B. für Wasserdampf [1–3]). Mit den Gleichungen der **Tab. 2** werden zuerst der Polytropenexponent und damit die Strömungsarbeit berechnet, wobei hier das Produkt (pv) nicht durch die Temperatur ersetzt werden darf!

1.3.5 Kavitation bei Flüssigkeiten. Cavitation in liquids

Der Druck einer Flüssigkeit kann bei hohen örtlichen Geschwindigkeiten im Ansaugbereich von Pumpen und im Austrittsbereich von Wasserturbinen kleiner werden als der Dampfdruck bei der an der betreffenden Stelle herrschenden Temperatur. Bei dem Phasenübergang entsteht Dampf, der ein viel größeres spezifisches Volumen als die Flüssigkeit hat. Zunächst werden dadurch die Strömungsgeschwindigkeiten beeinflußt; gefürchteter ist aber das Zusammenbrechen der Dampfblasen bei wieder ansteigendem Druck in der Strömung. Dadurch werden örtlich Massenbeschleunigungen der Flüssigkeit ausgelöst, die zu sehr hohen örtlichen Druckspitzen führen können. Geschieht dies in der Nähe einer Wand, Schaufel oder Rippe, so wird durch schnellen Wechsel des Drucks der Werkstoff in der Oberfläche ermüdet und bröckelt aus. Das Unterschreiten des Dampfdrucks in hydraulischen Strömungsmaschinen ist also jedenfalls zu vermeiden.
Außerdem können bei absinkendem Druck aus Flüssigkeiten schon vor Unterschreiten des Dampfdrucks in der Flüssigkeit gelöste Gase austreten und Gasblasen bilden. Dieser Mechanismus wirkt sich ähnlich aus wie die Kavitation, geht jedoch meistens langsamer vor sich und hat geringere Auswirkungen. Beide Phänomene sind in der Regel überlagert.

1.3.6 Kondensation bei Dämpfen. Condensation of vapors

Der Phasenübergang vom Dampf zur Flüssigkeit, die Kondensation, erfolgt für einen Anteil in allen Kondensations-Dampfturbinen. Sie läßt sich nicht vermeiden, wenn die im Dampf enthaltene Energie soweit wie möglich ausgenutzt werden soll. Es gibt aber auch bei der Tieftemperaturtechnik Prozesse, bei denen durch Expansion in das Naßdampfgebiet ein Teil des Arbeitsfluids im flüssigen Zustand abgeschieden werden soll (Gastrennung, Gasreinigung). Die Tropfenbildung in Strömungsmaschinen [4] beeinflußt einerseits die thermodynamischen Zusammenhänge; andererseits können die bei ihrer Entstehung sehr kleinen Tropfen durch Einfangen und anschließenden Abriß oder Abschleudern zu größeren anwachsen, deren Bahnen von denen des Dampfes abweichen. Durch ihr Auftreffen auf die Laufschlaufen entstehen Bremsverluste. Außerdem können durch Tropfenschlag an Schaufeln, Wänden und Einbauten Erosionen entstehen.

1.4 Schaufelgitter. Blade rows (cascades)

1.4.1 Anordnung der Schaufeln im Gitter
Arrangement of blades in a cascade

Anordnungen von Schaufeln, die an entsprechenden Stellen in gleichem Abstand zueinander in einer Fläche liegen, heißen Schaufelgitter. Es gibt sowohl mit dem Gehäuse der Maschine fest verbundene Gitter als Leiteinrichtung wie auch rotierende Gitter als Rotorbeschaufelung. In ihnen wird, dem Zweck der Maschine entsprechend, das Fluid umgelenkt und in den Laufgittern dabei Arbeit übertragen (s. **R 1.1.2**).

Nach der Anordnung der Schaufeln unterscheidet man:

Axialgitter. Die Schaufeln stehen wie die Speichen eines Rads in dem axial durchströmten Rotationshohlraum mit kreisringförmigem Querschnitt zwischen Nabe und Gehäuse (z. B. Lauf- und Leitgitter in **Bild 1a**).

Radialgitter. Die Schaufeln sind sternförmig im radial durchströmten Raum zwischen zwei im wesentlichen achssenkrech-

ten Stromführungen (z. B. Lauf- und Leitgitter in **Bild 1 b**) angeordnet. Ist die Strömung von innen nach außen gerichtet, so handelt es sich um zentrifugal und bei der Richtung von außen nach innen um zentripetal durchströmte Radialgitter.

Diagonalgitter. Die Schaufeln stehen senkrecht zu der unter einem Winkel zwischen 0° und 90° zur Achse durchströmten Rotationshohlraum (z. B. Laufgitter in **Bild 1 c**).

Ebenes gerades Gitter. Die Schaufeln stehen parallel zueinander mit den Schaufelnasen oder den Hinterkanten auf einer Geraden ausgerichtet und werden zwischen zwei ebenen Stromführungen durchströmt. Schaufelgitter werden in dieser Anordnung in Maschinen nicht verwendet. Wickelt man jedoch Axialgitter in die Ebene ab (**Bild 2 b**), so erhält man eine solche Gitteranordnung, an der sich sowohl theoretisch wie auch experimentell grundsätzliche Zusammenhänge für die Umlenkung im Gitter und die Verluste finden lassen.

1.4.2 Leit- und Laufgitter. Stationary and rotating cascades

Es wird angenommen, daß die Systemgrenzen genügend weit vor und hinter den Schaufeln liegen, so daß die Strömung ausgeglichen ist und sich bei kleiner Erstreckung zwischen den inneren und äußeren Strömungsführungen durch einen Zustand und eine Strömungsgeschwindigkeit im Sinne einer eindimensionalen Stromfadentheorie beschreiben läßt.

Leitgitter (′). Ohne Arbeitsleistung ($a'=0$), ohne Wärmeübertragung ($q'=0$) liefert der Energieerhaltungssatz (Gl. (12)) unter Vernachlässigung der Änderung der potentiellen Energie $g(z'_a - z'_e)$

$$\begin{aligned} \Delta h'_t &= h'_{ta} - h'_{te} = 0, \\ \Delta h' &= h'_a - h'_e = -\tfrac{1}{2}(c'^2_a - c'^2_e) \\ &= -(c'_{ua} - c'_{ue})\, c'_{u\infty} - (c'_{ma} - c'_{me})\, c'_{m\infty}. \end{aligned} \tag{32}$$

Hierin bedeuten

$$c'_{u\infty} = (c'_{ua} + c'_{ue})/2 \quad \text{und} \quad c'_{m\infty} \equiv (c'_{ma} + c'_{me})/2.$$

Mit dem Index ∞ wird der vektorielle Mittelwert der Geschwindigkeiten vor und nach dem Gitter dargestellt wie in der Tragflügeltheorie, wo er die unendlich weit vor und hinter einem Einzeltragflügel erreichte Geschwindigkeit bezeichnet, **Bild 4**.

Laufgitter (″). Ohne Wärmeübertragung ($q''=0$) und ohne Änderung der potentiellen Energie ($\Delta z = 0$) liefert der Energieerhaltungssatz (Gl. (12))

$$a'' = \Delta h''_t, \;\; \Delta h'' = a'' - (c''^2_a - c''^2_e)/2. \tag{33}$$

Mit a'' aus Gl. (5) unter Vernachlässigung der Wandreibung und mit $w^2 = w_u^2 + w_m^2 = (c_u - u)^2 + w_m^2 = c^2 + u^2 - 2c_u u$, also $u c_u = \frac{1}{2}(c^2 - w^2 + u^2)$, folgt

$$\Delta h'' = [-(w''^2_a - w''^2_e) + (u''^2_a - u''^2_e)]/2. \tag{34}$$

Für das Laufgitter gilt ferner

$$\begin{aligned} \Delta h'' = &-(w''_{ua} - w''_{ue})\, w''_{u\infty} - (w''_{ma} - w''_{me})\, w''_{m\infty} \\ &+ \tfrac{1}{2}(u''^2_a - u''^2_e). \end{aligned} \tag{35}$$

Hierin bedeuten

$$w''_{u\infty} = (w''_{ua} + w''_{ue})/2 \quad \text{und} \quad w''_{m\infty} = (w''_{ma} + w''_{me})/2.$$

Vergleich der Gitter. Auch wenn man die Absolutgeschwindigkeiten im Leitgitter als Relativgeschwindigkeiten zum (ruhenden) Leitgitter auffaßt, also in Gl. (32) formal alle c durch w ersetzt, unterscheidet sich die Enthalpieänderung im Laufgitter von der im Leitgitter durch $(u''^2_a - u''^2_e)/2$. Im Laufgitter ist nämlich die Änderung der Führungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen. Beim radialen Laufgitter hat die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit einen wesentlichen Anteil an der Enthalpiedifferenz (positiv im Fall von zentrifugaler und negativ im Fall von zentripetaler Strömung).

Ebene und axiale Gitter. Hier ändert sich die Umfangsgeschwindigkeit nicht; denn für ebene Gitter kommt nur eine translatorische Bewegung in Frage und für axiale Gitter wird im Rahmen der eindimensionalen Theorie angenommen, daß die Strömung auf Zylinderflächen verläuft. Dann hängt die Enthalpieänderung nur von der Relativströmung zum Lauf- oder Leitgitter ab. Bei gleicher Relativströmung sind die Verluste und entsprechend die Strömungsarbeiten gleich. Die Druckdifferenzen sind aber wegen der veränderlichen spezifischen Volumina verschieden und nur im Sonderfall einer idealen Flüssigkeit gleich.

1.4.3 Einteilung nach Geschwindigkeits- und Druckänderung

Classification according to their effect on velocity and pressure

Geschwindigkeitsänderungen. Um Leit- und Laufgitter gleichermaßen behandeln zu können, werden alle Geschwindigkeiten als Relativgeschwindigkeiten geschrieben; die Umfangsgeschwindigkeiten sind im Fall des Leitgitters Null zu setzen. Nach dem Einfluß des Gitters auf die Strömung werden unterschieden (**Bild 14 a–c**):

a) *Verzögerungsgitter* $|w_a| < |w_e|$ und $\Delta h - (u_a^2 - u_e^2)/2 > 0$.

b) *Beschleunigungsgitter* $|w_a| > |w_e|$ und $\Delta h - (u_a^2 - u_e^2)/2 < 0$.

c) *Umlenkgitter* $|w_a| = |w_e|$ und $\Delta h - (u_a^2 - u_e^2)/2 = 0$.

Druckänderungen. Hier sind zu unterscheiden: *Kompressionsgitter* $p_a > p_e$, $y > 0$; *Entspannungsgitter* $p_a < p_e$, $y < 0$ oder *Gleichdruckgitter* $p_a = p_e$, $y = 0$.

Zustandsänderungen. Das h, s-Diagramm (**Bild 15**) zeigt diese vom Eintritt e zum Austritt a. Dabei gilt die Unterscheidung zwischen Verzögerungs- und Beschleunigungsgittern nach dem Vorzeichen von Δh nur für ebene axiale Gitter. Welche Geschwindigkeitsänderungen zusammen mit entsprechenden Druckänderungen auftreten können, hängt von den Verlusten ab. Für Verdichter liegt der Austrittszustand üblicherweise im Sektor A (Verzögerungs- und Kompressionsgitter), für Turbinen im Sektor C (Beschleunigungs- und Entspannungsgitter). Bei Teillast können Gitter in Turbinen im Sektor B arbeiten (zugleich Verzögerungs- und Entspannungsgitter); die verzögerte Strömung führt dann zu höheren Verlusten. Dieser Bereich wird durch die beiden Spezialfälle Gleichdruckgitter ($y=0$) mit dem Austrittszustand G und Umlenkgitter ($|w_a| = |w_e|$) mit dem Austrittszustand U eingegrenzt.

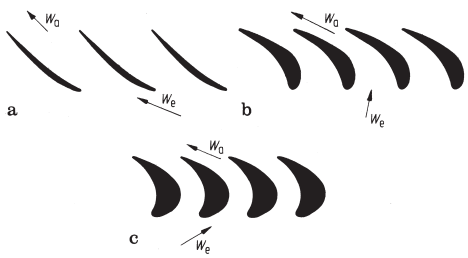


Bild 14 a–c. Schaufelgitter. **a** Verzögerungs-, **b** Beschleunigungs-, **c** Umlenkgitter

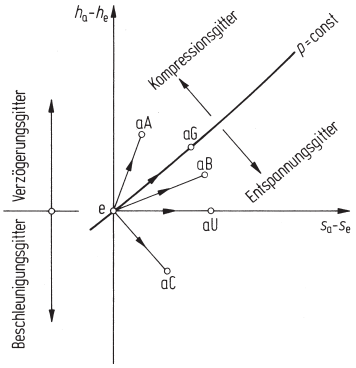


Bild 15. Zustandsänderung im Gitter

e-aA: Verzögerung mit Druckzunahme: $\Delta h > 0,\ \Delta p > 0$,
e-aB: Verzögerung mit Druckabnahme: $\Delta h > 0,\ \Delta p < 0$,
e-aC: Beschleunigung mit Druckabnahme: $\Delta h < 0,\ \Delta p < 0$,
e-aG: Gleichdruck mit Verzögerung: $\Delta h > 0,\ \Delta p = 0$,
e-aU: Umlenkgitter mit Druckabnahme: $\Delta h = 0,\ \Delta p < 0$.

1.4.4 Reale Strömung durch Gitter
True flow through cascades

In näherem Abstand vor, aber vor allem nach Schaufelgittern, wie er zwischen einzelnen Schaufelgittern üblich ist, sind die bei Umströmung der einzelnen Schaufeln notwendigerweise unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf Saug- und Druckseite noch nicht ausgeglichen. Außerdem ist im Nachlauf jeder Schaufel das Arbeitsfluid durch Reibungswirkung der Schaufel abgebremst, Nachlaufdelle genannt, und mit kleinen Wirbeln behaftet (**Bild 17**). Diese Einflüsse lassen sich mit einer zweidimensionalen Theorie erfassen. Bei größerem Abstand zwischen Nabe, Gehäuse und starker Umlenkung sind die Strömungs- und Umfangsgeschwindigkeiten und auch der Druck zwischen innen und außen sehr unterschiedlich. Bei solchen Änderungen innerhalb des Gitters verlagern sich die Strombahnen. Diese dreidimensionalen Einflüsse würden auch bei reibungsfrei gedachter Strömung auftreten. Durch die Reibung werden zusätzliche Wirbel ausgelöst, die zu weiteren Verlusten führen. Vor dem Gitter ist die Geschwindigkeit nahe der Wand kleiner als im wandentfernteren Bereich. Dort staut sich dann die Strömung vor den Schaufeln nur zu einem geringeren Staudruck auf, so daß eine Strömung entlang der Schaufelnase zur Wand in Gang kommt, die sich als Wirbel um jede Schaufel des Gitters legt: Hufeisenwirbel (**Bild 16**). Innerhalb des Gitters kann im Wandbereich das Fluid nicht der freien Strömung folgen, sondern fließt entlang der Wand von der Druck- zur Saugseite, um im mittleren Strömungsbereich wieder zurückgeführt zu werden: Kanalwirbel (**Bild 16**). Diese Wirbel können bei einem einseitigen Spalt zwischen Schaufel und Wand noch von einem durch Überströmen des Schaufelendes von der Druck- zur Saugseite in Gang gesetzten überlagert werden (**Bild 16**). Diese Wirbelbewegungen werden als Sekundärströmungen bezeichnet. Bei transsonischen oder supersonischen Strömungen treten im Strömungskanal Einzelstöße oder Systeme von Stößen auf. Durch diese selbst und ihre Wechselwirkung mit der Grenzschicht entstehen zusätzliche Verluste.

1.4.5 Gitterauslegung. Cascade design

Die Hauptaufgabe besteht darin, den Zusammenhang zwischen geometrischer Form der Beschaufelung und der Strömung zu bestimmen. Sie stellt sich in den beiden Fällen:

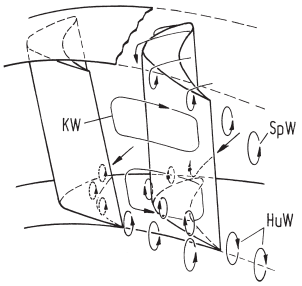


Bild 16. Sekundärströmungen im Gitter mit Hufeisenwirbel HuW, Kanalwirbel KW und Spaltwirbel SpW

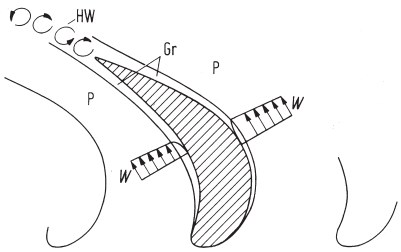


Bild 17. Aufteilung in reibungsfrei angenommene Potentialströmung P und reibungsbehaftete Grenzschicht Gr, HKW Hinterkantenwirbel

Entwerfen. Form und Stellung der Schaufeln ist so zu bestimmen, daß die gegebene Zuströmung (Art des Fluides, Geschwindigkeitsverteilung nach Betrag und Winkel) im Gitter in eine bestimmte Abströmung (Betrags- und Winkelverteilung) übergeführt wird, daß die dadurch verursachten Verluste möglichst gering sind, und daß die Schaufeln den auftretenden Beanspruchungen standhalten (s. **R 1.8.3** bis **R 1.8.5**).

Nachrechnen oder Messen. Für das in seiner Geometrie gegebene Gitter (Form und Stellung der Schaufeln) und eine bestimmte Zuströmung (Art des Fluids, Geschwindigkeitsverteilung nach Betrag und Winkel) sind die Abströmung des Fluids nach Betrags- und Winkelverteilung und die Verluste zu bestimmen.

Auslegungsaufgabe. „Entwerfen“ für einen strömungstechnisch vorgegebenen Fall setzt sog. inverse Verfahren zur Bestimmung der entsprechenden Formen der Schaufel und ihrer Stellung im Gitter voraus. Dabei läßt sich der Verlauf bestimmter Strömungsgrößen entlang der Schaufelkontur z. B. der Geschwindigkeit und des Druckes, für den geringe Verluste erwartet werden, vorgeben. Es stehen bisher jedoch nur wenige und schwer anzuwendende Verfahren zur Verfügung [5–8]; zugleich müssen dabei auch die durch die mechanische Beanspruchung vorgegebenen Randbedingungen berücksichtigt werden. In der Praxis wird deshalb meistens durch Nachrechnen oder Nachmessen vorgegebener Schaufelgitter und durch iteratives Verbessern dieser Gitter unter strömungstechnischen und mechanischen Gesichtspunkten die „Auslegungsaufgabe“ gelöst. Während früher nur das Experiment zum Ziel führte, gibt es heute dafür verschiedene Rechenmethoden und -programme [9–11]. Dazu ist der schwer erfaßbare Einfluß der Schaufeln, des Gehäuses und der Nabe auf die dreidimensionale Strömung quantitativ zu beschreiben. Früher wurde durch sehr dicht stehende Schaufeln mit nur engen Kanälen, die Strömung auf zur Oberfläche nahezu kongruente Bahnen durch die Schaufelreihe gelenkt. Dabei traten hohe Reibungsverluste auf; diese ließen sich durch eine größere Teilung der Schaufeln vermindern. Die Strombahnen sind

dann aber nicht mehr unmittelbar durch die geometrische Form von Schaufeln und Stromführung vorgegeben, sondern müssen im ganzen beschaufelten und unbeschaufelten Raum vor und hinter dem Gitter bestimmt werden.

Berechnung der dreidimensionalen, reibungsbehafteten Strömung

Es ist die dreidimensionale Impulserhaltungsgleichung, die Navier-Stokes-Differentialgleichung **B 6.6.1** zusammen mit den anderen Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie im gesamten Strömungsraum zu lösen. Im allgemeinen instationären Fall (Anfangs- und Randwertproblem) ist das Gleichungssystem hyperbolisch, für den stationären Fall (Randwertproblem) im Unterschallbereich elliptisch, im Übergangsbereich parabolisch und im Überschallbereich hyperbolisch. Es läßt sich nur numerisch lösen [12–14].

Sind keine Rückströmungen zu erwarten, lassen sich auch partiell-parabolische Methoden im ganzen Geschwindigkeitsbereich anwenden. Zur Lösung kann ein iteratives Druckkorrekturverfahren angewendet werden mit zunächst vorgegebenem Druckfeld, das der Kontinuitätsgleichung entsprechend korrigiert wird [15–18].

Zur richtigen Wiedergabe der Reibungswirkung müßte die instationäre Navier-Stokes-Gleichung bei äußerst feiner zeitlicher und örtlicher Diskretisierung numerisch gelöst werden. Meistens werden die Schwankungsterme durch sog. *Turbulenzmodelle* ersetzt, z. B. Mischungsweganszatz von Prandtl oder linearer Zweigleichungsansatz für die kinetische Energie und die Dissipation, das sog. $k-\varepsilon$-Modell [19–21, 64], in Wandnähe besser durch spezielle Kombinationen von k und ε [65, 66]. Neuerdings werden sie auch dem Reynoldsschen Spannungstensor entsprechend eingeführt [67]. Zunehmend kommen auch anisotrope Gleichungsmodelle [68] zur Anwendung.

Vereinfachte Berechnungsverfahren

Zwei grundsätzliche, abstrahierende Ideen erlauben näherungsweise eine Aufteilung in Teilprobleme, die sich mathematisch einfacher behandeln lassen.

Trennung zwischen Grenzschicht und reibungsfreier Strömung. Die Wirkung der Reibung ist nach Prandtl (**Bild 17**) im wesentlichen auf wandnahe und nur dünne Schichten mit großen Geschwindigkeitsgradienten beschränkt [22]. Näherungsweise kann zunächst die reibungsfrei angenommene Strömung durch Lösen der Potentialgleichung berechnet werden. Mit dem Geschwindigkeitsverlauf entlang der Wand läßt sich die reibungsbehaftete, aber nur dünne Grenzschicht berechnen. Daraus folgen die Verluste und eine Korrektur für die Begrenzung der reibungsfreien Strömung, die nur außerhalb der Grenzschicht anzunehmen ist. Rechenverfahren für die reibungsfreie Strömung und Grenzschichtverfahren sind also in diesem Fall iterativ zu lösen.

Für die von der Euler-Gleichung zusammen mit den anderen Erhaltungssätzen beschriebene *reibungsfreie Strömung* gibt es sowohl Integral- wie auch numerische Feldmethoden. Im ersten Fall müssen die Konturen der Schaufeln als Verzweigungsstromlinie formuliert werden [23–25], im zweiten Fall werden die Differentialgleichungen durch finite Differenzengleichungen ersetzt und für ein zwischen die Berandungen gelegtes Netz berechnet [26–29]. Hier werden vor allem sog. Zeitschrittverfahren eingesetzt, die eine vorgegebene Näherungslösung als möglichen Momentanzustand eines instationären Zustands auffassen. Bei gleichbleibenden Randbedingungen wird in zeitlichen Schritten die Lösung errechnet. Vorteil des Verfahrens ist der für Unter-, Trans- und Überschallströmungen durchgehend hyperbolische Charakter des Verfahrens [30–33].

Für die *Grenzschicht* läßt sich durch Vernachlässigung von Gliedern kleinerer Größenordnung ein parabolisches Gleichungssystem ableiten. Es gibt zwei Gruppen von Berechnungsmethoden: Bei den Integralmethoden werden bereits über die Grenzschichtdicke integrierte Größen in das Gleichungssystem eingeführt [22, 34]. Im anderen Fall werden die in Differenzengleichungen umgewandelten Differentialgleichungen im ganzen Grenzschichtgebiet schrittweise gelöst [34, 35]. Beide Verfahren gelten grundsätzlich nur für an den Begrenzungen anliegende Strömungen, also nur bis zu dem Ablösepunkt. Für hochbelastete Gitter können in Ablösegebieten sog. inverse Verfahren eingesetzt werden. Hierbei werden Annahmen für die Ablösegebiete iterativ mit den Bedingungen der Außenströmung in Einklang gebracht [36–40].

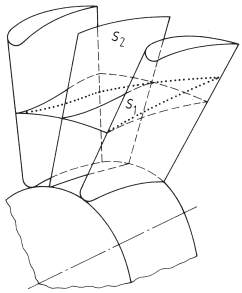


Bild 18. Beschreibung der Strömung in Flächen zwischen den Schaufeln (S_1) und zwischen den Stromführungen (S_2); gepunktet: S_1 mit Verwölbung, ausgezogen: S_1 axialsymmetrische

Aufteilung in gekoppelte zweidimensionale Strömungsprobleme. Die Strömung durch den beschaufelten Raum wird aufgeteilt in Stromflächen, die sich von Schaufel zu Schaufel (S_1-Flächen) und von der inneren zur äußeren Stromführung (S_2-Flächen) erstrecken, **Bild 18**. Dadurch wird die Berechnung der dreidimensionalen Strömung auf zwei zweidimensionale Strömungsprobleme aufgeteilt, die iterativ mit den entsprechenden zweidimensionalen Verfahren zu lösen sind [41].

Hierbei wird meistens vereinfachend die Annahme gemacht, es handle sich durchgehend um eine rotationssymmetrische Strömung. In Wirklichkeit sind die S_1-Flächen je nach radialer Lage unterschiedlich gewölbt, und die S_2-Flächen hängen von der Lage zwischen den benachbarten Schaufeln ab.

Für die Berechnung der reibungsfreien Strömung in S_2-Flächen werden häufig noch weiter vereinfachte Verfahren eingesetzt: Stromlinienkrümmungsverfahren [42, 43] und Verfahren zur Erfüllung der radialen Gleichgewichtsbedingung [44, 45].

1.4.6 Gitter-Kenngrößen

Dimensionless cascade parameters

Um aus Gittern Beschaufelungen aufbauen zu können, sind entweder zu der vorgegebenen Strömungsumlenkung die geometrischen Größen des Gitters und dessen Verluste zu bestimmen, oder für das durch geometrische Größen gegebene Gitter und bei einer bestimmten Zuströmung die Abströmung und die Verluste zu ermitteln. Ergebnisse aus Rechnungen oder Messungen für verschiedene Gitter werden von Anwendern in Gitterkatalogen festgehalten. Zweckmäßigerweise werden dazu einzelne Größen dimensionslos dargestellt:

Geometrische Kenngrößen. Alle geometrischen Größen werden auf die Profilsehne bezogen (**Tab. 3**, **Bild 19**): Profilkontur für verschiedene Radien $y_i/s = f(x_i/s,\ r_i/s)$, Teilungsverhältnis t/s, Schaufelwinkel β_s, Radienverhältnis r_a/r_e und Oberflächenrauheit R_i/s.

Tabelle 3. Gitterkenngrößen

Geometrie	Geschwindigkeiten und Enthalpie	Verlust, Kompressibilität, Reibung
Bezugslänge: Sehne s	Bezugsgeschwindigkeit $\Delta w_u = w_{ua} - w_{ue}$	verschiedene Bezugsgrößen
Schaufel-Kontur $\frac{y_i}{s} = f\left(\frac{x_i}{s}, \frac{r}{s}\right)$	Enthalpiekenngröße $m \equiv \frac{h_a - h_e}{(w_{ua} - w_{ue})^2}$	Verlustkenngröße $\Delta m \equiv \frac{j}{(\Delta w_u)^2}$
Teilungsverh. t/s [a])	$= -\frac{w_{u\infty}}{\Delta w_u} - \frac{\Delta w_m\, w_{m\infty}}{(\Delta w_u)^2} + \frac{\Delta u\, u_\infty}{(\Delta w_u)^2}$	$\cong -\frac{P_{ta} - P_{te}}{\bar{\varrho}(\Delta w_u)^2}$
Schaufelwinkel $ß_s$ [a])	$= m_a + m_m + m_u$	Machzahl $Ma \equiv w/c_s$; c_s = Schallgeschwindigkeit
Radienverhältnis r_a/r_e	Durchflußkenngröße $n \equiv w_{m\infty}/\lvert\Delta w_u\rvert$	Art des Fluides k, α, β
Oberflächenrauheit R_i/s	Kenngröße für die Änderung der Durchflußgeschwindigkeit $\Delta n \equiv \Delta w_m/\lvert\Delta w_u\rvert$	Reynoldszahl $Re \equiv \frac{w \varrho s}{\mu}$; μ = Viskosität
	$u/\lvert\Delta w_u\rvert$ Führungsgeschw.-Kenngröße	

[a]) Siehe **Bild 19.**

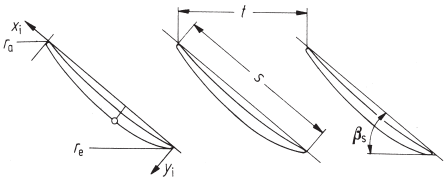


Bild 19. Geometrische Größen des Gitters

Gitter-Enthalpie-Kenngröße. Hier wird sowohl für Leit- wie auch Laufgitter die Schreibweise mit der Relativgeschwindigkeit w gewählt. Im Fall des Leitgitters ist die Umfangsgeschwindigkeit Null. Gilt die im Gitter erzielte Änderung der Umfangskomponente der Geschwindigkeit $\Delta w_u = w_{ua} - w_{ue}$ als Bezug [46], so folgt aus Gln. (32) und (35) für die bezogene Enthalpieänderung

$$\begin{aligned} m &\equiv \frac{\Delta h}{(\Delta w_u)^2} = m_a + m_m + m_u \\ &= -\frac{w_{u\infty}}{\Delta w_u} - \frac{\Delta w_m\, w_{m\infty}}{\Delta w_u^2} + \frac{\Delta u\, u_\infty}{\Delta w_u^2}. \end{aligned} \tag{36}$$

Ihre Anteile sind: $m_a = -w_{u\infty}/\Delta w_u$ ist für ebene oder Axialgitter, also ohne Änderung der Umfangsgeschwindigkeit und ohne Beschleunigung der Meridiankomponente maßgebend, $m_m = -\Delta w_m w_{m\infty}/\Delta w_u^2$ erfaßt den Einfluß einer Beschleunigung oder Verzögerung der Meridiankomponente und $m_u = \Delta u\, u_\infty/\Delta w_u^2$ tritt nur bei Laufgittern mit ungleichen Ein- und Austrittsradien auf.

Gitter-Durchfluß-Kenngrößen. Sie ist gegeben durch

$$n \equiv \frac{w_{m\infty}}{\lvert\Delta w_u\rvert}. \tag{37}$$

Wird die Meridiankomponente der Geschwindigkeit beschleunigt oder verzögert, so tritt als weitere Kenngröße hinzu

$$\Delta n \equiv \frac{\Delta w_m}{\lvert\Delta w_u\rvert}. \tag{38}$$

Führungsgeschwindigkeits-Kenngröße. Das Verhältnis $u/\Delta w_u$ gibt an, ob und mit welcher Geschwindigkeit das Gitter umläuft.

Gitter-Verlust-Kenngröße. Die Dissipation im Gitter kann ebenfalls auf das Quadrat der Änderung der Umfangskomponente der Geschwindigkeit bezogen werden

$$\Delta m \equiv j/\Delta w_u^2. \tag{39}$$

Reibungseinfluß. Für die Struktur der Strömung und die sich ergebenden Verluste ist neben der geometrischen Oberflächenbeschaffenheit die Reynoldszahl $Re \equiv w \cdot \varrho \cdot s/\mu$ (s. **B 6.2.1**) mit der Viskosität μ als Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskraft maßgebend und in der meist turbulenten Strömung außerdem der Turbulenzgrad $Tu = \sqrt{w'^2}/w_\infty$ mit w'^2 als dem zeitlichen Mittelwert des Quadrats der Schwankungsgeschwindigkeit.

Kompressibilitätseinfluß. Ein Maß für die Druckänderung in der Strömung ist die Machzahl $Ma \equiv w/c_s$ (s. **B 7.2.2**) mit c_s als Schallgeschwindigkeit. Mit welcher Dichteänderung das Fluid darauf reagiert, hängt von den Eigenschaften des Fluids ab, die bei idealen Gasen durch das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten $\varkappa = c_p/c_v$ hinreichend beschrieben werden können, für reale Fluide durch den Isentropenexponenten $k = v/p\,(\delta p/\delta v)_s$, den isobaren Ausdehnungskoeffizienten α und den isochoren Spannungskoeffizienten β (Gln. (28) u. (29)) anzugeben sind.

Ähnlichkeitsbedingungen

Für ein in seiner Geometrie vorgegebenes Gitter ergibt sich für gegebene Werte der übrigen Strömungskenngrößen ein bestimmter Wert der Enthalpie-Kenngröße

$$\begin{aligned} m = m(&n, \Delta n, u/\Delta w_u, Re, Tu, Ma, k, \alpha, \beta, y_i/s, \\ &t/s, \beta_s, r_a/r_e, R_i/s). \end{aligned} \tag{40}$$

Die Strömung ist ähnlich, wenn alle unabhängigen Kenngrößen und damit auch die abhängige Enthalpie-Kenngröße den gleichen Wert haben. Ergebnisse von Rechnungen oder Messungen an Modellen (M) lassen sich auf ähnliche Ausführungen (A) übertragen. Wenn die Ähnlichkeitsbedingungen (s. **B 7.2**) $n_A = n_M$, $(u/\Delta w_u)_A = (u/\Delta w_u)_M \ldots$ usw. erfüllt sind, dann ist auch die abhängige Enthalpie-Kenngröße gleich: $m_A = m_M$.

Da die Dissipation wie die Enthalpiedifferenz für gegebene geometrische und gegebene Strömungsverhältnisse nur einen ganz bestimmten Wert haben kann, muß die Verlust-Kenngröße Δm von den gleichen Kenngrößen abhängen wie die Enthalpie-Kenngröße m nach Gl. (40). Für die Übertragung der Verlust-Kenngröße auf ähnliche Gitterströmungen gelten die gleichen Ähnlichkeitsbedingungen.

***n*, *m*-Diagramm.** Enthalpie- und Durchfluß-Kenngrößen lassen sich für verschiedene Gitter in ein Diagramm eintragen, wobei zu kennzeichnen ist, für welche Werte der übrigen Kenngrößen diese Werte gelten. Jeder Punkt im Diagramm ist das Ergebnis einer strömungstechnischen Untersuchung für

ein gegebenes Gitter bei bestimmter Zuströmung z. B. im Auslegungspunkt. Besonders sinnfällig sind solche Diagramme für den Fall reiner Axialgitter ($m = m_a$, $\Delta n = 0$, $w_{m\infty} = w_m$), weil in diesem Fall jeder n, m-Punkt die gemeinsame Spitze der dimensionslosen Geschwindigkeitsvektoren wiedergibt; ihre Lage zum 0-Punkt ist durch den Ortsvektor $w_\infty/\Delta w_u = \sqrt{m^2+n^2}$ gegeben. Der Eintrittsvektor verläuft von $m = -0{,}5$ und der Austrittsvektor von $m = +0{,}5$ zur Spitze, **Bild 20**. Beschleunigungsgitter liegen in dem Bereich negativer Enthalpie-Kenngrößen, Verzögerungsgitter im Bereich positiver Enthalpie-Kenngrößen, getrennt durch den Fall des Umlenkgitters ($m = 0$).

Gittercharakteristiken. In ein n, m- und ein Δm, m-Diagramm kann die Folge aller möglichen Strömungszustände für ein bestimmtes Gitter eingetragen werden (**Bild 21**), die im Betrieb bei Abweichung vom Auslegungspunkt auftreten können (Betriebsverhalten des Gitters). Für axiale Beschleunigungsgitter verläuft die n, m-Charakteristik (ausgezogen in **Bild 21**) bei den üblichen Gittern in einem weiten Bereich in Richtung des Austrittsvektors $w_a/\Delta w_u$, der dann unabhängig vom Eintrittsvektor seine Richtung beibehält. Für Verzögerungsgitter wird die Abströmrichtung stärker von der Anströmrichtung beeinflußt (gestrichelt in **Bild 21**).

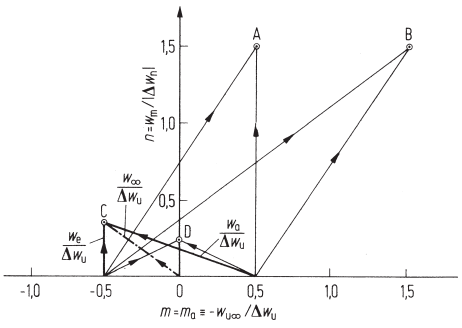


Bild 20. Enthalpie- und Durchflußkenngröße für Axialgitter, n, m-Diagramm. Beschleunigungsgitter $m < 0$, Verzögerungsgitter $m > 0$. A Verdichter-Leitgitter, B Verdichter-Laufgitter, C Turbinen-Reaktionsgitter, D Turbinen-Umlenkgitter

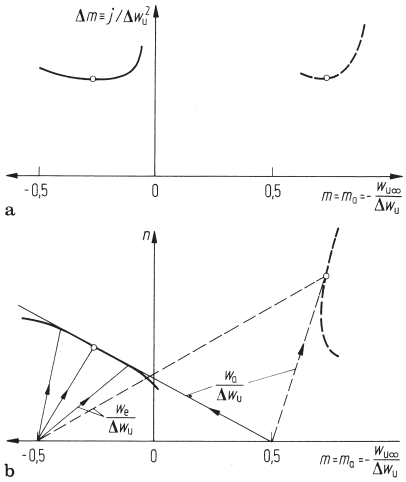


Bild 21 a, b. Gittercharakteristiken für axiales Beschleunigungsgitter (für bestimmte Werte von Re, Ma, k, α, β); (gestrichelt: axiales Verzögerungsgitter). **a** Verlustkenngrößen Δm; **b** Durchflußkenngröße n

1.4.7 Kriterien für die zweckmäßige Stellung der Schaufeln im Gitter

Criteria for optimal blade arrangement in a cascade

Im Grunde müssen systematische Rechnungen nach **R 1.4.5** oder systematische Messungen für den Auslegungspunkt und für andere Betriebspunkte zeigen, wie die Schaufeln am besten im Gitter gestellt sein müssen. Die vorgesehene Abströmgeschwindigkeit ist nach Betrag und Richtung bei gegebener Zuströmgeschwindigkeit und bei möglichst geringen Verlusten zu erreichen. Die folgenden Kenngrößen geben einen Anhalt für die zweckmäßige Anordnung.

Belastungs-Kenngröße. Sie dient zur Wahl des optimalen Teilungsverhältnisses. Bei großem Teilungsverhältnis $(t/s)_{gr}$ stehen die Schaufeln (**Bild 22**) weit auseinander und werden stark belastet, eine Steigerung der Umlenkung etwa durch eine Änderung der Zuströmrichtung kann zu Ablösungen mit großem Verlustanstieg Δm führen. Bei kleinem Teilungsverhältnis $(t/s)_{kl}$ sind die Schaufeln eng gestellt und wenig belastet, aber der Reibungswiderstand führt zu großen Verlusten. Dazwischen liegt ein Minimum. Für ebene und Axialgitter läßt sich die Belastungs-Kenngröße [47] ableiten

$$\Omega \equiv 2\,\frac{t}{s}\,\frac{\sqrt{m^2+n^2}}{(m-0{,}5)^2+n^2}. \tag{41}$$

Unabhängig von der Art des Gitters (Lage im n, m-Diagramm) ergeben sich erfahrungsgemäß die geringsten Verluste bei $\Omega = 0{,}9 \ldots 1{,}0$. Daraus folgt als

$$\left(\frac{t}{s}\right)_{opt} = (0{,}9 \ldots 1{,}0)\,[(m-0{,}5)^2+n^2]/(2\sqrt{m^2+n^2}). \tag{42}$$

Dabei sind die für Gitter mit dieser Teilung bestimmten Enthalpie- und Durchflußkenngrößen einzusetzen.

Sinusregel. Sie dient zur Abschätzung des Abströmwinkels für Beschleunigungsgitter. Für ebene und axiale Schaufelgitter (**Bild 23**) mit relativ kleinen Teilungsverhältnissen, wie bei Beschleunigungsgittern im Unterschallbereich, ist der Abströmwinkel nahezu unabhängig von der Zuströmrichtung. Näherungsweise gilt zwischen dem Winkel β_f, der Geschwindigkeit w_f an der engsten Stelle f zwischen den Schaufeln und der Teilung t:

$$\sin\beta_f = f/t. \tag{43}$$

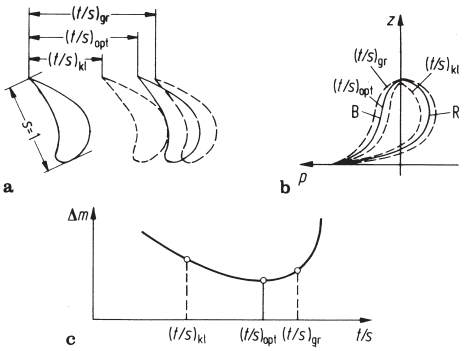
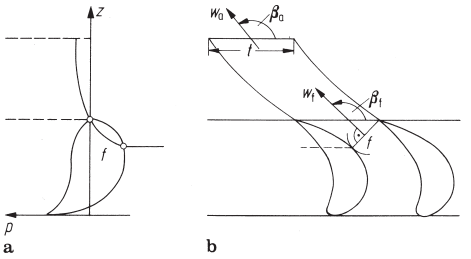


Bild 22 a–c. Einfluß der Schaufelteilung t/s auf die Druckverteilung und die Verluste. **a** Gitter; **b** Druckverteilung, B und R auf Bauch- und Rückenseite; **c** Verlustkenngröße Δm



a b

Bild 23a, b. Abströmwinkel (Sinusregel). **a** Druckverteilung; **b** Abströmung vom Gitter

Die Geschwindigkeiten w_a und w_f unterscheiden sich im Winkel β_a und β_f und im Betrag; deswegen stellen sich an den beiden Stellen auch unterschiedliche Zustände ein. Mit Hilfe von Kontinuitäts-, Impuls- und Energiesatz folgt ein Korrekturfaktor

$$K = \frac{\cos\beta_a}{\cos\beta_f} \cdot \frac{l_f}{l_a}\left[1 - \frac{1}{2}Ma^2\left(\frac{1-(f/t)^2}{\cos^2\beta_f} - 1\right)\right] \tag{44}$$

mit l_f Schaufellänge an der Stelle f, l_a Höhe des Strömungsquerschnitts an der Stelle a. Damit ergibt sich

$$\sin\beta_a = Kf/t. \tag{45}$$

Bei gegebener Gittergeometrie kann der Abströmwinkel unmittelbar bestimmt werden; mittelbar lassen sich die Schaufeln so drehen, daß der angestrebte Abströmwinkel erreicht wird.

1.4.8 Profilverluste. Profile losses

Die Gitterverluste lassen sich aufteilen in den Profilverlust und den Verlust an den Schaufelenden.

Profilverlust. Er entsteht bei der zweidimensionalen Durchströmung des Gitters auf einer S_1-Stromfläche, **Bild 18**. Er wird durch die aerodynamische Profilierung der Schaufeln und deren Anordnung im Gitter beeinflußt. Als Kenngröße für diesen Verlustanteil kann er prinzipiell auf jedes Quadrat einer charakteristischen Geschwindigkeit z. B. Δw_u (entsprechend Gl. (39)) bezogen werden. Soll diese Kenngröße aber ein Maß für die aerodynamische Güte des Gitters sein, so muß die Bezugsgeschwindigkeit gefunden werden, die innerhalb der an das Gitter gestellten Aufgabe für die Entstehung des Verlust verantwortlich ist.

Mittlere Gleitzahl. In Analogie zur Tragflügeltheorie läßt sich als für den Profilverlust verantwortliche kinetische Energie ableiten [48, 49]

$$w_B^2 = (w_{m\infty}^2 + w_{u\infty}^2 + \Delta w_u^2/12)\,\Delta w_u / w_m.$$

Als mittlere Gleitzahl wird der Profilverlust auf diese kinetische Energie bezogen, zusammen mit den Gln. (36) und (37)

$$\begin{aligned}\bar{\varepsilon} \equiv j_p/w_B^2 &= j_p(w_m/\Delta w_u)/(w_{m\infty}^2 + w_{n\infty}^2 + \Delta w_u^2/12)\\ &= \Delta m_p n/(n^2 + m^2 + 1/12).\end{aligned} \tag{46}$$

Mit aerodynamisch gut ausgebildeten Gittern können unabhängig von der Aufgabe des Gitters (Lage im n, m-Diagramm) Gleitzahlen zwischen $\bar{\varepsilon} = 0{,}01 \ldots 0{,}02$ erreicht werden; nach [50] gelten die höheren Werte für kleine Abströmwinkel und große Umlenkungen.

1.4.9 Verluste an den Schaufelenden
Losses at the blade tips

Die Strömung erleidet im mittleren Bereich der Schaufeln nur die Profilverluste. An den Schaufelenden und zwar sowohl zur äußeren wie auch zur inneren Stromführung hin treten zusätzliche Verluste durch die Wände und die Spalte zwischen Schaufeln und Wand auf. Für axiale Gitter lassen sich die Einflüsse der beiden Enden auf die Verluste und den Massenstrom trennen. Dazu wird vorausgesetzt, daß einerseits bei genügend großer Schaufelerstreckung l/s zwischen den Schaufelenden eine von diesen ungestörte Strömung vorhanden ist; andererseits soll sich bei nicht zu großer Erstreckung l/s die Strömung an der inneren und äußeren Stromführung nur wenig unterscheiden. Der Verlust beträgt:

$$j = \frac{j_p + (s/l)(j_R + j_{Sp})}{1 - (s/l)(\mu_R - \mu_{Sp})}. \tag{47}$$

Hierbei entstehen zusätzlich zum Profilverlust die Dissipationen j_R infolge des Abschlusses der Schaufel durch die Stromführung (ohne Spalteinfluß) und j_{Sp} infolge eines Spalts zwischen Schaufelende und Stromführung. Mit der Verminderung μ_R des Massenflusses infolge der Begrenzung und der Vermehrung μ_{Sp} infolge der Spaltströmung gilt für Gitter, die auf einer Seite einen Spalt gegenüber der Stromführung haben, näherungsweise

$$\begin{aligned}j_R &= 0{,}06(w_{m\infty}^2/2) + 0{,}0614(t/s)(\Delta w_u/w_2)^4(w_2^2/2),\\ j_{Sp} &= A(2 - 3As/l + A^2(s/l)^2 w_2^2/2\end{aligned}$$

mit der Abkürzung $A \equiv \delta_{Sp}/t\sqrt{2(t/s)w_\infty|\Delta w_u|/w_{m\infty}^2}$ und mit $\mu_R = (1-B)[(D_N/2l)+1]$ mit $0{,}99 \leqq B \leqq 1$ und D_N Nabendurchmesser

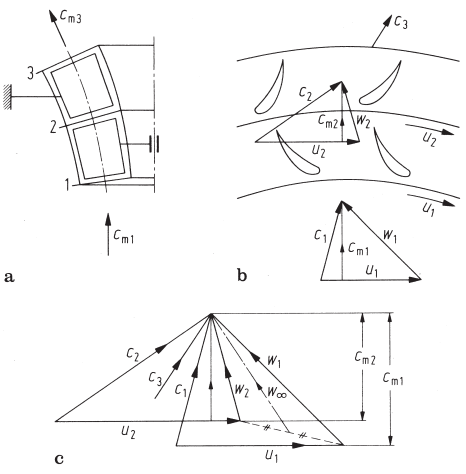
$$\mu_{Sp} = D_{Sp}\,\delta_{Sp}/(D_m s)\sqrt{2(t/s)w_\infty|\Delta w_u|/w_{m\infty}^2(-\cos\beta_\infty)}.$$

Hierbei sind D_{Sp} Durchmesser an der Stelle des Spalts, D_m mittlerer Durchmesser und δ_{Sp} Spaltweite.
Bei Deckbändern oder Deckplatten lassen sich ähnliche Ansätze finden, jedoch hängt der Spaltstrom sehr stark von der Art der Dichtung im Spalt ab.

1.5 Stufen. Stage design

1.5.1 Zusammensetzen von Gittern zu Stufen
Combination of cascades to stages

Leit- und Laufgitter werden zu Stufen so hintereinander angeordnet, daß möglichst in beiden folgende Zustandsänderungen stattfinden (s. **R 1.1.5** und **R 1.1.6**): bei Verdichtern (**Bild 24**) Enthalpie- und Druckerhöhung in der Folge Lauf-, Leitgitter und bei Turbinen (**Bild 25**) Enthalpie- und Druckabsenkung in der Folge Leit-, Laufgitter.



a b c

Bild 24a–c. Verdichterstufe. **a** Meridianschnitt; **b** Abwicklung; **c** Geschwindigkeitsdreieck

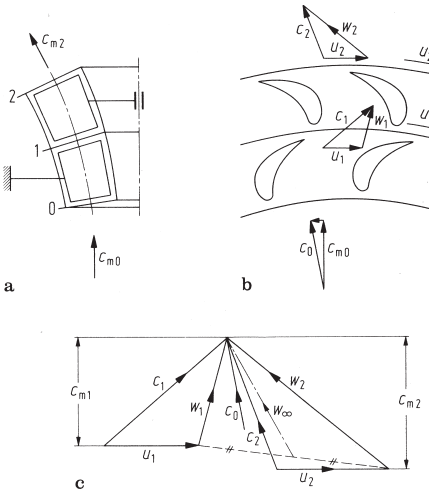


Bild 25a–c. Turbinenstufe. **a** Meridianschnitt; **b** Abwicklung; **c** Geschwindigkeitsdreieck

Hier gilt für die Verdichter- wie auch für die Turbinenstufe 1 und 2 für die Querschnitte vor und nach dem Laufgitter. Für die ganze Stufe wird dann für Verdichter: 1, 2, 3 und für Turbinen: 0, 1, 2 gewählt. Wegen der Hintereinanderschaltung addieren sich die Änderungen aller Zustandsgrößen im Leit- ($'$) und Laufgitter ($''$)

$$\Delta h = \Delta h' + \Delta h'', \quad \Delta p = \Delta p' + \Delta p'', \quad \Delta s = \Delta s' + \Delta s'', \\ \Delta T = \Delta T' + \Delta T'', \quad \Delta v = \Delta v' + \Delta v'', \tag{48}$$

wobei Δ jeweils die Änderung der Größe am Austritt gegenüber dem Eintritt bedeutet.

Die Zustandsänderungen (**Bild 26**) in den einzelnen Gittern und ihre Addition zeigt das Enthalpie (h)-, Entropie (s)-Diagramm.

Die wegabhängigen Integrale der Strömungsarbeit y und der Dissipation j für die einzelnen Gitter sind nur in dem Fall exakt zu den entsprechenden Integralen für die Stufe zusammenzusetzen, wenn auch für die Stufe die gleichen polytropen Zustandsänderungen wie für die einzelnen Gitter angenommen werden, also zwei Polytropen durch den Zustand im Spalt zwischen Lauf- und Leitgittern gelegt werden

$$y_\Sigma = y' + y'', \quad j_\Sigma = j' + j''. \tag{49}$$

Für die Stufe wird oft eine durchgehende Polytrope durch den Ein- und Austritt gelegt (gestrichelt in **Bild 26**), entlang der Strömungsarbeit und Dissipation nur näherungsweise gleich

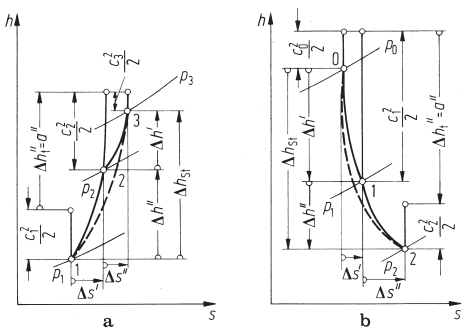


Bild 26a, b. Zustandsänderungen in der Stufe. **a** Verdichterstufe; **b** Turbinenstufe

der Summe der Integrale für die einzelnen Gitterpolytropen sind

$$y_{St} \cong y' + y'', \quad j_{St} \cong j' + j''. \tag{50}$$

Arbeit wird nur im Laufgitter zu oder abgeführt; $a'' = a$, $a' = 0$, die Totalenthalpie ändert sich also nur im Laufgitter (Gl. (33)), während sie im Leitgitter konstant bleibt (Gl. (32)).

Da Arbeitsübertragung durch die Umlenkung der Strömung im Laufgitter zustande kommt (s. **R 1.1.2**) müssen die Geschwindigkeiten vor und nach dem Laufgitter verschiedene Richtungen und Beträge haben (**Bilder 24c** und **25c**):

$$a = a'' = c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1 = u_2 \Delta c''_u + c_{u1} \Delta u'' \\ = u_2 \Delta w''_u + (c_{u1} + u_2) \Delta u'' \tag{51}$$

(Δ Anmerkung zu Gl. (48)). Die Arbeit hängt also nur von den Geschwindigkeiten und Komponenten in Umfangsrichtung und von deren Änderungen ab.

Im Leitgitter muß entweder der in der Strömung nach dem Laufgitter verbliebene Drall in statische Energie umgewandelt werden (Verdichterstufe) oder der Drall vor dem Laufgitter erzeugt werden (Turbinenstufe); meist ist der Vordrall vor und der Restdrall nach der Stufe klein; dann sind die Dralländerungen im Lauf- und Leitgitter ungefähr gleich groß und entgegengesetzt gerichtet also $\Delta c'_u \cong -\Delta c''_u = -\Delta w''_u - \Delta u$.

1.5.2 Gegenseitige Beeinflussung der Lauf- und Leitgitter

Interaction of stator and rotor blade rows

In **R 1.5.1** war angenommen worden, daß sich die Strömung durch beide Gitter in einem Querschnitt trennen läßt, in dem sich der Zustand und die Geschwindigkeit durch einen einzigen stationären Zustand und einen einzigen stationären Geschwindigkeitsvektor beschreiben lassen; sie sollen beide nur durch die Abströmverhältnisse des vorhergehenden Gitters bestimmt sein. Dies gilt nur, wenn dieser Querschnitt so weit entfernt liegt, daß sich alle örtlichen und zeitlichen Änderungen ausgeglichen haben und wenn der Querschnitt so klein ist, daß die Strömungsverhältnisse hierin nicht wesentlich voneinander abweichen.

Dies sind die Voraussetzungen für die eindimensionale Behandlung, die auch durch Wahl zeitlicher und örtlicher Mittelwerte eingehalten werden können. Prinzipiell ist jedoch meistens eine mehr oder weniger große gegenseitige Beeinflussung vorhanden. Sie läßt sich am besten getrennt in S_1- und S_2-Stromflächen beschreiben.

Gitternachlauf. Die Abströmung in S_1-Flächen (**Bild 18**) ist in kleinem Abstand hinter dem Gitter aus zwei Gründen unregelmäßig: Schon in einer reibungsfreien Strömung bestehen an der Hinterkante über jeder Teilung noch unterschiedliche Geschwindigkeiten, die sich erst im weiteren Verlauf der Strömung ausgleichen (**Bild 27a**, linke Schaufelteilung). In den wandnahen Schichten ist ein Teil der kinetischen Energie durch Reibung oder Impulsaustausch dissipiert worden; in ihrem Nachlauf gibt es bei einigermaßen ausgeglichenem statischen Druck Zonen kleinerer Geschwindigkeit (**Bild 27**, hinter rechter Schaufel).

Beide Störungen in S_1-Flächen wirken im folgenden – zum ersten relativ bewegten – Gitter periodisch instationär.

Dabei ändern sich die Geschwindigkeiten und die Richtungen zum folgenden Gitter. Beim Schaufelnachlauf in der relativen Abströmung eines Verdichter-Lauf-Gitters (w_2, w_{2D} und w_{2DD} in **Bild 27b**) ist z. B. die gleiche Umfangsgeschwindigkeit dazu zu addieren, um die Absolutgeschwindigkeit zu erhalten. Der Einfluß solcher instationären Störungen auf das folgende Gitter ist nur sehr schwer zu erfassen [51, 52].

Stromlinienkrümmung. Die Krümmung der Stromlinie in S_2-Flächen wird sowohl durch die Abströmung des vorhergehenden wie auch die Zuströmung zum folgenden Gitter beein-

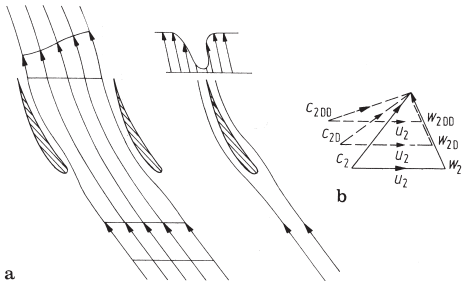


Bild 27 a, b. Abströmung nahe der Gitterhinterkante. **a** Ungleichmäßige Potentialströmung und „Geschwindigkeitsdelle" im Nachlauf der Grenzschicht; **b** Auswirkung auf Zuströmung zum folgenden Gitter

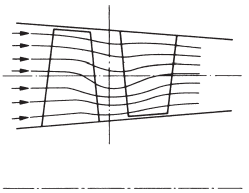


Bild 28. Stromlinien in S_2-Flächen

flußt, **Bild 28**. Sie hängt vom Verlauf der Umlenkung in Umfangsrichtung ab. Einfache, z. B. eindimensionale Verfahren (s. **R 1.5.1**) geben nur näherungsweise das Verhalten der Stufe wieder. Die Näherung ist um so besser, je kleiner die genannten Einflüsse sind.

1.5.3 Stufenkenngrößen. Dimensionless stage parameters

Die Geschwindigkeitsdreiecke einer Stufe lassen sich vorgeben durch die Geschwindigkeitsvektoren in den drei Querschnitten bzw. deren sechs Komponenten jeweils in meridionaler und Umfangsrichtung und durch zwei Umfangsgeschwindigkeiten:

Verdichterstufe $c_{u1}, c_{m1}, u_1, c_{u2}, c_{m2}, u_2, c_{u3}, c_{m3}$,
Turbinenstufe $c_{u0}, c_{m0}, c_{u1}, c_{m1}, u_1, c_{u2}, c_{m2}, u_2$.

Normierte Geschwindigkeiten. Für Gitter ist Δw_u, für Stufen u_2 die Bezugsgröße, **Bild 29**. Die normierten Vektoren der Gitter-Geschwindigkeiten sind also für die Stufen mit $-\Delta w_u/u_2$ zu multiplizieren. Den acht zur Beschreibung der Dreiecke notwendigen Geschwindigkeiten entsprechen sieben normierte Verhältnisse.

Stufen-Enthalpie-Kenngröße. Zu vorgegebenen Geschwindigkeiten gehören bestimmte Enthalpieänderungen (Gln. (32) und (33)), die sich z. B. für die Verdichterstufe aus denen für die beiden Gitter zusammensetzen lassen:

$$\Delta h_V = c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1 - 1/2(c_3^2 - c_1^2).$$

Division durch $u_2^2/2$ ergibt für die Verdichterstufe

$$\psi_{hV} \equiv \frac{\Delta h_V}{u_2^2/2} = 2\left(\frac{c_{u2}}{u_2} - \frac{u_1}{u_2}\frac{c_{u1}}{u_2}\right) - \left[\varphi_3^2 + \left(\frac{c_{u3}}{u_2}\right)^2 - \varphi_1^2 - \left(\frac{c_{u1}}{u_2}\right)^2\right] \quad (52)$$

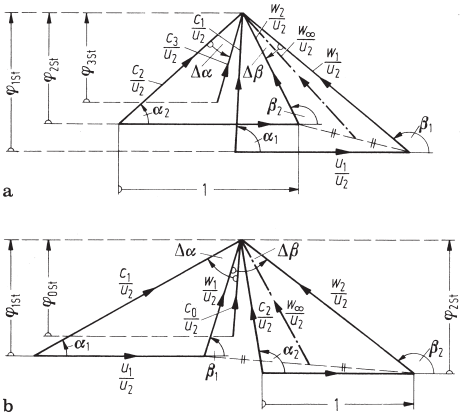


Bild 29 a, b. Dimensionslose Geschwindigkeitsdreiecke. **a** Verdichterstufe; **b** Turbinenstufe

und für die Turbinenstufe

$$\psi_{hT} \equiv \frac{\Delta h_T}{u_2^2/2} = 2\left(\frac{c_{u2}}{u_2} - \frac{u_1}{u_2}\frac{c_{u1}}{u_2}\right) - \left[\varphi_2^2 + \left(\frac{c_{u2}}{u_2}\right)^2 - \varphi_0^2 - \left(\frac{c_{u0}}{u_2}\right)^2\right]. \quad (53)$$

Für Verdichter kommt es bei ungefähr axialer Zu- und Abströmung hauptsächlich auf $2c_{u2}/u_2$, für Turbinen auf $-2u_1c_{u1}/u_2^2$ an. Bei Verdichtern können in den Gittern nur kleinere Umlenkungen verwirklicht werden (verzögerte Strömung) als bei Turbinen (beschleunigte Strömung). Deshalb ist der Betrag des für Verdichter maßgebenden Geschwindigkeitsverhältnisses kleiner als der des für Turbinen gültigen, **Bild 29**. Folglich kann in einer Verdichterstufe nur weniger Enthalpie umgesetzt werden als in einer Turbinenstufe.

Durchfluß-Kenngrößen. Es gilt

$$\varphi_0 \equiv c_{m0}/u_2, \quad \varphi_1 \equiv c_{m1}/u_2, \quad \varphi_2 \equiv c_{m2}/u_2 \quad \text{und} \quad \varphi_3 \equiv c_{m3}/u_2. \quad (54)$$

Sie sind die Ordinaten in den normierten Geschwindigkeitsdreiecken.

Enthalpie-Reaktionsgrad. Er ist das Verhältnis der Enthalpieänderung im Laufrad zur gesamten Enthalpieänderung in der Stufe.
Verdichterstufe:

$$\varrho_{hV} \equiv \frac{\Delta h''}{\Delta h} = 1 - \frac{\Delta h'}{\Delta h} = 1 - \frac{(c_{m2}/u_2)^2 + (c_{u2}/u_2)^2 - (c_{m3}/u_2)^2 - (c_{u3}/u_2)^2}{\psi_{hV}} = \frac{-\Delta w_u w_{u\infty}/u_2^2 - \Delta w_m w_{m\infty}/u_2^2 + \Delta u\, u_\infty/u_2^2}{\Delta c_u/u_2 + c_{u1}\Delta u/u_2^2 - (c_3 + c_1)(c_3 - c_1)/(2u_2^2)}. \quad (55)$$

Turbinenstufe:

$$\varrho_{hT} \equiv \frac{\Delta h''}{\Delta h} = 1 - \frac{\Delta h'}{\Delta h} = 1 - \frac{(c_{m0}/u_2)^2 + (c_{u0}/u_2)^2 - (c_{m1}/u_2)^2 - (c_{u1}/u_2)^2}{\psi_{hT}} = \frac{\Delta w_u w_{u\infty}/u_2^2 - \Delta w_m w_{m\infty}/u_2^2 + \Delta u\, u_\infty/u_2^2}{\Delta c_u/u_2 + c_{u1}\Delta u/u_2^2 - (c_2 + c_0)(c_2 - c_0)/(2u_2^2)}. \quad (56)$$

Bei geringer Änderung der Meridionalgeschwindigkeit Δw_m und der Umfangsgeschwindigkeit Δu kommt es für Verdichter und Turbine hauptsächlich auf

$$-\Delta w_u w_{u\infty}/\Delta c_u u_2 = -w_{u\infty}/u_2 \quad \text{mit} \quad \Delta c_u = \Delta w_u + \Delta u$$

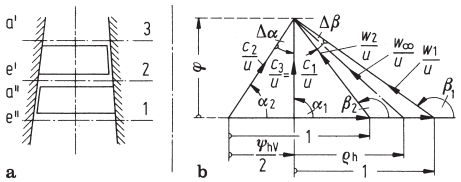


Bild 30 a, b. Axiale Repetierstufe eines Verdichters. **a** Meridianschnitt; **b** normierte Geschwindigkeitsdreiecke

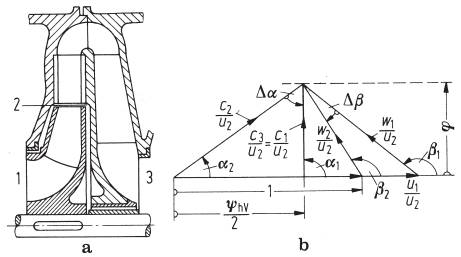


Bild 31 a, b. Radiale Repetierstufe eines Verdichters. **a** Meridianschnitt; **b** normierte Geschwindigkeitsdreiecke

an. Infolge der im Verdichter nur kleineren zu verwirklichenden Umlenkungen ist der Vektor w_∞ stärker gegen die Umfangsrichtung geneigt als in Turbinen, **Bilder 29, 30, 31**. Deshalb ist der Reaktionsgrad für Verdichter $\varrho_{hV} = 0{,}5, \ldots 1{,}0$ und für Turbinen $\varrho_{hT} = 0 \ldots 0{,}5$.

Stufen-Druck-Kenngröße. Enthalpieänderung und Strömungsarbeit sind nach Gl. (15) durch die Verluste miteinander verknüpft $\Delta h = y + j$, wenn in der Stufe keine Wärme nach oder von außen übertragen wird (adiabat). Wird die Strömungsarbeit auf die gleiche kinetische Energie wie die Enthalpiedifferenz bezogen, so ergeben sich die Druckkenngrößen für

$$\textit{Verdichter } \psi_{yV} \equiv \frac{y_V}{u_2^2/2}, \ \textit{Turbinen } \psi_{yT} \equiv \frac{y_T}{u_2^2/2}. \tag{57}$$

Stufen-Wirkungsgrad. Nach den Definitionen in Gln. (21) und (22) ist im adiabaten Fall und bei Vernachlässigung der Änderung der potentiellen Energie für

$$\begin{aligned} &\textit{Verdichter} \quad \eta_V = y/\Delta h = \psi_y/\psi_h, \\ &\textit{Turbinen} \quad \eta_T = \Delta h/y = \psi_h/\psi_y. \end{aligned} \tag{58}$$

Reibungseinfluß. Analog zum Gitter ist für die Verluste und damit die Beziehung zwischen Enthalpieänderung, Strömungsarbeit und Wirkungsgrad der Einfluß der Reibung zu berücksichtigen. Die Reynoldszahl wird als Ähnlichkeitsparameter für die Stufe üblicherweise mit der Umfangsgeschwindigkeit u_2 gebildet $Re = \varrho_2 u_2 D_2/\mu$, obwohl u_2 die Führungs- und keine Strömungsgeschwindigkeit ist. Diese stehen aber über die normierten Geschwindigkeiten miteinander in Beziehung. Für den Turbulenzgrad wird die gleiche Definition verwendet wie auch für Gitter.

Kompressibilitätseinfluß. Auch die Machzahl wird für Stufen üblicherweise mit der Umfangsgeschwindigkeit gebildet $Ma = u_2/c_{s2}$. Die Fluideigenschaften sind in gleicher Weise zu berücksichtigen wie für Gitter.

Schluckkenngröße. Sie wird hauptsächlich für Turbinenstufen angewendet

$$\mu_T \equiv c_{m2}/\sqrt{2\,|y|} = \varphi_2/\sqrt{|\psi_y|} \tag{59}$$

und hängt von den vorgenannten Kenngrößen ab. Für eine Düse oder Blende bestimmter Geometrie wäre sie konstant; für eine Axialturbine ändert sie sich für eine einzelne Stufe nur wenig, auch wenn die Drehzahl variiert wird. Dagegen wirkt sich in Radial-Turbinenstufen das mit der Drehzahl veränderliche Rotationsfeld auf ihren Verlauf aus.

1.5.4 Axiale Repetierstufe eines vielstufigen Verdichters

Axial repeating stage of multistage compressor

Axialstufe. Werden die S_1-Stromflächen im idealisierten Fall als Zylinderflächen angenommen (**Bild 30 a**), ist die Umfangsgeschwindigkeit des rotierenden Systems in der mittleren Stromfläche überall gleich

$$u_1 = u_2 = u \quad \text{bzw.} \quad u_1/u_2 = 1. \tag{60}$$

Repetierstufe. Wenn gleichartige Stufen unter ähnlichen Bedingungen, also bei gleichen normierten Geschwindigkeitsdreiecken arbeiten, so lassen sich die Eigenschaften der Stufengruppe leicht aus denen der Einzelstufen ableiten; bei kompressiblen Fluiden ist dann die Schaufellänge dem spezifischen Volumen anzupassen. Zu- und Abströmung müssen in diesem Fall für alle Stufen gleich sein; damit gilt für die Geschwindigkeit und mit Gl. (54)

$$\boldsymbol{c}_1 = \boldsymbol{c}_3, \ c_{u1}/u = c_{u3}/u, \ \varphi_1 = \varphi_3 = c_{m1}/u = c_{m3}/u. \tag{61}$$

Eine solche Stufe kann auch einzeln verwendet werden, wenn die Zu- und Abströmung dieser Bedingung genügt.

Meridianschnitt. Für die Strömungsführung ergeben sich gleichmäßige Konturen nur, wenn die Meridiankomponente der Geschwindigkeit zwischen Lauf- und Leitgitter gleich groß ist wie vor oder hinter der Stufe:

$$c_{m2} = c_{m1} = c_{m3}, \ \varphi_2 = \varphi_1 = \varphi_3 = \varphi. \tag{62}$$

Durch die Gln. (60) bis (62) lassen sich vier der sieben im allgemeinen Fall zur Beschreibung normierter Geschwindigkeitsdreiecke notwendigen Verhältnisse eliminieren. Es verbleiben

$$c_{u1}/u = c_{u3}/u, \ c_{u2}/u \ \text{ und } \ \varphi. \tag{63}$$

Drallfreie Zu- und Abströmung. In diesem für die Auslegung oft gewählten Fall hängt das Eintrittsdreieck (1) mit $c_{u1}/u = c_{u3}/u = 0$ nur noch von φ ab, das Austrittsdreieck (2) zusätzlich von c_{u2}/u. Es ergeben sich einfache Ausdrücke für die Enthalpie-Kenngrößen (Gl. (52)) $\psi_{hV} = 2\,c_{u2}/u$ und für den Enthalpie-Reaktionsgrad (Gl. (55)) $\varrho_{hV} = -w_{u\infty}/u$. Beide Kenngrößen können aus dem normierten Geschwindigkeitsdreieck (**Bild 30 b**) abgegriffen werden.

Mitdrall. Die relative Anströmgeschwindigkeit zum Laufgitter läßt sich auch in Hochgeschwindigkeits-Verdichtern unter der Schallgeschwindigkeit halten ($Ma = w_1/c_{s1} < 1$), wenn durch ein Vorleitrad ein Mitdrall ($c_{u1}/u > 0$) eingeführt wird. Mit einem Vorleitrad mit drehbaren Schaufeln lassen sich über den Vordrall Druckverhältnis und Durchfluß des Verdichters regeln (s. **R 1.7.5**).

1.5.5 Radiale Repetierstufe eines Verdichters

Radial repeating stage of multistage compressor

Umfangsgeschwindigkeits-Zunahme. Hier sind die Umfangsgeschwindigkeiten nicht gleich. Bei zentrifugaler Durchströmung (**Bild 31 a**) wird $u_1/u_2 < 1$. Es werden alle Größen auf u_2 bezogen.

Die Gln. (61) bis (63) gelten auch hier. Da die normierte Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt (1) kleiner ist, wird bei etwa gleichen Winkeln das ganze Geschwindigkeitsdreieck kleiner. Am Laufgitter-Austritt (2) ist die Umfangsgeschwindigkeit $u_2/u_2 = 1$ also größer als u_1/u_2 am Eintritt. Deshalb ist der Winkel α_2 spitzer, unter dem c_2/u_2 steht.

Drallfreie Zu- und Abströmung. Für Radialstufen ist auch in diesem Fall die Enthalpie-Kenngröße $\psi_{hV} = 2\,c_{u2}/u_2$ wie

bei Axialstufen im analogen Fall (**Bild 31b**), ist aber wegen der Zunahme der Umfangsgeschwindigkeit dem Betrag nach größer. Sie läßt sich im Geschwindigkeitsdreieck ebenso darstellen. Jedoch vereinfacht sich der Enthalpie-Reaktionsgrad (Gl. (55)) wegen der Änderung der Umfangsgeschwindigkeit nur wenig,

$$\varrho_{hV} = \frac{-\Delta w_u w_{u\infty} + \Delta u u_\infty}{\Delta c_u u_2 + \Delta u c_{u1}}, \tag{64}$$

so daß er im Geschwindigkeitsdreieck nicht darzustellen ist.

Vordrall. Auslegung mit Vordrall bringt i. allg. bei beschränkter Umlenkungsmöglichkeit keine Vorteile. Veränderlicher Vordrall wird zur Regelung eingesetzt (s. **R 1.7.5**).

1.5.6 Kenngrößen-Bereiche für Verdichterstufen
Performance parameter range of compressor stages

In Radialverdichterstufen sind höhere Werte der Enthalpie-Kenngröße zu erreichen als in axialen (s. **R 1.5.5**). Wegen der kleineren normierten Umfangsgeschwindigkeit u_1/u_2 ist für Radialverdichterstufen bei ungefähr gleichen Strömungswinkeln auch die bezogene Meridian-Geschwindigkeits-Komponente $\varphi = c_{m1}/u_2 = c_{m2}/u_2$ kleiner. Das ψ_h, φ-Diagramm (**Bild 32**) zeigt die Felder für Radial- bzw. Axialverdichterstufen zusammen mit den erreichbaren Wirkungsgraden.

1.5.7 Axiale Repetierstufe einer Turbine
Axial repeating stage of multistage turbine

Axiale Repetierstufe. Hier gelten die entsprechenden Annahmen wie für Verdichter (s. **R 1.5.4**).

Gleiche Umfangsgeschwindigkeit (**Bild 33**):

$$u_1 = u_2 = u \quad \text{und} \quad u_1/u_2 = 1. \tag{65}$$

Repetierbedingung:

$$\begin{aligned} &\boldsymbol{c}_0 = \boldsymbol{c}_2;\ c_{u0}/u = c_{u2}/u \quad \text{und} \\ &\varphi_0 = \varphi_2 = c_{m0}/u_2 = c_{m2}/u_2. \end{aligned} \tag{66}$$

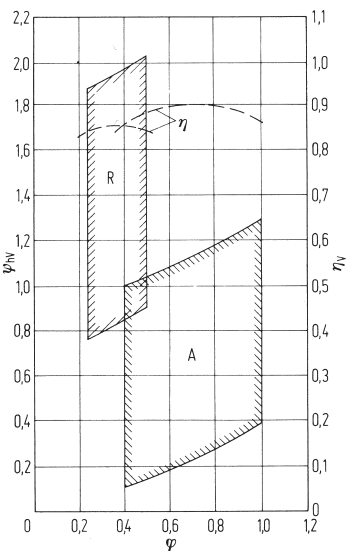


Bild 32. Bereiche der Enthalpie (ψ_{hV})- und Durchfluß (φ)-Kenngrößen, erreichbarer Wirkungsgrad für Radial- und Axialverdichterstufen R und A

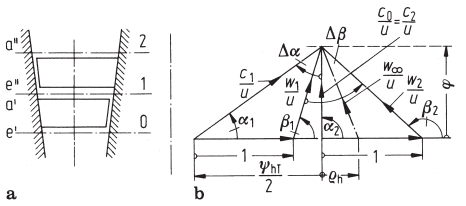


Bild 33a, b. Axiale Repetierstufe einer Turbine. **a** Meridianschnitt; **b** normierte Geschwindigkeitsdreiecke

Gleiche Meridiankomponente im Spalt zwischen Leit- und Laufgitter wie vor und hinter der Stufe

$$c_{m1} = c_{m0} = c_{m2},\ \varphi_1 = \varphi_0 = \varphi_2 = \varphi. \tag{67}$$

Neben diesen Voraussetzungen können zur Festlegung der normierten Geschwindigkeitsdreiecke nur noch $c_{u0}/u = c_{u2}/u$; c_{u1}/u und φ_2 gewählt werden.

Drallfreie Zu- und Abströmung. Mit $c_{u0}/u = c_{u2}/u = 0$ hängt das normierte Eintrittsdreieck (1) nur noch von φ ab und das Austrittsdreieck (2) zusätzlich von c_{u1}/u_2. Es gilt:

Enthalpiekenngröße (Gl. (53)) $\psi_{hT} = -2\,c_{u1}/u$,

Enthalpie-Reaktionsgrad (Gl. (56)) $\varrho_{hT} = -w_{u\infty}/u$.

Diese Kenngrößen lassen sich den normierten Geschwindigkeitsdreiecken entnehmen. Nach ihrer Wahl werden zwei Spezialfälle unterschieden:

Reaktionsstufe. Wird das noch freie Geschwindigkeitsverhältnis, $c_{u1}/u = 1$ gewählt (**Bild 34a**) so ergeben sich $\psi_{hT} = -2$, $\varrho_h = 0{,}5$ bei $\varphi = 0{,}3 \ldots 0{,}4$. Die Umlenkungen in Leit- ($\Delta\alpha$) und Laufgitter ($\Delta\beta$) sind gleich und vergleichsweise klein. In Leit- und Laufgitter können symmetrische Gitter sonst gleicher Geometrie, insbesondere gleicher Profilierung, mit guten Wirkungsgraden eingesetzt werden. Infolge gleichen Enthalpieabbaus in Leit- und Laufgitter sind die Druckdifferenzen in beiden Gittern ungefähr gleich groß. Der auf die Welle infolge der Druckdifferenz am Laufgitter ausgeübte Axialschub muß durch zweiflutige Bauweise kompensiert oder durch Ausgleichskolben und Axiallager aufgenommen werden.

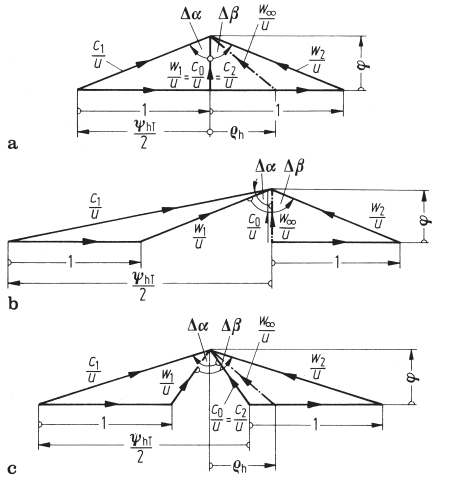


Bild 34a, b. Beispiele für Axialturbinenstufen. **a** Reaktionsstufe mit drallfreier Zu- und Abströmung $c_{u1}/u = 1$, $c_{u0}/u = 0$; **b** Aktionsstufe mit drallfreier Zu- und Abströmung $c_{u1}/u = 2$, $c_{u0}/u = 0$; **c** Reaktionsstufe mit Vordrall $c_{u0}/u = -0{,}2 \ldots -0{,}4$

Aktionsstufe. Bei der Wahl $c_{u1}/u = 2$ (**Bild 34b**) sind $\psi_{hT} = -4$, $\varrho_h = 0$ bei $\varphi = 0{,}32 \ldots 0{,}45$. Im Vergleich zur Reaktionsstufe kann also die doppelte Enthalpiedifferenz umgesetzt werden. Die Umlenkungen sind für Leit- und Laufgitter verschieden groß, so daß Gitter mit unterschiedlich profilierten Schaufeln eingesetzt werden müssen; sie sind in beiden Gittern größer, weshalb etwas geringere Wirkungsgrade erwartet werden können. Die Enthalpiedifferenz im Umlenk-Laufgitter ist $\Delta h'' = 0 (|w_2| = |w_1|)$, die Druckdifferenz entspricht den Verlusten im Laufgitter $y'' = -j''$ und ist nur klein. Der Axialschub kann meistens durch das Axiallager aufgenommen werden.

Gegendrall. Der Nachteil des kleinen Gefälles bei der Reaktionsstufe kann unter weitgehender Beibehaltung der Vorteile dieses Stufentyps verringert werden, wenn am Stufen-Ein- (0) und -Austritt (2) ein Gegendrall $c_{u0}/u = -0{,}2 \ldots -0{,}4$ eingeführt wird, **Bild 34c**. Die Enthalpie-Kenngröße $\psi_{hT} = 2(c_{u2}/u - c_{u1}/u)$ erreicht Werte im Bereich $\psi_{hT} = -2{,}8 \ldots -3{,}6$ bei gleichem Reaktionsgrad $\varrho_h = 0{,}5$ und gleicher Durchflußkenngröße $\varphi = 0{,}3 \ldots 0{,}4$. Das ist zu erklären mit den etwas größeren Umlenkungen in Leit- ($\Delta\alpha$) und Laufgitter ($\Delta\beta$), die aber nur eine geringfügige Wirkungsgradeinbuße erwarten lassen.

1.5.8 Radiale Turbinenstufe. Radial turbine stage

Umfangsgeschwindigkeits-Abnahme. Radiale Turbinenstufen müssen zentripetal durchströmt werden, wenn ein möglichst großer Enthalpieabbau im Laufrad erstrebt wird. In Gl. (34) ist dann $u''_e = u_1 > u''_a = u_2$. Für das spezifische Volumen gilt $v_2 > v_1$.

Querschnittsverlauf. Die Strömungsquerschnitte (**Bild 35a**) würden bei gleicher Schaufelbreite b in Durchflußrichtung mit dem Radius $D/2$ abnehmen, also wäre $A_2/A_1 = D_2 b_2/(D_1 b_1)$.
Damit der Massenstrom bei etwa gleicher Meridian-Komponente durch den Querschnitt 2 fließt, muß nach der Kontinuitätsgleichung (Gl. (2)) $b_2 > b_1$ sein,

$$b_2/b_1 = v_2 D_1 c_{m1}/(v_1 D_2 c_{m2}). \tag{68}$$

Die Radbreite am Eintritt b_1 muß also klein gewählt werden.

Bezugsgröße für Enthalpie- und Durchfluß-Kenngröße. Mit $u_1/u_2 > 1$ ist bei etwa gleichem relativem Eintrittswinkel (**Bild 35b**) in das Laufgitter β_1 die absolute Eintrittsgeschwindigkeit stärker zur Umfangsgeschwindigkeit geneigt als bei der Axialstufe; deshalb ist die Umfangs-Komponente c_{u1}/u_2 größer. Wird die Enthalpie-Kenngröße wieder auf die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt aus dem Laufrad bezogen, so ist nach Gl. (53) $\psi_{hT(2)}/2 = \Delta h_T/u_2^2 = -c_{u1}u_1/u_2^2$; sie wird durch den Bezug auf das Quadrat der kleineren Umfangsgeschwindigkeit besonders groß.
Oft wird für Radialstufen auch die größere Umfangsgeschwindigkeit u_1 als Bezugsgröße gewählt; denn sie ist mit Rücksicht auf die Festigkeit des Rads begrenzt. Dann ist die Enthalpie-Kenngröße $\psi_{hT(1)}/2 = \Delta h_T/u_1^2 = -c_{u1}/u_1$. Sie hat dann einen kleineren Wert als $|-c_{u1}/u_2|$, ist aber je nach Durchmesserverhältnis immer noch größer als für eine Axialstufe.
Die Meridiankomponente kann auf die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt bezogen werden $\varphi_{2(2)} \equiv c_{m2}/u_2$. Der Vergleich dieser Kenngröße mit der von Axialstufen ist aber schlecht, weil die Bezugsgeschwindigkeit u_2 klein ist. Deswegen wird die Form vorgezogen $\varphi_{1(1)} \equiv c_{m1}/u_1$. Ihre kleineren Werte lassen sich besser mit Axialstufen vergleichen, weil sich ungefähr gleiche Bezugsgeschwindigkeiten in beiden Stufenarten verwirklichen lassen.

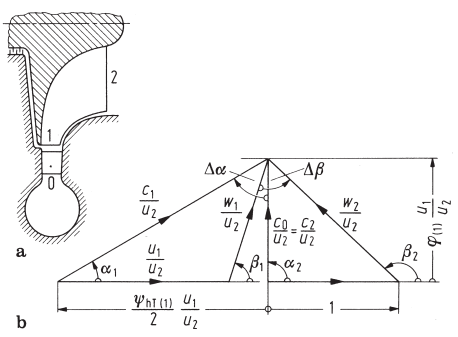


Bild 35a, b. Radiale Repetierstufe einer Turbine. **a** Meridianschnitt; **b** normierte Geschwindigkeitsdreiecke

1.5.9 Kenngrößen-Bereiche für Turbinenstufen
Performance parameter range of turbine stages

Für Turbinenstufen ist aus den analogen Gründen wie für Verdichterstufen (s. **R 1.5.6**) der Enthalpieabbau und damit der Arbeitsumsatz in Radialstufen größer als in Axialstufen. Das auf die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt bezogene Durchfluß-Geschwindigkeits-Verhältnis für Radialstufen ist kleiner als das übliche auf die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt bezogene Durchfluß-Geschwindigkeits-Verhältnis für Axialstufen (s. **R 1.5.8**).
Die für verschiedene Radial- und Axialturbinenstufen üblichen Anwendungsbereiche s. **Bild 36**. Gegenüber den Verdichterstufen (**Bild 32**) werden bei ungefähr gleichen Durchfluß-Geschwindigkeits-Verhältnissen in Turbinenstufen doppelt so große Enthalpie-Kenngrößen erreicht, da sich eine beschleunigte Strömung bei gutem Wirkungsgrad stärker umlenken läßt als eine verzögerte.
In **Bild 36** sind auch die Bereiche für die üblichen Wasserturbinenbauarten angegeben: einstrahlig beaufschlagte Pelton-, Francis- und Kaplanturbine.

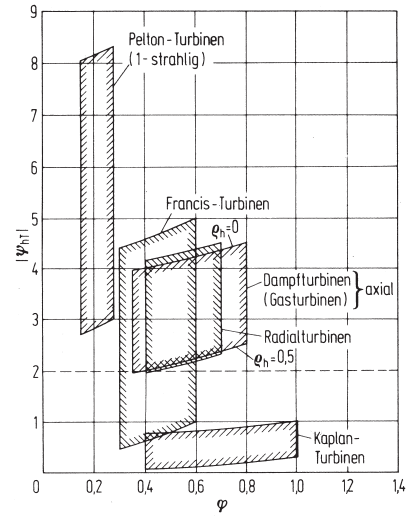


Bild 36. Bereiche der Enthalpie (ψ_h)- und Durchfluß (φ)-Kenngrößen für Radial- und Axialturbinenstufen

R

1.6 Maschine. Overall machine design

1.6.1 Beschaufelung, Ein- und Austrittsgehäuse
Blading, inlet and exhaust casing

Beschaufelung. Ihr muß das Arbeitsfluid vom einen Maschinenflansch in einem Eintrittsgehäuse zugeführt werden, z. B. **Bild 6**. Dahinter fließt es im Austrittsgehäuse zum anderen Maschinenflansch, wobei noch möglichst viel kinetische Energie in Druck umgesetzt wird.

Ein- und Austrittsgehäuse. Hier wird keine Arbeit zu- oder abgeführt; der Wärmeaustausch mit der Umgebung ist vernachlässigbar, wenn entweder die Temperaturdifferenzen klein, oder die Gehäuse ausreichend isoliert sind. Nach dem Energieerhaltungssatz (Gl. (12)) bleibt die Totalenthalpie beim Durchströmen der Gehäuse gleich; jedoch ändern sich die Enthalpien und alle anderen Zustandsgrößen:

$$h_a - h_e = -(c_a^2 - c_e^2)/2 - g(z_a - z_e).$$

In Eintrittsgehäusen sinkt die Enthalpie bei zunehmender und steigt in Austrittsgehäusen bei abnehmender kinetischer Energie. In der gesamten Enthalpieänderung der Maschine sind die Gehäuse durch Δh_E und Δh_A (mit E für Ein- und A für Austrittsgehäuse) und die Stufen durch $\sum \Delta h_i$ (mit $i = \mathrm{I}, \mathrm{II} \ldots$) zu berücksichtigen (**Bild 37**)

$$\Delta h_M = \sum \Delta h_i + \Delta h_E + \Delta h_A = \sum \Delta h_i + \sum \Delta h_G. \qquad (69)$$

Die Dissipation in den Gehäusen (Index G) folgt aus Gl. (16) bei Vernachlässigung der Änderung der potentiellen Energien $g\,\Delta z_G = 0$

$$j_G = \Delta h_G - y_G = -\left(\frac{c_a^2}{2} - \frac{c_e^2}{2}\right) - y_G.$$

Bei kleinen Dichteänderungen gilt $y_G \cong (p_a - p_e)/\bar{\varrho}$. $c_a^2/2 \cong (p_{at} - p_a)/\bar{\varrho}$ und $c_e^2/2 \cong (p_{et} - p_e)/\bar{\varrho}$ (mit t für den Totalzustand). Dann folgt

$$j_G \cong -\frac{p_{at} - p_{et}}{\bar{\varrho}} = -\frac{\Delta p_{tG}}{\bar{\varrho}},\ \Delta s_G \cong \frac{1}{T}\cdot j_G = -\frac{1}{T}\cdot\frac{\Delta p_{tG}}{\bar{\varrho}} \qquad (70)$$

und $\Delta p_G = \bar{\varrho}\cdot\Delta h_G + \Delta p_{tG}$.

Entsprechend gilt dann auch

$$\Delta s_M = \sum \Delta s_i + \sum \Delta s_G,\ \ \Delta p_M = \sum \Delta p_i + \sum \Delta p_G \text{ und}$$
$$y_{\Sigma M} = \sum y_i + \sum y_G \cong y_M, \qquad (71)$$

wobei durch $y_{\Sigma M}$ angedeutet wird (s. **R 1.5.1**), daß als Integrationsweg die Aneinanderreihung der einzelnen Zustandsänderungen gewählt wurde. Dieser Weg kann näherungsweise als y_M für eine Polytrope durch Ein- und Austrittszustand ersetzt werden.

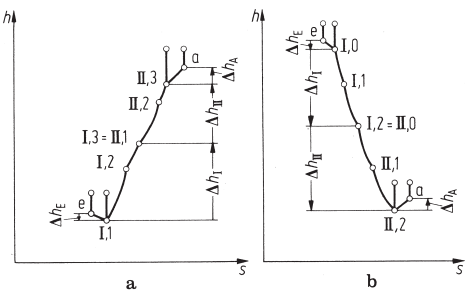


Bild 37 a, b. Zustandsänderung in der Maschine. **a** Zweistufiger Verdichter; **b** zweistufige Turbine

1.6.2 Maschinenkenngrößen
Overall machine performance parameters

Sie sind analog zu den Stufen-Kenngrößen definiert, aber auf andere Durchfluß- und Umfangs-Geschwindigkeiten bezogen, um dafür nur ein Längenmaß und ein Maß für die Drehbewegung zu verwenden. Da sich strenggenommen alle Kenngrößen nur auf geometrisch ähnliche Maschinen übertragen lassen, genügen die beiden Bezugsgrößen, wenn sie nur in gleicher Art für die ganze Familie verwendet werden.

Bezugsgrößen. Für die Länge ist es der größte Durchmesser D_B des Rotors (des Laufgitters), für die Drehbewegung die Umfangsgeschwindigkeit

$$u_B = \pi n D_B. \qquad (72)$$

Für die fiktive Durchfluß-Geschwindigkeit wird der Volumenstrom $\dot{V} = \dot{m}/\varrho$ auf den gesamten Querschnitt $\pi D_B^2/4$ bezogen:

$$c_D \equiv 4\dot{V}/(\pi D_B^2). \qquad (73)$$

Enthalpie-Kenngröße. Mit der Enthalpiedifferenz für die Maschine Δh_M (Gl. (69)) und der Umfangsgeschwindigkeit (Gl. (72)) ergibt sich

$$\psi_{hM} \equiv \frac{\Delta h_M}{u_B^2/2} = \frac{2\Delta h_M}{\pi^2 n^2 D_B^2}. \qquad (74)$$

Druck-Kenngröße. Die Strömungsarbeit y_M (Gl. (71)) wird ebenso bezogen

$$\psi_{yM} \equiv \frac{y_M}{u_B^2/2} = \frac{2y_M}{\pi^2 n^2 D_B^2}. \qquad (75)$$

Wirkungsgrad. Für einen Verdichter bzw. eine Turbine gilt:

$$\eta_{MV} = y_M/\Delta h_M = \psi_{yM}/\psi_{hM},$$
$$\eta_{MT} = \Delta h_M/y_M = \psi_{hM}/\psi_{yM}. \qquad (76)$$

Durchfluß-Kenngröße. Sie ist das Verhältnis der fiktiven Durchflußgeschwindigkeit (Gl. (73)) zur Umfangsgeschwindigkeit (Gl. (72))

$$\varphi_M \equiv \frac{c_D}{u_B} = \frac{4\dot{V}}{\pi^2 n D_B^3}. \qquad (77)$$

Schluck-Kenngröße

$$\mu_M \equiv \frac{\varphi_M}{\sqrt{\psi_{yM}}} = \frac{4\dot{V}}{\pi D_B^2\sqrt{2y_M}}. \qquad (78)$$

Momenten-Kenngröße

$$\tau_M \equiv \frac{\psi_{hM}}{\varphi_M} = \frac{1}{2}\cdot\frac{\Delta h_M D_B}{n\dot{V}} = \frac{\Delta h_M \dot{m}}{\omega}\cdot\frac{\pi D_B}{\varrho\dot{V}^2} = M\frac{\pi D_B}{\varrho\dot{V}^2}. \qquad (79)$$

Reibungseinfluß. Die neben Turbulenzgrad und Oberflächenbeschaffenheit maßgebende Reynoldszahl wird mit der Umfangsgeschwindigkeit (Gl. (72)) definiert

$$Re_M = u_B D_B \varrho/\mu. \qquad (80)$$

Kompressibilitätseinfluß. Die Machzahl wird ebenfalls mit der Umfangsgeschwindigkeit (Gl. (72)) gebildet

$$Ma_M = u_B/c_s. \qquad (81)$$

Sie und die Eigenschaften des Fluids sind die Einflußgrößen der Kompressibilität (s. **R 1.4.6**).

Ähnlichkeitsbedingungen. Analog zu den Kenngrößen für Gitter (Gl. (40)) gilt auch für die Maschinenkenngrößen

$$\psi_{hM} = \psi_{hM}(\varphi_M, Re_M, Tu, Ma_M, k, \alpha, \beta, \textit{geom. Größenverh.}).$$

Von den gleichen Kenngrößen hängen auch ψ_{yM}, η_M, μ_M und τ_M ab.

1.6.3 Wahl der Bauweise. Selection of machine type

Mit den verschiedenen Maschinenbauarten lassen sich jeweils nur bestimmte Bereiche der Kenngrößen erreichen. Zur Auswahl der zweckmäßigen Bauart werden die Kenngrößen folgendermaßen umgeformt. In den Kenngrößen ψ_{yM} (Gl. (75)) und φ_M (Gl. (77)) kommen jeweils beide noch unbekannten Größen D_B und n vor, die die Maschine charakterisieren, während nur jeweils eine der beiden Größen y_M und $\dot{V}$ enthalten ist, die durch die Aufgabe vorgegeben sind.
Zur Wahl der Bauweise wäre es einfacher, je eine Kenngröße für die beiden Unbekannten n und D_B zu haben, wobei in jeder die durch die Aufgabe gegebenen Größen y_M und $\dot{V}$ vorkommen können. Deswegen werden die beiden Kenngrößen ψ_{yM} und φ_M durch zwei aus ihnen zweckmäßig gebildeten Potenzprodukten ersetzt.

Spezifische Drehzahl. Die Forderung, es solle nur n, nicht aber D_B vorkommen, würde mit den Gln. (75) und (77) das Potenzprodukt $\varphi_M/|\psi_{yM}|^{3/2}$ erfüllen; soll die Drehzahl in der ersten Potenz enthalten sein, so ist aus diesem Verhältnis die Wurzel zu ziehen:

$$\sigma_M \equiv \frac{|\varphi_M|^{1/2}}{|\psi_{yM}|^{3/4}} = \frac{n\sqrt{\dot{V}}}{|y_M|^{3/4}}(2\pi^2)^{1/4}. \tag{82}$$

Spezifischer Durchmesser. Das Potenzprodukt ψ_{yM}/φ_M^2 gemäß den Gln. (75) und (77) enthält die Drehzahl nicht; daraus ist die vierte Wurzel zu ziehen, um den Bezugsdurchmesser D_B in der ersten Potenz stehen zu lassen

$$\delta_M \equiv \frac{|\psi_{yM}|^{1/4}}{|\varphi_M|^{1/2}} = \frac{D_B|y_M|^{1/4}}{\sqrt{\dot{V}}}\left(\frac{\pi^2}{8}\right)^{1/4}. \tag{83}$$

Cordier-Diagramm. Für einstufige Verdichter und Turbinen lassen sich σ_M und δ_M eindeutig einander zuordnen (**Bild 38**); dazu dürfen nur Maschinen mit den unter den jeweiligen Verhältnissen besten aus Rechnung oder Messung erreichbaren Wirkungsgraden herangezogen werden, Optimalpunkte in den **Bildern 32** und **36**. Ist neben dem Volumenstrom $\dot{V}$ und der Strömungsarbeit y eine der beiden Größen n oder D_B vorgegeben, so läßt sich eine der beiden Kenngrößen berechnen, die andere folgt aus **Bild 38** und damit die andere Auslegungsgröße [53].

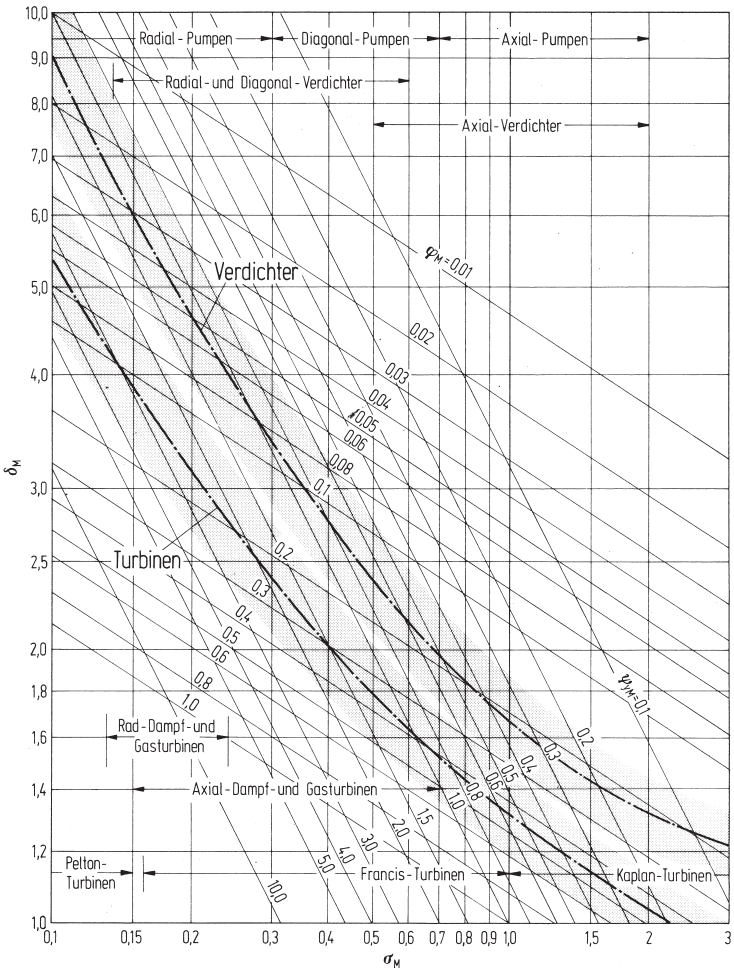


Bild 38. Durchmesser-Kenngröße δ_M in Funktion der spezifischen Drehzahl σ_M für einstufige Turbomaschinen (Cordier-Diagramm)

Zusätzlich sind Netze mit Linien konstanter Druck- ψ_{yM} und Durchfluß-Kenngröße φ_M eingetragen. Außerdem sind den einzelnen Bereichen von σ_M oder δ_M bestimmte Bauweisen (axial, diagonal, radial) zugeordnet, mit denen ein guter Wirkungsgrad zu erzielen ist.

Mehrstufige Maschinen. Hier sind keine so einfachen Zusammenhänge zu finden, da hier die Stufenzahl als zusätzlicher Parameter hinzutritt; durch Hintereinanderreihung mehrerer Stufen lassen sich die für die Stufen und die Gehäuse aufsummierten Strömungsarbeiten für alle Bauweisen in einem weiten Bereich ändern. Nur bei Umrechnung vielstufiger Maschinen in einstufige lassen sich diese in den gleichen Zusammenhang einordnen. Hierbei spielen die Zustandsänderungen in den Gehäusen bei Maschinen mit sehr vielen Stufen nur eine untergeordnete Rolle.

1.7 Betriebsverhalten und Regelmöglichkeiten
Operational behaviour and control

1.7.1 Maschinencharakteristiken
Machine performance characteristics

Turbomaschinen können nicht immer unter den Auslegungsbedingungen betrieben werden, Eintrittszustand und Austrittsdruck stellen sich nach dem Gleichgewicht zwischen Maschine und Anlage ein. Dies wird durch Eingriffe sowohl in die Anlage, wie auch in die Maschine beeinflußt. Solche Eingriffe können auf der Anlagenseite z. B. durch unterschiedliche Entnahme aus Wasser- oder Luftspeicherbehältern, durch Öffnen oder Schließen von Drossel- oder Beipaßventilen, durch Verstellen der Feuerung von Dampfkesseln oder von Gasturbinenbrennkammern geschehen; Beispiele für Eingriffe an der Maschine sind: Ändern der Drehzahl, Verstellen der Schaufeln (s. **R 1.7.3–R 1.7.6**). Maschine und Anlage üben also eine gegenseitige Wechselwirkung aufeinander aus, die für den Betriebspunkt maßgebend ist.

Dimensionslose Charakteristiken. Sie geben die Eigenschaften bei allen möglichen Betriebspunkten der Maschine an, **Bild 39**. Üblicherweise werden sie als Verknüpfungen zwischen ψ_{hM} und φ_M oder π_M und φ_M bei bestimmten Werten von Ma_M und Re_M und für ein bestimmtes Fluid angegeben (s. **R 1.6.2**). Ein auf ihnen gelegener Punkt enthält zwar alle dazu ähnlichen Betriebspunkte, von Punkt zu Punkt verzerren sich jedoch die Geschwindigkeitsdreiecke, und damit ändern sich die Kenngrößen und ihre Beziehungen zueinander.

Beispiel: Ein vielstufiger Verdichter muß einen kleineren Volumenfluß fördern als bei der Auslegung vorgesehen. Im ersten Laufgitter (**Bild 30 b**) hat die kleinere Geschwindigkeit c_1 bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit also auch kleinerem Verhältnis c_1/u einen größeren Zuströmwinkel β_1 mit größerem Umlenkungswinkel $\Delta\beta$ und Verzögerungs-Verhältnis zur Folge.

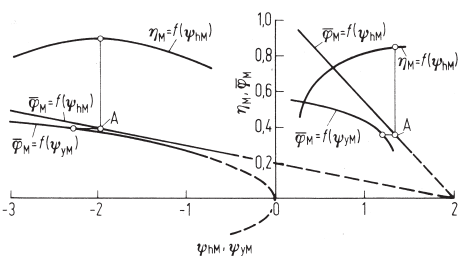


Bild 39. Maschinencharakteristiken (idealisiert) (für bestimmte Werte von Re_u, Ma_u, k, α, β). Verdichter $\psi_{hM} < 0$, A Auslegungspunkt

Größere Verzögerung bedeutet größere Enthalpiezunahme, höhere Dichtesteigerung und deshalb Geschwindigkeitsabnahme, die sich in den folgenden Gittern in zunehmendem Maß bemerkbar machen. Dadurch verschieben sich auch die Betriebspunkte zunehmend von Gitter zu Gitter auf ihren Charakteristiken (**Bild 21**), und größere Verluste entstehen. Für die Maschine hat die Volumenfluß- bzw. φ_M-Abnahme eine ψ_{hM}-Steigerung und einen Wirkungsgradabfall zum Ergebnis. Die Maschinencharakteristiken müssen deshalb von Gitter zu Gitter gerechnet oder an Modell- bzw. ausgeführten Maschinen gemessen werden. Trotzdem lassen sich unter vereinfachenden Annahmen für die Maschinencharakteristiken einige grundsätzliche Tendenzen angeben.

Stufe. Für einen Verdichter bzw. eine Turbine folgt aus den Gln. (52) bzw. (53) mit $c_{u2} = w_{u2} + u_2$, $w_{u2} = \cot\beta_2 w_{m2}$, $c_{u1} = \cot\alpha_1 c_{m1}$ die Enthalpie-Kenngröße:

$$\psi_h = 2\left[1 + \varphi_2\left(\cot\beta_2 - \cot\alpha_1 \frac{u_1}{u_2}\frac{\varphi_1}{\varphi_2}\right)\right] - \frac{\Delta(c^2)}{u_2^2}. \qquad (84)$$

Bei einer nicht zu großen Verschiebung des Betriebspunkts sind β_2, α_1, $\varphi_1/\varphi_2 = c_{m1}/c_{m2}$ und u_1/u_2 nahezu konstant und $\Delta c^2 \cong 0$. Damit folgt aus Gl. (84) $\psi_h = 2 + \varphi_2 K$. Die negative Konstante K ist klein für Turbinen und groß für Verdichterstufen. In einer radialen Verdichterstufe ist bei $\alpha_1 = 90°$ und $\beta_2 = 90°$, d. h. bei rein radialer Abströmung $K = 0$ und $\psi_h = 2$.

Maschine. Für eine vielstufige Maschine ergibt sich eine ähnliche (ψ_{hM}, $\bar{\varphi}_M$)-Charakteristik (**Bild 39**), wenn in $\bar{\varphi}_M$ das zwischen Eintritt und Austritt gemittelte Fördervolumen eingesetzt wird.
Der Wirkungsgrad η_M fällt i. allg. bei Abweichung vom Auslegungspunkt (mit dem besten Wirkungsgrad) und damit anderen Anströmrichtungen zu den Gittern.
Mit dem Verlauf von $\bar{\varphi}_M = f(\psi_{hM})$ und von $\eta_M = f(\psi_{hM})$ ist auch der Verlauf von $\bar{\varphi}_M = f(\psi_{yM})$ gegeben.
Die gemessenen Charakteristiken eines zwölfstufigen Axialverdichters (**Bild 40**) bestätigen das unter vereinfachenden Annahmen bestimmte Verhalten.

Anfahren. Das hierbei wichtige Drehmomentenverhalten wird durch die Momenten-Kenngröße τ_M nach Gl. (79) und durch das Drehzahl-Durchflußverhältnis $1/\bar{\varphi}_M$, den Kehrwert der Durchfluß-Kenngröße $\bar{\varphi}_M$ nach Gl. (77) dargestellt.
Unter den vereinfachenden Annahmen (**Bild 41**) gilt

$$\tau_M = \frac{2}{\bar{\varphi}_M} - K. \qquad (85)$$

Das Steigungsmaß der Drehmomenten-Charakteristik ist

$$\tan\bar{\alpha} = \frac{\Delta(1/\bar{\varphi}_M)}{\Delta\tau} = \frac{1}{2}.$$

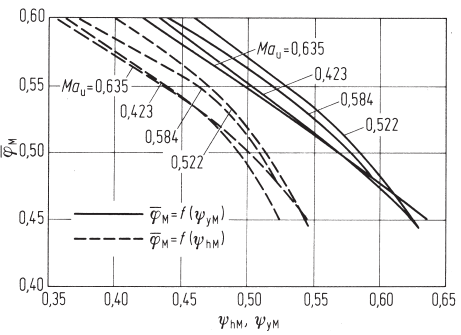


Bild 40. Maschinencharakteristik eines zwölfstufigen Axialverdichters

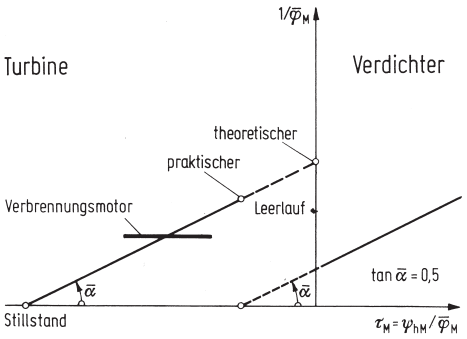


Bild 41. Drehmomentenkennlinie (für bestimmte Werte von Re_u, Ma_u, k, α, β)

Der Vergleich der Drehmomenten-Charakteristik für Turbinen mit der von Verbrennungsmotoren zeigt die viel größere Flexibilität der Turbine: Bei Stillstand $1/\bar{\varphi}_M = u/\bar{c}_D = 0$ ist die Momenten-Kenngröße und das Drehmoment selbst am größten und fällt mit steigender Drehzahl ab.

1.7.2 Instabiler Betriebsbereich bei Verdichtern
Unstable operation of compressors

Wird bei Verdichtern der Betriebspunkt bei gleichbleibender Drehzahl mit steigendem Austrittsdruck in das Gebiet kleineren Volumenstroms verschoben, so werden die relativen Zuströmwinkel β_1 zu den einzelnen Gittern immer größer (s. **R 1.7.1**). Die Strömung wird dann von den Gittern entsprechend stärker umgelenkt, bis sie sich von den Schaufeln ablöst, weil die kinetische Energie in der Grenzschicht nicht ausreicht, um dem Druckanstieg zu folgen.
Hat sich die Strömung an nebeneinanderliegenden Schaufeln abgelöst, so ist hier der Durchfluß geringer. Das hat zunächst eine stabilisierende Wirkung auf die anderen Bereiche. So können sich abgelöste Zonen bilden, die umlaufen (rotating stall s. **R 7.4**).
Bei weiterem Anstieg des Austrittsdruckes tritt periodisch Rückströmung im ganzen Querschnitt auf, was Pumpen (surge) genannt wird. Ihr Einsetzen und ihre Frequenz hängt vom Verdichter und der Anlage ab.
Sowohl umlaufende Ablösungen wie erst recht Pumpstöße sind zu vermeiden, weil dadurch die Beschaufelung gefährdet wird. Die Strömungsarbeit für einen Verdichter läßt sich bei gleicher Drehzahl i. allg. nicht wesentlich über ihren Auslegungswert steigern.

1.7.3 Anlagencharakteristik
Plant performance characteristics

Für jede Anlage stehen die Druckdifferenz zwischen den beiden Trennstellen i und k von Anlage und Maschine und der Volumenstrom in einem bestimmten Zusammenhang (Charakteristik). Hierauf kann gegebenenfalls auch durch Regeleingriffe eingewirkt werden (s. **R 1.7.5** und **R 1.7.6**).

Quadratischer Widerstand. Es gibt Anlagen mit einem Widerstand, der proportional zum Quadrat des Volumenstroms ist: $y_A \sim \dot{V}^2$ oder $y_A/\dot{V}^2 = k_1$.

Beispiel: Gitterwindkanal (**Bild 42**). Die Anlagencharakteristik (mit Index A) ergibt sich analog zu den Maschinenkenngrößen nach den Gln. (75) und (77) durch Bezug der Anlagegrößen auf mit der Maschinendrehzahl gebildete Bezugsgrößen.

$$\psi_{yA} \sim y_A/n^2 = k_1(\dot{V}_k + \dot{V}_i)^2/4n^2 = k_1\bar{\dot{V}}_A^2/n^2 \sim k_1\bar{\varphi}_A^2. \qquad (86)$$

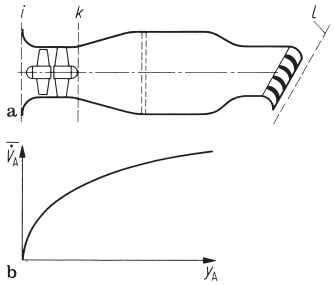


Bild 42a, b. Quadratischer Anlagenwiderstand. **a** Gitter-Windkanal; **b** Kennlinie

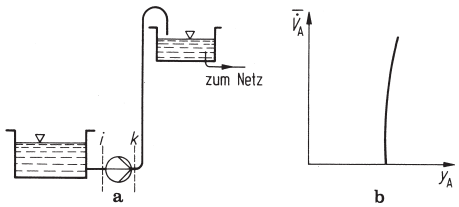


Bild 43a, b. Konstanter Anlagenwiderstand. **a** Wasserspeicher-Pumpe; **b** Kennlinie

Diese Beziehung zwischen den Anlage-Kenngrößen ψ_{yA} und $\bar{\varphi}_A$ hängt nur von dem Widerstandskoeffizienten k_1 ab. Für eine bestimmte Anlage gibt es nur eine Charakteristik.

Konstanter Widerstand. Es gibt Anlagen mit einem Widerstand, der vom Volumenstrom nahezu unabhängig ist $y_A \cong k_2$.

Beispiel: Von einer Wasserspeicherpumpe (**Bild 43**) ist bei gleichen Spiegelhöhen hauptsächlich die hydrostatische Druckdifferenz aufzubringen, während der Reibungswiderstand der Leitung bei entsprechender Dimensionierung eine untergeordnete Rolle spielt. Als Anlagencharakteristik ergibt sich in diesem Fall näherungsweise

$$\psi_{yA} \sim y_A/n^2 = k_2/n^2 \sim k_2\varphi_A^2/\dot{V}^2. \qquad (87)$$

Die Anlagencharakteristik mit den Anlage-Kenngrößen ψ_{yA} und φ_A ist in diesem Fall noch von den absoluten Größen Drehzahl oder Volumenfluß abhängig. Die Anlagencharakteristik hängt deshalb von einer dieser Größen ab.

1.7.4 Zusammenarbeit von Maschine und Anlage
Matching of machine and plant

An den Trennstellen zwischen Maschine und Anlage müssen jedenfalls gleiche Zustände und Fluidströme herrschen:

$$\begin{aligned} y_A &= y_M, \quad & \psi_{yA} &= \psi_{yM}, \\ \dot{V}_A &= \dot{V}_M, \quad & \varphi_A &= \varphi_M. \end{aligned} \qquad (88)$$

Der Betriebspunkt muß sowohl auf der Maschinencharakteristik wie auch auf der Anlagencharakteristik liegen, also im Schnittpunkt der beiden.

Ähnliche Betriebspunkte. Bei quadratischem Widerstand mit nur einer Anlagencharakteristik ändert sich bei Drehzahlregelung der Betriebspunkt A in **Bild 44** in der dimensionslosen Darstellung nicht. Dann sind mit guter Näherung die Dreiecke der normierten Geschwindigkeiten und auch der Wirkungsgrad gleich. Bei gleichen Werten der Kenngrößen stellen sich jedoch unterschiedliche Werte der absoluten Größen ein: $y \sim n^2$ und $\dot{V} \sim n$.

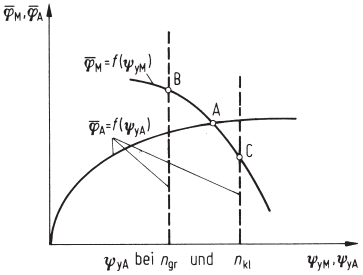


Bild 44. Zusammenwirken Maschine und Anlage; ausgezogen: quadratischer (Betriebspunkt A), gestrichelt: konstanter Widerstand (Betriebspunkte B u. C) bei konstanter Drehzahl in beiden Fällen

Unähnliche Betriebspunkte. Bei annähernd konstantem Widerstand ergeben sich je nach Drehzahl oder Volumenstrom unterschiedliche Anlagencharakteristiken und damit bei Drehzahlregelung unterschiedliche Schnittpunkte mit der Maschinencharakteristik B und C in **Bild 44**. Mit der Verschiebung des Betriebspunkts auf der Maschinencharakteristik ergeben sich unterschiedliche Dreiecke der normierten Geschwindigkeiten und unterschiedliche Wirkungsgrade.

1.7.5 Regelung von Verdichtern. Control of compressors

Bei Verdichtern sind als Regelgrößen der Förderstrom, der Gegendruck und der Saugdruck üblich. Als Stellgrößen werden die Drehzahl sowie die Stellung von Leitschaufeln, von Drosselklappen in der Saug- und Förderleitung und von Beipaßventilen verwendet. Die wichtigste Störgröße ist der Förderstrom, s. **R 7.4** und **X 5**.

Drehzahländerung. Es ändern sich im dargestellten Fall eines Verbrauchers mit quadratischem Widerstand weder die Maschinen- $\bar{\varphi}_M = f(\psi_{yM})$ und $\bar{\varphi}_M = f(\psi_{hM})$ noch die Verbrauchercharakteristiken $\bar{\varphi}_A = f(\psi_{yA})$, **Bild 45 a**. Der Schnittpunkt bleibt bestehen; der Förderstrom wird durch Einwirkung auf die Drehzahl und damit die Bezugsgröße Umfangsgeschwindigkeit geregelt, wodurch sich auch die anderen absoluten Größen ändern.

Leitschaufelverstellung. Hiermit werden mit dem Schaufelwinkel (Gl. (84)) die Maschinencharakteristiken $\bar{\varphi}_M = f(\psi_{hM})$ und $\bar{\varphi}_M = f(\psi_{yM})$ (**Bild 45 b**) geändert. Damit verschiebt sich auch ihr Schnittpunkt mit der Verbraucherkennlinie $\bar{\varphi}_A = f(\psi_{yA})$.

Drossel- und Beipaß-Betrieb. Hierbei werden die Verbraucherkennlinien $\bar{\varphi}_A = f(\psi_{yA})$ (**Bild 45 c, d**) verschoben. Dabei ist darauf zu achten, daß für den Verbraucher erst die Strömungsarbeit bzw. der Förderstrom hinter dem Stellglied zur Verfügung stehen.

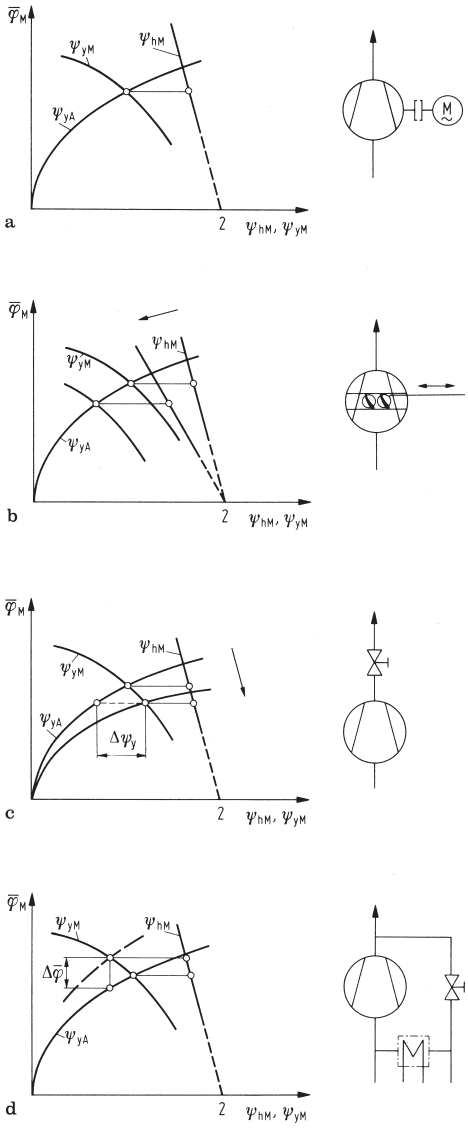


Bild 45 a–d. Verdichterregelung mit Stellgrößen. **a** Drehzahl; **b** Leitschaufelstellung, in Pfeilrichtung schließen; **c** Drosselventil, $\Delta\psi_y$ Drosselwirkung; **d** Beipaß, $\Delta\varphi$ beigepaßter Volumenstrom

1.7.6 Regelung von Turbinen. Control of turbines

Regelgrößen sind Fluidstrom, Zustand vor der Turbine, Gegendruck und Drehzahl, soweit diese nicht durch die angetriebene Arbeitsmaschine, z. B. Synchrongenerator, festgelegt ist. Üblichste Störgröße ist die Belastung der Arbeitsmaschine.

Gleitdruck-Betrieb. Da Turbinen ohne Eingriffe näherungsweise bei konstanter Schluckkenngröße nach Gl. (78) $\dot{V} \sim \sqrt{y_M}$ arbeiten, besteht die Möglichkeit, mit der Anlage den Druck zu erzeugen, der dem gewünschten Volumenstrom entspricht (z. B. Gleitdruckverfahren bei Dampfturbinen).

Temperatur-Verfahren. Die von der Turbine geforderte Leistung wird über die Temperatur am Turbineneintritt bestimmt (Beispiel Gasturbine), wobei sich der Druck den Maschinencharakteristiken von Verdichter und Turbine entsprechend ebenfalls ändert.

Düsengruppen-Verfahren. Es wird der dem Fluid im ersten Leitkranz zur Verfügung gestellte Querschnitt dadurch geändert, daß ein Teil der parallelen Zuflüsse abgesperrt wird (Teilbeaufschlagung). Dabei sinkt der Druck nach der Regelstufe, weil die nachfolgende vollbeaufschlagte Beschaufelungsgruppe ihrer Charakteristik entsprechend bei kleinerem Durchfluß auch nur ein kleineres Gefälle verarbeiten kann.

1.8 Beanspruchung und Festigkeit der wichtigsten Bauteile. Stresses and strength of main components

Die Bauteile von Strömungsmaschinen werden durch folgende äußere Kräfte und innere Spannungen beansprucht:

Zentrifugalkräfte. Sie wirken in allen drehenden Teilen in radialer Richtung. Dabei kommt es nicht nur auf die Masseverteilung des Rotorkörpers, sondern auch auf die an ihm befestigten Schaufeln, Deckplatten, -bänder, -scheiben, Dämpfungs- und Bindeelemente zwischen den Schaufeln an.

Strömungskräfte. Die senkrecht auf jedem Oberflächenelement der Schaufeln stehenden Druckkräfte und die wesentlich kleineren in Strömungsrichtung an der Oberfläche wirkenden Schubkräfte ergeben eine resultierende Schaufelkraft, die auch als Reaktion auf die Umlenkung der Strömung aufgefaßt werden kann. Sowohl Lauf- wie auch Leitschaufeln werden durch sie beansprucht, wenn auch nur die Umfangskomponente der an den Laufschaufeln wirkenden Strömungskraft zur Umwandlung von oder in mechanische Arbeit beiträgt. Schaufelkräfte und -momente müssen vom die Schaufeln aufnehmenden Schaufelträger bzw. Rotor übertragen werden. Die Strömungskräfte wirken nicht nur stationär, sondern enthalten periodisch sich ändernde Anteile; dadurch können Schaufeln zu Schwingungen erregt werden.

Druckkräfte. Auch andere Bauteile werden durch Kräfte als Folge ungleicher Drücke, die auf ihre Oberfläche wirken, beansprucht. Solche treten z. B. bei Gehäusen durch den Innendruck des Arbeitsfluids und den atmosphärischen Außendruck auf; aber auch infolge der Druckänderung des Arbeitsfluids in der Maschine werden auf Rotor und Gehäuse Kräfte ausgeübt.

Gewichts-, statische und dynamische Stützkräfte. Die infolge des Eigengewichts auftretenden Kräfte müssen für das Gehäuse über Abstützungen und für den Rotor über Lager und deren Abstützungen in das Fundament geleitet werden. Durch die Abstützungen des Gehäuses ist auch das auf die Leitschaufeln ausgeübte Drehmoment aufzunehmen. Von den Lagern werden nicht nur die Kräfte infolge des Rotorgewichts, sondern auch die dynamischen Kräfte z. B. infolge von Restunwuchten, thermischen Verkrümmungen oder infolge anderer dynamischer Erregungen übertragen. Die Abstützungen der Lager werden zusätzlich durch das Lagerreibungsmoment belastet.

Thermische Beanspruchung. Mit der Temperatur des Arbeitsfluids wird in thermischen Maschinen auch die Temperatur der Bauteile angehoben. Dadurch werden nicht nur die Festigkeitseigenschaften der Werkstoffe beeinflußt, sondern bei ungleicher Temperaturverteilung treten innere thermische Spannungen auf.

Spannungen. Welche Spannungen im Bauteil durch die aufgezählten Beanspruchungen hervorgerufen werden, hängt von ihrer Form und ihrer Lage zur beanspruchenden Kraft, von ihrer Temperaturverteilung und auch von den Werkstoffeigenschaften ab. Ihre Berechnung erfolgt nach **C 1.1** und **C 3.** Hier seien nur die Zusammenhänge für einige typische Formen von Strömungsmaschinen-Bauteilen zusammengestellt.

1.8.1 Rotierende Scheibe, rotierender Zylinder
Rotating disc, rotating cylinder

In einer rotierenden Scheibe (s. **C 6.3.2**) herrscht ein ebener Spannungszustand, wenn ihre Dicke überall so gering ist, daß sich keine Spannungen in axialer Richtung ausbilden können. Radial- σ_r und Tangentialspannungen σ_t folgen der Differentialgleichung

$$r\frac{\mathrm{d}\sigma_r}{\mathrm{d}r}+\sigma_r\frac{r}{y}\frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}r}+\sigma_r-\sigma_t+\varrho(r\omega)^2=0, \tag{89}$$

wobei r der Radius des betrachteten Elements und y die Breite der Scheibe an dieser Stelle ist. Bei elastischem Verhalten des Werkstoffs gilt auch die Differentialgleichung

$$r\left(\frac{\mathrm{d}\sigma_t}{\mathrm{d}r}-\nu\frac{\mathrm{d}\sigma_r}{\mathrm{d}r}\right)+(1+\nu)(\sigma_t-\sigma_r)=0. \tag{90}$$

Dabei ist ν das Querkontraktionsverhältnis.
Als Randbedingung am äußeren Umfang ist die Scheibe durch den Schaufelkranz belastet. Bei aufgezogenen Scheiben herrschen am inneren Rand die dort aufgebrachten Schrumpfspannungen. Bei ungelochten Scheiben gehen im Zentrum Radial- und Tangentialspannungen ineinander über. Nach dem Querschnittsverlauf lassen sich folgende Spezialfälle unterscheiden:

Scheibe gleicher Dicke In diesem Fall ist $\mathrm{d}y/\mathrm{d}r=0$,

$$\begin{aligned}\sigma_r&=\sigma_{ra}-\frac{r_i^2}{r^2}\frac{r_a^2-r^2}{r_a^2-r_i^2}(\sigma_{ra}-\sigma_{ri})\\&\quad+\frac{3+\nu}{8}\left(1-\frac{r^2}{r_a^2}\right)\left(1-\frac{r_i^2}{r^2}\right)\varrho u_a^2,\\\sigma_t&=\sigma_{ra}+\frac{r_i^2}{r^2}\frac{r_a^2+r^2}{r_a^2-r_i^2}(\sigma_{ra}-\sigma_{ri})\\&\quad+\frac{3+\nu}{8}\left(1+\frac{r_i^2}{r_a^2}+\frac{r_i^2}{r^2}-\frac{1+3\nu}{3+\nu}\frac{r^2}{r_a^2}\right)\varrho u_a^2.\end{aligned} \tag{91}$$

Hierin bedeuten r_a Außenradius der Scheibe, r_i Innenradius der Scheibe, σ_{ra} Radialspannung am Außenrand der Scheibe, σ_{ri} Radialspannung am Innenrand der Scheibe, ν Querkontraktionsverhältnis.
In der gelochten Scheibe ist die Spannung am Lochrand am größten, in der ungelochten Scheibe ($r_i=0$) erreicht sie im Zentrum ($r=0$) ihr Maximum. Hier sind Normal- und Tangentialspannung einander gleich.

$$\sigma_t=\sigma_r=\sigma_{ra}+\frac{3+\nu}{8}\varrho u_a^2.$$

Sie ist wesentlich kleiner als die Tangentialspannung am Lochrand einer gelochten, aber sonst gleichen Scheibe.
Ein beschaufelter Kranz überträgt auf eine Scheibe eine Radialspannung, die nach Gl. (91) auch eine Erhöhung der Tangentialspannung am Rand zur Folge hat. Die Anschlußbedingung für den Kranz auf der Scheibe [58] lautet

$$\begin{aligned}\sigma_{ta}=\frac{r_K}{r_a}&\left(\frac{\Sigma F_s}{2\pi\alpha a_K}+\frac{a_K\varrho u_K^2}{\alpha a_K}\right)\\&+\left[\nu\left(1-\frac{y_a}{y_k}\right)-\frac{r_K y_a}{\alpha a_K}\right]\sigma_{ra}.\end{aligned} \tag{92}$$

Darin bedeuten für den Kranz r_K Schwerpunktradius, u_K Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunkt, a_K Querschnitt mit Schaufelfüßen und Zwischenstücken, α Querschnittsanteil, der Umfangsspannungen überträgt und y_K Breite. F_S ist die Radialkraft der Schaufelblätter, **Bild 46**.

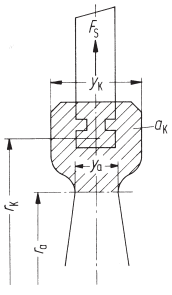


Bild 46. Fliehkraftbeanspruchung durch Radkranz. a_K Querschnitt mit Schaufelfüßen und Zwischenstücken, r_K Schwerpunktradius, y_K Kranzbreite, F_S Fliehkraft der Schaufelblätter

Scheibe gleicher Festigkeit. Zur optimalen Werkstoffausnutzung wird gefordert: $\sigma_r = \sigma_t = \sigma = \text{const}$ (s. **C 6.3.3**). Aus Gl. (89) folgt damit für die Scheibenkontur

$$y = y_a \exp[\varrho\omega^2(r_a^2 - r^2)/(2\sigma)]. \quad (93)$$

Kegelige Scheibe. Für ihre Kontur gilt: $y = y_0(1 - r/R)$. Hierin ist R Radius der (gelochten) Kegelspitze; y_0 (gedachte) Scheibendicke für $r = 0$. Für den praktischen Gebrauch werden hier die Kurventafeln in [58, 59] empfohlen.

Scheiben mit beliebigem Querschnittsverlauf. Jeder Querschnittsverlauf läßt sich durch Aufteilen der Scheibe in kegelige Ringe beliebig genau annähern. Der Spannungsverlauf in den einzelnen Teilringen ist mit den vorgenannten Tafeln mit genügender Genauigkeit zu bestimmen.

Rotierende Zylinder. Sie sind aus Scheiben gleicher Dicke zusammengesetzt zu denken. Nur sind hier die für Scheiben vernachlässigbaren Axialspannungen zu berücksichtigen; denn bei größerer Länge des Zylinders erzeugen die radialen und tangentialen Spannungen über die Querkontraktion auch axiale Spannungen. Diese hängen ohne eine von außen eingeleitete Axialkraft nur von den beiden anderen Normalspannungskomponenten ab (s. **C 6.3.5**). Die Gln. (91) gelten auch für rotierende Zylinder, wenn darin die Koeffizienten $(3 + \nu)/8$ durch $[3 + \nu/(1 - \nu)]/8$ und $(1 + 3\nu)/(3 + \nu)$ durch $(1 + 2\nu)/(3 - 2\nu)$ ersetzt werden [58].
Die Axialspannung σ_z folgt aus

$$\sigma_z = \nu\left[(\sigma_t + \sigma_r) - \frac{2}{r_a^2 - r_i^2}\int(\sigma_t + \sigma_r) r\,\mathrm{d}n\right].$$

Hohlzylinder (Trommel). Hier ist die Radialspannung an der freien inneren Begrenzung $\sigma_{ri} = 0$.

Vollzylinder. In seinem Zentrum ist wieder $\sigma_r = \sigma_t$. Zusätzlich durch äußere Axialkräfte eingeleitete Axialspannungen dürfen überlagert werden.

Spezielle Rotorformen. Lassen sich diese auch nicht näherungsweise durch die behandelten Formen ersetzen, sind Verfahren mit finiten Elementen zu empfehlen. Dies gilt auch für die Scheiben von Radialrädern, die einseitig durch die Schaufeln auf Biegung beansprucht werden [54–57].

1.8.2 Durchbiegung, kritische Drehzahlen von Rotoren
Deflection, critical speeds of rotors

Bei größerem Lagerabstand und einem biegeweichen Rotor ist die statische Durchbiegung möglichst klein zu halten, damit sich die Spiele an den Schaufeln und in den Dichtungen entsprechend klein einstellen lassen.
Mit der Durchbiegung hängen die biegekritischen Drehzahlen zusammen (s. **O 2.7.3**). Da sich fertigungsbedingte Exzentrizitäten durch Wuchten (s. **O 2.5.4**) nicht restlos beseitigen lassen, liegt der Schwerpunkt etwas exzentrisch zur Rotorachse und lenkt das umlaufende System aus. Die Ausschläge sind bei den biegekritischen Drehzahlen am größten, die mit den Eigenfrequenzen der Biegeschwingungen des Rotors übereinstimmen. Sie liegen um so tiefer, je biegeweicher der Rotor ist, je größer also seine statische Durchbiegung ist. Dies zeigt die für einen dämpfungsfrei gelagerten Einscheibenrotor gültige Gleichung $n_k = \sqrt{g/f}/2\pi$ mit der Erdbeschleunigung g und der Durchbiegung des Rotors f.
Als Abschätzung der ersten Ordnung der biegekritischen Drehzahl von Rotoren mit beliebiger Querschnittsverteilung angewandt, liefert sie etwas zu tiefe Werte. Für genauere Rechnungen sind folgende Einflüsse zu erfassen: Querschnittsverteilung, Lagerelastizität und Lagerdämpfung, Nachgiebigkeit des Lagerbocks und der Fundamente, innere Dämpfung und Art der Kupplung mit anderen Maschinen. Biegeweiche Rotoren sind auch empfindlich gegenüber einer Spalterregung, die in den Spalten von Strömungsmaschinen auftreten kann z. B. in Schaufelspalten, in Labyrinthspalten usw. [60]. Bei Zusammenarbeit mit anderen rotierenden Maschinen kann es auch zu Torsionsschwingungen kommen.

1.8.3 Beanspruchung der Schaufeln durch Fliehkräfte
Centrifugal stresses in blades

Axialschaufeln. Sie werden durch Fliehkräfte in ihrer Längsachse beansprucht. Kürzere Schaufeln haben oft von Fuß bis Kopf den gleichen Querschnitt; bei längeren Schaufeln müssen die Querschnitte A sowohl den Strömungsbedingungen angepaßt, wie auch mit dem Radius r verjüngt werden (**Bild 47**), um die Beanspruchung durch Fliehkräfte zu verkleinern. Die Spannung an jedem beliebigen Radius r_j beträgt

$$\sigma_{zj} = \varrho\omega^2 \int_{r_j}^{r_a} \frac{A}{A_j} r\,\mathrm{d}r. \quad (94)$$

Die größte Spannung tritt im Fußquerschnitt $A_j = A_F$ an den Ausrundungsradien auf. Je weiter sich die Schaufel nach außen verjüngt, um so kleiner ist die Spannung am Fuß. Der Querschnittsverlauf A/A_F läßt sich oft so annähern, daß Gl. (94) geschlossen zu integrieren ist. Besonders gilt für zylindrische Schaufeln $A/A_F = 1$ und

$$\sigma_{zF} = \varrho\omega^2(r_a^2 - r_F^2)/2 = 2\varrho u_m^2 l/D_m.$$

Hierin bezeichnet $l = r_a - r_F$ die Schaufellänge, D_m den Durchmesser und u_m die Umfangsgeschwindigkeit für die mittlere Schaufelhöhe. Mit der Kontinuitätsgleichung $\dot{V} = c_{ax}\pi D_m l$, wobei $\dot{V}$ der Volumenstrom und c_{ax} die Axialkomponente der Geschwindigkeit ist, folgt

$$\sigma_{zF} = \varrho\omega^2\dot{V}/(2\pi c_{ax}).$$

Die Spannung in der Schaufel ist bei dem durch die Aufgabe gegebenen Volumenstrom, bei durch An- oder Abtrieb gegebener Drehzahl oder Winkelgeschwindigkeit und bei nach aerodynamischen Gesichtspunkten gewählter Axialgeschwindigkeit unabhängig davon, ob längere Schaufeln auf kleinerem Durchmesser oder kürzere Schaufeln auf größerem Durchmesser eingesetzt werden.

Zusatzspannungen. Sie werden in den Schaufeln durch Deckbänder, -platten und -scheiben, Bindedrähte, Dämpferdrähte oder andere Dämpfungselemente zur Reduktion von Schwingungen erzeugt. Ringförmige Körper verursachen zwischen ihrer und der Schaufelbefestigung eine Zusatzspannung

$$\sigma_{Zj} = 2\pi\varrho u_Z^2 A_Z/(z A_j). \quad (95)$$

Darin bedeuten u_Z Umfangsgeschwindigkeit im Schwerpunkt des Zusatzkörpers, A_Z sein Querschnitt, z Anzahl der tragenden Schaufeln und A_j ihr tragender Restquerschnitt.

Schräg gestellte Schaufeln. Werden sie gegenüber der radialen Richtung um den Winkel ν in Umfangsrichtung (**Bild 48**) etwas schräg gestellt, so wirken die Zentrifugal-

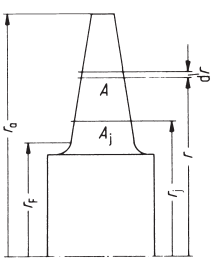


Bild 47. Fliehkraftbeanspruchung rotierender Schaufeln

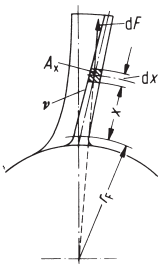


Bild 48. Biegebeanspruchung einer schräg stehenden rotierenden Schaufel

kräfte der einzelnen Schaufelelemente als Zugkräfte und üben zusätzlich ein Biegemoment aus

$$\mathrm{d}M = r_\mathrm{F} \sin\nu\, \varrho\, \omega^2 A(x)\, x\, \mathrm{d}x.$$

Hierbei ist x die laufende Längenkoordinate der Schaufel, dM ist mit dem Querschnittsverlauf $A(x)$ über die Schaufellänge l zu integrieren. Um die Spannungen und Verformungen zu berechnen, wird das Biegemoment in Komponenten in Richtung der beiden Hauptträgheitsachsen (s. **C 2.4.5**) des Profilquerschnitts z. B. des am stärksten belasteten Fußquerschnitts zerlegt.
Schaufeln werden oft etwas schräg gestellt, um dem Biegemoment infolge der Strömungskräfte (s. **R 1.8.4**) entgegen zu wirken und dadurch die Biegespannungen klein zu halten.

Stark verwundene Schaufeln. Hier haben die Verbindungslinien sich entsprechender Punkte in den Schaufelschnitten wie Nasen, Profilschwerpunkte und Hinterkanten unterschiedliche Schräglagen. Die Unterschiede in den Biegemomenten erzeugen ein Torsionsmoment auf die Schaufel, das der Verwindung entgegenwirkt. Berechnungsverfahren nach [58, 59].

Schaufeln von Radial-Dampfturbinen. Die üblicherweise schlanken Schaufeln liegen parallel zur Drehachse und werden meistens an beiden Enden durch Tragringe gehalten. Sie werden auf Biegung nach der Theorie eines beidseitig gestützten Trägers mit der kontinuierlichen Belastung $\mathrm{d}F = r\,\varrho\,\omega^2 A\,\mathrm{d}x$ beansprucht (s. **C 2.4.8**).

Schaufeln zentrifugaler Verdichter und zentripetaler Turbinen. Die Beanspruchung der Schaufeln dieser Maschinen läßt sich nicht unabhängig von der Radscheibe berechnen; wie Spannungen und Verformungen sich in Schaufeln und Scheiben gegenseitig beeinflussen, ist nicht mehr elementar darzustellen [57].

1.8.4 Beanspruchung der Schaufeln durch stationäre Strömungskräfte

Steady flow forces acting on blades

Die Strömung übt Kräfte auf Leit- und Laufschaufeln hauptsächlich durch Druckunterschiede auf beiden Seiten der Schaufel aus; viel kleiner sind die Kräfte infolge der an der Oberfläche der Schaufel wirkenden Schubspannungen.

Biegebeanspruchung einseitig eingespannter Schaufeln. Aus dem Impulssatz folgt für die Komponente der Schaufelkraft in Umfangsrichtung:

$$\mathrm{d}F_\mathrm{u} = (\varrho_\mathrm{a}\, c_\mathrm{ma}\, c_\mathrm{ua} - \varrho_\mathrm{e}\, c_\mathrm{me}\, c_\mathrm{ue})\,\frac{2\pi r}{z}\,\mathrm{d}r.$$

Hierin ist z die Anzahl der Schaufeln im Gitter. Für eine Laufschaufel ergibt sich in bezug auf den Radius am Fuß r_F für

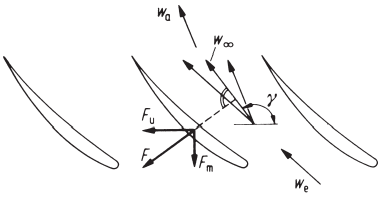


Bild 49. Biegebeanspruchung einer Schaufel infolge von Strömungskräften

die Komponenten des Biegemoments in Umfangs- und Meridianrichtung

$$\begin{aligned} M_\mathrm{u} &= \frac{2\pi}{z}\int_{r_\mathrm{F}}^{r_\mathrm{a}} (\varrho_\mathrm{a}\, c_\mathrm{ma}\, c_\mathrm{ua} - \varrho_\mathrm{e}\, c_\mathrm{me} c_\mathrm{ue})(r - r_\mathrm{F})\, r\, \mathrm{d}r, \\ M_\mathrm{m} &= \frac{2\pi}{z}\int_{r_\mathrm{F}}^{r_\mathrm{a}} (p_\mathrm{a} - p_\mathrm{e} + \varrho_\mathrm{a}\, c_\mathrm{ma}^2 - \varrho_\mathrm{e}\, c_\mathrm{me}^2)(r - r_\mathrm{F})\, r\, \mathrm{d}r. \end{aligned} \tag{96}$$

Für eine Leitschaufel ist der Radius am Fuß gleich dem Außenradius und deshalb $(r - r_\mathrm{F})$ durch $(r_\mathrm{a} - r)$ zu ersetzen.
Das resultierende Biegemoment läßt sich in die Richtungen der beiden Hauptträgheitsachsen des Fußprofils zerlegen. Die maximale Spannung wird dann durch die Biegung um die Achse des kleinsten Flächenträgheitsmomentes hervorgerufen.

Näherung für kurze Axialschaufeln. Bei kleinem l_m/r sind die Größen $c_\mathrm{me} = c_\mathrm{ma} = w_\mathrm{m}$, ϱ, $\Delta w_\mathrm{u} = \Delta c_\mathrm{u}$, p_e und p_a nahezu unabhängig vom Radius; mit Gl. (96) folgt dann

$$\begin{aligned} M_\mathrm{u} &= \frac{\pi r_\mathrm{m}}{z}\, l^2\, \varrho\, w_\mathrm{m}\, \Delta w_\mathrm{u}, \\ M_\mathrm{m} &= \frac{\pi r_\mathrm{m}}{z}\, l^2 (p_\mathrm{a} - p_\mathrm{e}) \cong M_\mathrm{u} \cot\gamma. \end{aligned} \tag{97}$$

Bei vernachlässigbaren Verlusten steht die Kraft auf die Schaufel senkrecht zum vektoriellen Mittelwert aus Ein- und Austrittsgeschwindigkeit w_∞, **Bild 49**. Diese liegt unter dem Winkel γ zur Umfangsrichtung, so daß gilt $w_\mathrm{m} = w_\infty \sin\gamma$.
Aus Gl. (97) ergibt sich dann

$$M = \sqrt{M_\mathrm{u}^2 + M_\mathrm{m}^2} \cong \frac{\pi r_\mathrm{m}}{z}\, l^2\, \varrho\, w_\infty\, \Delta w_\mathrm{u}. \tag{98}$$

Fällt die Achse des kleinsten Flächenträgheitsmomentes in die Richtung der mittleren Geschwindigkeit, so ergibt sich die maximale Biegespannung im Fußprofil mit dem Widerstandsmoment W zu

$$\sigma_\mathrm{Max} = \frac{\pi r_\mathrm{m}}{z}\,\frac{l^2}{W}\,\varrho\, w_\infty\, \Delta w_\mathrm{u}. \tag{99}$$

1.8.5 Schaufelschwingungen. Vibration of blades

Erregung. Ein großer Teil der Schäden an Turbomaschinen wird durch Schwingungsbrüche von Schaufeln verursacht. Schwingungen können einerseits durch periodische Strömungsphänomene wie Wirbelablösungen erregt werden; in Verdichterbeschaufelungen können umlaufende Ablösungen (rotating stall) und die als „Pumpen“ bezeichneten Gaspulsationen entstehen (s. **R 1.7.2**). Andererseits wirken sich auch stationäre Ungleichmäßigkeiten in der Absolutströmung in den relativ dazu umlaufenden Gittern als periodische Erregung aus. So sind durch Ein- oder Austrittsgehäuse verursachte ungleiche Geschwindigkeitsverteilungen, der unterbrochene Strom bei Teilbeaufschlagung oder Störungen durch Rippen oder Unrundheiten des Gehäuses für die Laufschaufeln periodische Störungen. Die Nachlaufströmung

hinter den Leitschaufeln („Nachlaufdellen“) wirkt als periodische Erregung auf die Laufschaufeln und umgekehrt der Laufschaufelnachlauf auf die Leitschaufeln. Bei einer festen Drehzahl können den durch die Relativbewegung verursachten Erregungsmöglichkeiten bestimmte Frequenzen zugordnet werden. Bei variabler Drehzahl und auch beim An- und Abfahren sind die Frequenzbereiche für die Erregung zu berücksichtigen.

Resonanz. Schaufeln werden zu Schwingungen mit großer Amplitude angeregt, wenn die Erreger- in der Nähe einer Eigenfrequenz liegt (s. **B 4.1**). Ihren verschiedenen Schwingungsformen entsprechend haben Schaufeln viele Eigenfrequenzen. Die durch Schwingungen verursachte Wechselbeanspruchung ist proportional zur Schwingungsamplitude. Um sie gering zu halten, sind die zu den niedrigen Ordnungen der Biegeschwingungen und zu der ersten Ordnung der Torsionsschwingung gehörenden Resonanzen durch Einwirkung auf die Erregungsquellen und/oder die Auslegung der Schaufeln zu vermeiden. Sie können für schlanke Schaufeln (großes l/s) bei starrer Einspannung ohne Wirkung eines Zentrifugalfelds wie für einseitig eingespannte Stäbe berechnet werden, s. **B 4.2.4.** Jedoch liegen sie infolge der schwer zu erfassenden Elastizität der Einspannung oft tiefer. Über die Einspannung können auch Schwingungen der Scheibe oder der Nachbarschaufeln übertragen werden (Koppelschwingungen). Bei Laufschaufeln hat das Zentrifugalfeld einen versteifenden und daher die Eigenfrequenz ν_e erhöhenden Einfluß [58]

$$\nu_e^2 = \nu_{eo}^2 + n^2\left[\left(\frac{r_N}{l}+\frac{3}{4}\right)k_n - \cos^2\vartheta\right]. \qquad (100)$$

Darin bedeuten ν_{eo} Eigenfrequenz ohne Einwirkung des Zentrifugalfelds, n Drehzahl, r_N Nabenradius, ϑ Winkel zwischen Schwingungs- und Umfangsrichtung, k_n Eigenwerte der Ordnung n, für $n=1$, 2 und 3 ist $k_n = 1{,}61$, 7,05 und 16,7.
Bindungen zwischen den Schaufeln, Dämpferdrähte, Deckbänder, verschweißte oder einzelne sich berührende Deckplatten vermehren einerseits die schwingende Masse, sie lassen andererseits nur gekoppelte Schwingungen des ganzen Schaufelpakets zu. Der zweite Effekt überwiegt und bewirkt eine Eigenfrequenzerhöhung. In diesen Fällen wie auch bei kurzen Schaufeln (l/s klein) und stark verwundenen Schaufeln sind analytische Rechenverfahren [61] oder eine Aufteilung in finite Elemente [55] anzuwenden.
Eigenfrequenzen lassen sich im Campbell-Diagramm (**Bild 50**) als Funktion der Drehzahl zusammen mit den möglichen Erregungen als Vielfache der Drehzahl (insbesondere Schaufelzahl mal Drehzahl) darstellen. An den (s. **C 8**) Schnittpunkten von Eigenfrequenz- und Erregerlinien ist bei der entsprechenden Drehzahl Resonanz zu erwarten. Die Betriebsdrehzahl oder deren Bereich muß frei von Resonanzen zumindest der niederen Ordnungen sein.

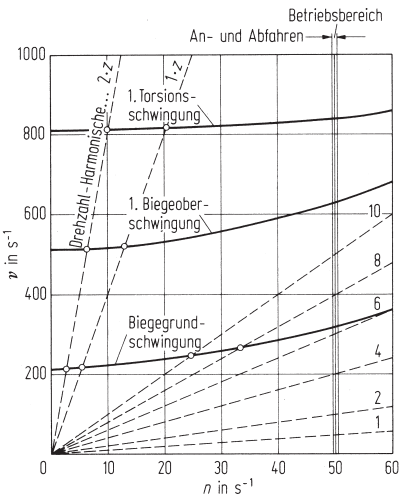


Bild 50. *Campbell*-Diagramm für Eigen- und Erregerfrequenzen in Funktion der Drehzahl. ○ Beim An- und Abfahren durchlaufene Resonanzen

1.8.6 Gehäuse. Casings

Es nimmt die Leitgitter auf, und schließt den Rotor und das Arbeitsfluid druckdicht ein, das durch das Ein- und Austrittsgehäuse zur und von der Beschaufelung geführt wird. An der oder den Wellendurchführungen muß die Welle gegen das Gehäuse bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten berührungslos (Labyrinthe) und nur bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten mit Dichtlippen oder Stopfbüchsen gedichtet werden. Die Wellenlager können mit dem Gehäuse integriert oder auf gesonderten Böcken angeordnet sein. Beim Betrieb darf sich das Gehäuse weder unter dem Innendruck noch unter den thermischen Beanspruchungen so weit verziehen, daß die Schaufel- oder Labyrinthspiele überbrückt werden.
Die Gehäuse sind insbesondere bei mehrstufigen Maschinen im Mittelteil zylindrisch, bei hohen Innendrücken auch kugelförmig und werden an den Enden durch Ein- und Austrittsgehäuse abgeschlossen.

Zylindrische Gehäuse. Die Spannungen in einem durch Innen- oder Außendruck belasteten Hohlzylinder (**C 5.3.2**) folgen aus den Gln. (91) ohne Fliehkraftglied, wenn der Druck auf die innere Fläche p_i für $-\sigma_{ri}$ und auf die Außenfläche p_a für $-\sigma_{ra}$ eingeführt werden:

$$\sigma_r = -p_a - \frac{r_i^2}{r^2}\frac{r_a^2 - r^2}{r_a^2 - r_i^2}(p_i - p_a),$$
$$\sigma_t = -p_a + \frac{r_i^2}{r^2}\frac{r_a^2 + r^2}{r_a^2 - r_i^2}(p_i - p_a). \qquad (101)$$

Für die Axialspannung ergibt sich

$$\sigma_a = \frac{r_i^2 p_i - r_a^2 p_a}{r_a^2 - r_i^2}. \qquad (102)$$

Für dünnwandige Gehäuse (s/r klein mit s als Wandstärke) folgt hieraus

$$\sigma_t \cong \frac{r}{s}(p_i - p_a), \quad \sigma_a \cong \frac{r}{2s}(p_i - p_a). \qquad (103)$$

Die Radialspannung ist in dünnwandigen Gehäusen meist vernachlässigbar.

Kugelförmige Gehäuse. Hier muß in jedem Meridianschnitt die gleiche Kraft übertragen werden, wie in einem senkrecht zur Achse geschnittenen Hohlzylinder; die Spannung ist also nach Gl. (102) zu berechnen. Wie im Fall dünnwandiger Gehäuse aus den Gl. (103) abzulesen ist, könnten kugelförmige Gehäuse mit gleichem Radius unter dem gleichen Innendruck mit ungefähr halber Wandstärke gegenüber zylindrischen Gehäusen ausgeführt werden, jedoch muß eine Hohlkugel (s. **C 5.3.2**) einen größeren Radius haben als ein Hohlzylinder, wenn sie die gleiche Beschaufelung aufnehmen soll.

Ein- und Austrittspartien. Die hier in den Gehäusen auftretenden Spannungen lassen sich wie die in Kugelschalen abschätzen, wenn keine zusätzlichen Schubspannungen auftreten; auch in eingestülpten Schalen können Schubspannungen durch axial gehaltene Innenringe vermieden werden. Sonst gilt die Theorie der biegesteifen Schalen [62].

Zweischalige Gehäuse. Bei hohem Innendruck läßt sich das Gehäuse aufteilen (**Bild 51**) in ein Innengehäuse – meist ein

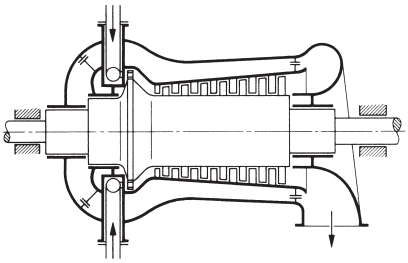


Bild 51. Zweischaliges Gehäuse

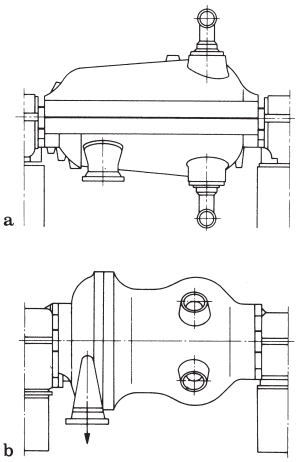


Bild 52a, b. Lage des Trennflansches. **a** Parallel; **b** senkrecht zur Maschinenachse

eingesetzter Schaufelträger – und ein Außengehäuse; der Zwischenraum wird mit der Austrittseite im Gehäuse verbunden, so daß vom bei thermischen Maschinen heißen Innengehäuse nur der Differenzdruck zwischen Ein- und Austritt aufzunehmen ist, während das kältere Außengehäuse den Austrittsdruck gegenüber der Atmosphäre aushalten muß.

Trennflansch. Die Gehäuse müssen sich zum Einbau der Leitschaufeln und zum Einlegen des Rotors öffnen lassen. Dazu wird der Trennflansch parallel (**Bild 52a**) oder senkrecht zur Maschinenachse (Topfgehäuse, **Bild 52b**) gelegt.
Die aus der Spannung im entsprechenden Schnitt des Gehäuses folgende Kraft muß vom Trennflansch übertragen werden. Sie ist für ein dünnwandiges, zylindrisches Gehäuse senkrecht zur Maschinenachse nach Gl. (103) halb so groß wie parallel dazu. Der Trennflansch senkrecht zur Achse wird viel bei nur einer radialen oder axialen Stufe mit fliegend gelagertem Läufer angewendet.
Bei vielen Stufen werden meistens zur Maschinenachse parallele Trennflansche zur Montage bevorzugt. Die größeren Kräfte werden durch Flanschkonstruktion oder zweischalige Bauweise übertragen. Der Ausbildung der Flansche ist besondere Aufmerksamkeit zu widmen [58].

1.8.7 Thermische Beanspruchung. Thermal stresses

In thermischen Strömungsmaschinen haben Verdichten oder Entspannen Temperaturunterschiede gegenüber der Umgebung und im Arbeitsfluid zur Folge, die sich auf die durch- oder umströmten Teile übertragen. Hierbei sind nicht nur die stationären Temperaturfelder maßgebend, sondern auch die instationären beim An- und Abfahren und bei Laständerungen.
Den Temperaturdifferenzen in den Bauteilen folgen bei freier Einstellmöglichkeit unterschiedliche Ausdehnungen. Soweit sich die Verformungen gegenseitig behindern, haben sie Zusatzspannungen zur Folge (s. **C 5.1.5**). Im Bereich elastischen Verhaltens der Werkstoffe können sie den anderen Spannungen überlagert werden.

$$\sigma = E\beta(T_m - T)/(1-\nu). \tag{104}$$

Hierin bedeuten β Längenausdehnungskoeffizient, ν Querkontraktionverhältnis, T_m mittlere Temperatur in der neutralen Faser, in der keine Zusatzspannungen auftreten.
Die örtliche und zeitliche Temperaturverteilung und deren Mittelwert T_m hängen von der Form des Bauteils und dessen Oberflächentemperatur ab.

Dünne ebene Platte. Hier gilt sowohl für die maximale Zugspannung auf der kalten Seite (T_K) wie auch für die maximale Druckspannung auf der heißen Seite (T_H)

$$\sigma_{max} = 0{,}5\, E\beta(T_H - T_K)/(1-\nu). \tag{105}$$

Hohlzylinder. Er sei *außen beheizt* (Trommelrotor). Für dünnwandige Zylinder gilt in erster Näherung auch Gl. (105). Bei dickwandigeren Zylindern werden die Temperaturgradienten innen steiler und außen flacher. Die neutrale Faser verschiebt sich dabei nach innen, da Druck- und Zugkräfte im Gleichgewicht stehen müssen. So ergeben sich für ein relativ großes Radienverhältnis $r_a/r_i = 2{,}0$: Zugspannungen innen um 22 % höher; Druckspannungen außen um 22 % niedriger als bei der ebenen Platte. Der Hohlzylinder sei *innen beheizt* (Gehäuse). Bei dickwandigen Zylindern mit $r_a/r_i = 2{,}0$ sind die Druckspannungen innen um 22 % höher, Zugspannungen außen um 22 % niedriger als bei der ebenen Platte [63].
Diese Rechnungen für idealisierte Körper mit gleicher Oberflächentemperatur geben nur einen Anhalt, denn Flansche, Stutzen usw. bedingen Abweichungen der thermischen Spannungen von den für einfache Formen berechneten.
Außerdem ist die Oberflächentemperatur weder örtlich gleich noch zeitlich konstant. Je schneller sich die Temperatur des Arbeitsfluids ändert, um so steiler werden die Temperaturgradienten und um so höher die thermischen Spannungen. Sie sind höher als im stationären Betrieb und begrenzen deshalb die An-, Abfahr- und Laständerungsgeschwindigkeiten. Im Fall von Maschinen für industrielle Zwecke stehen sie je nach Fahrprogramm nur während der Laständerungen, also nur für kurze Zeiten an. Eine genaue Berechnung der thermischen Zusatzspannungen muß mit finiten Elementen erfolgen [56].

Schaufeln. Die Temperaturverteilung des Arbeitsfluids um die Schaufeln ist ungleichmäßig: Im Staupunkt wird die über der Temperatur in der Zuströmung liegende Stagnationstemperatur erreicht, während um die Schaufel herum die Temperatur der Geschwindigkeitsverteilung entsprechend fallen oder steigen kann.
Die Temperatur an der Oberfläche stellt sich dem Übergang der Wärmeströmung folgend ein: Bei ungekühlten Schaufeln sind im stationären Zustand nur diese Temperaturdifferenzen maßgebend für die thermischen Spannungen. Bei gekühlten Schaufeln sind die Temperaturdifferenzen und die dadurch erzeugten thermischen Spannungen wesentlich größer. Besonders groß werden sie beim instationären An- und Abfahren von thermischen Turbomaschinen, weil sich die ungleichen Querschnitte der Schaufel an Kopf und Schwanz unterschiedlich schnell aufwärmen und abkühlen.

1.8.8 Werkstoffeigenschaften. Properties of materials

Die zulässigen Spannungen hängen ab von: der statischen Belastung z. B. durch Fliehkraft oder Druck, der zusätzlich auftretenden Wechselbeanspruchung z. B. durch Schwingungen, der stationären Temperaturverteilung, den Temperaturzyklen. Die zulässigen Spannungen bei statischer und Schwingungsbeanspruchung sind für verschiedene Werkstoffe in **E 1.3.1** und **E 1.3.2** und ihre Zeitstandfestigkeit in **E 1.5.6** angegeben.

Instationäre Temperaturfelder. Mit ihnen ändern sich die thermischen Spannungen in den Bauteilen und die Festigkeitseigenschaften. Entstehen wechselnde plastische Dehnungen, so kommt es für die Ermüdung des Werkstoffs auf die Dehnungsschwingbreite an. Haltezeiten bei dem Extremwert der Dehnung, wie sie im praktischen Betrieb von thermisch belasteten Maschinen auftreten, führen bei hohen Temperaturen infolge Kriechens auf wesentlich kleinere Dehnungsschwingbreiten, die bei gleicher Spielzahl vom Werkstoff ertragen werden.

Kritischer Ermüdungsgrad. In der Praxis wird die Kriech- und die Dehnungswechselermüdung über die lineare Schadensakkumulation zusammengefaßt. Der Ermüdungsgrad, ein Anhalt für den Warnzeitpunkt, errechnet sich zu

$$E_k = \sum_{i,j} \frac{t_{ij}}{t_{Bij}} + \sum_K \frac{N_k}{N_{Bk}}. \qquad (106)$$

Darin bedeuten t_{ij} Betriebszeit unter konstanter Zeitstandbeanspruchung ($\sigma_i = \text{const}$, $T_j = \text{const}$), t_{Bij} unter gleichen Bedingungen erwartete Zeit bis zum Bruch, N_k Zyklenzahl bei gleicher Dehnungsschwingbreite, N_{Bk} Zyklenzahl bis zum erwarteten Anriß bei gleicher Dehnungsschwingbreite. Anhaltswerte sind $E_k = 0{,}5$ für nahezu gleichförmig und $E_k = 1$ für ungleichförmig beanspruchte Bauteile.
Beim Erreichen des Warnzeitpunkts sind Prüfungen auf Risse und Verformungen oder Werkstoffprüfungen einzuleiten. Die Lebensdauer des Bauteils ist zu dem Zeitpunkt noch nicht erschöpft, weil für die Werkstoffkennwerte die Mindestwerte einzusetzen sind und ein Anriß unter wechselnder Last erst bis zur kritischen Rißlänge weiterwächst.

2 Wasserturbinen. Water turbines

H. Siekmann und **P. Thamsen**, Berlin

2.1 Allgemeines. General

Der Einheitlichkeit wegen wird in den Kapiteln R 2 und R 3 für den Volumenstrom durchweg das Formelzeichen $\dot{V}$ an Stelle von Q verwendet.

2.1.1 Kennzeichen. Characteristics

Wasserturbinen sind Bestandteil eines Wasserkraftwerks, **Bild 1**. Ihre Aufgabe ist die Umwandlung der in Stauseen, Kanälen, Flüssen, Gezeiten enthaltenen potentiellen Energie des Wassers in mechanische Leistung, meist zum Antrieb elektrischer Generatoren [1–5, 12]. Dichte und Temperatur des durchströmenden Wassers ändern sich praktisch nicht. Kleinste Temperaturänderungen (Größenordnung einiger 10^{-3} K) bei Fallhöhen > 100 m eignen sich zur Messung des Wirkungsgrads nach dem thermodynamischen Verfahren [1]. Wegen der relativ niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten und Temperaturen sind die Zentrifugalbeanspruchungen leichter zu beherrschen als bei thermischen Strömungsmaschinen. Statt dessen besteht die Gefahr schädlicher Kavitation. Im Normalfall sind schalltechnische Fragen unbedeutend für die Auslegung.

Natürliche Wasserkräfte. Sie sind in Europa nicht mehr wesentlich ausbaufähig; die meisten Reserven befinden sich heute in Asien, Afrika und Südamerika [1, 12]. In den Industrieländern kommt den Wasserturbinen beim Bau großer Pumpspeicherkraftwerke als Regel- und Spitzenkraftwerke in Ergänzung zu den dominierenden thermischen Kraftwerken weiterhin große Bedeutung zu.

Arbeitsweise. Wasserturbinen werden eingeteilt in:

Gleichdruckturbinen (**Bild 2 a, b**). Die statischen Drücke sind am Laufradein- und -austritt gleich groß (daher Teilbeaufschlagung möglich);

Überdruckturbinen (**Bild 2 c–e**). Der statische Druck ist am Eintritt in das Laufrad größer als am Austritt. Daher sind nur vollbeaufschlagte Laufräder möglich.

Einsatzbereich (Bild 3). Der Leistungsbereich beträgt i. d. R. 1 kW bis 1 000 MW; Wasserturbinen sind energiesparend

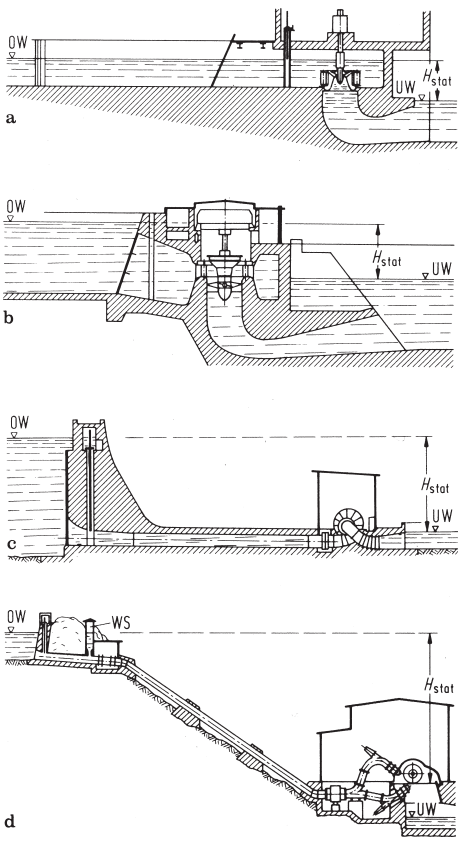


Bild 1 a–d. Wasserkraftwerke. **a** Niederdruckanlage im Seitenkanal im Francisturbine; **b** Niederdruckanlage im Fluß mit Kaplanturbine; **c** Hochdruckanlage an einer Talsperre mit Francisturbine; **d** Hochdruckanlage im Gebirge mit Peltonturbine. OW Oberwasser, UW Unterwasser, WS Wasserschloß

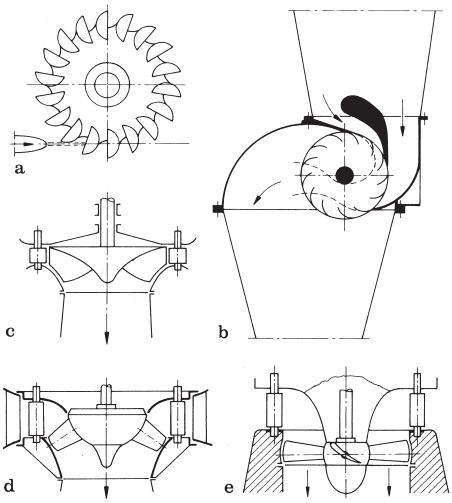


Bild 2a–e. Zur Arbeitsweise der Wasserturbinen. **a** Pelton-, **b** Ossberger-, **c** Francis-, **d** Dériaz- und **e** Kaplanturbine

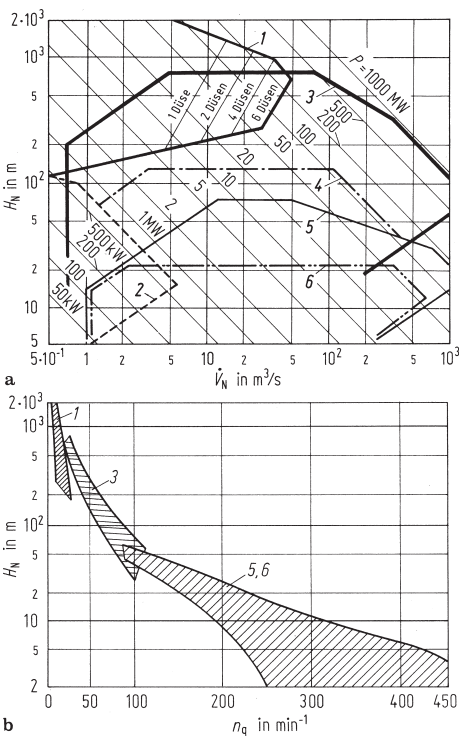


Bild 3a, b. Einsatzbereiche der Wasserturbinen (nach Unterlagen der Firmen Sulzer und Voith). Bereiche: *1* Peltonturbinen, *2* Ossbergerturbinen, *3* Francisturbinen, *4* Dériazturbinen, *5* vertikale Kaplanturbinen, *6* horizontale Kaplanturbinen (Rohrturbinen). n_q spezifische Drehzahl (s. **R 3.2.1**), H_N Nennfallhöhe, $\dot{V}_N$ Nennvolumenstrom

regelbar infolge der Schaufelverstellung bzw. Turbinenbeaufschlagung. Die Ausführung ist meist einstufig und einströmig, die Aufstellung kann waagerecht bis nahezu waagerecht (Beschaufelung gut zugänglich) oder senkrecht (weniger Grundfläche, bessere Anpassung an schwankende Wasserstände im UW) sein. Die Fallhöhen betragen 2 bis 2 000 m, die Laufraddurchmesser 0,3 bis 11 m und mehr [1–5, 12].

Die wichtigsten Begriffe, Zeichen und Einheiten aus der Wasserturbinentechnik sind in [3, 10–12] festgelegt.

2.1.2 Wasserkraftwerke. Hydroelectric power plants

Je nach der verfügbaren statischen Fallhöhe H_{stat} lassen sich Wasserkraftwerke in Mittel- bis Hochdruckkraftwerke ($\geqq 50$ m) und Niederdruckkraftwerke (< 50 m) einteilen.

Hauptteile. Ein Wasserkraftwerk besteht in der Regel aus folgenden Hauptteilen (**Bild 1**): – Speicheranlage OW (See, Staustufe, Seitenkanal) – Entnahmeanlage (Rechen, Überlauf, Schütze) – Leitung (bei längeren Leitungen Druckstoßsicherung in Form eines offenen Wasserschlosses WS zur Aufnahme von Wassersäulenschwingungen bis 20 m Höhe erforderlich, Druckleitung auf Gefällstrecke dennoch auf Festigkeit bei schnellen Regelvorgängen nachzurechnen) – Wasserturbine (Maschinenhaus) – Rückgabeanlage UW (bei Niederdruckanlagen Fallhöhenverlust durch Hochwasser möglich).

Sonderformen. Verschiedene Wasserkraftwerke benötigen kein besonderes Maschinenhaus (Freiluftaufstellung); Wasserturbine und Druckleitungen werden sehr häufig in Felsen eingebaut (Kavernenkraftwerk), Zusammenfassung von Turbinen und Pumpen im gemeinsamen Maschinenhaus bei Pumpspeicheranlagen. Zusammenfassende Literatur in [1–2, 12].

2.1.3 Wirtschaftliches. Economics

Bei kleineren Wasserkraftwerken (< 500 kW) liegen die Investitionskosten für Wasserturbinen und Regeleinrichtungen bei 10 bis 50 % der gesamten Anlagekosten. Bei mittleren bis großen Wasserkraftwerken bei ca. 10 % (Hochdruckanlagen) bis 20 % (Niederdruckanlagen). Die gesamten Anlagekosten sind – je nach den Geländeverhältnissen – sehr verschieden. Die hohen Baukosten können nicht immer vom Energieverbraucher allein aufgebracht werden. Trotz finanzieller Mitbeteiligung anderer Stellen (Interessenten für Flußregulierung, Staat) Zinsbelastung für den erzeugten elektrischen Strom teilweise so hoch, daß dieser teurer als Strom aus Dampfkraftwerken. Auch Ort und Zeit der Stromlieferung können oft nicht den wirtschaftlichen Anforderungen entsprechen. In Pumpspeicherwerken wird die z. B. nachts und sonntags überschüssige Energie der Kraftwerke genutzt, um das Wasser in hochgelegene Speicher zu pumpen, von denen es zu Zeiten besonderen Spitzenbedarfs wieder zur Arbeitsabgabe durch Wasserturbinen zurückströmt (s. **R 2.7**). Investitionskosten solcher Werke besonders hoch, zusätzliche Verluste durch zweimalige Energieumsetzung; daher „Spitzenstrom“ teurer als „Nachtstrom“, **Bild 12**.

2.2 Gleichdruckturbinen. Impulse turbines

2.2.1 Peltonturbinen. Pelton turbines

Peltonturbinen [2–5, 7–9, 12] mit horizontaler Welle werden mit 1 bis 2 Freistrahldüsen und mit vertikaler Welle mit 1 bis 6 Düsen je Rad eingesetzt. **Bild 4** zeigt als Beispiel eine sechsstrahlige Peltonturbine. Bei der Durchströmung der Schaufeln (Becher) ändert sich der statische Druck nicht (Reaktionsgrad 0). Das Wasser wird in den Düsen stark beschleunigt; am Düsenaustritt herrscht Atmosphärendruck. Der Massenstrom wird über axial verschiebbare Nadeln zur Leistungsregulierung verändert. Die Verschiebung geschieht über außen oder innen angeordnete Verstelleinrichtungen (hydraulisch oder elektrisch). Die in den **Bildern 4** und **5** dargestell-

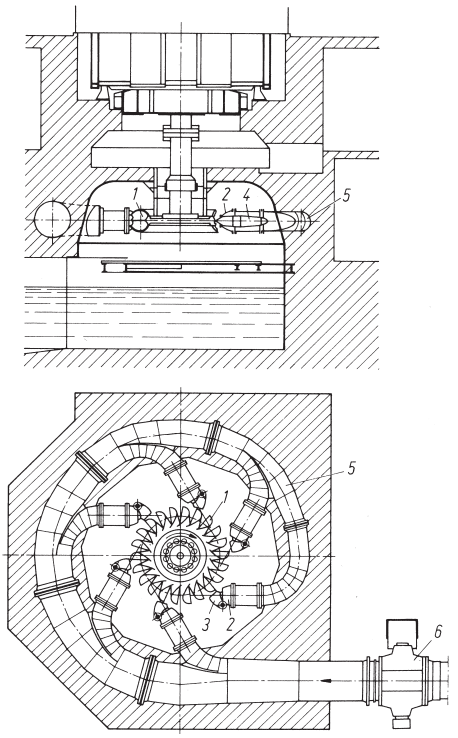


Bild 4. Peltonturbine mit sechs innengesteuerten Düsen (Voith). Strahlkreisdurchmesser 4,35 m, $H_N = 413$ m, $\dot{V}_N = 46{,}1\,m^3/s$, $n = 180\,min^{-1}$, $P_N = 167$ MW. *1* Laufrad, *2* Düse, *3* Strahlablenker, *4* Innensteuerung der Düsennadel (Schließstellung), *5* Ringleitung, *6* Absperrorgan

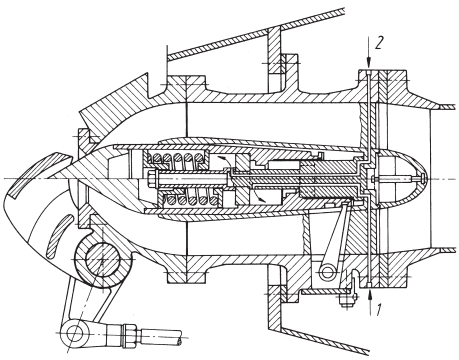


Bild 5. Innengesteuerte Peltondüse mit Strahlablenker, oben geschlossen, unten geöffnet (Voith). Steueröldruck: *1* Öffnen, *2* Schließen

ten innengesteuerten Düsen haben den Vorteil, daß der Krümmungsradius der Abzweigung größer werden kann und deshalb die Strahlqualität infolge verminderter Sekundärströmung verbessert wird.

Die Strahlablenker greifen ein, wenn bei plötzlicher Lastverringerung die Maschine schnell nachreguliert werden soll, der Druckstoß in der Zuleitung ein bestimmtes Maß jedoch nicht überschreiten darf. Die Strahlablenker schneiden von der Seite her in den Strahl, lenken einen Teil des Wasserstroms ab und verringern damit sehr schnell die Antriebsleistung der Turbine. Gleichzeitig werden die Düsennadeln, wenn auch wesentlich langsamer, auf den neuen Betriebszustand eingestellt.

Spezialliteratur über Peltonturbinen ist in den diversen Druckschriften der Hersteller zu finden, z. B. Sulzer, J. M. Voith sowie in [1–5, 7–9, 12].

2.2.2 Ossbergerturbinen. Ossberger (Banki) turbines

Bei diesen Kleinturbinen (**Bild 2b**) durchströmen flache Freistrahlen, geführt durch verstellbare Leitschaufeln, ein trommelförmiges Laufrad, und zwar erst von außen nach innen, dann von innen nach außen. Hauptthersteller heute Fa. Ossberger, Weißenburg/Bayern: $\dot{V} = 0{,}2 \ldots 9{,}0\,m^3/s$, $H = 1 \ldots 200$ m, $n = 50 \ldots 200\,min^{-1}$, $P = 1 \ldots 1\,000$ kW. Wegen des Gleichdruckprinzips ist Teilbeaufschlagung (Aufteilung in Laufradzellen) möglich; gute Anpassungsfähigkeit an stark schwankende Wasserströme. Teillastströme von 100 bis ca. 15 % des Nennvolumenstroms können bei Bestwirkungsgraden von ca. 80 % (und höher) verarbeitet werden. Einfache Laufschaufeln (bis 30) aus blank gezogenem Stahlprofil, kein Achsschub [2, 4].

2.3 Überdruckturbinen. Reaction turbines

2.3.1 Francisturbinen. Francis turbines

Den Einsatzbereich von Francisturbinen zeigt **Bild 3**, die Konstruktion **Bild 6**. Das radiale (Langsamläufer) bis halbaxiale (Schnelläufer) Laufrad wird von außen nach innen durchströmt, die Abströmung ist stets axial. Der Druck am Laufradeintritt ist höher als am Austritt. Die Einlaufspirale führt das Wasser axialsymmetrisch in das Leitrad; seine Leitschaufeln sind profiliert und drehbar gelagert.

Schaufelverstellung. Zur Regelung werden die Leitschaufeln über die Lenker eines gemeinsamen Rings verstellt. Stellkräfte von zwei (in Sonderfällen auch vier) hydraulischen Servomotoren. Angewendet werden auch Einzelservomotoren für jede Laufschaufel. Bei einer Änderung der Betriebsverhältnisse aufgrund von Fallhöhen- und/oder Volumen-

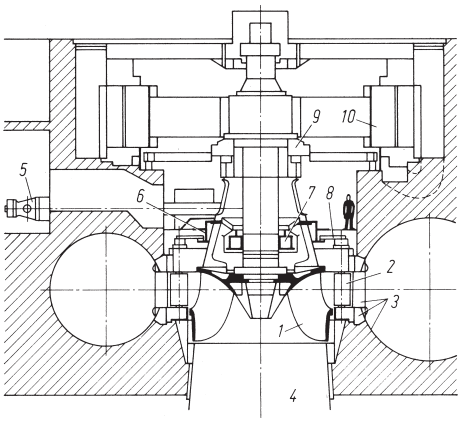


Bild 6. Francisturbine, Laufraddurchmesser 7,13 m, $H_N = 113{,}5$ m, $\dot{V}_N = 415\,m^3/s$, $n = 107{,}1\,min^{-1}$, $P_N = 415$ MW (Voith). *1* Laufrad (Schweißkonstruktion), *2* verstellbare Leitschaufeln, *3* Einlaufspirale mit Stützschaufeln und Traversenring (Schweißkonstruktion), *4* Diffusor (Saugrohr), *5* hydraulische Servomotoren (zu 2), *6* Regelring (Schweißkonstruktion), *7* Führungslager, *8* Lenker, *9* Spurlager, *10* Generator

stromschwankungen wird der Drall vor dem Laufrad durch Leitschaufelverstellung in dem Maße reguliert, daß die Lauffraddrehzahl je nach abgenommener Antriebsleistung des Generators konstant bleibt. Die Leitschaufeln bewirken in den extremen Betriebsstellungen einen fast freien oder nahezu geschlossenen Durchflußquerschnitt. Bei Abweichungen vom Nennbetriebspunkt, die eine Dralländerung notwendig machen, ist die Abströmung nach dem Laufrad nicht mehr drallfrei (Wirkungsgradverlust). Zudem treten außerhalb des Bestpunktes instationäre Strömungszustände auf [1, 2, 12], die – teilweise auf Kavitation zurückzuführen – mechanische und akustische Schwingungen anregen.

Aufbau. Das Laufrad ist aus einem Stück gegossen oder aus Deckscheiben und Schaufeln zusammengeschweißt. Bei Gußkonstruktionen kann u. U. die vordere Deckscheibe (Außenkranz) fehlen, geringere Reibleistungen – allerdings Gefahr von Schaufelschwingungen. Francisturbinen werden auch bei kleineren Fallhöhen (< 5 m) und Leistungen (< 200 kW) ohne Einlaufspirale als Kleinturbine in Schächten und Seitenkanälen (s. **Bild 1 a**) eingesetzt. Weitere konstruktive Details von Francisturbinen in [1, 2, 4, 5, 12].

2.3.2 Kaplanturbinen. Kaplan turbines

Kaplanturbinen sind für relativ niedrige und schwankende Fallhöhen (z. B. bei Laufkraftwerken, s. **Bild 1 b**) geeignet. Sowohl die radialen Leitradschaufeln als auch die axialen Laufradschaufeln sind verstellbar, s. **Bilder 7** und **8**. Der Einsatzbereich geht aus **Bild 3** hervor.

Aufbau. Er entspricht grundsätzlich dem der Francisturbine, der wesentliche Unterschied liegt im Laufrad. Die Verstellung der Laufradschaufeln erfolgt über einen Hydraulikservomotor, der am oberen Wellenende (Teil *10* in **Bild 7**) oder in der Laufradnabe selbst untergebracht ist (Teil *2* in **Bild 8**). Die Lagerung der Schaufeln in der Nabe gestaltet sich dadurch schwierig, daß die Verstellfunktion auch noch bei der Durchgangsdrehzahl (bei Kaplanturbinen ca. 2,6fache Nenndrehzahl, s. [2]) gewährleistet sein muß. Bei der in **Bild 7** dargestellten Kaplanturbine ergeben sich für die einzelne Schaufel bei Durchgangsdrehzahl konstruktiv zu berücksichtigende Zentrifugalkräfte von max. 11 000 kN.
Sonderbauarten von Kaplanturbinen z. B. als Rohrturbinen (mit axialen bis halbaxialen verstellbaren Leitschaufeln) oder als Spiralturbine mit liegender Welle, s. [1–5, 12].

Regelung. Regelgröße ist die Drehzahl, Stellgröße die Schaufelstellung, und als Störgrößen treten die Belastung und der Wasserstand auf. Die Kaplanturbinen haben wegen der Lauf- und Leitradverstellung einen aus energetischen Gründen besonders vorteilhaften flachen $\eta(\dot{V})$-Verlauf im Gegensatz zu den „einfachgesteuerten" Francisturbinen. Das Problem besteht bei Kaplanturbinen darin, stets die für den Leistungsbetrieb notwendige, optimale Zuordnung von Leitschaufel- zur Laufschaufelstellung zu finden. In der Vergangenheit wurde die optimale Zuordnung oft durch Abtasten einer (im Probebetrieb endgültig ermittelten) Kurvenscheibe erzwungen [2]. Heute bedient man sich zweckmäßigerweise eines Prozeßrechners.

Elektrohydraulischer Regler (Bild 8). Bei skizzierter Kaplanturbine ist der Laufradservomotor *2* in die Laufradnabe

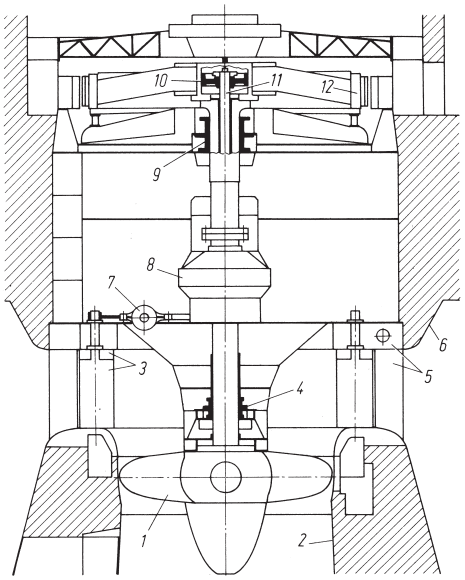


Bild 7. Kaplanturbine, Laufraddurchmesser 7,80 m, $H_N = 9{,}6$ m, $\dot{V}_N = 408\ m^3/s$, $n = 65$, 2 min^{-1}, $P_N = 34{,}7$ MW (Voith). *1* Laufrad mit verstellbaren Schaufeln (je 12 t Schaufelgewicht), *2* Diffusor (Saugrohr), *3* verstellbare Leitradschaufeln mit Füllstücken, *4* unteres Führungslager, *5* Traversenring mit Stützschaufeln (Schweißkonstruktion), *6* Einlaufspirale (Betonkonstruktion), *7* Regelring mit Leitradservomotor, *8* Spurlager, *9* oberes Führungslager, *10* Servomotor zur Verstellung der Laufradschaufeln, *11* Verstellstange innerhalb der Turbinenwelle, *12* Generator

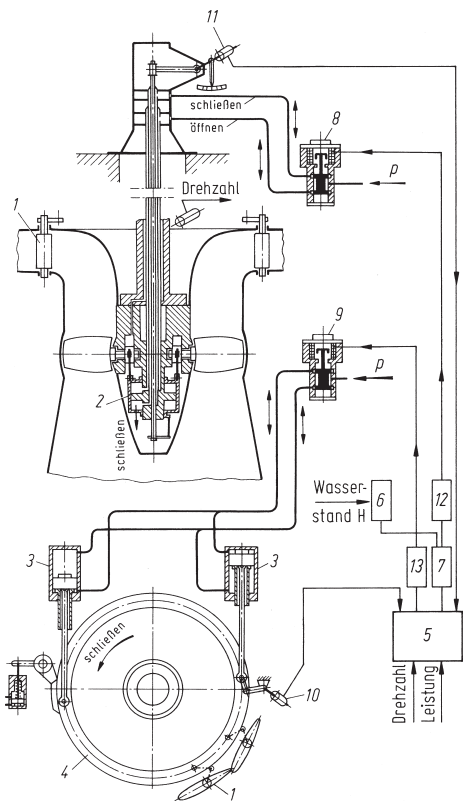


Bild 8. Kaplanturbinen-Regelung (Voith) (s. Text)

R

selbst eingebaut. Vom elektrischen Turbinenregler *5* (Drehzahlregler bzw. Leistungsregler am Verbundnetz) werden über den elektrohydraulischen Wandler *9* (mehrstufiges Servo-Regelventil) primär die beiden Leitradservomotoren *3* angesteuert. Das Rückführsignal wird vom Regelring *4* mit Hilfe des elektrischen Gebers *10* abgenommen (ist gleichzeitig Signal für Stellung der Leitschaufeln *1*). Sekundär wird vom Regler *5* über Rechner *7*, Ausgangsverstärker *12* für die Laufschaufelverstellung und Wandler *8* der Laufradservomotor *2* angesteuert. Die wirkungsgradmäßig optimale Zuordnung der Leitschaufel- zur Laufschaufelstellung wird über das Rückführsignal des Schaufelstellungsgebers *11* (mechanische und elektrische Anzeige) im Rechner *7* (Leitrad-Laufrad-Kurvenzugrechner) verwirklicht. Bei Fallhöhenschwankungen ist eine Korrektur der optimalen Zuordnung von Leitschaufel- zur Laufschaufelstellung in Abhängigkeit von der jeweiligen Fallhöhe ebenfalls nach Angaben des elektrischen Wasserstandsgebers *6* möglich. Der Regler *5* erhält vom elektrischen Geber *10* ein Signal, das nach optimaler Zuordnung über Ausgangsverstärker *13* für die Leitschaufelverstellung und Wandler *9* die beiden Leitradservomotoren *3* ansteuert.

2.3.3 Dériazturbinen. Dériaz turbines

Eine neuere Entwicklung einer doppeltregulierten Halbaxialturbine mit verstellbaren tragflügelähnlichen Schaufeln, **Bild 2 d** und **3**, [2]. Diese Turbinen eignen sich auch als Umkehrturbinen (Pumpenturbinen s. **R 2.7**) [6].

2.4 Werkstoffe. Materials

Gehäuse. Hochdruck-Spiralgehäuse (Schweißkonstruktion vorherrschend) meist aus Feinkornbaustahl (z. B. TT STE 36), Blechstärken bis 80 mm; bei Kleinturbinen auch GS- oder GG-Konstruktionen, Traversen mit Stützschaufeln ebenfalls aus Feinkornbaustahl (z. B. TT STE 43). Leitschaufeln bei kleineren Turbinen und Fallhöhen oft aus GG, sonst aus GS oder bei Schweißkonstruktionen aus Chrom-Nickel-Stahlblech (z. B. X 5 CrNi 13 4).

Läufer. Pelton-Laufräder praktisch immer aus Chrom-Nikkel-Stahl (z. B. G-X 5 CrNi 13 4, Werkstoffnr. 1.4313), Strahlablenker mit Auftragsschweißungen an erosionsgefährdeten Stellen. Francislaufräder bis ca. 3 m Durchmesser aus GS, größere geschweißt (bei Stückzahlen > ca. 6 auch GS-Konstruktionen wirtschaftlich). Bei Schweißkonstruktionen Deckscheiben meist aus GS 20 Mn 5, ebenfalls die Schaufeln (wenn einzeln gegossen), seltener aus rostbeständigem Material, auch heiß formgepreßt (z. B. aus TT STE 36). In der Regel ist Auftragschweißung an den kavitationsgefährdeten Stellen vorgesehen. Bronzelaufräder (z. B. G-SnBz 10) vereinzelt bei Kleinturbinen. Kaplanturbinenschaufeln werden in der Regel aus Mangan- oder Chrom-Nickel-Stahl, seltener aus GG oder Bronze gegossen. Bei geschweißten Flügeln Verwendung von Blechen aus Kohlenstoff- oder Chrom-Nickel-Stahl (z. B. X 5 CrNi 13 4). Auftragsschweißungen an kavitationsgefährdeten Stellen (besonders Außenspalt und äußere zur Austrittskante hin gelegene Flächen der Saugseite).
Weitere Bearbeitung der Flügelflächen bei Genauguß nur noch Glätten (Zugabe < ca. 3 mm), sonst Kopierfräsen (in der Regel wirtschaftlicher als Kopierdrehen oder Schleifen nach Koordinatenbohrungen).

Abström- und Zuströmgehäuse. Sie werden bei Niederdruckanlagen sehr oft als Teil des Bauwerks aus Beton gestaltet, bei besonders hohen Maßanforderungen mit sog. „verlorener Schalung“ aus St 37-Blech.

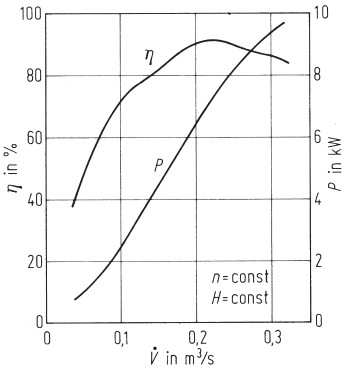


Bild 9. Charakteristik einer Modell-Francisturbine; Volumenstrom wird über die verschiedenen Stellungen des Leitapparates reguliert

2.5 Kennliniendarstellungen
Performance characteristics

Im praktischen Betrieb konstante Drehzahl n (Antrieb von Drehstromgeneratoren) gefordert, Fallhöhe H bleibt in der Regel unverändert, Volumenstrom $\dot{V}$ wird abhängig von Wellenleistung P geregelt.

Spezielle Kennlinien. Bei den Kennlinien (**Bild 9**) einer Modell-Francisturbine ist die Leitschaufelstellung längs dieser Kurven verschieden, bei Kaplanturbinen auch die Laufschaufelstellung; hier wird die jeweils günstigste Kombination beider Einstellungen durch planmäßige Versuche ermittelt, im praktischen Betrieb angewendet, s. **R 2.3** und **Bild 8**.

Einheitsdiagramm. Es entsteht aus den speziellen Kennlinien durch Umrechnung mehrerer solcher Kurven auf eine geometrisch ähnliche Turbine mit 1 m Raddurchmesser und auf 1 m Fallhöhe. Das Einheitsdiagramm zeigt das Betriebsverhalten einer Bauart, **Bild 10**. In Einheitsdiagrammen kann der Einfluß von Änderungen der Reynoldszahl (Baugröße und Drehzahl), der Spaltweite, der relativen Rauhigkeit usw. nicht dargestellt werden. Diese Einflüsse sind bei mittleren Verhältnissen nur gering, müssen jedoch in jedem Fall geprüft werden.

2.6 Extreme Betriebsverhältnisse
Extreme operational ranges

Durchgangsdrehzahl. Wasserturbinen „gehen durch“, wenn plötzlich das Lastmoment ausbleibt und die Regelung noch nicht eingegriffen hat, z. B. bei schlagartigem Lastabwurf eines Generators. Das Verhältnis von Durchgangsdrehzahl zu Normaldrehzahl kann folgende Werte annehmen:
Peltonturbinen: 1,8 bis 1,9;
Francisturbinen: Langsamläufer 1,6, Schnelläufer bis 2,1;
Kaplanturbinen: 2,2 bis 2,8.
Vereinfachte Theorie zur Berechnung der Durchgangsdrehzahl s. [1, 2]. Der Turbinenläufer und die angekuppelten rotierenden Teile müssen diese Drehzahl auch bei dem größtmöglichen Gefälle aushalten.

Maximales Drehmoment. Es liegt bei Francisturbinen bei der Drehzahl 0 und ist das ca. 1,6- bis 1,8fache des Auslegungswertes (günstig für das Anfahren). Bei Kaplanturbinen M_{max} nur ca. 1,05 M_{normal} bei 0,25facher Normaldrehzahl [1, 2].

Unterwasserstand. Bei Hochwasser setzt die Gefälleverringerung die Leistung herab (ausgenommen Peltonturbinen mit

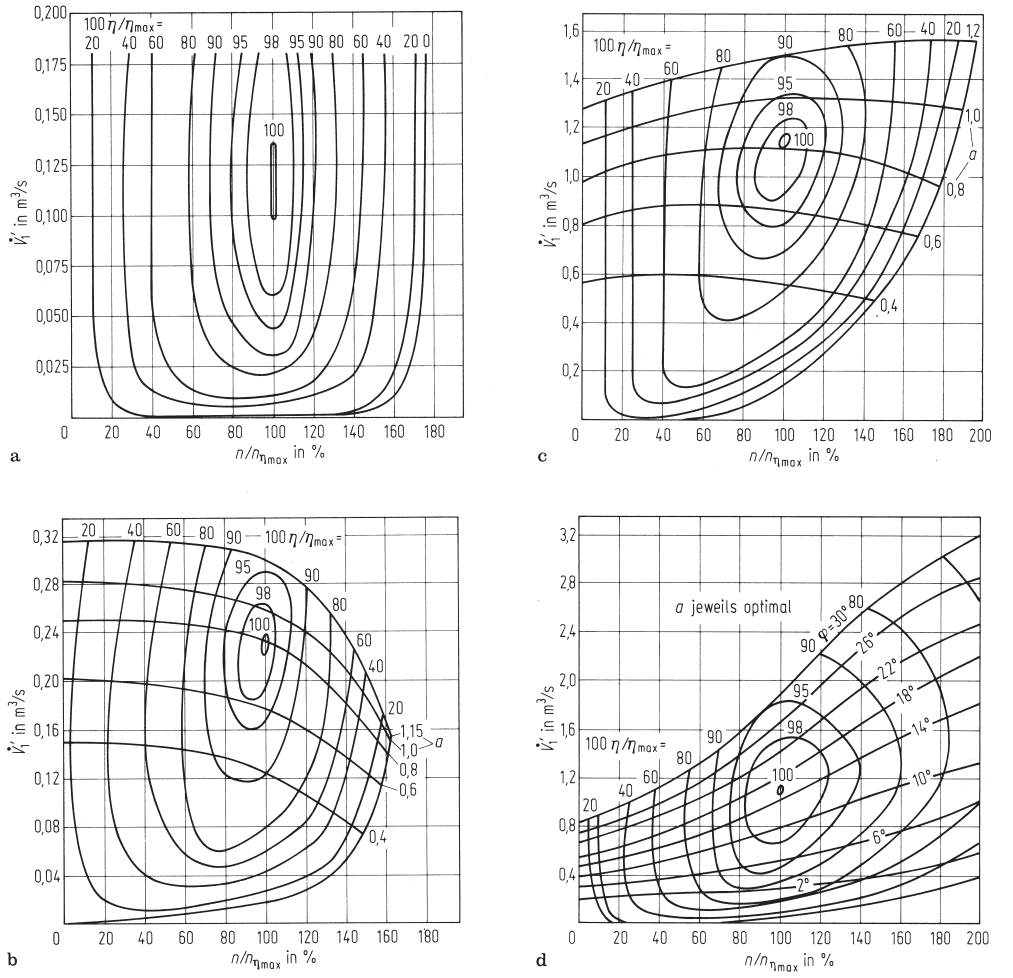


Bild 10a–d. Wasserturbinen-Kennfelder [2]. **a** Peltonturbine $n_q = 16\,\mathrm{min}^{-1}$; **b** Francisturbine $n_q = 23\,\mathrm{min}^{-1}$; **c** Francisturbine $n_q = 90\,\mathrm{min}^{-1}$; **d** Kaplanturbine $n_q = 160\,\mathrm{min}^{-1}$

Bezeichnungen: n_q spez. Drehzahl (s. **R 3.2.1**), n Drehzahl, $n_{\eta_{max}}$ Drehzahl bei max. Wirkungsgrad, $\dot{V}_1' = \dot{V}/(D^2 H^{1/2})$ Einheitsvolumenstrom in m^3/s, $\dot{V}$ Volumenstrom in m^3/s, H Fallhöhe in m, D Laufradnenndurchmesser in m, a Maßzahl für Leitradöffnung (dimensionslose Lichtweite). φ Laufschaufelwinkel

durch Überdruck erzwungenem Freihang); in „Ejektor-Leerschüssen“ nutzt man die kinetische Energie des Hochwassers, um den Druck nach der Turbine zu senken. Wenn das Saugrohr bei zu tiefem Wasserstand Luft saugt, verliert es seine Wirkung; daher liegen Saugrohrmündungen möglichst tief.

2.7 Laufwasser- und Speicherkraftwerke

Water wheels and pumped-storage plants

Laufwasserkraftwerke sind Niederdruckanlagen in Flüssen und Seitenkanälen (s. **Bild 1 a** und **b**), Speicherkraftwerke dagegen Hochdruckanlagen an Talsperren, Tages- bis Jahresspeicherbecken und Gebirgsseen (s. **Bild 1 c** und **d**). Die jahreszeitlich bedingten Schwankungen des Wasserstroms sind bei Laufwasserkraftwerken beträchtlich. Daher doppeltregulierte Wasserturbinen hier besonders vorteilhaft. Der Aggregatwirkungsgrad η_{Gr} für das Laufwasserkraftwerk ist

$$\eta_{Gr} = P_{el}/(\varrho g \dot{V} H) = \eta_{GT}\,\eta_{Tu}\,\eta_L$$

mit P_{el} elektrische Leistung am Generator bzw. Transformator. Er läßt sich in folgende Wirkungsgrade aufteilen: $\eta_{GT} \approx 0{,}95 \ldots 0{,}99$ für Generator und Transformator; $\eta_{Tu} \approx 0{,}85 \ldots 0{,}95$ für die Turbine; $\eta_L \approx 0{,}93 \ldots 0{,}99$ für strömungsführende Bauteile (z. B. Rohrleitungen).

So liegt der Aggregatwirkungsgrad, der alle Wirkungsgrade umfaßt, in diesem Falle zwischen 0,75 und 0,93 [1, 2].

Speicherkraftwerk. Im Gegensatz zum Laufwasserkraftwerk muß das zufließende Wasser nicht sofort ausgenutzt werden, sondern kann zur späteren Spitzendeckung dienen, u. U. bis zur erheblichen Entleerung des Beckens. Die Maschinenhäuser der Spitzenkraftwerke liegen entweder am Fuße des Gebirges (s. **Bild 1 d**) oder innerhalb des Gebirges bei Kavernenkraftwerken, **Bild 11**.

Bei nicht ausreichendem Zufluß zur Deckung der Spitzenlast werden Speicherkraftwerke oft als Pumpspeicherwerke angelegt (Ausnutzung billigen Stroms, Netzregulierung, s. **R 2.1.3**). Es gibt drei mögliche Anordnungen von Turbine und Pumpe [2, 6]:

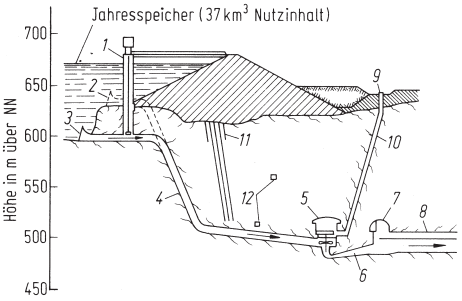


Bild 11. Schema des Speicherkraftwerks Shrum (British-Columbia, Kanada). Staudamm mit 83 m Höhe und einer Breite von 2040 m, vorgesehen für 10 vertikale Maschinen mit je 227 MW bis 260 MW (Francis-Turbinen), Fallhöhe 152 m, Volumenstrom 170 m^3/s, Drehzahl 150 min^{-1} (24 Polpaare 60 Hz). *1* Einlaufkontrolle; *2, 3* Einlauf für 10 Maschinen; *4* Druckrohr; *5* Maschinenhaus (Kaverne); *6* Turbinenauslaß; *7* Sammelkammer; *8* Ablaßtunnel; *9* Umspannwerk 500 kV; *10* Kabelschacht; *11* Abdichtungsschirm; *12* Entwässerungstunnel

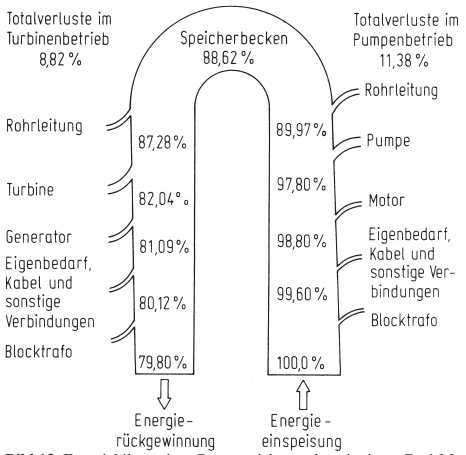


Bild 12. Energiebilanz eines Pumpspeicherwerks mit einem Drei-Maschinen-Satz

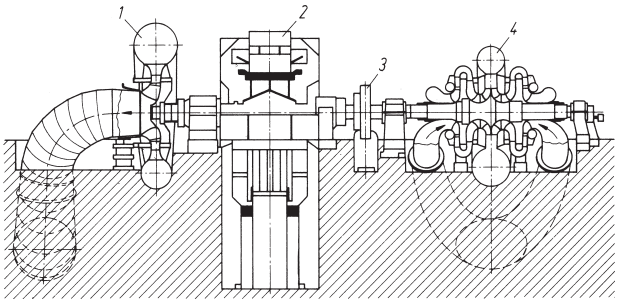


Bild 13. Maschinensatz des Pumpspeicherwerks Vianden (Luxemburg). *1* Francis-Spiralturbine, $H = 265 \ldots 290$ m; $\dot{V} = 37{,}2 \ldots 39{,}5$ m^3/s, $n = 428{,}6$ min^{-1}, $P = 90 \ldots 100$ MW, $P_{max} = 104$ MW; *2* Synchronmaschine (Generator oder Motor), *3* Anwurf-Freistrahlturbine mit Zahnschaltkupplung, $H = 288$ m, $\dot{V} = 1{,}31$ m^3/s, $P = 2{,}7$ MW; *4* zweiflutige-zweistufige Speicherpumpe, $P = 67 \ldots 69$ MW, $P_{max} = 76$ MW

Turbine mit separatem Generator und Pumpe mit separatem Motor (Vier-Maschinen-Satz),
Turbine und Pumpe mit gemeinsamem Motor-Generator (Drei-Maschinen-Satz),
reversible Pumpturbine mit Motor-Generator (Zwei-Maschinen-Satz).
Entscheidung nach Kosten, Wirkungsgrad, Fall-Förderhöhenbereich, Betriebsart und zur Verfügung stehender Zeit zum Starten oder Wechseln vom Turbinenbetrieb in den Pumpbetrieb und umgekehrt. **Bild 12** zeigt die Energiebilanz eines Pumpspeicherwerks mit einem Drei-Maschinen-Satz. Der Gesamtwirkungsgrad von nahezu 80 % liegt an der oberen heute möglichen Grenze, üblich sind Gesamtwirkungsgrade um 75 %. **Bild 13** zeigt die technische Verwirklichung eines Drei-Maschinen-Satzes für das Pumpspeicherwerk Vianden in Luxemburg.

R

3 Kreiselpumpen. Centrifugal Pumps

H. Siekmann und **P. Thamsen**, Berlin

Der Einheitlichkeit wegen wird in den Kapiteln R 2 und R 3 für den Volumenstrom durchweg das Formelzeichen $\dot{V}$ an Stelle von Q verwendet [12–14].

3.1 Allgemeines. General

Pumpen heben Flüssigkeiten bzw. erhöhen deren Druck oder Geschwindigkeit. Bei Kreiselpumpen erfolgt dies, indem mechanische Arbeit durch die Fliehkraft und Umlenkung des Mediums in Schaufelrädern übertragen wird. Hierzu dienen eine bis etwa zwanzig Stufen. Fördermedien sind neben Wasser auch aggressive Medien und zähe Fluide bis hin zum Flüssigbeton.

3.2 Bauarten. Types

Einteilung und Bezeichnung der Kreiselpumpen erfolgen nach verschiedenen Gesichtspunkten: Form der Laufräder, Gehäuseaufbau, Stufenzahl, Antrieb, Fördermedien, Verwendung [1–9].

3.2.1 Laufrad. Impeller

Meist werden die Pumpen nach der Bauart ihrer Laufräder bezeichnet (**Bild 1**): Radiale, halbaxiale, axiale Pumpen mit aufsteigenden spezifischen Drehzahlen n_q [1–9, 16, 17].

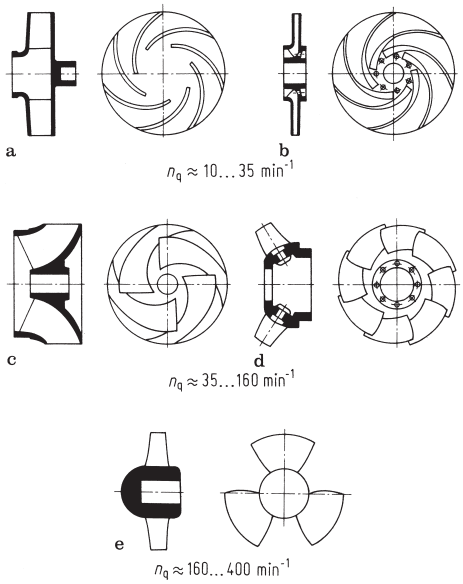


Bild 1 a–e. Laufradbauarten nach [4]. **a** Radialrad mit **b** axial vorgezogenen Schaufeln; **c** Halbaxialrad mit **d** einstellbaren Schaufeln; **e** Axialrad

Radialräder nach **Bild 2** dienen zur Förderung von reinen Fluiden, Räder nach **Bild 3** für ausgasende Fluide, Abwässer und Feststoffe in Trägerflüssigkeiten. Die vordere Laufraddeckscheibe ist erforderlich bei Förderung faseriger Verunreinigungen („geschlossene" Laufräder), „offene" Laufräder bewähren sich bei dem Transport von gashaltigen Flüssigkeiten und Schlämmen.

Halbaxialräder (Bild 1 c, d). Die Schaufeln (**d**) können während des Betriebs verstellt oder, je nach Konstruktionsaufwand, im Stillstand eingestellt werden. Die Kontur der Laufradnabe und des Pumpengehäuses sind im Bereich der möglichen Schaufelwinkel kugelig auszuführen.

Axialräder (Bild 1 e). Hierfür gilt gleiches. Ist keine Winkeländerung erforderlich, so sind die Schaufeln mit der Nabe meist in einem Stück gegossen, und es entfällt die strömungsungünstige kugelige Kontur an Nabe und Gehäuse.

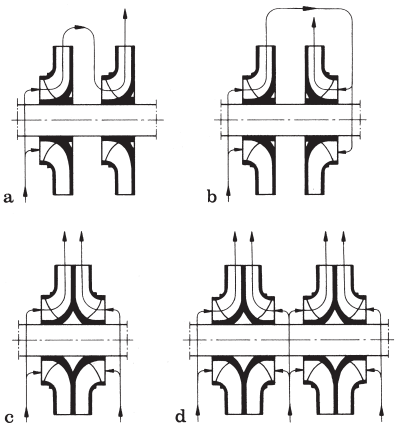


Bild 2 a–d. Anordnung von Radialrädern nach [4]. **a, b** Zweistufig; **a** gleiche, **b** gegensinnige Durchströmrichtung; **c** zweiströmig; **d** vierströmig

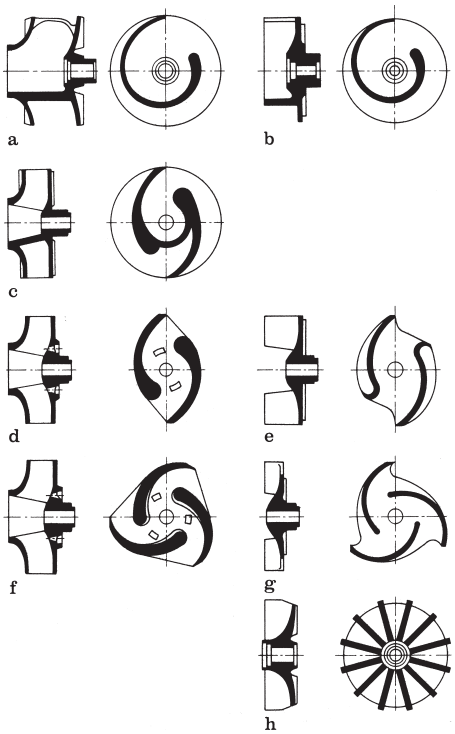


Bild 3 a–h. Sonderformen radialer Laufräder nach [4]. **a, b** Einschaufelräder; **c** Einkanalrad; **d, e** Zweikanalräder; **f, g** Dreikanalräder; **h** Freistromrad. **a, c, d, f** „geschlossen", für Flüssigkeiten mit Feststoffen; **b, e, g, h** „offen", für gasbeladene Flüssigkeiten ohne faserige Beimengungen

Spezifische Drehzahl

Sie ermöglicht die Wahl der Laufradbauart mit dem besten Pumpenwirkungsgrad und lautet dimensionslos:

$$n_q^* = 333\, n_N\, \dot{V}_N^{1/2} / (g H_N)^{3/4} \tag{1a}$$

mit n_N Nenndrehzahl in min^{-1}, $\dot{V}_N$ Nennförderstrom in m^3/s, H_N Nennförderhöhe in m der Stufe, $g = 9{,}81\ \mathrm{m}^2/\mathrm{s}$ Fallbeschleunigung Faktor 333 nur für die dimensionslose Darstellung von Bedeutung [1–5].

Aus der Ähnlichkeitsmechanik (Affinitätsgesetze, s. **B 7.2**), ergibt sich eine dimensionsbehaftete spezifische Drehzahl [1, 5, 6, 9]

$$n_q = n_N \frac{\dot{V}_N^{1/2}}{H_N^{3/4}} \tag{1b}$$

(Bezug: $H_q = 1\ \mathrm{m}$, $\dot{V}_q = 1\ \mathrm{m}^3/\mathrm{s}$, n_N in min^{-1}, s. Cordierdiagramm [1]).

Die Umfangsgeschwindigkeiten liegen je nach Kavitationsbedingung, Festigkeit und zulässiger Geräuschemission zwischen ca. 20 und 60 m/s, in Sonderfällen bis 140 m/s. Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten werden Stufenförderhöhen bis zu 800 m verwirklicht.

Verteilung der Stufen

Es bestehen folgende Möglichkeiten:

Mehrstufige Bauart (Bild 2 a). Zum Ausgleich des Axialschubs sind die Laufräder häufig spiegelbildlich angeordnet, **Bild 2 b**. Mehrstufigkeit, d. h. *Reihenschaltung* der Laufräder, bewirkt die Addition von Förderhöhen bei gleichem Förderstrom.

R

Mehrströmige Bauart. Große Förderströme werden in zwei, bisweilen in vier Teilströme aufgespalten (**Bild 2c, d**), um z. B. zur Vermeidung von Kavitation die Strömungsgeschwindigkeit im Laufradeintritt möglichst niedrig zu halten; der Axialschub ist ebenfalls ausgeglichen. Mehrströmigkeit bewirkt als *Parallelschaltung* die Addition von Förderströmen bei gleicher Förderhöhe.

3.2.2 Gehäuse. Casings

Kreiselpumpen werden auch nach der Bauart ihrer Gehäuse bezeichnet, z. B.:

Spiralgehäusepumpe (Bilder 14, 15, 21, 23, 24). Um den Radialschub auszugleichen, erhalten Spiralgehäuse oft eine zweite Spirale, deren Zunge um 180° zur ersten versetzt beginnt, **Bild 21**.

Ringraumgehäusepumpe. Ringraumgehäuse weisen im Meridianschnitt symmetrische Querschnitte auf, oft abgewandelt zu spannungsgünstigen, montagefreundlichen Konstruktionen in kugeliger Grundform, **Bild 22**.

Rohrgehäusepumpe (Bild 17). Sie ist vorzugsweise bei großen halbaxialen und axialen Pumpen in vertikaler Aufstellung zu finden.

Rohrschachtpumpe (Bild 25). Sie ist in axialer und halbaxialer Bauart geeignet zur Förderung von Oberflächen- und vorgereinigtem Abwasser.

Rührwerkspumpe (Bild 26). Sie ist in der Regel von axialer, gehäuseloser Bauart, von einem Tauchmotor angetrieben und dient zur Umwälzung von verunreinigtem Abwasser. Das Laufrad besteht z. B. aus Polyurethan in spezieller Verbindung mit den Stahlteilen der Nabe. Pumpe wird auch als *Rührer* bezeichnet.

Seitenkanalpumpe (Bild 27). Sie gehört zur Gruppe der sogenannten Peripheralpumpen und ist weit verbreitet wegen ihrer relativ hohen Druckzahlen. Die technologisch weit entwickelte Seitenkanalpumpe enthält Kunststoffflügelräder, Blechtiefziehteile und wird in Topfgehäuseform (Barrel) ausgeführt.

Teilung. Gehäuse sind in der Mehrzahl quergeteilt. **Bild 15** zeigt dagegen ein längsgeteiltes Gehäuse.
Kesselspeisepumpen besitzen entweder eine Gliederform (**Bild 19**) oder ein Topfgehäuse, **Bild 20**. Je kleiner der Massenstrom, um so kostengünstiger kann eine Gliederpumpe im Vergleich zur Topfgehäusepumpe hergestellt werden [4]; im Falle einer Läuferrevision ist die Topfgehäusepumpe montagefreundlicher.
Charakteristische Merkmale der Pumpen können auch sein: die Befestigung des Pumpengehäuses, z. B. am Elektromotorgehäuse (Blockpumpen **Bilder 18, 21, 23**); die Trocken- oder Naßaufstellung des Gehäuses bzw. auch des Elektromotors (Tauchmotorpumpen **Bilder 16** und **18**).

3.2.3 Fluid. Fluid

Sehr verbreitet ist die Bezeichnung der Kreiselpumpen nach dem zu fördernden Fluid, z. B.: Reinwasser-, Abwasser-, Schlamm-, Säure-, Öl-, Flüssiggaspumpe. Der Mittransport sowohl von Dampf und Gas als auch von Feststoffen ist nicht auszuschließen, die Viskosität des Fluids beeinflußt erheblich die Kennlinien.

3.2.4 Werkstoff. Material

Die Bezeichnungen Kunststoffpumpe, Betongehäusepumpe, Graugußpumpe usw. geben Auskunft über den Hauptwerkstoff (Gehäusewerkstoff). Die wichtigsten Kriterien bei der Werkstoffauswahl sind Festigkeit (Kesselspeisepumpen), Korrosionsbeständigkeit (Chemiepumpen), Erosionsbeständigkeit (Baggerpumpen), Kavitationsbeständigkeit (Kondensatpumpen) und – gleichermaßen wichtig für alle Pumpen – Kosten für Investition, Bearbeitung, Wiederbeschaffung, u. a.

Gehäuse und Laufräder

Gußeisen:	GG-20 (0.6020), GG-25 (0.6025), GGG-40 (0.7040), GGG-NiCr 20 2 (0.7660).
Stahlguß:	G-X 20 Cr 14 (1.4027), G-X 6 CrNi 18 9 (1.4308), G-X 6 CrNiMo 18 10 (1.4408), G-X 7 NiCrMoCuNb 25 20 (1.4500).
Bronzen:	G-CuAl 10 Ni (2.0975), G-CuSn 10 (2.1050).
Nichtmetalle:	Thermoplaste (z. B. Polyvinylchlorid), Duroplaste (z. B. Epoxidharz), Kautschuk (z. B. für gummierte Chemiepumpen).

Wellen

Baustahl:	St 52-3 (1.0570),
Vergütungsstahl:	C-45 (1.0503),
Nichtrostender	X 20 Cr 13 (1.4021),
Walz- und	X 5 CrNiMo 18 10 (1.4401),
Schmiedestahl:	X 10 CrNiMoTi 18 10 (1.4571).

Kavitationsbeständigkeit

Geeignet sind Chromnickelstähle, nicht hingegen Gußeisen und Kunststoffe; neben der Werkstoffzusammensetzung spielt hierbei auch die Formgebung (Gießen, Schmieden, Spanen) und die Oberflächenbeschaffenheit (rauh, poliert) eine Rolle. Allen kavitationsbeständigen Werkstoffen gemeinsam ist eine relativ hohe Dauerfestigkeit und Beständigkeit gegen Schwingungsrißkorrosion.

3.2.5 Antrieb. Drive

Tauchmotorpumpen, Dieselmotorpumpen, Turbopumpen u. a. sind Bezeichnungen nach dem Antrieb.

Elektromotoren. Der gebräuchlichste Antrieb für Kreiselpumpen. Üblich sind Einphasen-Wechselstrommotoren in den untersten Leistungsbereichen (<1 kW), sonst Drehstrommotoren (bis ca. 12 MW) und – vorwiegend in den oberen Leistungsbereichen – Synchronmotoren (bis ca. 10 MW), oft kombiniert mit einem Untersetzungsgetriebe.

Tauchmotoren (**Bilder 16** und **18**) sind wassergefüllt (vereinzelt ölgefüllt); Tauchmotorleistungen erreichen mehrere MW bei Betriebsspannungen bis 10 kV. Diese Motoren werden auch als *Unterwassermotoren* bezeichnet.

Spaltrohrmotoren stellen eine Bauart mit nassem Läufer und trockener Statorwicklung dar, **Bild 23**.
Mit dem Fortschritt der Leistungselektronik verbreiten sich frequenzgesteuerte Drehstromantriebe sehr schnell als verlustarme drehzahlgeregelte Pumpenantriebe im Leistungsbereich bis zu mehreren MW.

Verbrennungsmotoren. Sie sind bei kleineren transportablen Pumpenantrieben und bei mittleren stationären Aggregaten weitab vom elektrischen Netz sowie bei netzunabhängigen Reserveaggregaten zu finden. Als nachteilig ist der Bauaufwand (Volumen, Anfahrkupplungen, Dämpfungseinrichtungen) anzusehen.

Dampfturbinen. Sie dienen hauptsächlich als Antrieb von Großpumpen der Kraftwerkstechnik (z. B. Direktantrieb von Kesselspeisepumpen, Antriebsleistungen bis 50 MW, Drehzahlbereich 3000 bis 6000 min^{-1}), teilweise auch von Was-

serwerkspumpen bis hin zum Antrieb kleinerer Pumpen über Getriebe.

3.3 Betriebsverhalten. Operating characteristics

3.3.1 Kavitation. Cavitation

Kavitation, das Entstehen und schlagartige Vergehen von Dampfblasen, tritt in Flüssigkeitsströmungen an Stellen mit Drücken nahe dem Dampfdruck (Verdampfungsdruck) p_V auf. Zur Einleitung ist die Anwesenheit von Gasspuren (Keimen) erforderlich.

Vorgang. Die Druckabsenkung im Pumpeneintritt durch Beschleunigung der Strömung, Minderung des Systemdrucks oder Absenken des Saugspiegels (**Bild 8**) führt örtlich zum Erreichen des Dampfdrucks. Die Flüssigkeit verdampft unter erheblicher Volumenzunahme. Im weiteren Verlauf der Strömung durch das Laufrad steigt der Druck wieder an. Der Dampf kondensiert unter implosionsartiger Volumenabnahme; hierbei entstehen in hochfrequenter Folge Mikrowasserstrahlen, die beim konzentrierten Aufprallen auf Schaufel und Gehäuse Drücke bis zu mehreren 1 000 bar erzeugen [1–14].

Folgen. Die Kavitation stellt insbesondere am Beginn der Energieumsetzung im Laufrad eine Strömungsstörung dar, die sich einerseits auf die Pumpenkennlinien durch Wirkungsgrad- und Förderhöhenabfall (**Bild 4**), andererseits aufgrund der schlagartigen Kondensationsvorgänge durch mechanische Schwingungen, prasselnde Geräusche und Materialverschleiß bemerkbar machen. Das Material wird sowohl mechanisch (Kavitationserosion durch Hochgeschwindigkeitsstrahlen) als auch chemisch (Kavitationskorrosion aufgrund von Zerstörung der Deckschicht) angegriffen.

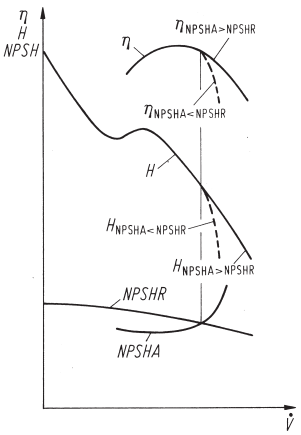


Bild 4. Einfluß des *NPSH*-Wertes auf die Drossel- und Wirkungsgradkurve $H = f(\dot{V})$ und $\eta = f(\dot{V})$; ausgezogen: $NPSHA > NPSHR$, gestrichelt: $NPSHA < NPSHR$ nach [4]

***NPSH*-Wert** (*N*et *P*ositive *S*uction *H*ead)**.** Dies ist eine international eingeführte Kenngröße zur Quantifizierung der Kavitationsempfindlichkeit einer Kreiselpumpe [12, 13]. Der *NPSH*-Wert ist definiert als Gesamtdruckhöhe der Strömung in Laufradmitte, vermindert um die Verdampfungsdruckhöhe der Flüssigkeit, Einheit m. Es ist zu unterscheiden zwischen dem *vorhandenen NPSH*-Wert der *Anlage NPSHA* (**Bild 5**) und dem mindest *erforderlichen NPSH-Wert der Pumpe NPSHR* (engl. vorhanden = available, erforderlich = required).

Anlage. Hier gilt

$$NSPHA = \frac{p_{tot} - p_V}{\varrho g} \tag{2}$$

mit p_{tot} Gesamtdruck der Strömung in Laufradmitte, genauer: im Schnittpunkt der Drehachse mit der Ebene durch die äußeren Punkte der Schaufeleintrittskanten, ϱ Dichte der Förderflüssigkeit, p_V Dampfdruck (Verdampfungsdruck) der Förderflüssigkeit, g Fallbeschleunigung.

Pumpe. Der Wert

$$NPSHR = \left(\frac{p_{tot} - p_V}{\varrho g}\right)_{min} \tag{3}$$

ist erforderlich, um die Kreiselpumpe ohne Kavitationsfolgen dauernd betreiben zu können. Gebräuchlich sind folgende Alternativkriterien bzw. Erscheinungsformen ($\dot{V} = \text{const}$):

Erscheinungsformen

Blasenlänge eine nach Ort und Größe definierte Ausdehnung des Dampfgebiets auf der Schaufel (z. B. 5 mm auf der äußeren Flußlinie).

Wirkungsgradabfall (z. B. 1 % von dem kavitationsfrei gemessenen Wirkungsgrad).

Förderhöhenabfall (z. B. 3 % von der kavitationsfrei gemessenen Förderhöhe).

Schalldruckpegel eine nach Meßort und Größe definierte kavitationsbedingte Erhöhung.

Materialverschleiß, als Pumpenmaterial, das in der Zeiteinheit durch Kavitationswirkung abgetragen wird.

Verläufe (**Bilder 4, 6** und **7**). Aus Gl. (3) ergibt sich die zu verwirklichende geodätische Saughöhe ($z_I < 0$) bzw. Zulaufhöhe ($z_I > 0$) (**Bild 5**) zu

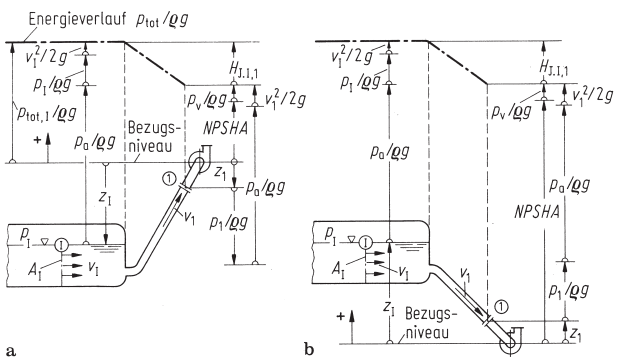


Bild 5 a, b. Energieverlauf $p_{tot}/\varrho g$ auf der Eintrittsseite einer Pumpenanlage. **a** Pumpe oberhalb des Flüssigkeitsspiegels, $z_I < 0$ geodätische Saughöhe; **b** Pumpe unterhalb des Flüssigkeitsspiegels, $z_I > 0$ geodätische Zulaufhöhe. Bezugspunkt des Saugspiegels im Eintritt der Anlage, s. **Bild 8**

$$z_I \geq NPSHR + H_{J,I,1} - \frac{p_a + p_I - p_V}{\varrho g} - \frac{v_I^2}{2g}. \quad (4)$$

Durch *Vergleichmäßigung* der Zuströmung und Einsatz eines axialen Vorsatzläufers (Inducer) kann *NPSHR* und damit z_I noch wesentlich verringert werden.

Der *NPSHA*-Wert ändert sich mit der Anlagenkennlinie (Widerstandsparabel), der *NPSHR*-Wert mit der Pumpenkennlinie. Ein Betriebspunkt der Pumpe kann nur dann ein Dauerbetriebspunkt ohne schädliche Kavitationsfolgen sein, wenn in diesem Punkt folgende Ungleichung deutlich mit einer Mindestsicherheit von ca. 0,5 m erfüllt ist:

$$NPSHA > NPSHR.$$

Die Gefahr, durch Kavitation Schäden im Dauerbetrieb zu erleiden, ist offensichtlich um so geringer, je größer *NPSHA* gegenüber *NPSHR* ist, so daß der Differenz

$$NPSHA - NPSHR$$

die Bedeutung einer Sicherheit gegenüber Kavitation zukommt.

3.3.2 Kennlinien. Characteristic curves

Die Kennlinien einer Kreiselpumpe sind Darstellungen folgender Größen in Abhängigkeit vom Förderstrom $\dot{V}$: Förderhöhe H oder spezifische Förderarbeit $Y = gH$, Leistungsbedarf P, Pumpenwirkungsgrad $\eta = \varrho \dot{V} Y / P$ mit ϱ Dichte des Fluids unter den Bedingungen am Saugstutzen, *NPSHR*-Wert und u. U. auch akustische und mechanische Schwingungsgrößen, u. a.

Voraussetzungen für die einzelne Kennlinie sind die Konstanz der Pumpendrehzahl n, der Pumpengeometrie (z. B. Schaufelwinkel) und der physikalischen Beschaffenheit des Fluids. Mit dem maximalen Wirkungsgrad η_{max} ist der Bestpunkt H_{opt}, P_{opt}, $NPSHR_{opt}$ über $\dot{V}_{opt}$ bestimmt; der Nennbetriebspunkt sollte i. allg. möglichst nah bei dem Bestpunkt liegen.

Verlauf. In **Bild 6** sind, bezogen auf die Bestwerte, die Kennlinien für drei unterschiedliche Bauarten einstufiger Kreiselpumpen qualitativ dargestellt, in **Bild 7** findet sich eine quantitative Darstellung.

Drosselkurven (Förderhöhenkurven). Die Steigung ist vorwiegend negativ; Kurvenstücke mit positiven Steigungen heißen nichtstabil wegen u. U. nicht eindeutig definierter Betriebspunkte. Die Nullförderhöhe ($\dot{V} = 0$) liegt, bezogen auf H_{opt}, um so höher, je größer n_q ist. Drosselkurven axialer und halbaxialer Kreiselpumpen zeigen – je höher n_q, um so ausgeprägter – einen Sattel im Teillastgebiet $\dot{V}/\dot{V}_{opt} < 1$.

Leistungskurven. Axialpumpen nehmen bei $\dot{V} = 0$ maximale, Radialpumpen dagegen minimale Leistung auf. Daher sind – um Überlastung des Antriebs zu vermeiden – Axialpumpen bei geöffnetem und Radialpumpen bei geschlossenem Absperrorgan anzufahren.

Wirkungsgradkurven. In Richtung Teillast und Überlast fällt der Wirkungsgrad um so mehr, je höher n_q ist. Diesem Nachteil kann durch die günstigeren Regelmöglichkeiten aufgrund von Schaufelverstellung begegnet werden.

***NPSH*-Kurven**. Der Verlauf wird von der Radialpumpe zur Axialpumpe ungünstiger (vgl. dazu die winkelabhängigen Unterdruckspitzen von Tragflügeln). In Richtung Teillast werden die meisten Kreiselpumpen zunächst unempfindlicher gegen Kavitation (um so mehr eingeschränkt, je größer n_q).

Betriebspunkt. Er ist der Schnittpunkt zwischen Drosselkurve $H(\dot{V})$ und Anlagenkennlinie (Rohrleitungskennlinie) $H_A(\dot{V})$ für die Förderhöhe H der Pumpe und Förderhöhe H_A der Anlage (**Bilder 8** und **9**):

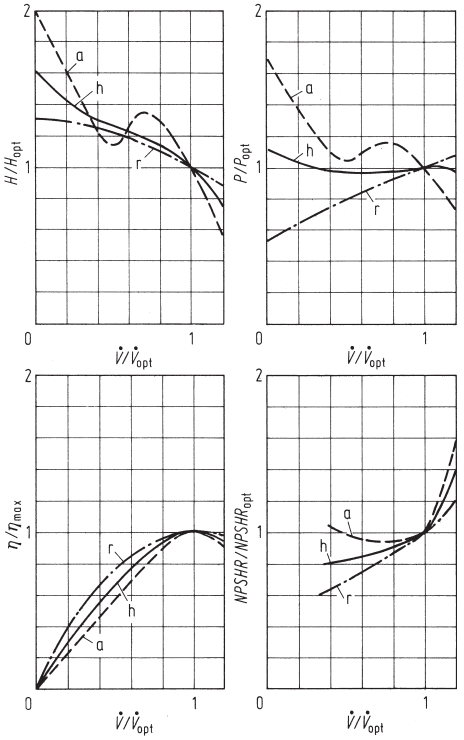


Bild 6. Einfluß der spezifischen Drehzahl n_q auf die Kennlinien der Pumpen (ohne Viskositätseinflüsse). a axial $n_q \approx 200\ min^{-1}$, h halbaxial $n_q \approx 80\ min^{-1}$, r radial $n_q \approx 25\ min^{-1}$ [4]

$$H = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\varrho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \quad (5)$$

$$H_A = z_{II} - z_I + \frac{p_{II} - p_I}{\varrho g} + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2g} + H_{J,I,1} + H_{J,II,2}. \quad (6)$$

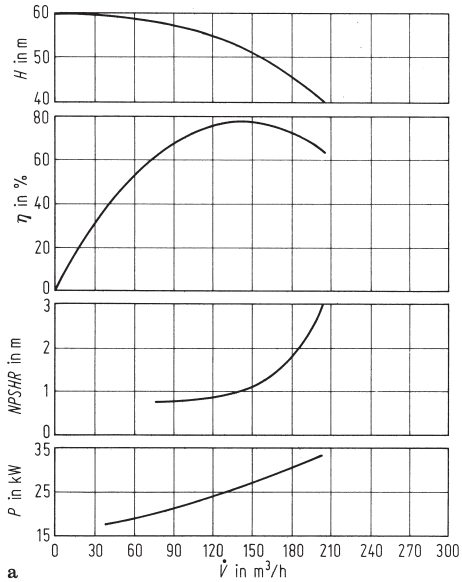
Während in Gl. (5) für H nur pumpenspezifische Größen enthalten sind (Leistungsangebot), so gibt Gl. (6) für H_A den anlagenbedingten Leistungsbedarf wieder, um den Förderstrom $\dot{V}$ zwischen dem Eintrittsquerschnitt A_I und Austrittsquerschnitt A_{II} aufrechtzuerhalten. Im Beharrungszustand der Förderung, d. h. im Betriebspunkt, ist $H = H_A$, **Bilder 9** und **10**. In der Regel kann nicht jeder Punkt der Drosselkurve ein Dauerbetriebspunkt sein. Meist ist der Förderstrom nach oben durch nicht mehr ausreichenden *NPSH*-Wert der Anlage *NPSHA*, nach unten durch unzulässig starke wirbelerregte Schwingungen (Teillastwirbel), insbesondere bei Drosselkurven mit Sattel, begrenzt.

3.3.3 Anpassung der Kreiselpumpe an den Leistungsbedarf
Matching of pump and system characteristics

Die Anpassung an den Leistungsbedarf $P = \varrho g \dot{V} H / \eta$ kann durch Änderung der Anlagenkennlinie oder der Drosselkurve geschehen.

Anlagenkennlinie

Drosselung. Da $H_A(\dot{V})$ nur durch Vergrößern der Strömungsverluste beeinflußt wird, ist sie hinsichtlich der Betriebskosten unwirtschaftlich; dagegen sind die Investitionskosten für



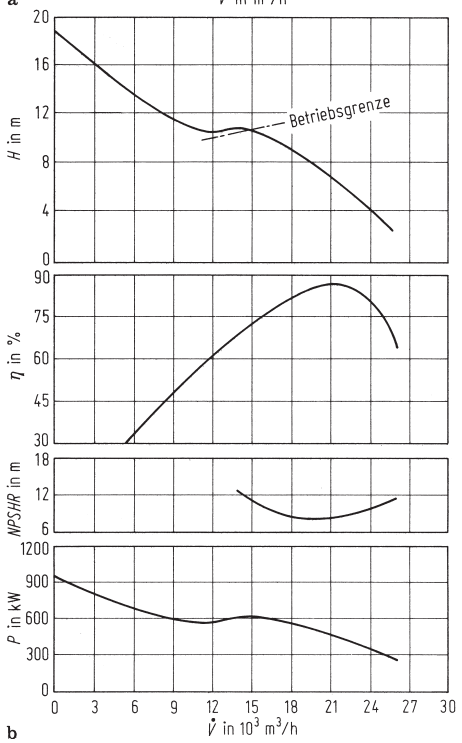


Bild 7a, b. Kennlinien ausgeführter einstufiger Pumpen (KSB und SIHI-Halberg). **a** Radial $n_q \approx 15$ min^{-1}, $n = 1450$ min^{-1}, Wasser 15 °C; **b** axial $n_q \approx 200$ min^{-1}, $n = 314$ min^{-1}, Wasser 15 °C [3, 4]

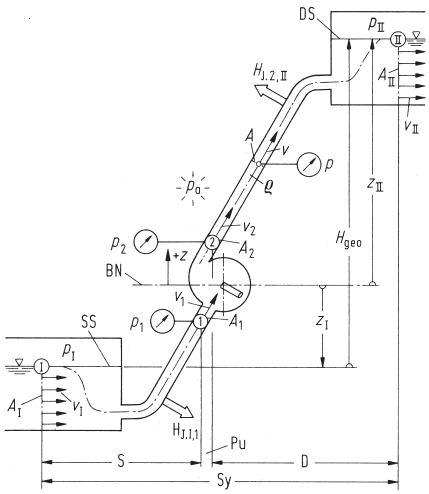


Bild 8. Schema einer Kreiselpumpe und Anlage [12]. BN Bezugsniveau, SS Saugspiegel, DS Druckspiegel, Pu Pumpe, S saugseitige Anlage, D druckseitige Anlage, Sy System. A_I, A_{II} Eintritts-, Austrittsquerschnitte der Anlage; A_1, A_2 Eintritts-, Austrittsquerschnitte (Saug-, Druckstutzenquerschnitte) der Kreiselpumpe; z Höhenkoten zum Bezugsniveau BN; p Überdruck ($p > 0$) oder Unterdruck ($p < 0$) zum örtlichen barometrischen Luftdruck p_a; v absolute Strömungsgeschwindigkeit (Mittelwert $\dot{V}/A$); $H_{J1,1}$, $H_{J2,II}$ Verlusthöhen in saugseitiger, druckseitiger Anlage; H_{geo} geodätische Förderhöhe ($z_{II} - z_I$). *II* Bezugspunkt des Druckspiegels im Austritt der Anlage, *I* Bezugspunkt des Saugspiegels im Eintritt der Anlage

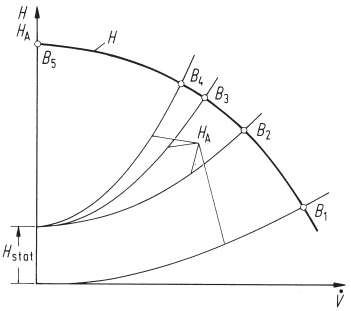


Bild 9. Betriebspunkte B auf der Drosselkurve $H(\dot{V})$ bei Änderung der Anlagenkennlinie $H_A(\dot{V})$. B_1 Anlagenkennlinie ohne statische Förderhöhe $H_{stat} = H_{geo} + (p_a - p_I)/\varrho g = 0$; $B_2 - B_5$ Anlagenkennlinien mit statischer Förderhöhe und unterschiedlicher Drosselstellung der Armatur; B_5 Armatur geschlossen

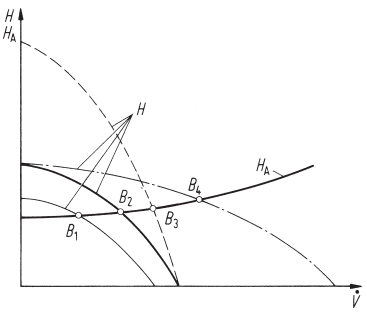


Bild 10. Betriebspunkte B auf der Anlagenkennlinie $H_A(\dot{V})$ infolge Drehzahländerung der Pumpe oder Zuschaltens einer zweiten gleichen Pumpe. B_1, B_2 eine Pumpe bei reduzierter bzw. bei Nenndrehzahl; B_3 zwei gleiche Pumpen in Reihenschaltung (Addition zweier gleicher Förderhöhen gestrichelt); B_4 zwei gleiche Pumpen in Parallelschaltung (Addition zweier gleicher Förderströme strichpunktiert)

R

Drosselarmaturen relativ niedrig. Die Hauptanwendung liegt bei kleineren radialen Kreiselpumpen, insbesondere auch wegen des mit verringertem Förderstrom fallenden Leistungsbedarfs, **Bild 7 a**.

Bypass. Diese Anpassung basiert ebenfalls auf veränderbaren Strömungsverlusten bei relativ geringen Investitionskosten, hier für eine gedrosselte Rückführleitung von der druckseitigen zur saugseitigen Anlage. Er ist vereinzelt bei Axialpumpen zu finden, deren Leistungsbedarf mit zunehmendem Förderstrom abnimmt, **Bild 7 b**.

Drosselkurve

Drehzahländerung. Bei gleicher Pumpengröße und Förderflüssigkeit lauten die Modellgesetze:

$$\dot{V} \sim n, \quad H \sim n^2, \quad P \sim n^3.$$

So wandern bei Veränderung der Drehzahl die Punkte einer Drosselkurve auf Parabeln zweiten Grades auf die andere Drosselkurve (Kennfeld **Bild 11 a**), während der Wirkungsgrad bei kleineren Abweichungen bis zu 20 % von der Nenndrehzahl und genügend hohen Reynoldszahlen konstant bleibt. Bei größeren Drehzahlsprüngen zwischen den Betriebspunkten 1 und 2 und kleineren Reynoldszahlen $Re < 10^6$ (auf den Laufradaustritt bezogen) ändert sich der Wirkungsgrad nach der Näherungsformel

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1)(n_1/n_2)^{0,1}.$$

Leistungsbedarf. Da dieser mit der dritten Potenz der Drehzahl steigt, kann der Antrieb bei nur geringen Drehzahlsteigerungen schon überlastet sein. Die Drehzahlregelung ist aus der Sicht der Betriebskosten die wirtschaftlichste Regelart, setzt jedoch drehzahlveränderliche Antriebe voraus (Dampfturbinen, Verbrennungsmotoren, Gleichstrommotoren oder Drehstrommotoren mit Frequenzumformer, Polpaarzahl- oder Schlupfänderung). Riementriebe bieten den Vorteil, durch Anpassen der Riemenscheiben die günstigste Pumpendrehzahl zu verwirklichen.

Vorleitschaufelverstellung. Die übliche hydraulische Auslegung einer Kreiselpumpe geht von einer gleichmäßigen, drallfreien Zuströmung zum Laufrad aus. Wird nun durch ein vorgeschaltetes Leitrad mit veränderlicher Schaufelstellung (Vordrallregelung, s. **Bild 17**) der Zuströmung ein Drall aufgeprägt, so wird die Lage der Drosselkurve verändert. Gleichdrall (Umfangskomponenten der Zuströmung in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit, Schaufelstellung $< 90°$) führt zu einer Absenkung der Drosselkurve, Gegendrall (Schaufelstellung $> 90°$) zu einer Anhebung, **Bild 11 b**. Aus der Euler-Strömungsmaschinenhauptgleichung [10, 11] folgt, daß diese Verstellung um so wirksamer ist, je größer n_q ist. Tatsächlich hat sich die Vordrallregelung bei halbaxialen Kreiselpumpen, bei denen – bis auf die halbaxialen Propellerpumpen – eine Laufschaufelverstellung unmöglich ist, als am wirtschaftlichsten durchgesetzt. Das gilt insbesondere, wenn Förderhöhenschwankungen bei annähernd gleichbleibendem Förderstrom auftreten, z. B. bei Kühlwasserpumpen (s. Wirkungsgrad in **Bild 11 b**). Wegen der Verstopfungsgefahr bei Abwässern wird der Vordrall auch schaufellos durch tangentiale Einführung einer Bypass-Strömung erzeugt.

Laufschaufelverstellung. Bild 11 c zeigt ihren Einfluß bei einer axialen Kreiselpumpe (Propellerpumpe) auf die Lage der Drosselkurve. An der aufwendigen Konstruktion der laufschaufelverstellbaren Propellerpumpe (auch in halbaxialer Bauart) ist bei gleichbleibender Förderhöhe der Förderstrom mit relativ gutem Wirkungsgrad zu verändern. Vorbilder für diese Verstellung sind Schiffspropeller und Kaplanturbinen. Konstruktiv weniger aufwendig sind einstellbare Schaufeln, die allerdings wegen der Demontage des Laufrads nur bei langfristigen Eingriffen vorteilhaft sind.

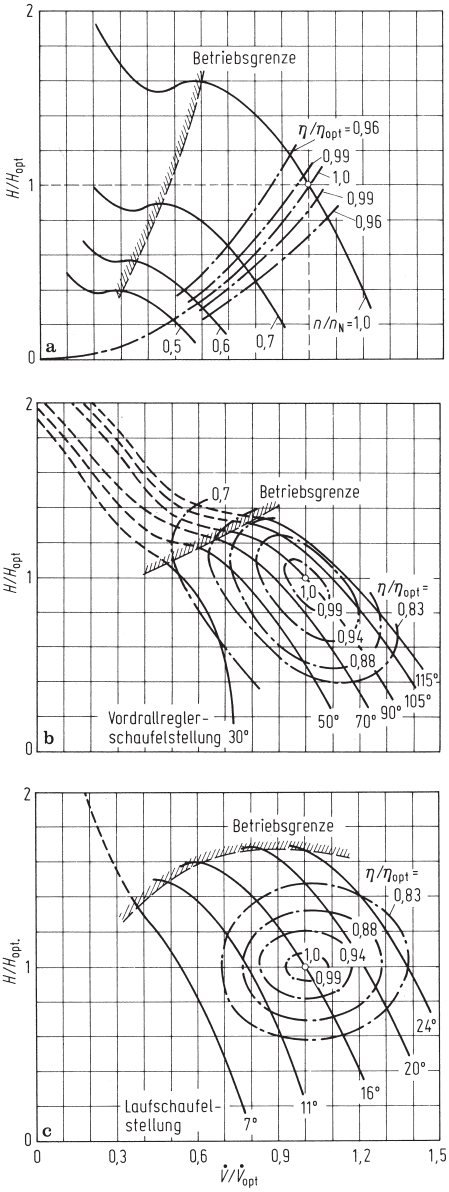


Bild 11 a, b. Kennfelder [4] von Kreiselpumpen. **a** Axiale Pumpe mit Drehzahländerung $n_q \approx 200\ \text{min}^{-1}$; **b** halbaxiale Pumpe mit Vordralländerung $n_q \approx 160\ \text{min}^{-1}$; **c** axiale Pumpe mit Laufschaufelverstellung $n_q \approx 200\ \text{min}^{-1}$

Verändern der Schaufelaustrittskanten

Hierunter wird das Abdrehen des Laufrads (Bauarten a–c **Bild 1**) sowie das Zuschärfen der Schaufelenden als einmalige Anpassung verstanden. *Abdrehen* stellt eine Durchmesserreduktion des Laufrads von D_x auf D_y dar, das *Ausdrehen* bezieht sich dabei nur auf die Schaufeln und nicht auf die Radseitenwände. Wird der Durchmesser nur soweit geändert, daß

die Schaufeln gegenseitig überdeckt bleiben, so gilt näherungsweise $\dot{V}_x/\dot{V}_y = H_x/H_y = (D_x/D_y)^2$. Der Wirkungsgrad verringert sich dabei um so weniger, je kleiner n_q ist. Das Zuschärfen der Schaufelenden in Richtung steilerer Schaufelaustrittswinkel ergibt bei radialen und halbaxialen Pumpen eine bis zu 3 % höhere Förderhöhe im Bereich des Wirkungsgradmaximums.

Selbstregelung durch Kavitation

Dieser Ausgleich tritt vornehmlich bei Kondensatpumpen auf und nutzt den Blockierungseffekt der Dampfblasen in den Schaufelkanälen aus. Fällt wenig Kondensat an, so sinkt mit dem Flüssigkeitspegel die Zulaufhöhe; dabei wächst das Blasenvolumen und reduziert wie gewünscht den Förderstrom.

3.3.4 Achsschubausgleich. Axial thrust balancing

Bei allen Bauarten tritt abhängig vom Betriebspunkt am Laufrad eine resultierende Axialkraft (Achsschub) auf, deren Wirkungslinie die Drehachse ist und deren Richtung (falls kein Achsschubausgleich vorhanden) zur Saugseite der Kreiselpumpe weist. Der Achsschub F setzt sich aus mehreren in der Drehachse liegenden Komponenten zusammen, die, am Beispiel einer einstufigen radialen Kreiselpumpe im stationären Strömungszustand, aus **Bild 12** hervorgehen: F_{Wd} = resultierende Druckkraft aus den Druckkräften vor und hinter der Wellendichtung, $F_i = \varrho \dot{V}(v_{ax,1} - v_{ax,2})$ = Impulskraft (Index 1 Laufradeintritt, Index 2 Laufradaustritt), $F_d - F_s$ = resultieesultierende Druckkraft aus den Druckkräften auf die druckseitige und saugseitige Laufraddeckscheibe, F_{mech} = resultierende Axialkraft aufgrund mechanischer Einrichtungen (z. B. Achsschubausgleichseinrichtung, magnetischer Zug im Elektromotor), F_G = Axialkomponente der Rotorgewichtskraft. Dominierend ist in der Regel der Anteil $F_d - F_s$, entgegen der Anströmrichtung (v_{ax}) gerichtet.

Näherungsformeln. $F_d - F_s = (0{,}7 \ldots 0{,}9)\, A_{ne}\, \varrho g H$ bei Radialrädern mit nichtentlasteter Laufradfläche A_{ne} und $F_d - F_s = (1{,}0 \ldots 1{,}3)\, \varrho g H \pi D_2^2/4$ bei halbaxialen bis axialen Laufrädern.

Achsschubausgleich. Er ist möglich durch:
1. *Axiallager* (Wälz- oder Gleitlager) mit ausreichender Dimensionierung,
2. *gegenströmige bzw. zweiströmige* Anordnung von *Laufrädern* (**Bilder 2 b, c, d, 15**),
3. *Rückenschaufeln* (Erzeugung eines verminderten Drucks im inneren Seitenraum (**Bild 13 b**),
4. *Entlastungsbohrungen* (Druckausgleich zwischen innerem Seitenraum und Saugraum des Laufrads, kombiniert mit Dichtspalt, **Bild 13 a**),
5. *Entlastungsscheibe* (**Bild 13 c**),
6. *Entlastungskolben und Axiallager*,
7. *Doppelkolben und Axiallager*.

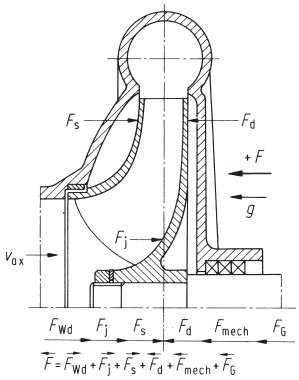


Bild 12. Axialkräfte einer Kreiselpumpe

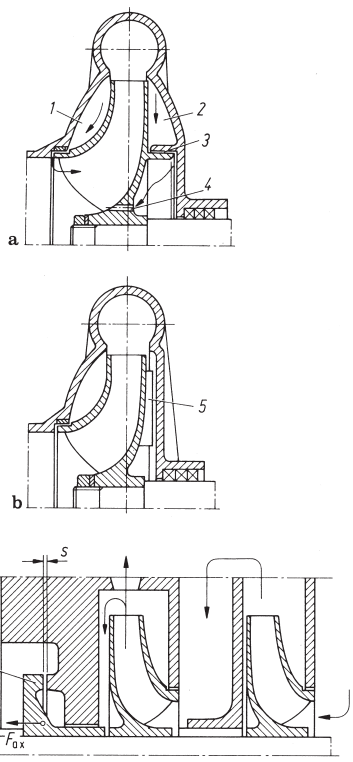


Bild 13 a–c. Ausgleich des Axialschubs. **a** Mit druckseitigem Dichtspalt und Entlastungsbohrungen, Pfeile: Spaltstrom, *1* und *2* saugseitiger (äußerer) und druckseitiger (innerer) Seitenraum, *3* druckseitiger Dichtspalt, *4* Entlastungsbohrungen; **b** mit Rückenschaufeln *5*; **c** mit Entlastungsscheibe *6*

3.4 Ausgeführte Pumpen. Pump constructions

Wasserwirtschaft

Dieser große Anwendungsbereich umfaßt die Wassergewinnung, -aufbereitung (z. B. in Meerwasser-Entsalzungsanlagen) und -verteilung (**Bilder 14, 15**), die Wasserhaltung und -absenkung auf Baustellen und den Grubenbetrieb (**Bild 16**), die Be- und Entwässerung, auch bei schwankenden Wasserspiegeln (**Bild 17**), sowie die Entsorgung, **Bild 18**.

Kraftwerkstechnik

Hier liegen Extrembedingungen vor, wie: die Kesselspeisepumpen als Höchstdruckpumpen in Gliederbauweise (**Bild 19**) oder Topfbauweise (**Bild 20**), die Kesselwasser-Umwälzpumpen (**Bild 21**) unter hohen Temperaturen (bis 420 °C) und Systemdrücken (bis ca. 400 bar), die Reaktorkühlmittelpumpen (**Bild 22**) neben hohen Temperaturen und Drücken (z. B. 350 °C, 170 bar bei Druckwasserreaktoren) unter extremen Dichtproblemen [4, 18].

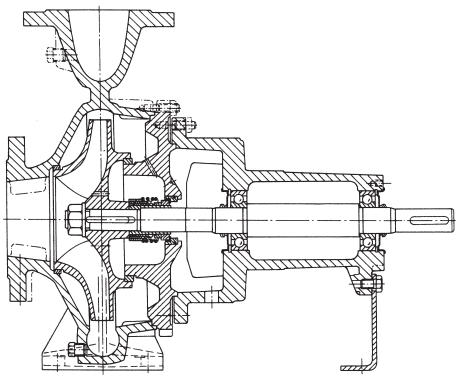


Bild 14. Radiale Spiralgehäusepumpe (Normpumpe DIN 24255) zur allgemeinen Reinwasserversorgung (KSB)

Verfahrenstechnik

In diese Gruppe gehören Chemie-, Raffinerie- und Tanklagerpumpen. Extreme Bedingungen sind durch die Förderflüssigkeiten gegeben, die korrosiv, giftig, explosiv oder leichtflüchtig sind oder bei sehr hohen oder tiefen Temperaturen gefördert werden. Hier wird oft die vielseitig einsetzbare, besonders montagefreundliche Spiralgehäusepumpe verwendet, die den Vorschriften des American Petroleum Institute (API) entspricht. **Bild 23** zeigt eine Spaltrohrmotorpumpe zur Förderung von Flüssiggasen (z. B. Ammoniak, Propan, Chlor); Pumpengehäuse und Laufrad sind identisch mit der Chemie-Normpumpe (24 256, ISO 2858).

Andere Einsatzgebiete

Umwälzpumpen aus der Haustechnik werden für Warmwasserheizungsanlagen in Zwillingsausführung gebaut, bei der eine Pumpe als stets betriebsbereite Reservepumpe oder als parallel arbeitende Zweitpumpe dient.

Die in **Bild 24** dargestellte Spiralgehäusepumpe besitzt ein Freistromrad, das besonders zur Förderung gasbeladener Abwässer geeignet ist; die relativ großen Abstände zu den Gehäusewänden machen diese Pumpe auch zur Förderung verzopfender Beimengungen tauglich. Axiale Rohrschachtpumpen (**Bild 25**) mit Tauchmotor finden sowohl kommunale als auch industrielle Anwendung in Abwasserpumpwerken, Schöpfwerken und zur allgemeinen Wasserversorgung.

Die in **Bild 26** dargestellte Rührwerkspumpe wird von einem Tauchmotor relativ geringer Leistung von ca. 4 kW angetrieben. Der Propeller besitzt einen Durchmesser von ca. 1,8 m und besteht aus Polyurethan. Bei relativ geringer Drehzahl von ca. 120 min^{-1} werden bis zu 4 m^3/s in einer Einbautiefe bis zu 10 m umgewälzt. Die Pumpe dient primär in der Umwelttechnik zur Aufbereitung von kommunalen und industriellen Abwässern.

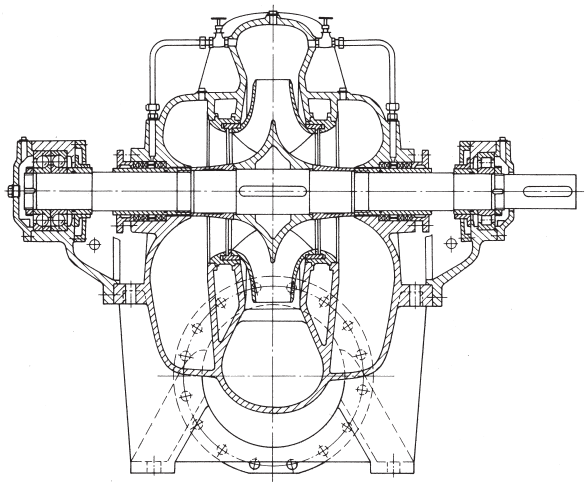


Bild 15. Zweiströmige Spiralgehäusepumpe zur Förderung von Reinwasser und vorgereinigtem Wasser (Sulzer)

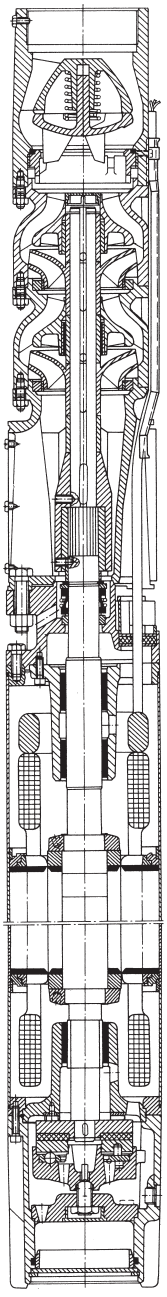


Bild 16

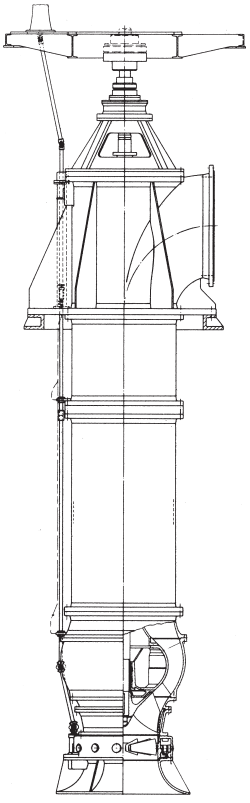


Bild 17

Bild 16. Mehrstufige halbaxiale Tauchmotorpumpe zur Wasserhaltung und Trinkwasserförderung (KSB)

Bild 17. Vordrallgeregelte halbaxiale Rohrgehäusepumpe zur Förderung von Reinwasser und vorgereinigtem Wasser (KSB)

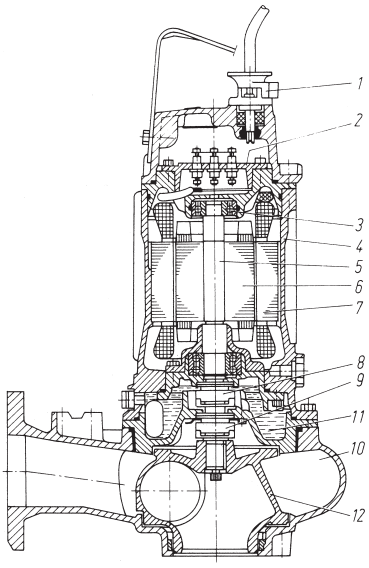


Bild 18. Tauchmotorpumpe mit Kanalrad zur Förderung von Abwasser (Flygt). *1* wasserdichte Kabeldurchführung, *2* Klemmplatte, *3* Kugellager, *4* Statorgehäuse, *5* Welle, *6* Rotor, *7* Stator mit Isolierung nach Klasse F (155 °C), *8* obere Dichtungseinheit mit Hartmetall/Kohle-Gleitringdichtung, *9* untere Dichtungseinheit mit Hartmetall-Gleitringdichtung, *10* Pumpengehäuse, *11* Ölgehäuse: das Öl schmiert und kühlt die Dichtungsringe und dient zur Kontrolle des Zustandes der Dichtung, *12* verstopfungsfreies Kanalrad

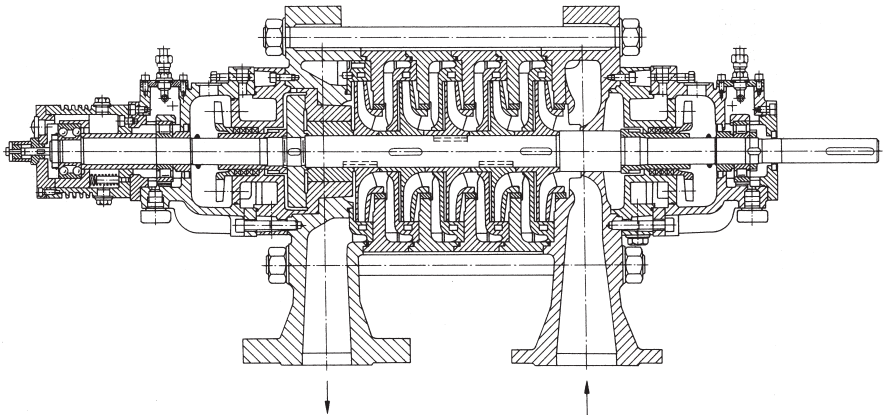


Bild 19. Fünfstufige Kesselspeisepumpe in Gliederbauart (STERLING-HALBERG)

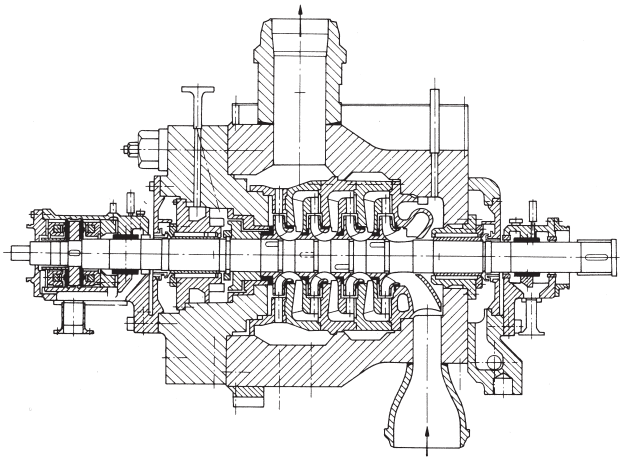


Bild 20. Vierstufige Kesselspeisepumpe mit Topfgehäuse (KSB)

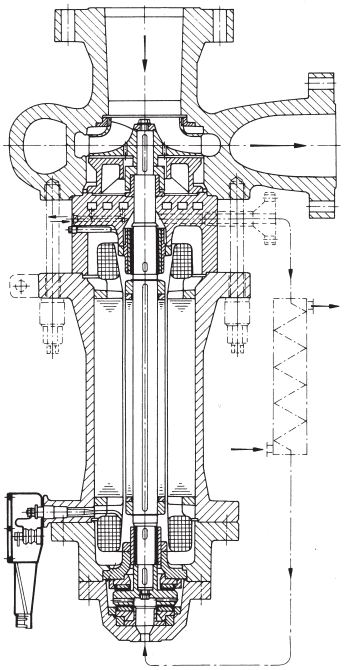


Bild 21. Stopfbuchslose Kesselwasser-Umwälzpumpe (KSB)

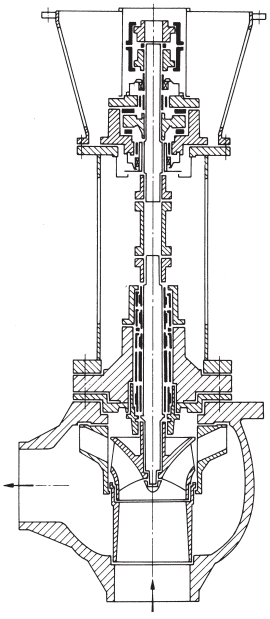


Bild 22. Reaktorkühlmittelpumpe für Druckwasserreaktoren (KSB)

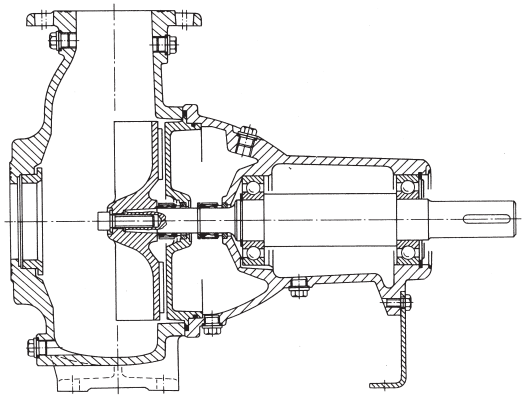


Bild 24. Trocken aufgestellte radiale Spiralgehäusepumpe mit Freistromrad zur Förderung von Rohabwasser (KSB)

Alle Kreiselpumpen verfügen über ein noch relativ hohes Forschungs- und Entwicklungspotential [15]. Nach einer neueren Studie der Fachgemeinschaft Pumpen im Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer (VDMA) treten folgende sieben Forschungsthemen als besonders wichtig hervor: 1 Kavitation; 2 Störungsfrüherkennung; 3 Simulation von Lebensdauer und Verschleiß; 4 Teleservice und Leittechnik; 5 Methodik zur Lebenszykluskosten-Bestimmung; 6 Lebensdauer und Störungsverhalten von Pumpen-Elektronik und 7 Preiswerte Sensorik und Elektronik. Abgesehen davon haben die Computational Fluid Dynamics (CFD) in kaum einer Maschinengattung mehr Einzug gehalten als bei Kreiselpumpen, s. z. B. [19].

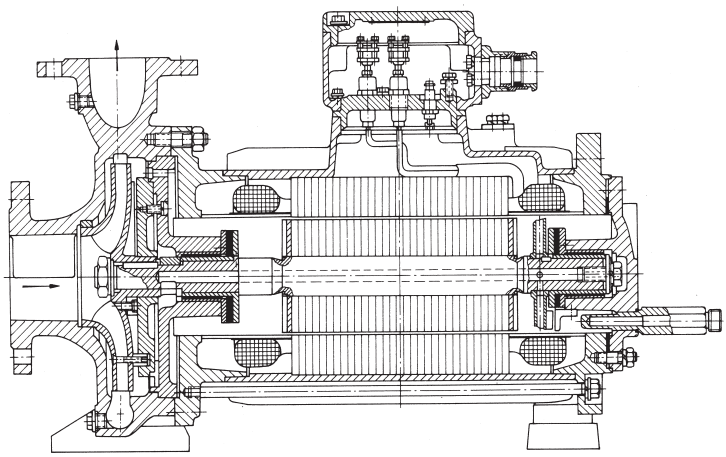


Bild 23. Spaltrohrmotorpumpe zur Förderung siedender Flüssigkeiten bei Betriebstemperaturen zwischen − 120 °C und + 360 °C (Hermetic)

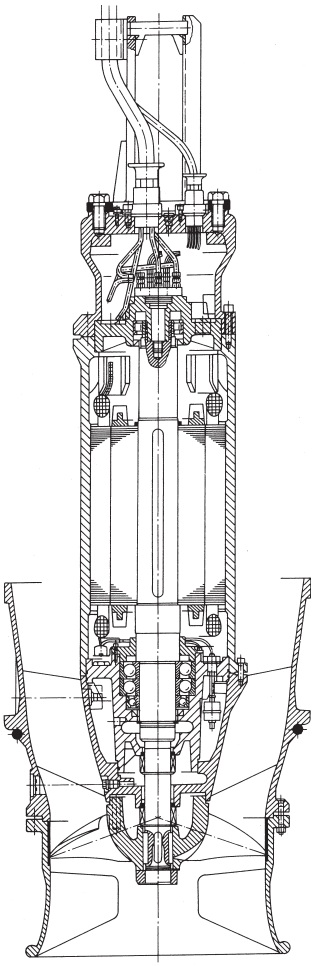


Bild 25. Axiale Rohrschachtpumpe mit Tauchmotor (KSB)

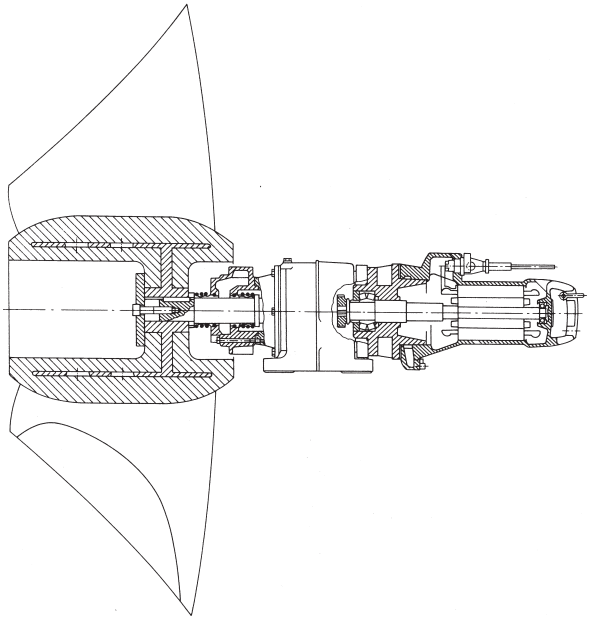


Bild 26. Tauchmotor-Rührwerkspumpe (KSB)

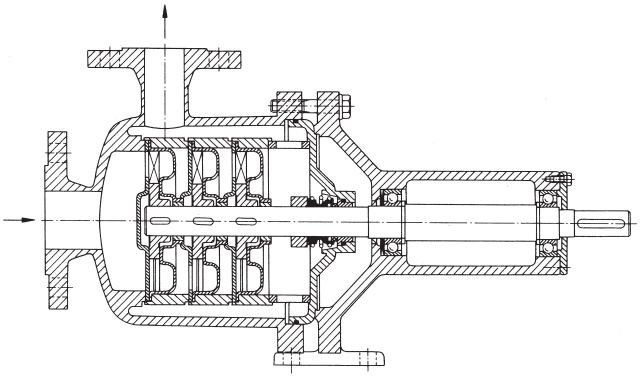


Bild 27. Seitenkanalpumpe (STERLING-HALBERG)

4 Propeller. Propellers

H. Siekmann und **P. Thamsen**, Berlin

4.1 Vorbemerkungen. Introduction

Propeller sind hydro- oder aerodynamische Strömungsarbeitsmaschinen meistens axialer Bauart zur Erzeugung eines Vortriebs. Der Achsschub, eine sonst lästige Nebenwirkung auf die Lager, ist hier Hauptwirkung (Impulssatz, Propellerstrahltheorie [9]). Für Anwendungen ist die Berechnung der Propeller nach der Wirbel- oder Tragflügeltheorie [2, 3] sinnvoller als nach der Strahltheorie. Profile sind Göttinger, NACA-, Kármán-Trefftz-, Kreissegment- und Sonder-Profile (z. B. Wageninger Profile). Modellversuche entscheiden die endgültige Auslegung, insbesondere bei ungleichförmigen Geschwindigkeitsfeldern vor und hinter dem Propeller (Druckschwankungen am Einzelflügel). Entsprechend den extrem hohen spezifischen Drehzahlen $n_q \approx 300 \ldots 1\,000\,\mathrm{min}^{-1}$ ist die Schaufelzahl niedrig, 2 bis 6 und mehr. Strömungstechnische Begrenzungen sind bei aerodynamischen Propellern durch Überschallwirkung, bei hydrodynamischen durch Kavitationswirkungen gegeben [1]. Oft sind Festigkeitsprobleme oder Schallemissionen ausschlaggebend. Nachgeschaltete Leiträder können Verlust durch nicht ausgenutzten Austrittsdrall minimieren, bewirken jedoch zusätzliche Reibverluste; daher werden sie nur in Sonderfällen mit Erfolg angewendet [4].

4.2 Schiffspropeller. Ship propellers

Bild 1 zeigt einen Schiffspropeller für ein schnelles Containerschiff (21 kn). Bei einer Leistung am Dieselmotor (8 Zyl. 2 T.) von 17,8 MW hat der Propeller die Daten:
Drehzahl 120 min^{-1}, Durchmesser 6,3 m, Flügelzahl 6, Werkstoff G-NiA1 BzF60, Gewicht 25,3 t, Wirkungsgrad 63,5 %.
Der Propeller wurde dem vorliegenden Nachstrom des Schiffes angepaßt.

Verstellpropeller. Sie ermöglichen größere Sicherheit und Wirtschaftlichkeit des Antriebs auch bei reduzierten Schiffsgeschwindigkeiten mit im Betrieb veränderlicher Flügelsteigung, bessere Beherrschung der von ungleichförmigem Nachstromfeld induzierten Wechsellasten und bessere Abstimmung bei Mehrmotorenanlagen. Sie werden heute bis ca. 8 m Durchmesser und ca. 35 MW gebaut [5, 6]. Hydraulischer Servomotor zur Flügelverstellung im Schiffsinnern oder in der Propellernabe selbst (**Bild 2**); vgl. Verstelleinrichtung von Kaplanturbinen **R 2**.

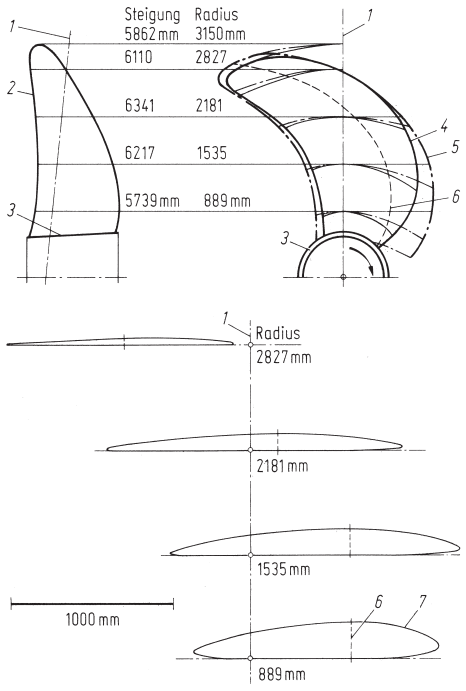


Bild 1. Schiffspropeller mit nichtverstellbaren Schaufeln. *1* Erzeugende, *2* Durchschlagskurve, *3* Nabe, *4* Berandung der projizierten und *5* der abgewickelten Druckseitenfläche, *6* Orte maximaler Profildicke, *7* Schaufelprofile

Azimuthing Podded Drive (Azipod). Dies ist ein neuartiger seegängiger dieselelektrischer Außenbordantrieb, um 360° schwenkbar, meist in der Anordnung zweier gleichlaufender Propeller hintereinander (Zug- und Druckpropeller).

Kort-Düse. Hierbei ist der Propeller mit einer Düse ummantelt. Bei geringer Fahrt und hoher Schubbelastung ergeben sich folgende

Vorteile: Am Flügelende geringere Verluste. – Abströmquerschnitt aus Düse ist größer als beim freien Strahl (keine Strahlkontraktion), Geschwindigkeit also kleiner, kleinerer Austrittsverlust; in der Schraube selbst gesteigerte Durchfluß-

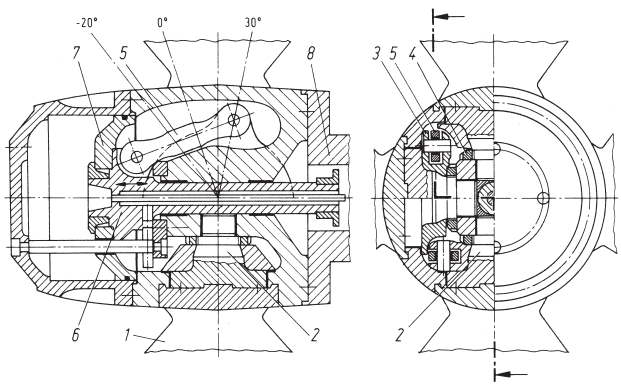


Bild 2. Nabe eines Verstellpropellers (Escher Wyss). *1* Schaufel; *2* Schaufelzapfen, zweifach gelagert; *3* Verstellhebel; *4* Zapfenmutter; *5* Lenker; *6* Verstellkreuz mit zweifach gelagerter Verstellstange; *7* Servomotorkolben; *8* Propellerwelle

geschwindigkeit, also Leistungs- bzw. Wirkungsgradsteigerung infolge größeren Massenstroms. – Infolge der Druckverteilung an der mit dem Schiff verbundenen Düse trägt auch diese zur Vortriebswirkung bei. – Ruhiger Nachstrom; Ufer und Sohlen von Binnengewässern werden weniger angegriffen. Ein- und Austrittsquerschnitt der Düse können rechteckig sein zur Anpassung an den zwischen Oberfläche und Grund vorhandenen Wasserquerschnitt. Bei herkömmlichen Propellerdüsen macht sich aber die grobe Wasserverschmutzung durch Verklemmen fester Bestandteile im Spalt zwischen Propeller und Düse nachteilig bemerkbar [7].

Anwendung. Ummantelte Propeller spielen auch als Manövrierhilfen eine große Rolle, z. B. Aktivruder (im Ruder eingebauter Hilfspropeller mit elektrischem Unterwassermotorantrieb oder um 360° schwenkbarer Düsenpropeller mit Winkeltrieb), Querstrahlruder (in Rohrkanälen quer zur Fahrtrichtung im Vor- und/oder Hinterschiff angeordnete Propeller erzeugen je nach Dreh- und Durchströmrichtung eine Steuerwirkung nach Back- oder Steuerbord). Die sog. Strahlantriebe sind eher als Kreiselpumpenanlagen an Bord zu betrachten (Erzeugung eines Schubstrahls unter oder über Wasser).

Voith-Schneider-Propeller, heißt auch Zykloidenpropeller. Er hat gute Manövriereigenschaften. An einem Rotor mit vertikaler Drehachse sind am Umfang in sich unverwundene Flügelprofile angeordnet, denen während des Umlaufs Schwingbewegungen aufgezwungen werden, wodurch stets ein positiver Anstellwinkel zur resultierenden Anströmrichtung zum Profil und somit Schuberzeugung möglich ist [8].

Arbeitsweise (**Bild 3**). Der nicht mitrotierende Hebel ON kann nach Größe und Richtung verstellt werden. Hierdurch Einstellen des vollen Schubs im Betrieb nach jeder Steuerrichtung möglich. Hauptdrehbewegung um O, Ausrichten der Flügel jeweils senkrecht zur Verbindungslinie von Flügelmitte nach N. **Bild 3** zeigt je nach Lage von O und N fünf verschiedene Schübe S nach Größe und Richtung. Einbau an verschiedenen Stellen des Schiffs möglich; bei **Bild 4** am Bug

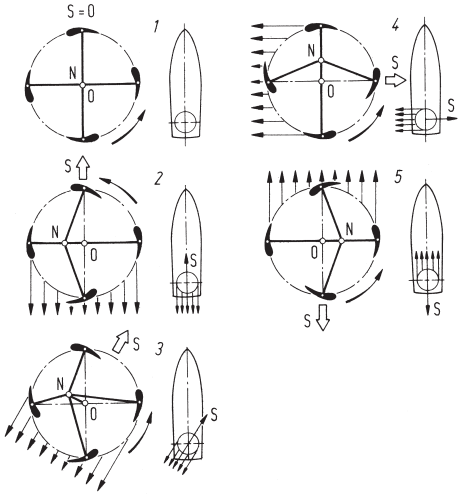


Bild 3. Schubsteuerung eines Voith-Schneider-Propellers (Voith). *1* Steuerpunkt „N" in O-Position, keine Schuberzeugung; *2* „N" ausgelenkt nach links, Schuberzeugung voraus; *3* Phasenverschiebung im Uhrzeigersinn, Schubrichtung schwenkt entsprechend; *4* „N" ausgelenkt nach vorn, Schubrichtung nach Steuerbord; *5* „N" ausgelenkt nach rechts, Schubrichtung zurück. 0 Mittelposition, N Steuerpunkte, S Schub

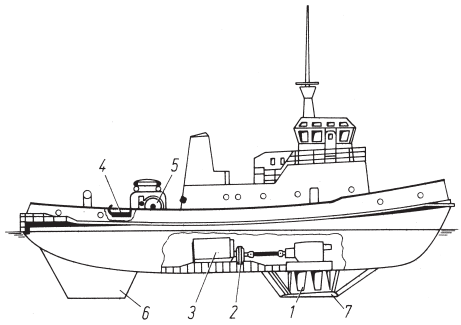


Bild 4. Bugsierfahrzeug mit Voith-Schneider-Propeller (Voith). *1* Voith-Schneider-Propeller, *2* Föttinger-Kupplung, *3* Dieselmotor, *4* Schlepphaken, *5* Schleppwinde, *6* Stabilisierungsflosse, *7* Propellerschutzplatte

eines Schleppers, hier zwei Dieselmotoren mit 880 kW und zwei Propeller nebeneinander, Schiffslänge ca. 30 m, Trossenzug voraus ca. 270 kN, Freifahrtgeschwindigkeit 12 kn.

Einsatzgebiete sind: Wassertrecker (Propeller unter Vorschiff, Schleppgeschirr achtern), Schwimmkrane mit Eigenantrieb, Doppelendfähren auf relativ kurzen Fährstrecken, Fahrgastschiffe auf viel befahrenen Binnenwasserstraßen, Meßschiffe und Forschungsschiffe, Bohrschiffe und Arbeitsgeräte, die im Offshore-Gebiet dynamisch positioniert werden müssen.

4.3 Flugzeugpropeller. Aircraft propellers

Gegenüber den Schiffspropellern werden sie meist am Flugzeug vorn, vor dem Tragflügel angebaut, weil stabile Fluglage wichtig ist. Dadurch praktisch kein Mitstromeinfluß auf den Propeller, aber Auftriebsänderung am nachfolgenden Tragflügel. Flugzeugpropeller sind sehr leicht gebaut, und zwar nicht nur wegen des begrenzten Fluggewichts, sondern auch zur Beherrschung der Fliehkräfte aufgrund hoher Umfangsgeschwindigkeiten. Deshalb schmalere Flügel, insbesondere geringere „Völligkeit" am Blattende. Es ist Rücksicht auf die Schallgeschwindigkeit zu nehmen. Es werden Verstellpropeller bevorzugt, weil gute Start- und Landungseigenschaften wichtig sind. Holzflügel in Verbundbauweise, gebaut bis ca. 4 MW, haben niedrige Gewichte, Kreiselmomente, Flieh- und Verstellkräfte. Relativ große Blattbreiten, vorteilhaft für das Startverhalten, sind möglich. Ähnliche Vorteile auch bei Kunststoff, verstärkt durch Glasfasern. Bei aus Leichtmetall (voll oder hohl) gepreßten Propellerflügeln können Verstellnaben besonders gedrängt gebaut werden. Aus Gründen der geringeren Schallemission und geringerer Anregung von mechanischen Schwingungen sind Flugzeugpropeller neuerer Bauart gegen die Drehrichtung abgewinkelt (skew back).

4.4 Hubschrauberrotoren. Helicopter rotors

Unsymmetrische Anströmung des Rotors erzeugt über Rotorumlauf veränderliche Luftkräfte, dadurch Schlag- und Schwenkbewegung der Rotorblätter. Wegen Beanspruchungen und Flugmechanik Blattanschluß entweder mit Gelenken oder bei modernen gelenklosen Rotoren elastisch (Quasigelenke). Rotorsteuerung durch kollektive und zyklische Veränderung des Blattanstellwinkels. Vorteile der gelenklosen Rotoren sind einfache Bauweise, Wartungsfreundlichkeit sowie hohe Momentenkapazität, dadurch hohe Manövrierfähigkeit. Kreisflächenbelastung, Blattspitzengeschwindigkeit und Blattprofil sind wichtigste Parameter für aerodynamische

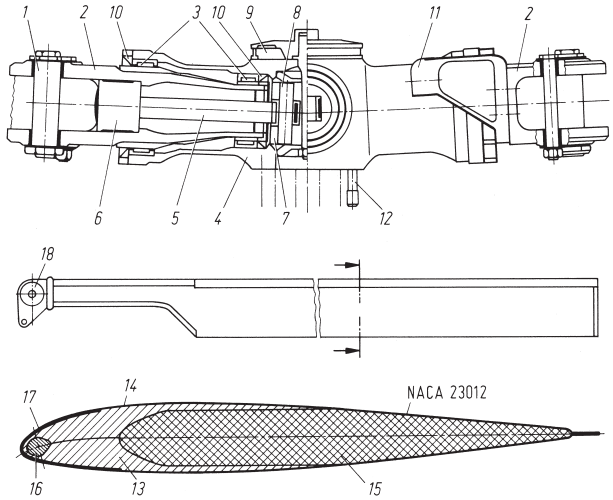


Bild 5. Hauptrotorkopf und Hauptrotorblatt eines Hubschraubers mit starrer Nabe (Messerschmitt-Bölkow-Blohm). Beschreibung der Positionen *1* bis *18* im Text

Auslegung. Dynamisches und flugmechanisches Verhalten ist abhängig von Blattmassenkenngrößen, Steifigkeiten, Frequenzen, Profil, Steuermoment, Rotordämpfung.

Gelenkloses Rotorsystem (Bölkow) (**Bild 5**) mit starrer Titan-Nabe und darin drehbar gelagerten flexiblen Blättern aus glasfaserverstärktem Kunststoff mit niedrigem *E*-Modul, hoher spezifischer Belastbarkeit und geringem Rißfortschritt.

Hauptrotorkopf: Befestigung der Blätter mit Bolzen *1* in Blattgabel *2*, mit Nadellagern *3* im Rotorstern *4* gelagert. Eine Zentrifugalkrafthalterung erfolgt durch torsionsweiches Zugelement *5*, mit Nuß *6*, Zentralstein *7* und Bolzen *8*; dadurch Lasttrennung für Biegemomente und Zugkräfte. Ölschmierung der Nadellager *3* durch Ölsumpf *9*, Dichtringe *10*, Steuerhebel *11*, befestigt an Blattgabel *2*, Rotorstern *4*, angeflanscht an Rotormast mit Stehbolzen *12*.

Hauptrotorblatt: Der C-Holm *13* besteht aus „unidirektionalem" Glasfaserkunststoff (GFK) zur Aufnahme von Längskräften und Biegemomenten, der Haut *14* aus GFK-Gewebe zur Aufnahme von Torsionsmomenten, dem Schaumkern *15*, dem Trimmblei *16* zum Justieren des örtlichen Schwerpunkts, Erosionsschale *17*, der Befestigung mit Beschlag *18* an Blattgabel *2* des Rotorkopfes.

5 Föttinger-Getriebe
Hydrodynamic drives and torque convertors

H. Siekmann und **P. Thamsen**, Berlin

5.1 Prinzip und Bauformen. Principle and types

Prinzip: Hydrodynamische Leistungsübertragung mit Kreiselpumpe (P) und Flüssigkeitsturbine (T) in einem gemeinsamen Gehäuse. P ist mit der Antriebswelle verbunden, T mit der Abtriebswelle [1–6].

Föttinger-Getriebe (Bilder 1 bis **6)** enthalten mehrere, die Strömung umlenkende Schaufelräder als Hauptglieder H, bestehend aus: Pumpenlaufrad P, Turbinenlaufrad T und Leitrad (Reaktionsglied) R. Letztgenanntes ist nur bei Wandlern (P, T, R) vorhanden; Kupplungen (P, T) und hydrodynamische Bremsen (P, T fest) sind einfacher aufgebaut als Wandler [5]. Die leistungsübertragende Flüssigkeit ist meist Öl.

Föttinger-Kupplungen. Sie bewirken eine stufenlose Drehzahlanpassung ohne Drehmomentwandlung als stoß- und schwingungsdämpfender Überlastschutz in Aggregaten mit Strömungsmaschinen, Kolbenmaschinen, Fördergeräten, Walzenantrieben, Fahrzeugen, Mahlwerken u. a.

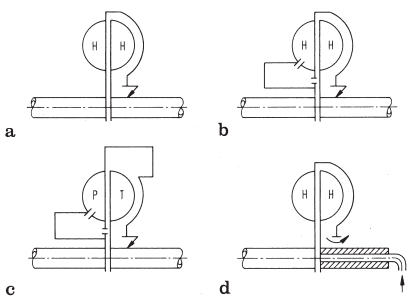


Bild 1 a–d. Konstantfüllungskupplungen (H = Hauptglied als Pumpe oder Turbine wirkend). **a–c** Füllung im Stillstand; **a** ohne Nebenraum; **b** mit Nebenraum innen; **c** mit Nebenraum innen und außen; **d** mit Kühlstromdurchfluß [1]

Bild 1 zeigt vier Bauarten von Konstantfüllungskupplungen [5], wobei H sowohl als P als auch als T wirken kann.

Bild 2 gibt einen Überblick über Stell- und Schaltkupplungen [5], wobei von außen in die Kreislaufströmung oder auf den Fluidinhalt während des Betriebes eingegriffen wird.

Föttinger-Wandler. Ihre Aufgabe ist die stufenlose Drehzahlanpassung und Drehmomentwandlung zwischen

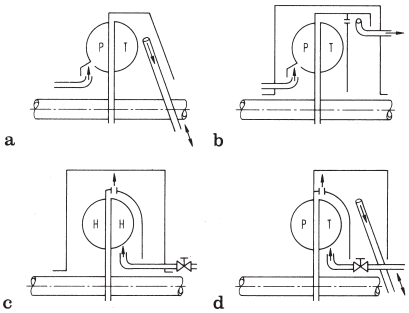


Bild 2a–d. Stell- und Schaltkupplungen. **a** Bewegliches Schöpfrohr; **b–d** mit Zu- oder Ablaufsteuerung; **b** Staudruckpumpe; **c** stehendes Gehäuse; **d** umlaufendes Gehäuse und bewegliches Schöpfrohr [1]

Kraftmaschinen (Benzin-, Diesel-, Elektromotor, Gas-, Dampf- oder Wasserturbine) auf der Antriebsseite und

Arbeitsmaschinen (Kreisel-, Verdrängerpumpe, Propeller, Ventilator, Verdichter, Förderanlage, Schienen-, Straßenfahrzeug, Hebezeug oder Wickelmaschine) auf der Abtriebsseite.

Bild 3 zeigt vier bekannte Bauarten einphasiger Wandler, bestehend aus P, T (gleichsinnig oder gegensinnig zu P) und R (fest). Bei hoher Momentwandlung werden T und R mehrstufig ausgeführt.

Bild 4 gibt vier verbreitete Bauarten mehrphasiger Wandler wieder, bei denen der Leistungsfluß von der Pumpe zur Turbine eine selbsttätige Änderung aufgrund von Strömungskräften im Kreislauf erfährt. Diese Änderung erfolgt durch Öffnen oder Schließen eines Freilaufs zwischen R und dem Gehäuse oder P und R und dem Gehäuse.

Stell- und Schaltwandler sind in **Bild 5** dargestellt. Stellwandler sind charakterisiert durch verstellbare Leitschaufeln (**a**) oder Ringschieber (**b**). Bei Schaltwandlern sind ein – oder mehrere Schaufelräder mit von außen betätigbaren Schaltelementen (Ausrückturbine **c** oder festbremsbares Leitrad **d**) verbunden.

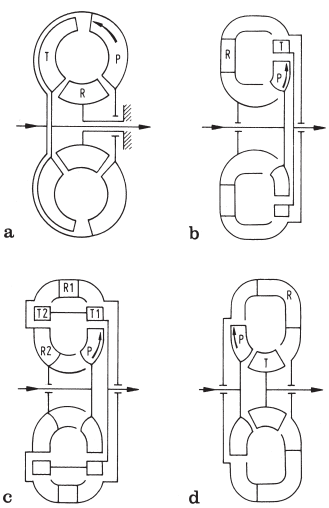


Bild 3a–d. Einphasige Wandler. **a** Einstufig mit Zentripetalturbine; **b** einstufig mit Zentrifugalturbine; **c** zweistufig; **d** einstufig Pumpe und Turbine gegensinnig laufend [1]

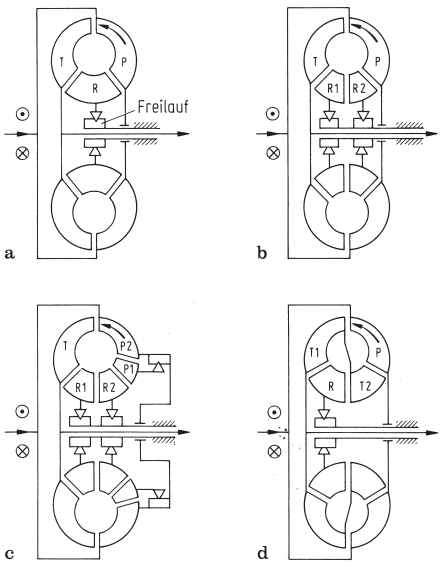


Bild 4a–d. Mehrphasige Wandler. **a–c** Zwei-, drei- und vierphasig; **d** zweiphasig, zweistufig [1]

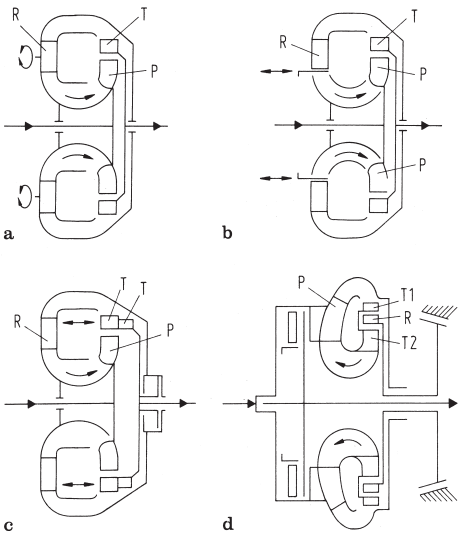


Bild 5a–d. Stell- und Schaltwandler. **a** Mit Leitschaufelverstellung; **b** mit Ringschieber; **c** mit axial verschiebbarer Turbine (Ausrückturbine); **d** mit festbremsbarem Leitrad [1]

Hydrodynamische Bremsen (Retarder). Sie liefern die verschleißärmste Leistungsumwandlung mechanischer Leistung in Wärmeleistung beim Abbremsen von Schienen- und Straßenfahrzeugen (Omnibussen, Lastkraftwagen) [1–6].

Bild 6 gibt die bekanntesten Bauarten einer hydrodynamischen Bremse wieder, die einer hydrodynamischen Kupplung entspricht, deren Turbine (hier Stator S) gegen das Gehäuse fest abgestützt ist.

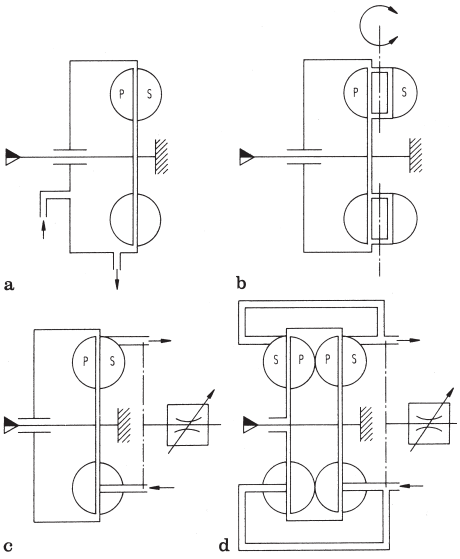


Bild 6a–d. Hydrodynamische Bremsen (Retarder). **a** Konstantfüllung mit Kühlstrom; **b** mit Stellschaufeln; **c**, **d** mit Zu- oder Ablaufsteuerung; **c** einflutig; **d** zweiflutig [1]

Konstantfüllungsbremsen (**a**) besitzen ein je nach Füllungsgrad veränderliches Kennfeld. Stellbremsen (**b**) zeigen zusätzlich zum Füllungsgrad noch den Stellwinkel von nichtrotierenden Verstellschaufeln als Parameter im Kennfeld. Änderungen des Füllungsgrades durch einen gesteuerten oder geregelten Zu- oder Ablauf (**c**) führen zu unterschiedlichen Kennlinien. Diese Bauart kann auch zweiflutig (**d**) ausgeführt werden.

5.2 Auslegung. Basic design principles

Maßgebend für die hydrodynamische Auslegung ist wieder die Euler-Strömungsmaschinen-Hauptgleichung; übertragene hydraulische Leistung $P_h = \dot{m}Y$ mit $Y = u_2 v_{2u} - u_1 v_{1u}$. Bei gegebenen Leistungswerten ist optimales n_q möglich, da die Betriebswerte Y und $\dot{m}$ des Pumpenrads im Rahmen eines der gegebenen Leistung entsprechenden Produkts $\dot{m}Y$ frei gewählt werden können; man erhält daher günstige Verhältnisse von Radbreiten zu Durchmessern. Bei großem Moment und kleiner Drehzahl (großes M/n^2) ergeben sich Räder, die im Verhältnis zur übertragenen Leistung zu groß sind; dann besser hydrostatische Getriebe. Bei Vorhandensein von Zahnrad- oder Riemenübersetzungen Föttinger-Getriebe möglichst auf schnellaufende Welle setzen [2–5].

Leistung und Drehmoment. Für die Pumpe gilt nach Ähnlichkeitsgesetzen der Strömungsmaschinen

$$P_P = \lambda \varrho D^5 \omega_P^3, \quad M_P = \lambda \varrho D^5 \omega_P^2 .$$

Für Kupplungen mit normalem Schlupf $s = (1 - \nu) \cdot 100 \approx 3\,\%$ gilt, wenn $\nu = n_T / n_P$ das Drehzahlverhältnis ist, erfahrungsgemäß die Zahlenwertgleichung

$$P_P = (0{,}7 \ldots 0{,}8) \cdot 10^{-6} D^5 n_P^3$$

mit P_P in kW, D in m, n_P in min^{-1}.
Die Winkelgeschwindigkeit ω_P der Pumpe und die geometrische Größe des Getriebes, wie der Kreislaufdurchmesser D, sind entscheidend für P_P und M_P (weniger die Dichte ϱ der Betriebsflüssigkeit).

Charakteristische Parameter sind:

Leistungszahl λ (**Bilder 8** und **14**),

Drehmomentenzahl $\mu = M_T / M_P$, die bei Kupplungen stets $\mu = 1$ und bei Wandlern $\mu = \mu(\nu)$ ist,

Wandlerwirkungsgrad $\eta_w = \mu \nu$ (**Bilder 14** und **16**).

5.3 Föttinger-Kupplungen. Fluid couplings

Die Konstantfüllungskupplung (**Bild 7**) hat unsymmetrische Radform von Pumpe und Turbine. Dadurch wird unter der Pumpe ein Stauraum gebildet, der dem Ölkreislauf bei großem Schlupf zwischen Pumpen- und Turbinenrad (kleines Drehzahlverhältnis ν) einen Teil des Öls entzieht. Dieses Konstruktionsprinzip bewirkt, daß die Drehmomentaufnahme des Pumpenrads zwischen Anfahrpunkt A und einem bestimmten (vom Anwendungsfall der Kupplung her erforderlichen) Drehzahlverhältnis nahezu konstant bleibt, **Bild 8**. Dieses Drehzahlverhältnis ist durch die Radienverhältnisse der Kupplung und damit der Größe des Stauraums beeinflußbar. Der Kupplungswirkungsgrad ist mit $\mu = 1$

$$\eta_\varkappa = \nu,$$

im Synchronpunkt S $\eta_\varkappa = 1$. Hier besteht kein Kreislauf und keine Momenten- und Leistungsübertragung.

Bild 9 zeigt die industrielle Ausführung einer Stellkupplung mit Schöpfrohr. Die rotierenden Teile sind in einem allseits geschlossenen, öldichten Gehäuse gelagert. Der Ölbehälter (*5*) ist in das Gehäuse integriert. Die Betriebsmittelpumpe (*6*)

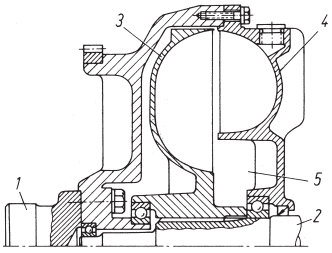


Bild 7. Zur Konstruktion einer Föttinger-Kupplung (Zahnradfabrik Friedrichshafen). *1* Antrieb, *2* Abtrieb, *3* Turbinenrad, *4* Pumpenrad; *5* Stauraum

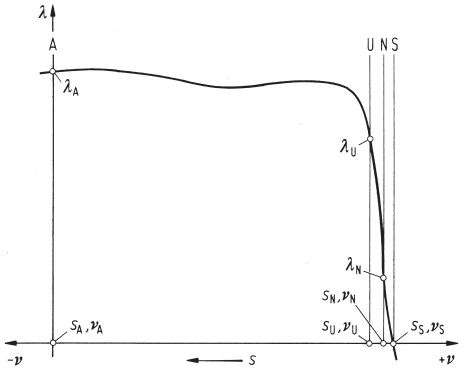


Bild 8. Kupplungskennlinie (qualitativ) für eine Bauart nach **Bild 7** bei einer konstanten Ölfüllung. Betriebspunkte: A Anfahrpunkt, U unterer Dauerbetriebspunkt, N Nennbetriebspunkt, S Synchronpunkt. Betriebsbereiche: A bis S Hauptbetrieb, U bis S Dauerbetrieb. $\nu < 0$ Gegenbremsung, $\nu > \nu_s$ übersynchron

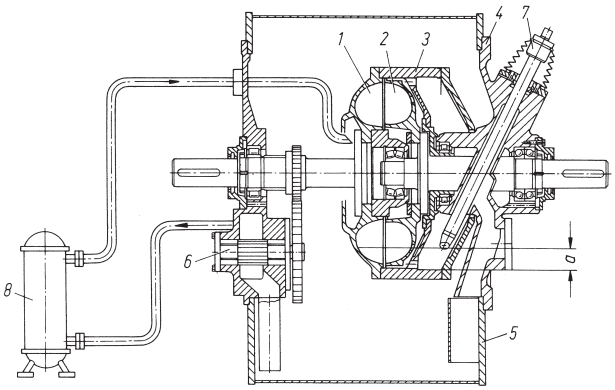


Bild 9. Stellkupplung mit Schöpfrohr (Voith Turbo). *1* Pumpenrad, *2* Turbinenrad, *3* Schale, *4* Schöpfrohrgehäuse, *5* Ölbehälter, *6* Betriebsmittelpumpe, *7* Schöpfrohr, *8* Wärmeaustauscher, *a* Schöpfrohrabstand vom Boden

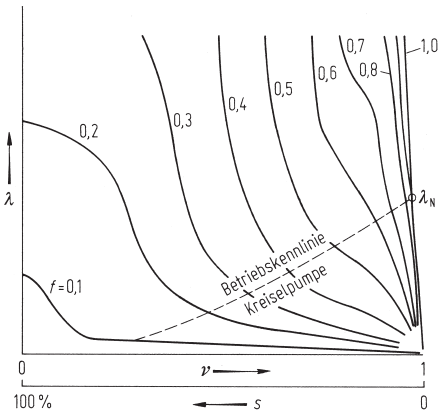


Bild 10. Kennlinien einer Stellkupplung. Füllungsgrad f ist proportional zum Schöpfrohrhubverhältnis a/a_{max} (s. **Bild 9**). Stabile Schnittpunkte zwischen Betriebskennlinie und Kupplungskennlinie erlauben Drehzahlstellungsgenauigkeiten bis ± 0,1 %

ist als Zahnradpumpe ausgeführt, die über einen Nebenantrieb von der Welle des Pumpenrades (*1*) angetrieben wird. Die Wellen sind wälzgelagert und mit Drucköl geschmiert.
Die zugehörigen Kennlinien sind im **Bild 10** dargestellt [7].

5.4 Bremsen. Retarders

Bild 11 zeigt eine hydrodynamische Bremse (Retarder) für den Einsatz in Omnibussen und Lastkraftwagen. In der Regel übernehmen die Retarder ca. 90 % aller Bremsvorgänge. Der angetriebene Rotor (Pumpe) fördert die Flüssigkeit in den Stator (festgebremste Turbine). Die kinetische Energie wird dort in Wärme gewandelt, das Fahrzeug gebremst. Die anfallende Wärme wird über den Wärmeübertrager an die Fahrzeugkühlanlage abgeführt (Kühlwasseranschlüsse). Bei der Konstruktion ist auf ein Minimum drehender Massen geachtet worden, um negative Einflüsse auf den Gelenkwellenstrang zu vermeiden.
In **Bild 12** ist ein Bremsenkennfeld eines Retarders für Kraftfahrzeuge mit fünf schaltbaren Bremsstufen dargestellt. Die angegebenen Füllungsgrade f ergeben die für Kreiselpumpen typischen parabolischen Momentenverläufe. Der Betriebspunkt ist durch den Schnittpunkt von Bremskennlinie und Füllungsgradkennlinie $f =$ konstant gegeben, wobei die Bremskennlinie durch eine Füllungssteuerung aufgeprägt wird [5].

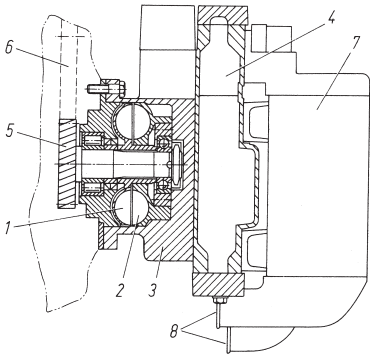


Bild 11. Hydrodynamische Bremse (Voith Turbo). *1* Rotor, *2* Stator, *3* Retardergehäuse, *4* Ölbehälter, *5* Ritzelwelle, *6* Antriebsrad, *7* Wärmeübertrager, *8* Kühlwasseranschlüsse

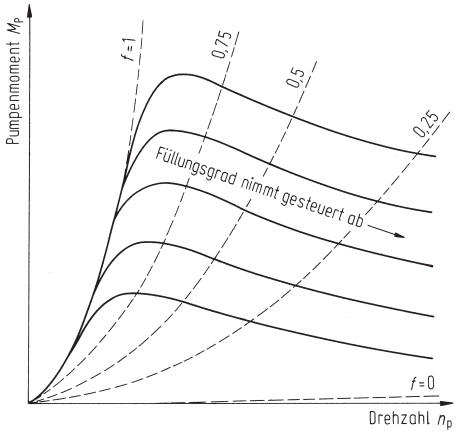


Bild 12. Bremsenkennfeld qualitativ

5.5 Föttinger-Wandler. Torque convertors

Der Wandler (**Bild 13**) besteht aus dem Pumpenrad P, dem Turbinenrad T und dem Leitrad R, das feststehend oder – wie dargestellt – über einen Freilauf (Trilokprinzip) am feststehenden Gehäuse abgestützt sein kann. Wesentliche Baugruppen hierbei sind in Blech konstruiert. Kennlinien **Bild 14**; bei Betrieb im Wandlungsbereich $\mu > 1$ ($M_T > M_P$) ist R stets mit dem Gehäuse verbunden; bei $\mu = 1$ ($M_P = M_T$) wirkt Wandler wie Kupplung, Leitrad ist wirkunglos (Freilauf).

Zweiphasige Wandler. Die Leitradabstützung über Freilauf (**Bild 4a, 13**) ermöglicht also zwei Betriebsphasen. In der ersten stützt sich das Leitrad gegen das Gehäuse ab, das Antriebsdrehmoment wird gewandelt. Die zweite arbeitet mit über den Freilauf gelöstem Leitrad, der Wandler arbeitet als hydraulische Kupplung. Die Überbrückungskupplung verbindet Pumpen- und Turbinenrad mechanisch und wird immer dann betätigt, wenn der Wandler nicht mehr zur Zugkrafterhöhung beiträgt. Damit wird der Übertragungswirkungsgrad verbessert. Hauptanwendungsgebiete sind Automatik-Getriebe für Nutzkraftwagen (Bus, Lkw) und Arbeitsmaschinen mit überwiegendem Fahreinsatz.

Stellwandler. Sie besitzen verstellbare Leitschaufeln. Ihre große Bedeutung liegt im Ausgleich bei der Verbindung von Kraft- und Arbeitsmaschinen, z. B. beim Anfahren einer Gasturbine.

Arbeitsweise. Der Wandler (**Bild 15**) enthält die drei Hauptglieder Pumpe (*2*), Turbine (*3*), Leitrad (*5*) in jeweils radialer Bauart. Der Wandlerkreislauf ist ständig mit Öl gefüllt, durch eine Zahnradpumpe (primärseitig) auf Druck gehalten (Absicherung durch Überdruckventil). Das feststehende Leitrad nimmt das Differenzendrehmoment $M_T - M_P$ auf (Abstützung

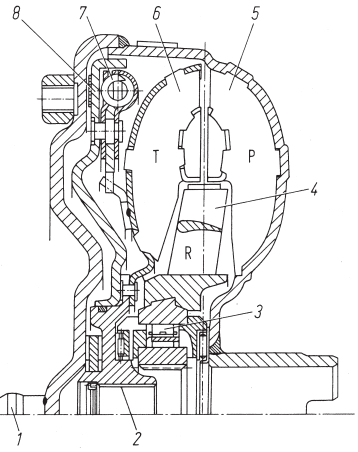


Bild 13. Föttinger-Wandler mit Freilauf und Überbrückungskupplung (Fichtel & Sachs). *1* Antrieb, *2* Abtrieb, *3* Freilauf, *4* Leitrad, *5* Pumpe, *6* Turbine, *7* Torsionsdämpfer, *8* Überbrückungskupplung

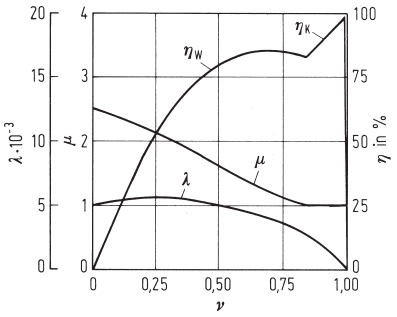


Bild 14. Kennlinien eines einstufigen, zweiphasigen Wandlers (**Bild 4a**)

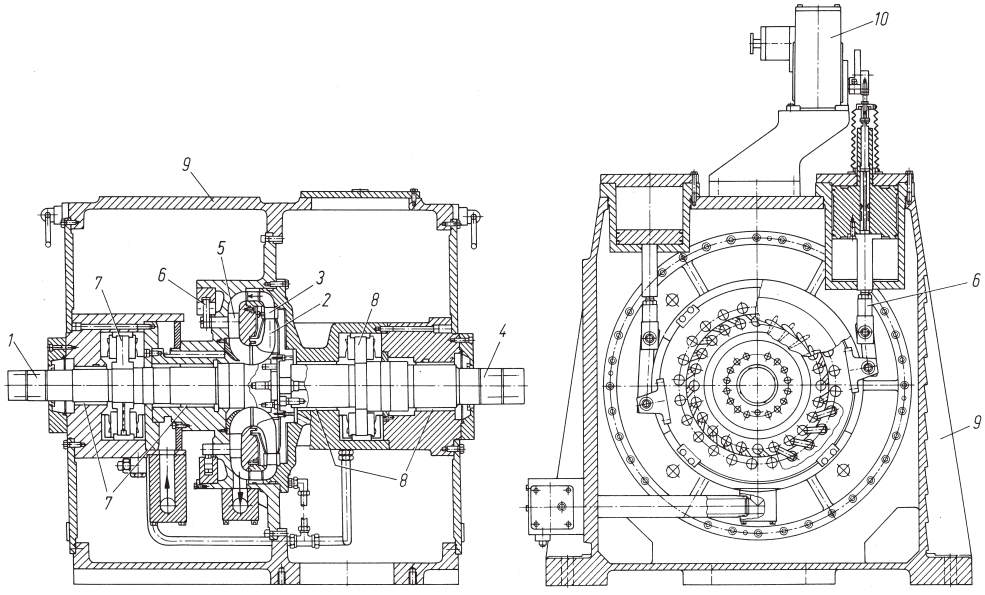


Bild 15. Gasturbinen-Anfahrwandler (Voith Turbo). *1* Antriebswelle, *2* Pumpe, *3* Turbine, *4* Abtriebswelle, *5* Leitrad mit verstellbaren Leitschaufeln, *6* Verstelleinrichtung (Einleitung der Verstellkraft über Hydraulikkolben und elektrischen Stellantrieb), *7* Gleitlagerung Antriebseite, *8* Gleitlagerung Abtriebseite, *9* Gehäuse, *10* elektrischer Stellantrieb

am Gehäuse); die Leitradschaufeln sind in bezug auf die Anströmrichtung verstellbar. Die dadurch veränderliche lichte Weite zwischen den Leitschaufeln, bezogen auf den Wert im Auslegungspunkt, dient als „relative Leitschaufelstellung“ L_x (in %) zur Beschreibung ihres Betriebsverhaltens.

Kennfeld (**Bild 16**). Die Drehzahl des Antriebs ist konstant ($n_p = \text{const}$). Im oberen Teil sind die Abtriebdrehmomente des Stellwandlers bei verschiedenen L_x und das konstant verlaufende Aufnahmedrehmoment einer Kolbenpumpe (bei gleichen Förderdrücken) eingezeichnet – dicke durchgezeichnete Linie. Die Abtriebsdrehzahl wird über L_x geändert. Der untere Teil zeigt den Verlauf des Wandlerwirkungsgrads bei den verschiedenen Abtriebsdrehzahlen. Bei Drehzahlminderung ergeben sich wesentlich bessere Wirkungsgrade als bei Verwendung einer Kupplung (Schlupfregelung) – punktierte Linie. Die mittlere Kurvenschar gibt die Leistungsaufnahme des Wandlers bei den verschiedenen Abtriebsdrehzahlen wieder, die Punkte folgen aus

$$M_P = (M_T/\eta_w)\nu \quad \text{und} \quad P_P = M_P \omega_P.$$

Neben dem günstigen Wirkungsgradverlauf bei verringerten Abtriebsdrehzahlen ist auch die Reduzierung des Stoßfaktors (Maß für die periodische Ungleichförmigkeit in der Drehbewegung von Kolbenmaschinen) durch Fluiddämpfung, Torsionsdämpfung, **Bild 13** (*7*) und die sehr kleinen Schwungmassen des Wandlers vorteilhaft [8].

Vollautomatisches Strömungsgetriebe (Bild 17). Es wird bei Dieselantrieben von Schienenfahrzeugen verwendet. Das vom Motor abgegebene Drehmoment wird von der Eingangswelle *1* über das Stirnradpaar *2/3* auf die Primärwelle *4* übertragen; nicht dargestellt: ein Teil der Eingangsleistung kann über einen Nebenabtrieb für den Antrieb des Getriebeölküh-

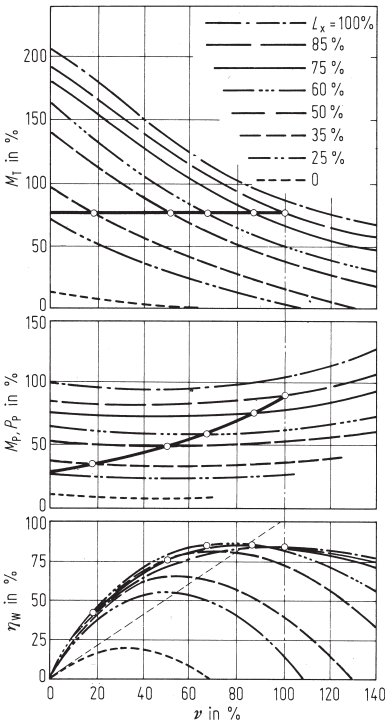


Bild 16. Kennlinien eines Stellwandlers (Voith)

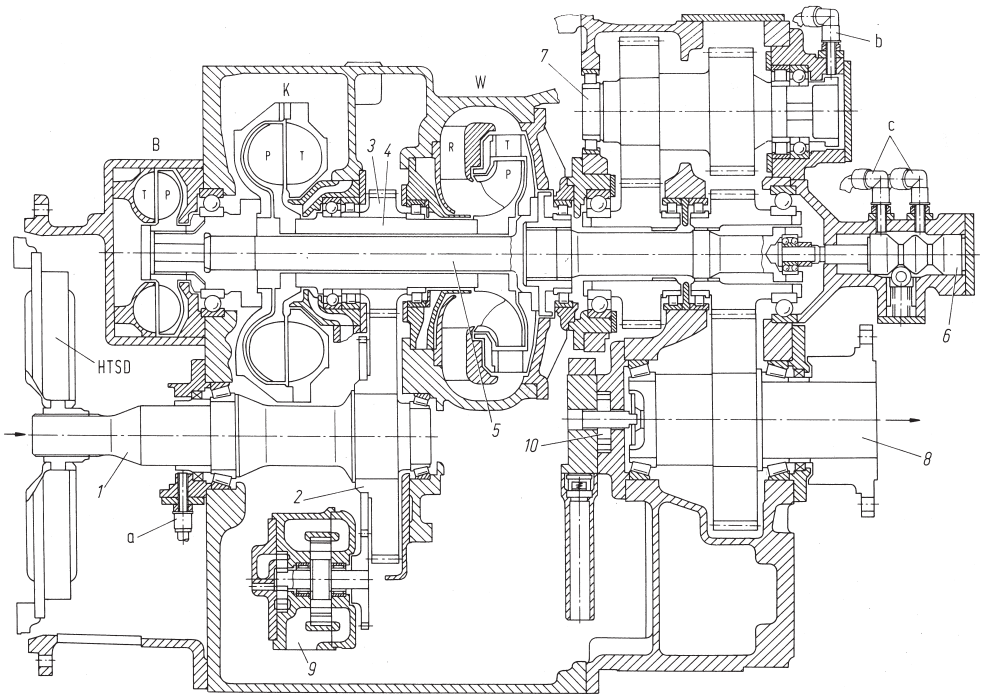


Bild 17. Schematischer Längsschnitt eines Turbogetriebes mit hydrodynamischer Bremse B (Voith) (s. Text). – Bewegliche Teile nicht schraffiert. *1* Eingangs-(Antriebs-)Welle, *2*, *3* Stirnradpaar (Hochgang), *4* Primärwelle, *5* Sekundärwelle, *6* Wendeschaltvorrichtung, *7* Zwischenwelle, *8* Abtriebswelle, *9* Füll- und Steuerpumpe, *10* Sekundärschmierpumpe, B Bremse, W Wandler, K Kupplung, HTSD Hydrodynamischer Torsions-Schwingungs-Dämpfer, *a* Antriebsdrehzahl-Aufnehmer, *b* Abtriebsdrehzahl-Aufnehmer, *c* Endlagenerfassungs-Aufnehmer

lers und/oder der Lichtmaschine abgezweigt werden. Die Turbinenräder von Wandler (W) und Kupplung (K) treiben gemeinsam die Sekundärwelle *5*. Von hier wird die Leistung je nach Stellung des Kolbens in der Wendeschaltvorrichtung *6* direkt – Vorwärtsgang, Fahrtrichtung I – oder über die Zwischenwelle *7* – Rückwärtsgang, Fahrtrichtung II – auf die Abtriebswelle *8* übertragen. Der Abtrieb erfolgt vom Turbogetriebe über eine Gelenkwelle zu den Achsgetrieben des Triebdrehgestelles der Lokomotive. Die Schmierung der Zahnräder und Wälzlager des Turbogetriebes wird durch Getriebeöl vorgenommen, das von der Füll- und Steuerpumpe *9* gefördert und in einem Spaltfilter gereinigt wird. Bei Fahrt mit abgestelltem Motor bzw. Schleppfahrt übernimmt eine Sekundärschmierpumpe *10* die Schmierung der Zahnräder und Wälzlager.

6 Dampfturbinen. Steam turbines

E. Krämer, Baden

Der Beitrag basiert auf Ausführungen der 19. Auflage von L. Busse, Mannheim

6.1 Benennungen. Terminology, classification

Nach DIN 4304 sind zu unterscheiden:

Dampfturbine. Sie ist eine Wärmekraftmaschine mit rotierenden Laufteilen, in der das Enthalpiegefälle stetig strömenden Dampfes in einer oder mehreren Stufen in mechanische Arbeit umgewandelt wird.

Dampfturbosatz. Er besteht aus einer Dampfturbine mit angetriebener Arbeitsmaschine, auch mit Getriebe.

Dampfturbinenanlage. Dies ist ein Dampfturbosatz einschließlich Kondensationsanlage, verbindender Rohrleitungen und Hilfseinrichtungen.

Weitere Benennungen. Hierfür ist der Zustand und das Verhalten des Dampfes in der Turbine maßgebend.

Durchflußrichtung. Hiernach gibt es Axial- und Radialturbinen.

Arbeitsverfahren. Hiernach gibt es Gleichdruckturbinen (Entspannung des Dampfes vorwiegend im Leitteil der Turbinenstufen) und Überdruckturbinen (Entspannung etwa je zur Hälfte im Leit- und Laufteil).

Eintrittszustand. Es werden unterschieden Heißdampfturbinen, bei denen der Dampfeintrittszustand mindestens 50 K überhitzt ist, und Sattdampfturbinen (vorwiegend für Leichtwasser-Kernkraftwerke) sowie Niederdruck-, Mitteldruck-, Hochdruck und Höchstdruckturbinen.

Dampfzuführung. Es werden Frischdampf-, Abdampf-, Speicherdampf und Zwei- oder Mehrdruckturbinen unterschieden.

Dampfabführung. Hiernach werden die Dampfturbinen meist benannt: Bei Kondensationsturbinen wird die Kondensationswärme des Abdampfes durch ein Kühlmittel ohne weitere Ausnutzung an die Umgebung abgeführt. Bei der Frischwasserkühlung an einen Fluß, See oder das Meer, bei der Rückkühlung durch im Kreislauf geführtes Kühlwasser über einen Naß- oder Trockenkühlturm an die Luft, bei der Luftkondensation direkt an die Luft. Bei Gegendruckturbinen wird die Abdampfenergie noch für andere Zwecke – meist zur Heizung – ausgenutzt. Bei der Anzapfturbine wird ein Teil des Dampfes nach teilweiser Entspannung ungeregelt, bei der Entnahmeturbine geregelt entnommen. Damit bestimmt der weiterfließende Dampfstrom den Anzapfdruck, während der Entnahmedruck durch nachgeschaltete Drosselorgane, Regelstufen oder verstellbare Leitschaufeln konstantgehalten wird.

6.2 Bauarten. Types

6.2.1 Kraftwerksturbinen. Power Plant Turbines

Turbinen für konventionelle Dampfkraftwerke

Der weltweite Erfolg der Dampfturbine – über 70 % der Weltstromerzeugung stammen von Dampfturbosätzen – beruht auf ihrer hohen Leistungsdichte bei gleichzeitiger Möglichkeit, große Einheiten zu bauen, ihrer sehr hohen Verfügbarkeit, ihrer langen Lebensdauer und auf ihrem guten thermischen Wirkungsgrad (s. **D 8.3.2**). Dieser läßt sich darstellen als $\eta_{th} = (Q_{zu} - Q_{ab})/ Q_{zu}$, wobei Q_{zu} die der Turbine zugeführte, Q_{ab} die aus dem Kondensator abgeführte Wärme bedeutet.

Wärmezufuhr. Da sie hauptsächlich bei der Verdampfung erfolgt, ist der Frischdampfdruck und vor allem die Frischdampftemperatur für den thermischen Wirkungsgrad maßgebend. Sie sind gekoppelt über die Bedingung, daß die Dampfnässe am Ende der Expansion bei der Kondensationsturbine den Wert von etwa 15 % nicht überschreiten darf. Üblicherweise wird die spezifische Wärmezufuhr und damit der thermische Wirkungsgrad durch die einfache Zwischenüberhitzung des Dampfes erhöht. Damit ergeben sich dann im *h*, *s*-Diagramm (**Bild 1**) die üblichen Bereiche für Frischdampftemperatur und -druck. Heute hat sich unter Vermeidung der

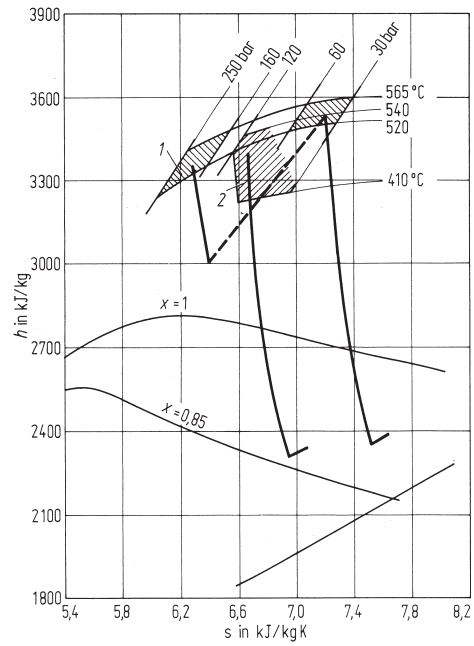


Bild 1. Übliche Dampfzustände von Zwischenüberhitzungsturbinen (*1*) und Kondensationsturbinen (*2*)

teuren austenitischen Werkstoffe bei den Großturbinen die Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur auf etwa 540 bis 565 °C, der Frischdampfdruck weltweit auf etwa 160 bis 250 bar eingependelt. In Europa und Japan wird mit neu entwickelten ferritisch martensitischen Werkstoffen derzeit der Anwendungsbereich zu erhöhten Dampfdaten mit 620 °C und 300 bar ausgeweitet. Angesichts steigender ökologischer Anforderungen wird an einer mittelfristigen Anhebung der Frischdampftemperatur auf 700 °C gearbeitet, womit sich Netto-Wirkungsgrade von 50% erreichen lassen.

Wärmeabfuhr. Um diese zu verringern, wird die untere Prozeßtemperatur möglichst tief, also nahe an die Umgebungstemperatur abgesenkt wie bei der Frischwasserkühlung, die aber wegen der schon bestehenden Wärmebelastung unserer Gewässer kaum noch zu verwirklichen ist. So bleibt nur die Wärmeabfuhr über Naß- oder Trockenkühltürme an die Luft (s. **K 4.6**). Die Vorwärmung des Speisewassers mit Anzapfdampf aus der Turbine verringert die Prozeßabwärme ebenfalls und hebt die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr an. Die obere Grenze dieses Verfahrens ist dadurch gegeben, daß bei einer zu hohen Speisewasser-Endtemperatur die Kessel-Abgas-Temperatur trotz Luftvorwärmung nicht mehr auf dem Tiefstwert gehalten werden kann. Das Wärmeschaltbild (**Bild 2**) zeigt eine 350-MW-Dampfturbinenanlage mit unterkritischen Frischdampfzustän-

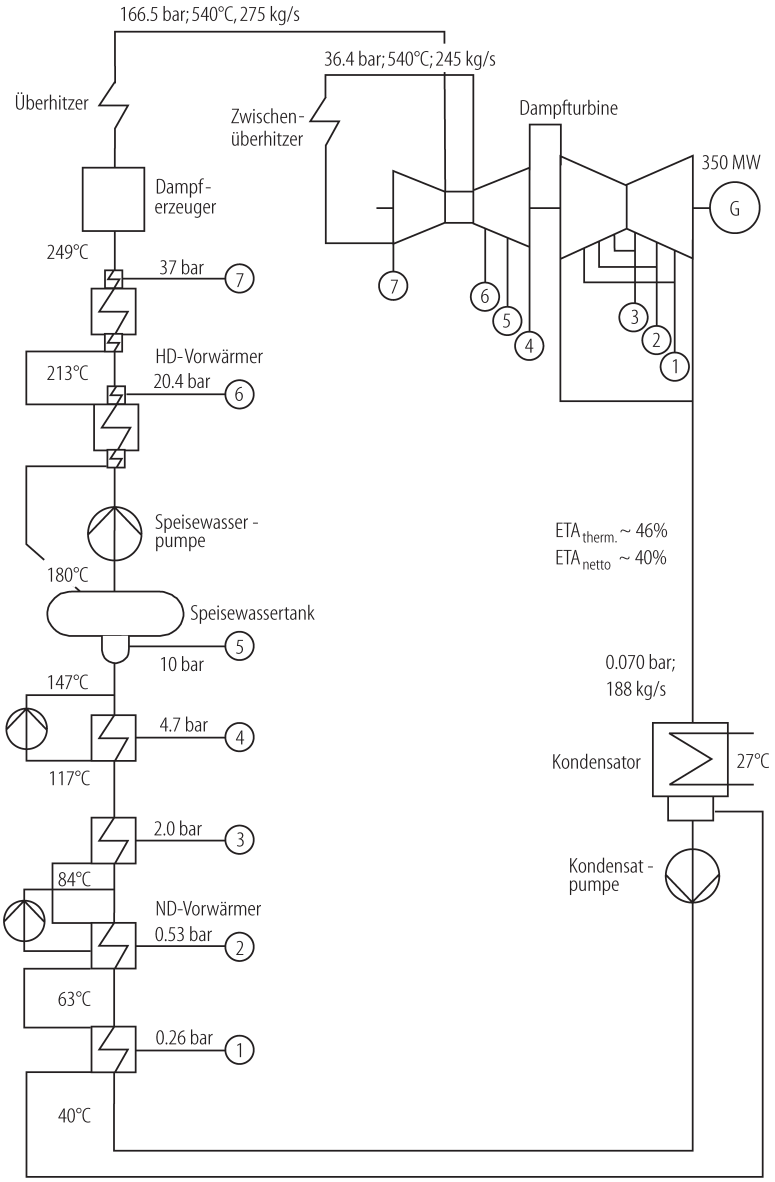


Bild 2. Wärmeschaltbild einer unterkritischen 350-MW-Zwischenüberhitzungs-Dampfturbinenanlage

den am Turbineneintritt und siebenstufiger Speisewasservorwärmung, bestehend aus vier Niederdruckvorwärmern, einem Mischvorwärmer-Entgaser und zwei Hochdruckvorwärmern. Damit wird ein thermischer Wirkungsgrad von 46 % erreicht, was einem Netto-Wirkungsgrad von 40 % entspricht.

Im Vergleich dazu zeigt das nächste Wärmeschaltbild (**Bild 3**) eine 350-MW-Dampfturbinenanlage mit überkritischen Frischdampfzuständen am Turbineneintritt und neunstufiger Speisewasservorwärmung. Durch die höheren Dampfzustände am Turbineneintritt, die bessere Vorwärmung und eine tiefer liegende Kühlwassertemperatur beträgt der Netto-Wirkungsgrad ca. 47 %.

Das Ergebnis der rechnerischen Optimierung der Variabeln des Dampfturbinenprozesses ist stark abhängig von den standortspezifischen ökonomischen und ökologischen Randbedingungen. Unter Berücksichtigung von Stromlieferverträgen, Kraftwerksfinanzierung, Umweltauflagen, Brennstoffpreisen, Wasserverfügbarkeit und den klimatischen Verhältnissen werden Frischdampf- und Zwischenüberhitzungszustände, Anzahl, Gütegrad und Anzapfdrücke der Vorwärmer, Anzahl und Größe der Niederdruckbeschaufelungen, Größe und Ausführung des Kondensators und Kühlturms optimal aufeinander abgestimmt.

Konstruktiver Aufbau. Den vielfältigen Anforderungen werden am besten Baukastensysteme für Ein- und Mehrge-

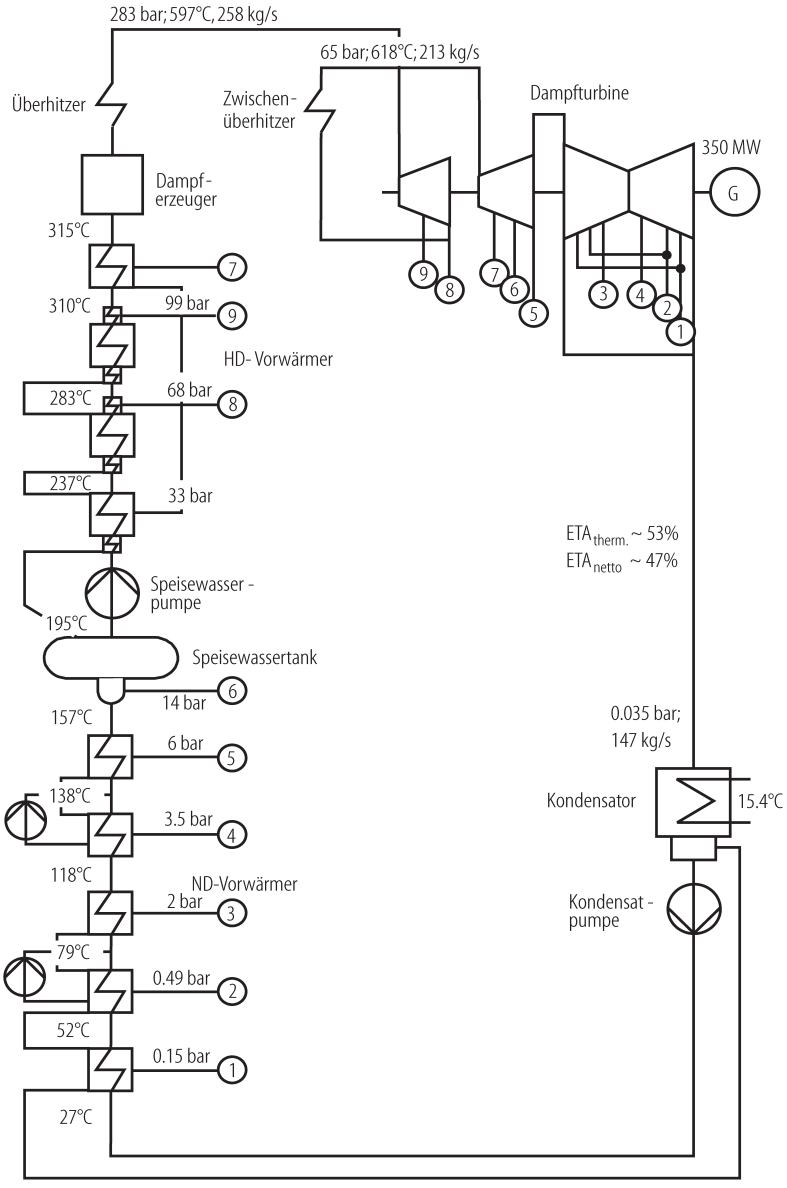


Bild 3. Wärmeschaltbild einer überkritischen 350-MW-Zwischenüberhitzungs-Dampfturbinenanlage

häuse-Turbinen gerecht. Bei den mehrgehäusigen Großturbinen sind die Niederdruckteile und ihre Beschaufelung genormt, bei den Hochdruck- und Mitteldruckteilen werden Wellen und Beschaufelungen lediglich angepaßt. Ferner sind Konstruktionselemente wie Ventile, Schaufeln, besonders Endschaufeln, Lagergehäuse und Lager, Kupplungen, Wellendichtungen und Läufer-Dreheinrichtungen durch Werknormen festgelegt.

Der Aufbau der Großturbinen ist bei den verschiedenen Herstellern, bei Gleichdruck- und Überdruckturbinen weitgehend ähnlich. In der 300-MW-Klasse sind Hochdruck- und Mitteldruckbeschaufelungen einflutig, die Niederdruckteile bei Kühlturmbetrieb zweiflutig ausgeführt. Zwischen 600 und 800 MW sind die Hochdruckteile einflutig, die Mitteldruckteile ein- oder zweiflutig und die Niederdruckteile meist vierflutig ausgelegt. Da bei den kürzesten Schaufeln auch die Axialspiele und damit die Relativdehnungen zwischen Läufern und Gehäusen am kleinsten sein müssen, sitzt das Axiallager immer zwischen Hochdruck- und Mitteldruckturbine und die Zudampfstutzen liegen neben dem Axiallager. Hochdruck- und Mitteldruckgehäuse sind in Topf- oder Doppelmantelbauweise, die Niederdruckteile mit geschweißten Außengehäusen und teils gegossenen, teils geschweißten Innengehäusen ausgeführt. Das Hochdruck-Topfgehäuse einer 800-MW-Turbine in Überdruckbauweise für 50 l/s, 180 bar, 525 °C (**Bild 4**), ein entsprechender Mitteldruckteil für 50 l/s, 60 bar, 588 °C in Gleichdruckbauart (**Bild 5**) sowie der Hochdruck-, Mitteldruck- und ein von drei Niederdruckteilen einer der größten Einwellen-Anlagen mit 930 MW für 50 l/s, gebaut für 260 bar, 550 °C (**Bild 6**) zeigen die konstruktive Gestaltung moderner Dampfturbinen.

Turbinen für kombinierte Gas-Dampfkraftwerke

Kombinierte Gas-Dampfkraftwerke (**L 3.1.3**) haben in den letzten Jahren enorm an Bedeutung gewonnen. Gründe sind: in vielen Gebieten günstiges und in ausreichenden Mengen zur Verfügung stehendes Erdgas, die durch den Brennstoff, den hohen Wirkungsgrad und fortschrittliche Verbrennungstechnologie bedingten geringen Emissionen, die Entwicklung großer Gasturbinen (s. **R 8**) mit Leistungen bis 350 MW so-

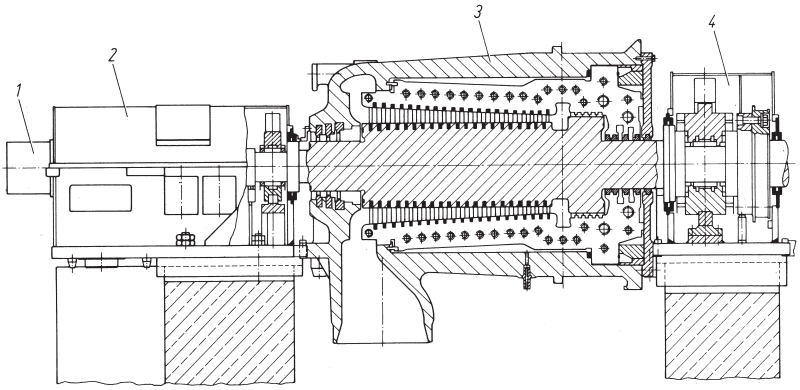


Bild 4. Hochdruckteil einer 800-MW-Zwischenüberhitzungsturbine (Siemens, UB KWU). *1* hydraulische Dreheinrichtung, *2* Lagergehäuse, *3* Hochdruckgehäuse in Topfbauweise, *4* Lagergehäuse mit Radial-Axiallager

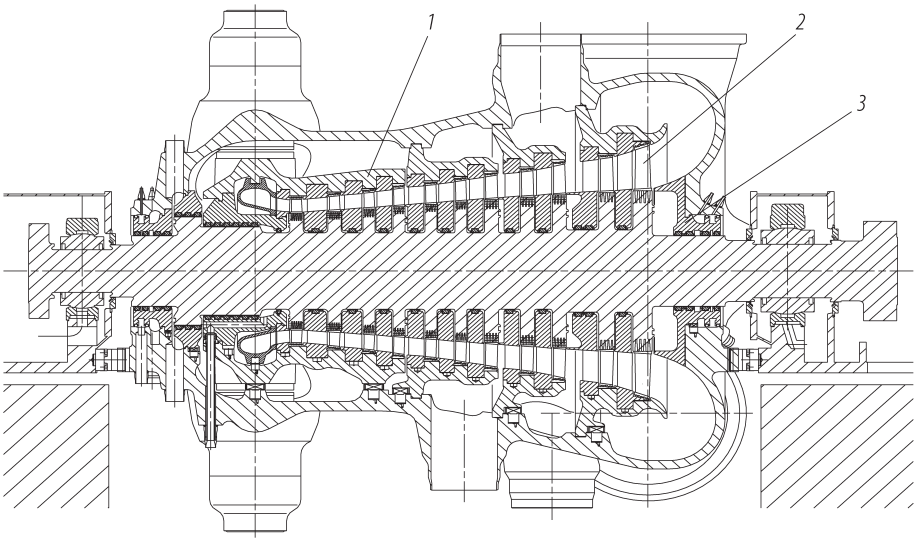


Bild 5. Mitteldruckteil einer 850-MW-Zwischenüberhitzungsturbine in Gleichdruckbauart (Alstom). *1* Innengehäuse, *2* Laufbeschaufelung, *3* Wellendichtung

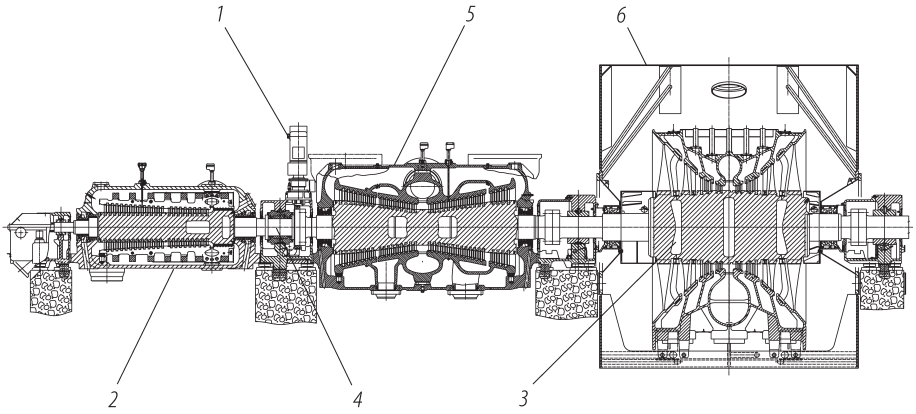


Bild 6. 930-MW-Zwischenüberhitzungsturbine (Alstom). *1* Läufer-Dreheinrichtung, *2* einflutige Hochdruckturbine, Innengehäuse mit Schrumpfringen, *3* geschweißte Welle, *4* Axiallager, *5* doppelflutige Mitteldruckturbine, *6* geschweißtes Niederdruckgehäuse

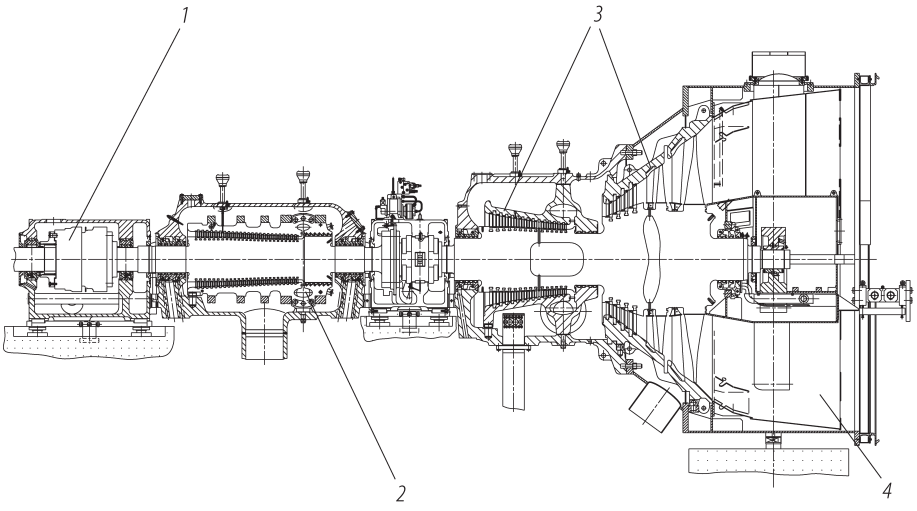


Bild 7. Dampfturbine für Einwellenanordnung mit Gasturbine und Generator (Alstom). *1* Schaltbare Kupplung (SSS), *2* Hochdruckturbine mit 360° Einlaßspirale, *3* kombinierte Mittel- und Niederdruckturbine, *4* axiales Abströmgehäuse

wie geringe spezifische Investitionen bei Neuanlagen im Vergleich zu anderen Technologien.

Die in typischen GUD-Prozessen eingesetzten Dampfturbinen arbeiten mit Frischdampfzuständen von 100 bis 160 bar und 540 bis 585 °C je nach Abgastemperatur der Gasturbine. Im Vergleich zu Dampfkraftwerken wird zugunsten der Investitionskosten meist auf einfachere Vorwärmkonzepte zurückgegriffen und teilweise auch auf die Zwischenüberhitzung verzichtet. Statt dessen wird dem Abhitzekessel sogenannter Zweit-, manchmal auch Drittdampf auf tieferem Druck- und Temperaturniveau entnommen und der Dampfturbine zugeführt.

Neben den bisher üblichen Aufstellungskonzepten, welche ein Zusammenschalten von 2 bis 3 Gasturbinen mit einer Dampfturbine vorsahen, setzt sich die Einwellenanordnung, d. h. Gasturbine, Generator und Dampfturbine in einem Wellenstrang, immer stärker durch. Mittels einer schaltbaren Kupplung zwischen Generator und Dampfturbine ist es möglich, die Dampfturbine vom Rest des Wellenstranges ab- und anzukuppeln. Dadurch wird dem unterschiedlichen Anfahr- und Auslaufverhalten von Dampf- und Gasturbine Rechnung getragen.

Die bei Einwellenanordnungen derzeit resultierenden Dampfturbinenleistungen bis ca. 180 MW können überwiegend mit einflutigen Niederdruckteilen ausgeführt werden. Mit einer separaten, einflutigen Hochdruckturbine und einer kombinierten, im Umkehrfluß ausgeführten Mitteldruck-Niederdruckturbine mit axialem Abdampf (**Bild 7**) ergeben sich kompakte Anordnungen.

Turbinen für nukleare Kraftwerke

Der Frischdampfzustand bei Siedewasserreaktoren liegt nur bei etwa 70 bar, der Sättigungstemperatur (etwa 285 °C) und einer Dampffeuchte von etwa 0,3 %. Druckwasserreaktoren liefern um bis zu 30 K überhitzten Dampf. Die großen Volumenströme und die Dampfnässe in der Hochdruckteilturbine stellen besondere Anforderungen an die Konstruktion von Sattdampfturbinen. Um die Endnässe in Grenzen zu halten, wird in der Rohrleitung nach der Hochdruckturbine ein Hochgeschwindigkeitsabscheider und dahinter ein mit Frischdampf

beheizter Überhitzer eingesetzt. Diese verbessern den thermischen Wirkungsgrad um 1,0 bis 1,5 %. Das optimale Druckniveau für Wasserabscheidung und Überhitzung liegt bei 8 bis 12 bar.

Abmessungen. Da die Anlagenkosten bei einem Kernkraftwerk mit zwei Dritteln in die Stromgestehungskosten eingehen, sind große Einheiten notwendig. Dazu kommt wegen der niedrigen Frischdampfdaten im Vergleich zu einer konventionellen Zwischenüberhitzungsturbine gleicher Leistung ein vierfacher Volumenstrom am Eintritt und ein etwa 70 % größerer Abdampfvolumenstrom. Dies führt bei frischwassergekühlten Anlagen zu sogenannten halbtourigen Turbinen, d. h. Drehzahlen mit halber Netzfrequenz (25 oder 30 1/s). Werden nämlich bei einer gegebenen volltourigen Endstufe alle geometrischen Abmessungen verdoppelt, so bleiben Strömungsverhältnisse, mechanische Beanspruchungen und relative Lage der Schaufeleigenfrequenzen bei halber Drehzahl konstant, der Abdampfvolumenstrom aber steigt um den Faktor vier. Die Sattdampfturbinen der heute üblichen Leistungsklasse 1000 bis 1300 MW sind im Hochdruckteil zweiflutig und im Niederdruckteil, je nach Abdampfdruck, vier- oder sechsflutig ausgeführt.

Erosion und Korrosion. Hierfür und für die Abschaltsicherheit ist die Dampfnässe in der Hochdruckturbine maßgebend. Erosionskorrosion tritt im Bereich hoher Dampfdichte und hoher Dampfgeschwindigkeit, also in der Hochdruckturbine an allen Drosselstellen, im Wasserabscheider und in den Anzapf- und Überströmleitungen an un- und niedriglegierten Werkstoffen auf. Abhilfe bringen Panzerung durch hochlegierte Schweiß- oder Spritzschichten bzw. Übergang zu hochlegierten Werkstoffen. Die Nachverdampfung des Kondensatfilms in der Beschaufelung und des Kondensats im Wasserabscheider bei einer Abschaltung erfordern zusätzliche Maßnahmen – z. B. Abfang- oder Bypassklappen vor der Niederdruckturbine – um die Sattdampfturbinen abschaltsicher zu machen, also um ein Hochlaufen in die Schnellschlußdrehzahl zu vermeiden.

Speisepumpen-Antriebsturbinen

Speisepumpen werden direkt von der Hauptturbine, von einem Elektromotor oder einer speziellen Dampfturbine angetrieben. Verwendet werden heute meist Turbinen mit eigenem Kondensator, die bei Normalbetrieb mit Dampf aus einer Anzapfung der Hauptturbine zwischen etwa 3 und 10 bar und im Niedriglast-Bereich bzw. Störfall aus der Leitung zum Zwischenüberhitzer versorgt werden. Die Leistungen der Speisepumpe und der Antriebsturbine im Anzapfbetrieb stimmen über dem Lastbereich relativ gut überein (**Bild 8**), so daß oft ein Regelrad entbehrlich ist. Andererseits verlangen hohe Pumpendrehzahlen und kleine Gefälle meist eine zweiflutige Beschaufelung.

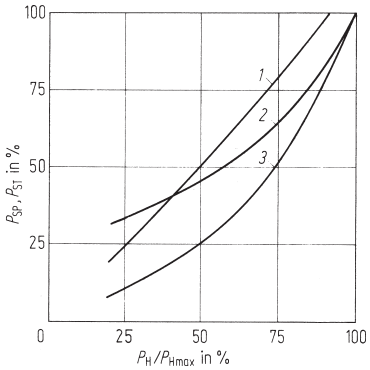


Bild 8. Leistungsbedarf von Speisepumpen-Antriebsturbinen. *1* Mögliche Leistung der Speisepumpen-Antriebsturbinen im Anzapfbetrieb, *2* Speisepumpenleistung im Festdruckbetrieb, *3* Speisepumpenleistung im Gleitdruckbetrieb. Leistungen: P_{SP} Speisepumpe, P_{ST} Speisepumpenturbine, $P_H P_{Hmax}$ Hauptturbine

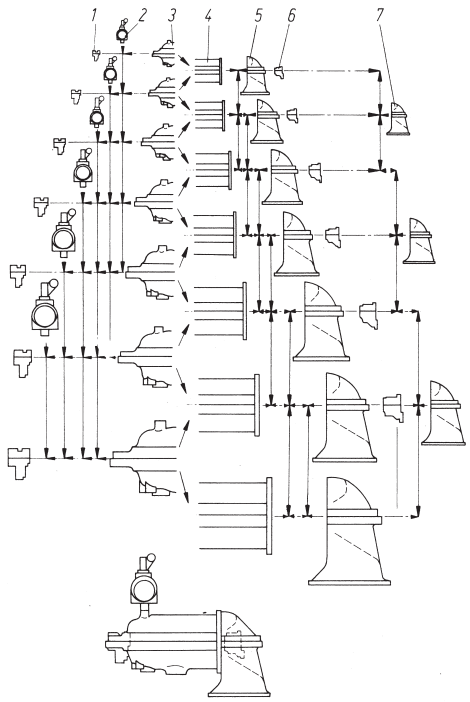


Bild 9. Industrieturbinen-Baukasten (Alstom). *1* Lagergehäuse Einströmseite, *2* Stellventilgehäuseblock, *3* Gehäuse-Einströmteil, *4* Gehäuse-Mittelteil, *5* Gehäuse-Abdampfteil, *6* Lagergehäuse Abdampfseite, *7* Gehäuse-Abdampfteil für hohen Gegendruck

6.2.2 Industrieturbinen. Industrial turbines

Leistungen von einigen Hundert kW bis über 100 MW, einfache Gegendruckturbinen bis zu Doppelentnahme-Kondensationsturbinen, Drehzahlen zwischen 50 und 300 1/s bei niedrigen und hohen Dampfdaten, Antrieb von Generatoren, Pumpen, Gebläsen und Kompressoren lassen sich hier mit Baukastensystemen bedienen. Möglich war dies durch Baugruppen auch für die Gehäuse, die durch Steckmodelle und Flansche weitgehend anpassungsfähig sind, **Bild 9**. Die Hauptabmessungen der Baugruppen sind meist nach einer Normzahlreihe abgestuft. Die Drehzahlen sind dann umgekehrt proportional zu den Bezugsdurchmessern der Beschaufelungen, z. B. den Regelraddurchmessern und stammen aus der gleichen Normzahlreihe. Dabei bleiben mit den Gefällen die Stufenzahlen, Durchfluß- und Druck-Kenngrößen (s. **R 1.6.2**) konstant. So ergeben sich auch bei kleinen Leistungen gute Wirkungsgrade, für den Generatorantrieb ist aber ein Getriebe erforderlich. Die bei Industrieturbinen üblichen Frischdampfdaten reichen bis etwa 150 bar und 540 °C, bei vorgeschalteten Gasturbinen sogar 565 °C, die Gegen- und Entnahmedrücke bis etwa 55 bar. Von den Radialturbinen wird nur noch die auf dem Konstruktionsprinzip von *Köhler* beruhende, von außen nach innen durchströmte Turbine (**Bild 10**) gebaut. Sie eignet sich nur für relativ kleine Volumenströme erreicht aber hohe Wirkungsgrade dank Deckplattenbeschaufelung und verlustarmer Abströmung.

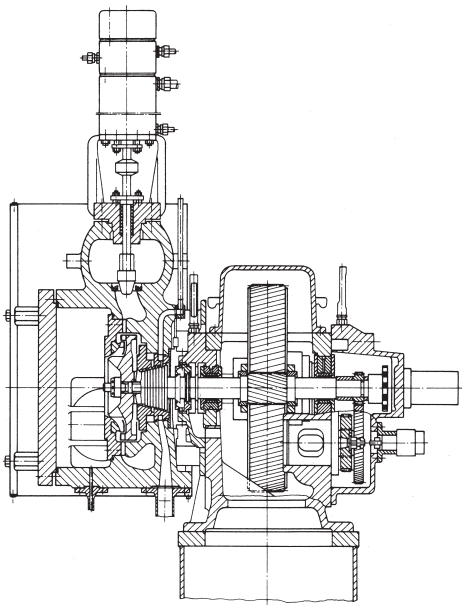


Bild 10. Gegendruck-Radialturbine (KKK). 450 °C Frischdampftemperatur, 64 bar Frischdampfdruck und 4 MW Leistung

Gegendruckturbinen. Sie werden überall dort eingesetzt, wo elektrische Energie *und* Wärme gebraucht wird. Da die Kondensationswärme des Gegendruckdampfes ausgenutzt wird, ist der Gegendruck durch das geforderte Temperaturniveau, der Dampfstrom durch den benötigten Wärmestrom gegeben. Die benötigte Leistung läßt sich dann in gewissen Grenzen durch das Gefälle d.h. durch die Frischdampfdaten erreichen. Ist die benötigte Leistung größer als die im Gegendruckbetrieb erzeugbare, bietet sich der Bezug aus dem öffentlichen Netz oder eine Entnahme-Kondensationsturbine an. Gegendruckturbinen werden im allgemeinen auf konstanten Gegendruck, also auf benötigten Wärmestrom geregelt, die Mehr- oder Minderleistung wird vom Netz übernommen. Ist bei Netzstörungen ein Inselbetrieb erforderlich, so läuft die Turbine leistungsgeregelt, fehlenden Dampf liefert eine Reduzierstation, fehlende Leistung muß durch Abschalten nicht lebensnotwendiger Verbraucher kompensiert oder durch Zuschalten eines Notkondensators erzeugt werden. Die Gegendruckturbine in Überdruck-Bauart (**Bild 11**) aus einer Baukastenreihe ist für Frischdampf von 140 bar, 540 °C, Gegendrücke bis 16 bar, Drehzahlen bis 270 1/s und Leistungen bis 140 MW ausgelegt.

Kondensationsturbinen. Zur reinen Stromerzeugung sind sie in der Industrie meist nicht wirtschaftlich und daher relativ selten. Ausgenommen sind Turbinen für Entwicklungsländer und die Fälle, in denen Dampf aus Abwärme erzeugt wird, wie bei bestimmten Prozessen in der Chemie, in Müllverbrennungsanlagen oder kombinierten Gas-Dampf-Anlagen (s. **R 8.5.2**). Meist dienen sie zum Antrieb von Gebläsen, Verdichtern und Pumpen. Mit Rücksicht auf die Endnässe liegen die Frischdampfdrücke oft unter 100 bar, maximal bei 130 bar. Auch hierfür wurden Baukastenreihen mit einem Leistungsbereich von 0,5 bis über 150 MW und Drehzahlen bis 250 1/s entwickelt.

Anzapf- und Entnahmeturbinen. Es gibt zwei Möglichkeiten, Dampf aus einer oder mehreren Zwischenstufen der Beschaufelung zu entnehmen: Bei der Anzapfung ungeregelt, wobei der Druck an der Zwischenstufe vom Dampfstrom durch die nachfolgende Beschaufelung bestimmt wird und bei der Entnahme geregelt, wobei der Druck an der Zwischenstufe durch ein nachgeschaltetes Drosselorgan konstantgehalten

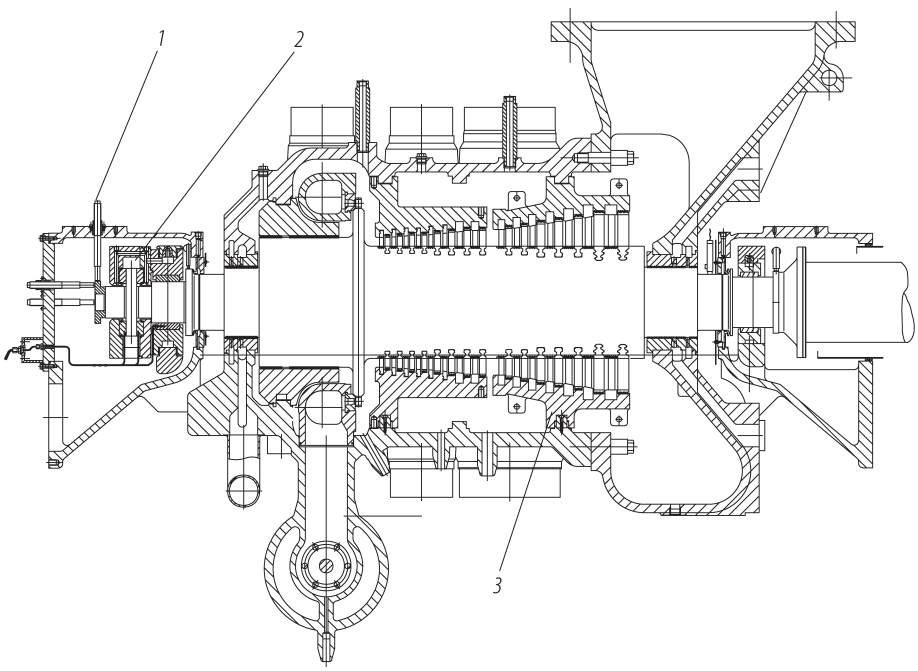


Bild 11. Baukasten-Gegendruckturbine (Alstom). *1* Drehzahlwächter, *2* Axiallager, *3* Leitschaufelträger

wird. Da, abgesehen von der Speisewasservorwärmung, vom Dampfverbraucher meist ein konstanter Druck gefordert wird, muß bei der Anzapfung im Teillastbereich auf eine oder mehrere im Druck höher gelegene Anzapfungen umgeschaltet werden (Wanderanzapfung). Die Anzapfung ist einfacher und billiger als die Entnahme, hat aber dort ihre Grenzen, wo der geforderte Druck bei großen Anzapfmengen, also kleinen weiterströmenden Dampfmengen nicht mehr gehalten werden kann.

Anzapfdiagramm. Es zeigt den Fahrbereich einer Anzapfturbine mit Wanderanzapfung im Dampfstrom-Leistungsdiagramm $\dot{m}_F = f(P_K)$ mit dem relativen Wert $A = \dot{m}_A / \dot{m}_{Amax}$ des Anzapfstroms $\dot{m}_A$, **Bild 12**. Seine Grenzkurven sind: Der Betrieb ohne Anzapfung *a*, die Linie minimalen Anzapfdrucks *b* an der Anzapfung 2, die maximale Anzapfmenge *c* – begrenzt durch die Dampfgeschwindigkeit im Stutzen und die Schaufelbeanspruchung –, die maximale Frischdampfmenge *d* und die maximale Leistung *e*, begrenzt durch den Generator. In dem Zwickel zwischen den Linien *f* und *g*, den Verbindungslinien der Umschaltpunkte von Anzapfung 1 auf Anzapfung 2 ist kein Betrieb möglich, da beim Umschalten bei konstanter Anzapfmenge die Leistung von *f* nach *g* oder umgekehrt springt.

Entnahmediagramm. Bei einer Entnahmeturbine (**Bild 13**) mit dem relativen Entnahmestrom $E = \dot{m}_E / \dot{m}_{Emax}$ ist diese Unstetigkeit nicht vorhanden. Dafür ist hier eine weitere Grenzlinie, nämlich die der Schluckfähigkeit der Überströmventile *h*, zu finden. Die Entnahme-Kondensationsturbine (**Bild 14**) gehört zu einem Bausteinsystem für einen Frischdampfzustand bis 130 bar 540 °C, Entnahmedrücke bis 45 bar und Abdampfdrücke bis 0,2 bar. Die Regelstufe im Hochdruck ist einkränzig, im Niederdruck zweikränzig ausgeführt. Die für Baukastenturbinen typischen Leitschaufelträger haben folgende Vorzüge: Etwa gleich schnelle Erwärmung von Läufer und dampfumspültem Leitschaufelträger, große zulässige Belastungs- und Temperaturänderungen, Einhaltung kleiner Schaufelspiele, schnelle Reparaturmöglichkeit im Schadensfall und die Unterbringung stark unterschiedlicher Beschaufelungen im gleichen Gehäuse.

Zweidruckturbinen: Sie entsprechen im Aufbau der Entnahmeturbine. An einer Zwischenstufe wird Dampf einer niedrigeren Druckstufe zugeführt. Bei der Entnahme-Zweidruck-Turbine wird der Dampf zugeführt oder entnommen. Eingesetzt werden Zweidruck-Turbinen dort, wo Abdampf aus einem industriellen Prozeß, meist mit stark schwankender Menge angeboten wird oder ein Abhitzekessel Dampf in zwei Druckstufen liefert. Die mittlere Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung im Abhitzekessel läßt sich dadurch erheblich verringern und damit der Gesamtprozeß verbessern. Zwei- oder Dreidruckturbinen heißen auch die Turbinen, die das Dampfangebot eines Gefällespeichers ausnutzen. Da beim Entladevorgang der Dampfdruck stark sinkt, muß für konstante Turbinenleistung der Speicherdampf stufenweise auf die Stufen niedrigeren Drucks umgeschaltet werden.

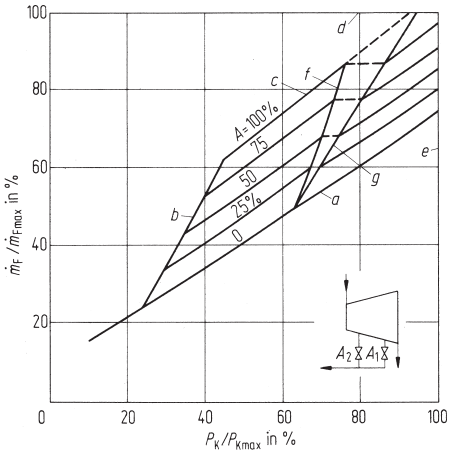


Bild 12. Anzapfdiagramm

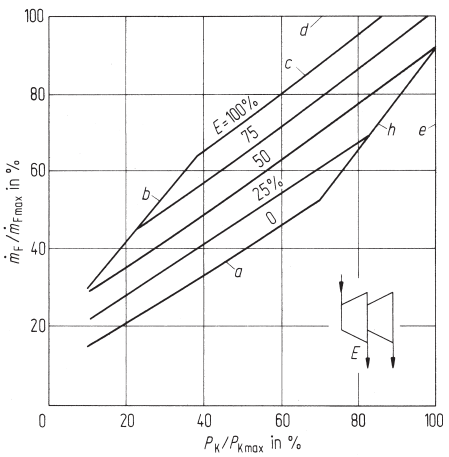


Bild 13. Entnahmediagramm

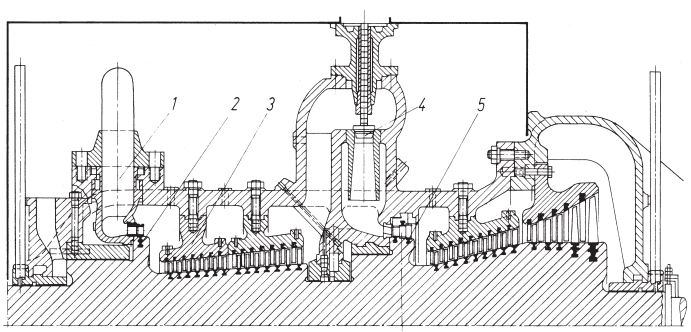


Bild 14. Baukasten-Entnahme-Kondensationsturbine (GHH). *1* Hochdruck-Düsengehäuse, *2* Regelrad einkränzig, *3* Überdruckstufen mit Leitschaufelträger, *4* Überström-Stellventil, *5* Regelrad zweikränzig

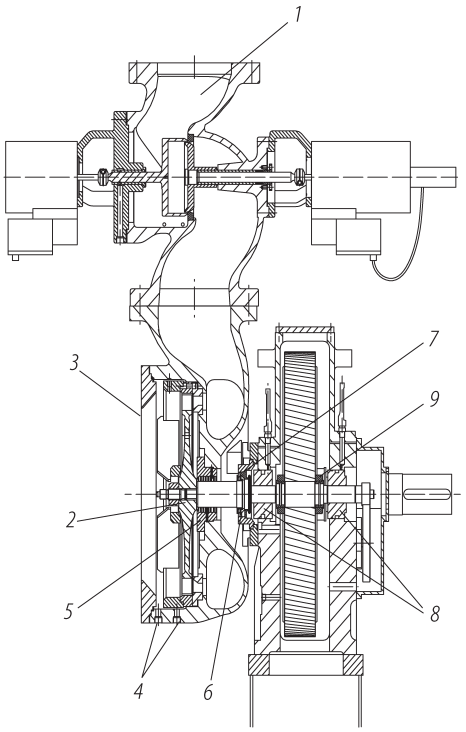


Bild 15. Einrad-Getriebeturbine (KKK). *1* Frischdampfstutzen, *2* Aktions-Rad verschraubt mit Hirth-Verzahnung, *3* Abdampfstutzen, *4* Entwässerung, *5* Wellendichtung, *6* Spritzring, *7* Ölabstreifer, *8* Radiallager, *9* Druckkamm

6.2.3 Kleinturbinen. Small turbines

Sie werden in der Industrie und im Schiffbau als Haupt- und Hilfsantriebe vielfach verwendet. Meist sind es Einradturbinen mit ein- oder zweikränziger Gleichdruckbeschaufelung, oft mit einem Getriebe zusammengebaut. Sie sind einfach im Aufbau, robust und zuverlässig im Betrieb und unkompliziert in der Bedienung. Das ist, besonders bei nur zeitweisem Betrieb, wichtiger als bester Wirkungsgrad. Die einkränzige Getriebeturbine (**Bild 15**) ist mit einer radialen Wellendichtung ausgerüstet. Diese Turbine kann maximal mit 4000 kW, 215 l/s, 125 bar, 530 °C und 20 bar Gegendruck betrieben werden.

6.3 Konstruktionselemente. Components

6.3.1 Gehäuse. Casings

Das Turbinengehäuse hat die Druck- und Temperaturdifferenz zwischen dem Dampf in der Beschaufelung und der Atmosphäre aufzunehmen.

Einschalige Gehäuse. Mit horizontaler Teilfuge werden sie nur bis zu einem Frischdampfzustand von etwa 140 bar und 565 °C ausgeführt. Höhere Druckdifferenzen sind wegen der Flanschabmessungen schwer zu realisieren, die mit ihren großen Massen auch die zulässigen Temperaturänderungen bei instationären Betriebszuständen begrenzen.

Doppelmantelgehäuse. Bei höheren Dampfzuständen wird deshalb die Gesamtdifferenz auf zwei Schalen aufgeteilt, wobei der Zwischendruck meist dem Abdampfdruck entspricht. Die Abdichtung des Innengehäuses übernehmen verschraubte

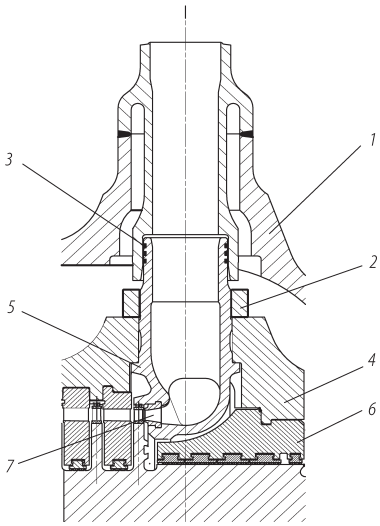


Bild 16. Hochdruck-Dampfeinführung (Alstom). *1* Außengehäuse, *2* Druckring, *3* Kolbenring, *4* Innengehäuse, *5* Dampfführungsgehäuse, *6* Dichtungsträger, *7* Düse

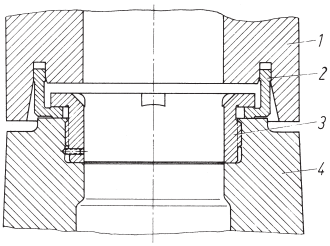


Bild 17. Winkelringverbindung (Siemens, UB KWU). *1* Außengehäuse, *2* Winkelring, *3* Führungsring, *4* Innengehäuse

Teilflansche oder Schrumpfringe. Letztere ergeben kleinere Außengehäuse-Abmessungen, rotationssymmetrische Innengehäuse ohne Materialanhäufungen und besseres Betriebsverhalten bei instationären Zuständen.

Topfgehäuse. Sein rohrförmiger Mantel weist die kleinsten Zusatzspannungen auf und vermeidet die Schwierigkeiten des horizontalen Teilflansches. Die Abdichtung übernimmt hier ein stirnseitiger Deckel, der geflanscht oder mit einem selbstdichtenden Verschluß versehen sein kann. Die Vorteile des Topfgehäuses werden mit einer schlechteren Zugänglichkeit bei Revisionen und Reparaturen erkauft. Meist kann es nur im Herstellerwerk geöffnet werden.
Die Dampfeinführung in das Innengehäuse verlangt wegen der Relativdehnung zwischen Innen- und Außengehäuse eine axial und radial bewegliche Dichtung mit Kolbenringen (**Bild 16**) oder einem Winkelring, **Bild 17**.

6.3.2 Ventile und Klappen Valves

Eine Dampfturbine benötigt für ihren sicheren Betrieb folgende Ventile: Auf der Frischdampfseite eine doppelte Absperrung durch Schnellschluß- und Frischdampfstellventile, nach der Zwischenüberhitzung zur Ausschaltung des Zwischenüberhitzervolumens eine doppelte Absperrung durch Abfang-Schnellschluß- und -Stellventile, für die Entnahme

Überström-Stellventile und Schnellschluß-Rückschlagventile. Dazu kommen Rückschlagklappen in den Anzapfleitungen zu den Vorwärmern, um das Rückströmen von Wasser und Dampf in die Beschaufelung zu verhindern sowie Abfangklappen vor den Niederdruckteilen der Sattdampfturbinen. Alle Schnellschlußventile gehören zum Schutzkreis gegen Überdrehzahlen (s. **R 6.5**).

Einsitzventile. Sie werden wegen ihrer guten Dichtheit und ihres kleinen Druckverlustes am häufigsten verwendet: Unentlastete Einsitzventile wegen ihrer großen Stellkräfte nur für relativ kleine Sitzdurchmesser, sonst entlastete Einsitzventile mit Vorhubkegel oder Rohrventile. Beide Ventile benötigen nur kleine Stellkräfte, das Rohrventil ist allerdings nicht völlig dicht. Die Abfang-Schnellschlußklappe kombiniert mit dem entlasteten Stellventil hat einen besonders kleinen Druckverlust, **Bild 18**. Der Diffusor des Stellventils ist als Dampfdurchführung zum Innengehäuse ausgestaltet.

Doppelsitzventile. Sie haben kleine Stellkräfte, sind aber schwer dicht zu halten und kommen meist bei Industrieturbinen vor. Der Stellventil-Düsengehäuseblock (**Bild 19**) einer Industrieturbine hat drei Doppelsitz-Stellventile, von denen nur das erste vom Stellantrieb direkt betätigt wird, während die beiden anderen durch das jeweils vorhergehende Ventil geöffnet und durch eine Feder geschlossen werden. Wegen der kleinen Stellkräfte genügt ein Antrieb für die drei Stellventile.

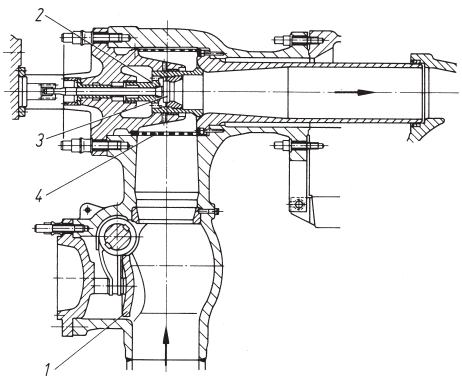


Bild 18. Abfang-Schnellschlußklappe und Stellventil (Alstom). *1* Schnellschlußklappe, *2* Stellventil, *3* Entlastungsventil, *4* Dampfsieb

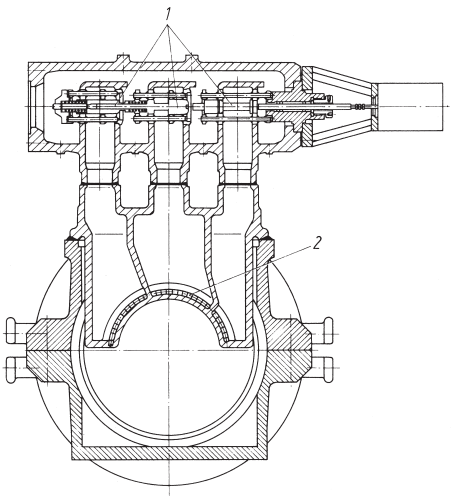


Bild 19. Stellventil-Düsengehäuseblock (Alstom). *1* Stellventil, *2* Düsen

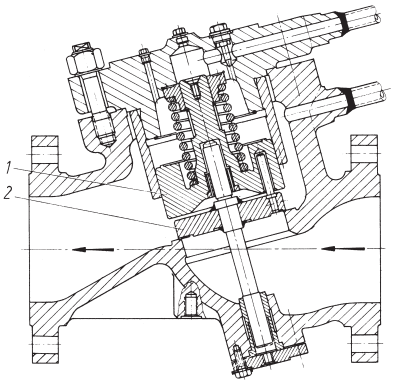


Bild 20. Entnahme-Schnellschluß-Rückschlagventil (Alstom). *1* Ventilkolben, *2* Rückschlagteller

Das mediumbetätigte Entnahme-Schnellschluß-Rückschlagventil (**Bild 20**) besitzt einen frei beweglichen Rückschlagteller. Es wird durch Beaufschlagung des Kolbens mit dem Vordruck und durch Federkraft geschlossen und öffnet durch Absenken des Druckes im Kolbenraum.

6.3.3 Beschaufelung. Blading

Sie soll den Wärmeinhalt des Dampfes möglichst verlustlos in Geschwindigkeitsenergie umwandeln und die dabei auftretenden Kräfte auf die Welle und das Gehäuse übertragen. Jedes Schaufelprofil ist infolgedessen ein Kompromiß zwischen strömungstechnischen, festigkeitsmäßigen, schwingungstechnischen und wirtschaftlichen Forderungen. Die Schaufelprofile stehen mit meist geometrisch abgestuften Sehnenlängen zur Verfügung.

Leit- und Laufschaufeln. In Hoch- und Mitteldruckteilturbinen werden fast ausnahmslos aus dem Vollen gefräste Deckplattenschaufeln verwendet, die gute Festigkeitseigenschaften mit hohen Wirkungsgraden verbinden, **Bild 21 a** und **b**. Nur im Bereich geringer Dampfdrücke und Temperaturen kommen Leitschaufeln aus gezogenen Profilstangen zum Einsatz, die mit aufgenieteten Deckbändern versehen werden (**Bild 21 c**).

Regelstufen. Ihre Laufschaufeln sind besonders hoch beansprucht, da sie teilbeaufschlagt sind und bei Teillast große Gefälle verarbeiten. Sie erhalten bei Großturbinen Steckfüße, axiale Tannenbaumfüße oder werden mit der Welle verschweißt, **Bild 21 d**.

Endschaufeln. Sie sind am höchsten beansprucht. Für ihre Auslegung gilt in vermehrtem Maße der schon erwähnte Kompromiß zwischen Aerodynamik, Schaufelfestigkeit und Schwingungsverhalten. Die Modellgesetze erlauben die Bildung von Familien mit geometrisch ähnlichen Schaufeln, wenn sich die Abmessungen umgekehrt proportional zu den Drehzahlen ändern. Bei konstanter Drehzahl trifft dies für verschiedene Austrittsflächen nicht zu. Der Steck- und der Tannenbaumfuß (**Bild 22**) sind die heute allein üblichen Befestigungsarten für Endschaufeln von Großturbinen. Man unterscheidet ferner freistehende und gebundene Endschaufeln, wobei letztere im äußeren Profilbereich Bindelemente wie

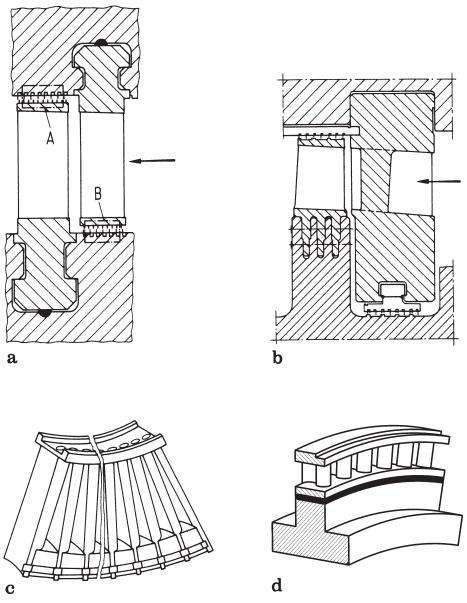


Bild 21a–d. Stufenformen. **a** Überdruckstufe mit integralen Füßen und Deckplatte und Spaltabdichtung in Noniusteilung (Siemens, UB KWU); **b** Gleichdruckstufe mit geschweißtem Leitrad und Laufschaufel mit Steckfuß und Deckplatte (Alstom); **c** Leitschaufeln aus gezogenen Profilstangen mit Fußzwischenstücken und aufgenietetem Deckband (Alstom); **d** aus dem Vollen erodierter und anschließend auf die Welle geschweißter Regelradschaufelkranz (Alstom)

eingelegte Drähte und Bolzen oder integrale Stützflügel aufweisen.

Der ausgeprägt dreidimensionale Charakter der Strömung im Niederdruckströmungskanal erfordert diesen Verhältnissen angepaßte Schaufelgeometrien. Durch die mechanischen Einschränkungen bei der hochbelasteten Laufschaufel kommt der aerodynamischen Gestaltung der letzten Leitreihen eine besondere Bedeutung zu.

Sehr lange Endschaufeln können wegen der hohen Fliehkräfte nicht mehr aus Stahl ausgeführt werden. Endschaufeln bei Dampfturbinen mit einer Drehzahl 50 1/s werden ab einer Profillänge von ca. 1100 mm in Titan ausgeführt.

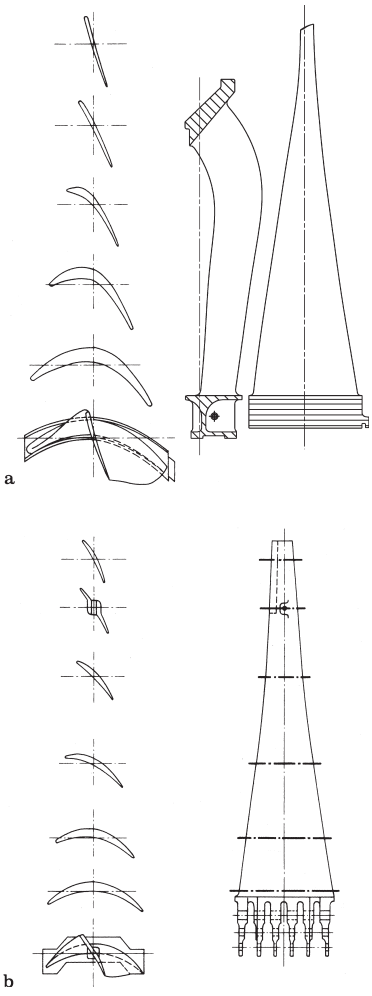


Bild 22a, b. Endschaufeln von Großturbinen. **a** Leitreihe und freistehende Laufschaufel mit gebogenem Tannenbaumfuß; **b** gebundene Laufschaufel mit Steckfuß

6.3.4 Wellendichtungen. Shaft seals

Berührungsfreie Labyrinthdichtungen (**Bild 23**) sind heute allgemein üblich. Form **c** wird an Niederdruckteilen mit ihren großen Relativdehnungen zwischen Welle und Gehäuse verwendet. Alle Wellendichtungen von Großturbinen sind in einzelne Abschnitte mit dazwischenliegenden Ringkammern aufgeteilt und haben federnde Dichtsegmente. Die äußerste Kammer besitzt eine Absaugung zur Vermeidung von Dampfaustritt an der Welle, die zweite Kammer ein Sperrdampfsystem. Hier herrscht ein leichter Überdruck, um das Eindringen von Luft in die Niederdruckteile zu verhindern. Das System wird von den Wellendichtungen der Hochdruck- und Mitteldruckteile sowie von den Spindeldichtungen der Ventile und meist auch noch von einem Hilfsnetz gespeist. Überschüssiger Dampf wird in eine Niederdruckanzapfung abgeführt. Ebenfalls in eine Anzapfung und zur Verringerung der Leckverluste geht der Dampf aus einer dritten Kammer der Hochdruck-Wellendichtungen. Auch die Dichtungen der Ausgleichkolben haben meist eine Anzapfung zur Verringerung ihrer Leckverluste.

6.3.5 Läufer-Dreheinrichtung. Turning gear

Wenn beim Abstellen einer Turbine der Läufer zum Stillstand gekommen ist, bildet sich in dem noch heißen Gehäuse eine Temperaturschichtung aus, die zu einer Verkrümmung von Läufer und Gehäuse führt, so daß die Turbine erst wieder nach dem Erkalten angefahren werden kann. Alle größeren Turbinen haben deshalb eine Dreheinrichtung mit einer Drehzahl von 0,1 bis 2 1/s. Als Antriebsenergie stehen Strom, Drucköl oder Druckluft zur Verfügung, wobei letztere meist nur für Hilfsantriebe verwendet wird. Meist treibt ein Elektro- oder Hydraulikmotor über Getriebe und Freilauf oder Schlingfeder den Läufer an (**Bild 6**). Besonders einfach ist der Antrieb durch eine ein- oder zweikränzige Ölturbine. Zur Verringerung des Losbrechmoments und zur Vermeidung trockener Reibung in den Lagern wird bei Großturbinen unter die Lagerzapfen Hochdrucköl eingespeist, das den gesamten Läuferstrang beim Anfahren aufschwimmen läßt und das auch im Drehbetrieb meist zugeschaltet bleibt.

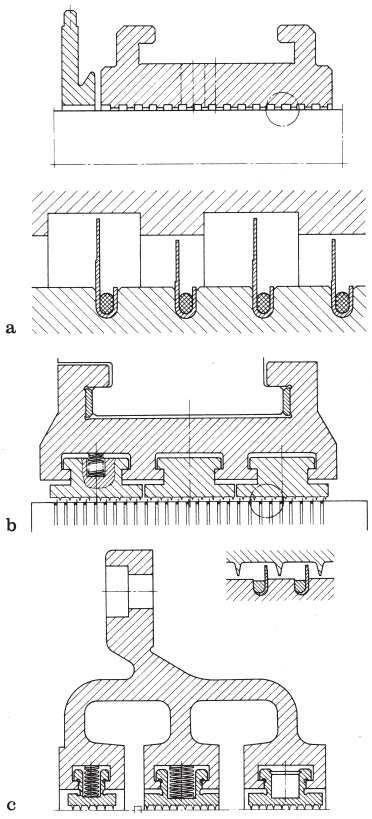


Bild 23a–c. Wellendichtungen. **a** Mit eingestemmten Streifen in der Welle; **b** mit federnden Dichtsegmenten; **c** mit glatter Welle

6.3.6 **Lager.** Bearings

Radiallager. Bei den Dampfturbinen sind fast alle im Maschinenbau vertretenen Gleitlager-Typen zu finden (s. **G 6**): Taschenlager (**Bild 24**), Mehrkeillager. Die Lager haben oft zur Überwachung eine eingebaute Temperaturmeßstelle und bei Großturbinen Anschlüsse für das Hochdrucköl zur Läuferanhebung.

Axiallager. Sie nehmen den Restschub der Beschaufelung auf und sind bei Klein- und Industrieturbinen oft starre Mehrflächenlager, sonst meist Klotzlager, deren auf Kippkanten gelagerte Klötze zum Belastungsausgleich auf Federelementen oder Ausgleichhebeln (**Bild 25**) sitzen.

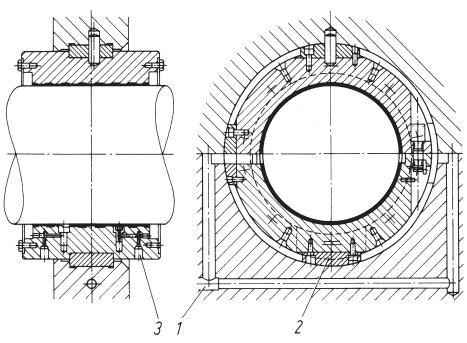


Bild 24. Taschenlager (Alstom). *1* Ölzulauf, *2* Paßplatte, *3* HD-Ölanschluß

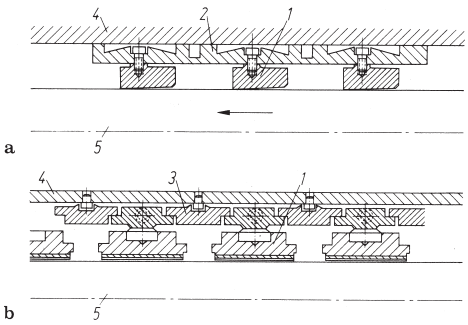


Bild 25a, b. Segment-Axiallager. **a** Mit Ausgleichs-Federring; **b** mit Ausgleichhebeln. *1* Tragsegment, *2* Federring, *3* Ausgleichhebel, *4* Lagergehäuse, *5* Wellenscheibe

6.4 **Anfahren und Betrieb.** Start up and operation

Anfahren. Hierbei treten an den vom Dampf umströmten Bauteilen mit größerer Wandstärke zusätzliche Beanspruchungen auf, die die Lebensdauer verringern. Sie sind vom zeitlichen Ablauf des Anfahrvorgangs und den dabei gefahrenen Dampfdruck- und Temperaturtransienten abhängig. Mit der Finite-Element-Methode ist es heute möglich, diese Anfahrspannungen zu berechnen. Bei Großturbinen ermitteln Geräte aus Temperaturmessungen die Spannungen in den gefährdeten Bauteilen und steuern den Anfahrvorgang automatisch so, daß die Turbine schnell und schonend hochfährt und daß die kritischen Drehzahlbereiche so schnell wie möglich durchfahren werden.

Schwingungsverhalten. Die Lage der biege- und torsionskritischen Drehzahlen der aus bis zu sieben Einzelwellen bestehenden Läuferstränge wird mit Hilfe moderner Rechenverfahren (s. **O 2.7**) bestimmt, die auch eine Aussage über das Auftreten von Lauf-Instabilitäten erlauben. Der Läuferstrang wird mit Schwingungsaufnehmern an den Lagergehäusen und/oder an den Läufern überwacht. Fehler an diesen Teilen können so rasch erkannt und vor dem Auftreten größerer Schäden beseitigt werden.

6.5 **Regelung, Sicherheits- und Schutzeinrichtungen** Control, safety and protection devices

Regelkreis. Turbinen sind meist mit Drehzahlreglern ausgerüstet. Regelgröße ist also die Drehzahl, Stellgröße der Dampfstrom. Störgrößen sind die Belastung, aber auch der Entnahmestrom, der Gegen- und der Vordruck, Stellglieder sind die Stellventile, **Bild 19**. Die Regelstrecken haben, vom Hochfahren abgesehen, einen Ausgleich. Die Regler wirken bei Netzbetrieb nach dem PI-, beim Inselbetrieb nach dem P-Verfahren. Sie arbeiten entweder mechanisch mit Fliehgewichten, also Pendeln oder Stabfedern, hydraulisch mit einer Ölpumpe oder elektronisch mit einem Tachogenerator als Impulsgeber. Weiterhin werden noch weitere Größen wie der Vor-, Gegen- und Entnahmedruck geregelt (s. **X 6**).

Schutzkreis. Schnellschluß- und Stellventile schließen, um Schäden bei Ausfall der Regelung zu verhüten. Auslösend wirken Drehzahlwächter (bei 110% der Nenndrehzahl), Druckwächter (zu niedriger Schmieröldruck, zu hoher Kondensatordruck, Gegendruck, Entnahmedruck), Temperaturwächter (zu hohe Kondensatortemperatur, Lagertemperatur), Niveauwächter (zu hoher Wasserstand in den Vorwärmern), Wellenlagewächter (zu große Axialschubkräfte) und Schwingungsüberwachung.

6.6 Berechnungsverfahren. Design calculations

6.6.1 Allgemeines. Introduction

Seitdem die Wasserdampfgleichungen programmiert sind, werden selbst Kleinturbinen mit Rechenprogrammen ausgelegt. Die für die Wirkungsgradberechnung der Schaufelprofile notwendigen Einzelverlust-Rechnungen sind auch so kompliziert geworden, daß sie nur noch auf elektronischen Rechenanlagen durchgeführt werden können. Deshalb werden hier nur Überschlagsrechnungen gebracht, deren Genauigkeit aber für Projektierungsrechnungen völlig ausreicht. Für den Wärmeverbrauch der Kraftwerksturbinen wird auf das VDI-Handbuch Energietechnik, Teil 2 Wärmetechnische Arbeitsmappe, Arbeitsblätter 6.4, 6.5 und 6.6 verwiesen.

6.6.2 Auslegung von Industrieturbinen
Design of industrial turbines

Gegendruckturbinen

Gegeben sind i. allg. die Kupplungsleistung P_K, der Frischdampfdruck p_F, die Frischdampftemperatur t_F, der Gegendruck p_G.

Kupplungswirkungsgrad. Aus der Dampftafel bzw. dem h, s-Diagramm folgen die Enthalpie h_F und die Entropie s_F des Frischdampfes. Durch Auftragen im h, s-Diagramm oder auch durch Interpolieren in der Dampftafel läßt sich die isentrope Enthalpiedifferenz y_s zwischen dem Frischdampfzustand und dem Gegendruck (Index G) bestimmen, **Bild 26**. $y_s = h_F - h_{Go}$. Mit dem inneren Wirkungsgrad $\eta_i = 0{,}8$ folgt $y_i = 0{,}8 y_s$. Damit wird vorläufig die Gegendruckenthalpie $h_G = h_F - y_i$ und der Frischdampfstrom $\dot{m}_F = P_K / y_i \eta_{mech}$. Hierbei ist der mechanische Wirkungsgrad $\eta_{mech} = 0{,}98$.
Für den Frischdampf- und Abdampfzustand wird aus der Dampftafel das spezifische Volumen v_F und v_G abgelesen. Damit ergibt sich der Zudampf- und Abdampfvolumenstrom $\dot{V}_F = \dot{m}_F v_F$ und $\dot{V}_G = \dot{m}_F v_G$ und ihr Mittelwert $\dot{V}_m = \sqrt{\dot{V}_F \dot{V}_G}$.

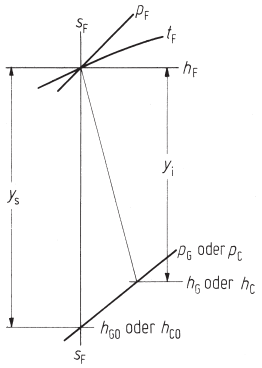


Bild 26. Gefällebestimmung im h, s-Diagramm

Aus dem **Bild 27** folgt damit $\eta_k = \eta_i \eta_{mech}$. Mit diesem Wert wird $\dot{m}_F$ und $\dot{V}_m$ verbessert. Eine weitere Iteration ergibt meist den endgültigen Wirkungsgrad. Höhere Drehzahlen bei kleinem mittlerem Volumenstrom verbessern den Wirkungsgrad, **Bild 27**. Dabei verursacht aber das dann notwendige Getriebe einen Verlust von 2 bis 3% und zusätzliche Kosten.

Stutzen und Ventile. Die Zudampf- und Abdampfstutzenabmessungen lassen sich aus $\dot{V}_F$ und $\dot{V}_G$ und den üblichen Dampfgeschwindigkeiten c bestimmen: 30 bis 60 m/s für Zudampf- und 50 bis 80 m/s für Gegendruckstutzen. Die Druckverluste in den Schnellschluß- und Stellventilen sollen 1 bis 2 bzw. 3 bis 4% nicht überschreiten. Die Durchmesser ergeben sich dann mit $\Delta p = \zeta c^2 \varrho / 2$ (s. **B 6.2**). Die ζ-Werte betragen: Schnellschlußventil 1,5 bis 2,5, Einsitzstellventil 0,4 bis 0,8, Doppelsitzstellventil 1,0 bis 2,0.

Kondensationsturbinen

Gegeben sind i. allg. die Kupplungsleistung P_K, der Frischdampfdruck p_F, die Frischdampftemperatur t_F, der Kondensatordruck p_c oder die Kühlwassertemperatur t_{KW}. Ist nur t_{KW} bekannt, läßt sich der Kondensatordruck $p_c = f(t_s)$ mit der Sättigungstemperatur des Kondensats $t_s = t_{KW} + \Delta t$ abschätzen. Hierbei ist $\Delta t = 13\,K$ (Kühlwasseraufwärmung = 10 K, Grädigkeit des Kondensators = 3 K).

Kupplungswirkungsgrad. Zunächst wird die Enthalpiedifferenz zwischen dem Frischdampfzustand und dem Kondensatordruck $y_s = h_F - h_c$ bestimmt. Mit den Wirkungsgraden $\eta_i = 0{,}82$ und $\eta_{mech} = 0{,}99$ und mit **Bild 28** wird dann wie bei

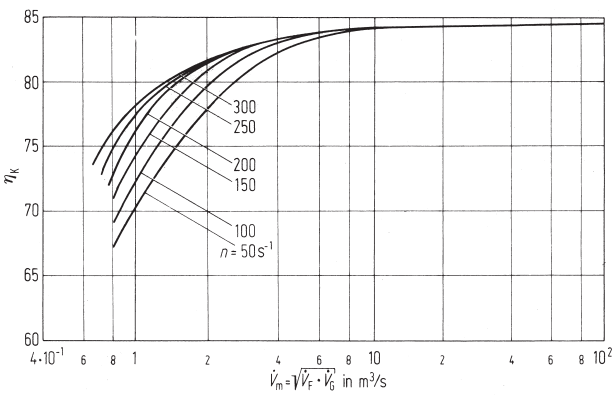


Bild 27. Kupplungswirkungsgrad η_K als Funktion des mittleren Volumenstroms $\dot{V}_m$ von Gegendruckturbinen

der Gegendruckturbine weitergerechnet. (Abdampf-Dampfnässe 15 % nicht überschreiten!)

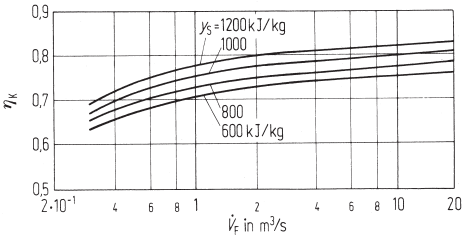


Bild 28. Kupplungswirkungsgrad η_K als Funktion des Frischdampfvolumenstromes $\dot{V}_F$ von Kondensationsturbinen

Stutzen und Ventile. Der Zudampfstutzen und die Ventile werden wie für die Gegendruckturbinen ausgelegt. Der Abdampfstutzen sollte für eine Geschwindigkeit von 100 bis 150 m/s bemessen werden.

Entnahmeturbinen

Der Hochdruckteil wird wie eine Gegendruckturbine, der Niederdruckteil wie eine Gegendruck- oder Kondensationsturbine berechnet.

Das Entnahmediagramm (**Bild 13**) entsteht, wenn der Dampfverbrauch der beiden Teilturbinen über der Leistung aufgetragen wird und die Punkte gleichen Entnahmestroms miteinander verbunden werden. Beim Anzapfdiagramm (**Bild 12**) muß dabei, da der Anzapfdruck gleitet, für jeden Punkt das Gefälle neu bestimmt werden.

7 Turboverdichter
Turbocompressors

K. Lüdtke, Berlin

Turboverdichter sind Strömungsmaschinen zur Verdichtung von Gasen nach dem dynamischen Prinzip. Als Element der Energieübertragung auf das Gas dient das beschaufelte, kontinuierlich durchströmte Laufrad. Druck, Temperatur und Geschwindigkeit des Gases sind nach dem Verlassen des Laufrads größer als am Eintritt. Das dem Laufrad nachgeschaltete Leitteil sorgt für weitere Druck- und Temperaturerhöhung durch Verzögerung der Geschwindigkeit (s. **R 1**).

7.1 Einteilung und Einsatzbereiche
Classification and rating ranges

Zur Unterteilung in Axial- und Radialmaschinen wird die Hauptströmungsrichtung in der Meridianebene des Laufrads, d. h. einer Ebene, die die Drehachse enthält, herangezogen. Diese für den Durchsatz maßgebende Meridianströmung verläuft bei der Strömungsmaschine axialer Bauart im wesentlichen axial, bei der radialen Bauart im wesentlichen radial von innen nach außen. Gelegentlich trifft man auch Mischbauarten, sog. Diagonalverdichter an. Eine andere Unterteilung in Verdichter und Ventilatoren basiert auf der Höhe der spezifischen Verdichtungsarbeit. Beim Ventilator bleibt sie so gering, so daß keine nennenswerten Dichte- und Temperaturänderungen auftreten. Der Übergang ist jedoch fließend.

7.1.1 Ventilatoren. Fans

Die Auslegungsberechnung wird mit den Formeln für inkompressible Medien durchgeführt. Die niedrige Umfangsgeschwindigkeit des Laufrads und der Betrieb meist auf niedrigem Druckniveau führen im Vergleich zum aufwendigen Turboverdichter zu einfachen, leichten, dünnwandigen Blechkonstruktionen. Der ungefähre Einsatzbereich von Axial- und Radialventilatoren ist aus **Bild 1** ersichtlich. Einsatzbereiche: Gruben- und Tunnelbelüftung, Kesselluftversorgung, Klima-, Chemie-, Verbrennungs-, Entstaubungsanlagen, Zement-, Papier-, Glasindustrie u. a. Außer für Luft auch für erosive, korrosive, explosive, toxische und staubhaltige Gase.

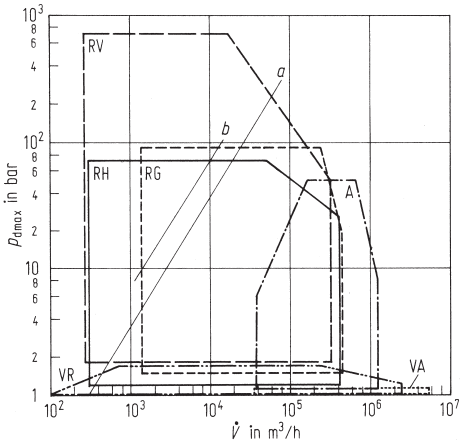


Bild 1. Näherungsweise Arbeitsbereiche Verdichter und Ventilatoren. $\dot{V}$ Ansaugevolumenstrom, $p_{d\,max}$ maximaler Betriebsdruck, RV Radialverdichter, vertikal geteiltes Gehäuse, RH Radialverdichter, horizontal geteiltes Gehäuse, RG Radialverdichter, integriertes Getriebe, A Axialverdichter (Druckverhältnis > 8: 2gehäusig), VR Radialventilatoren (1- bis 2stufig), VA Axialventilatoren, *a* maximaler Betriebsdruck für RV und RH für Ansaugdruck 1 bar. *b* maximaler Betriebsdruck für RG für Ansaugedruck 1 bar. Bereichsgrenzen variieren erheblich je nach Hersteller

7.1.2 Axialverdichter. Axial compressors

Die statische Druckerhöhung im Laufrad erfolgt ausschließlich durch Strömungsumlenkung und die damit verbundene Verzögerung, weil durch die Abwesenheit jeglicher Radialströmung die Arbeit des Fliehkraftfelds entfällt. Somit bleibt die polytrope Arbeit je Stufe verhältnismäßig gering, wodurch der Axialverdichter für das gleiche Druckverhältnis wesentlich mehr Stufen benötigt als der Radialverdichter, während bei gleichem Volumenstrom die Drehzahl des Axialverdichters höher ist. Kennzeichen des Axialverdichters sind große Volumenströme bei moderaten Druckverhältnissen (s. **Bild 1**) und vergleichsweise hohen Wirkungsgraden. Axialverdichter haben steilere Kennlinie und, bei festen Leitschaufeln, einen schmaleren Betriebsbereich. **Bild 2** zeigt einen Axialverdichter als Industriemaschine, der hohe Wirtschaftlichkeit mit einem axialen Einlauf und einer radialen Endstufe erreicht. Ist der Antrieb nicht drehzahlregelbar, werden die vorderen Stufen mit verstellbaren Leitschaufeln versehen.

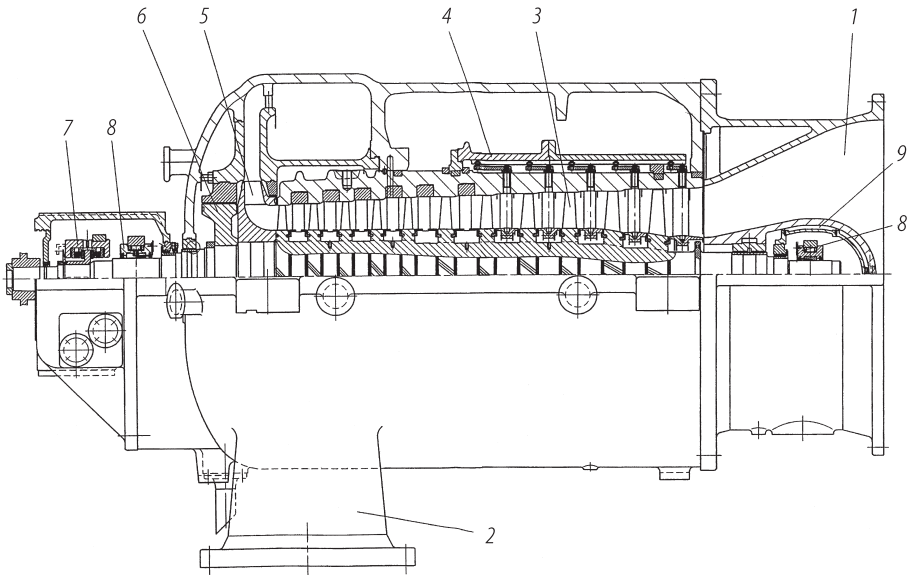


Bild 2. Axialverdichter mit Leitschaufelregelung (MAN Turbo) für Volumenströme bis zu 1,2 Mio. m^3/h und Druckverhältnisse bis zu 8 (Luft). *1* Saugstutzen, *2* Druckstutzen, *3* Axialbeschaufelung, *4* Leitschaufelverstelleinrichtung, *5* radiale Endstufe, *6* Ausgleichskolben, *7* Axiallager, *8* Radiallager, *9* doppelschaliges Lagergehäuse mit Sperrung

Die Abdeckung des in der Strömung liegenden Lagers ist doppelwandig ausgeführt. Der Zwischenraum wird so mit Sperrluft beaufschlagt, daß unter allen Betriebsbedingungen kein Öl in den Strömungskanal dringen kann.

Einsatzbereiche. Hochofenwinderzeugung, Luftzerlegungsanlagen und in chemischen und petrochemischen Prozessen zur Verdichtung von Luft und Gasen.

7.1.3 Radialverdichter. Centrifugal compressors

Der radiale Prozeßverdichter in Einwellenbauweise ist im Öl- und Gasfeldbetrieb, in der Erdgasverarbeitung, in der Ölraffinerie- und petrochemischen Verfahrenstechnik und in der chemischen Industrie weit verbreitet.

- Er fördert Gas-Massenströme auf ein für die Verarbeitung erforderliches Druckniveau.
- Er stellt die Druckdifferenzen zur Überwindung von Systemwiderständen zur Verfügung und ermöglicht so den Gasdurchfluß in Reaktoren, Wärmetauschern und Rohrleitungen.
- Als Teil von Industriekälteanlagen kühlt oder verflüssigt er Stoffströme.

Die vom Radialverdichter geförderten Medien reichen vom H_2-Reichgas in der Kraftstoffherstellung mit der niedrigsten vorkommenden molaren Masse von $M \approx 2{,}5$ und Drücken bis $p = 200$ bar bis zum Kältemittel R 134A mit der höchsten molaren Masse von $M = 102$. Im unteren Feld liegen NH_3-Synthesegas ($M = 8{,}5$; $p_{max} = 180$ bar), Methanolsynthesegas ($M = 11{,}3$; $p_{max} = 85$ bar) und NH_3 ($M = 17$; Saugtemperatur $t_{s\,min} = -40$ °C). Im Mittelfeld findet sich Erdgas, gemischt mit anderen Normal-Paraffinen ($M = 18$–26) in Gaslifting-Anlagen bis 220 bar und Reinjections-Anlagen bis 600 bar. Atmosphärische Luft ($M = 28{,}8$) wird bis maximal 50 bar in Ammoniak-, Terephthal- und Essigsäure-Anlagen verdichtet. Äthylen-Anlagen erfordern einen Rohgasverdichter ($M = 28$; $p = 30$ bar), einen Äthylen- ($M = 28$; $t_s = -101$ °C) und einen Propylen-Verdichter ($M = 42$; $t_s = -43$ °C). Im Bereich schwerer Gase liegt auch die CO_2-Verdichtung in Harnstoff-Anlagen ($M = 44$; $p_{max} = 200$ bar) und Chlor ($M \approx 70$; $p_{max} = 13$ bar).

Die Stufenzahlen der Prozeß-Radialverdichter in Einwellenbauweise reichen von 1 bis 26 in bis zu drei hintereinandergeschalteten, bis zu fünfmal zwischengekühlten Gehäusen. Maximale Stufenzahl je Gehäuse: zehn; maximale Zwischenkühlungen je Gehäuse: drei, d. h. maximal vier Stufengruppen und maximal acht Stutzen je Gehäuse. Antrieb durch Elektromotore, Dampf- und Gasturbinen; Einwellenverdichter-Drehzahlen bis ca. 20 000 1/min; Getriebeverdichter-Ritzeldrehzahlen bis ca. 40 000 1/min; Leistungen bis ca. 30 MW, in seltenen Fällen auch darüber.

Da das Gas während der Energieübertragung im Laufrad von innen nach außen strömt, unterliegt es der Änderung des Zentrifugalfelds. Damit wird die statische Enthalpie um den Summanden $(u_2^2 - u_1^2)/2$ erhöht, wodurch die erzielbaren Druckverhältnisse wesentlich höher als beim Axialverdichter werden. Die radiale Strömungsrichtung im Laufrad erfordert wiederum radial angeordnete Diffusoren, die den Außendurchmesser des Gehäuses auf etwa das Doppelte des Laufraddurchmessers erhöhen.

Serpentinenartig wird das Gas der nächsten Stufe zugeführt, nachdem es in der Rückführbeschaufelung vom Drall befreit wurde (drallbehaftete Eintrittsströmung würde in dieser Stufe nach der Euler-Formel das Druckverhältnis vermindern). Die nach außen wachsenden Leitteile mit vielen Umlenkungen und langen Strömungswegen erklären die gegenüber dem Axialverdichter niedrigeren Wirkungsgrade und setzen dem Radialverdichter durch Anwachsen des Außendurchmessers und der Masse Volumenstromgrenzen, s. **Bild 1**. Einen 5stufigen Radialverdichter mit hintereinandergeschalteten Laufrädern zeigt **Bild 3**.

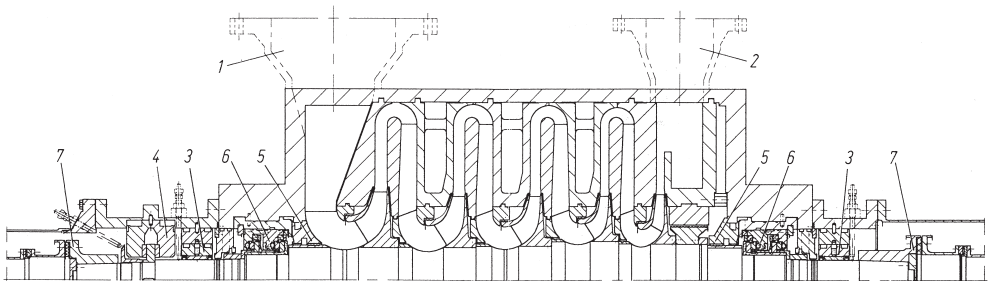


Bild 3. Radialer Einwellenverdichter (MAN Turbo) mit horizontal geteiltem Schweiß-Gehäuse, p_d bis 70 bar, $\dot{V}$ bis 250 000 m³/h. *1, 2* Saug-, Druckstutzen, *3, 4* Radial-, Axiallager, *5* Labyrinthdichtung, *6* gasgeschmierte Gleitringdichtung, *7* Kupplung

7.2 Radiale Laufradbauarten
Centrifugal impeller types

Die aero-thermodynamischen und strukturmechanischen Möglichkeiten und Grenzen dieses schnellaufenden und daher hochbeanspruchten Bauteils bestimmen das Einsatzpotential des Verdichters. Die Auslegung des Laufrads, d. h. die Festlegung der Geometrie und der Drehzahl wird durch mehrere Disziplinen bestimmt: Aero-Thermodynamik muß Volumenstrom, polytrope Arbeit, Wirkungsgrad und Betriebsbereich sicherstellen; Festigkeitsberechnung muß statische und dynamische Integrität nachweisen; Rotordynamik muß Laufruhe und Fertigungstechnik soll wirtschaftliche Herstellung gewährleisten. **Bild 4** zeigt schematisch die wichtigsten Parameter der verschiedenen Bauformen und, durch Pfeile angedeutet, deren fortschreitende Entwicklung.

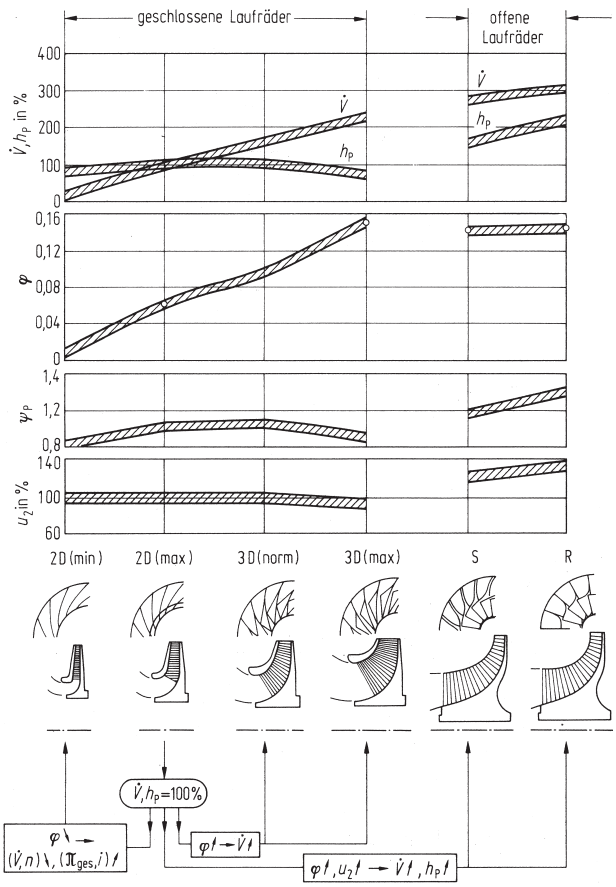


Bild 4. Bauarten und Kenndaten von radialen Laufrädern. ○ max. Volumenstromzahl für betreffenden Radtyp, π_{ges} Verdichterdruckverhältnis, i Stufenzahl, n Drehzahl, u_2 Umfangsgeschwindigkeit 100 % ≈ 350 m/s, $\dot{V} = \varphi \frac{\pi}{4} d_2^2 u_2$, $h_P = \psi_P \frac{u_2^2}{2}$, φ Volumenstromzahl, ψ_P polytrope Druckzahl, h_p spezifische polytrope Arbeit. Die Pfeile kennzeichnen die Entwicklung während der letzten drei Jahrzehnte

7.2.1 Das geschlossene 2 D-Laufrad
The shrouded 2 D-impeller

Ausgangspunkt ist das traditionelle Laufrad des Industrieverdichters mit Deckscheibe und rückwärtsgekrümmten Schaufeln, die über die ganze Schaufelbreite dieselbe Krümmung besitzen (2 D). Volumenstromzahl φ bis ca. 0,06; Schaufelaustrittswinkel β_2 meist 40° bis 50° (gemessen von Tangente).
Je höher das Druckverhältnis je Gehäuse, desto stärker nehmen beim Einwellenverdichter die Volumenstromzahlen von Stufe zu Stufe ab. Das führt zu 2 D-Laufrädern mit φ-Werten bis unter 0,01 mit erheblich abgesenkten Stufenwirkungsgraden. Dadurch werden jedoch kleine Volumenströme $\dot{V}$, hohe Druckverhältnisse π_{ges}, niedrige Drehzahlen n und große Stufenzahlen je Gehäuse i erst möglich gemacht.

7.2.2 Das geschlossene 3 D-Laufrad
The shrouded 3 D-impeller

Eine Erhöhung des Volumenstroms bei gleichem Raddurchmesser führt zu breiteren Schaufelkanälen und größeren φ-Werten, derzeit bis ca. 0,15. Schaufelaustrittswinkel β_2 meist 45 bis 60°. Zur Erzielung hoher Wirkungsgrade muß die Schaufeleintrittskante an die unterschiedlichen Strömungswinkel an Deck- und Nabenscheibe angepaßt und die Schaufellänge vergrößert werden. Diese Forderungen führen zu räumlich verwundenen Schaufeln mit vorgezogenen Eintrittskanten, mit unterschiedlichen Krümmungen über die Schaufelbreite (3 D), zu kleineren Nabenverhältnissen und vergrößerter axialer Baulänge (s. **Bild 9**). Geschlossene 3 D-Räder sind gekennzeichnet durch hohen Wirkungsgrad bei verringertem Außendurchmesser, weiten Betriebsbereich, hohe Drehzahl und eine reduzierte maximale Stufenzahl je Einwellenverdichtergehäuse.

7.2.3 Das offene Laufrad. The semi-open impeller

Eine höhere Umfangsgeschwindigkeit ist Voraussetzung für eine weitere Steigerung des Volumenstroms und der polytropen Arbeit. Dazu sind erforderlich: Weglassen der Deckscheibe, Gestaltoptimierung der Nabenscheibe, weiteres Vorziehen der Schaufeln in den Einlauf (daraus wird dann der axiale sog. „Vorsatzläufer"), Aufdrehen des Schaufelaustrittswinkels, konische Schaufeln mit schwingungsmindernder Dikkenverteilung. Die offenen Räder operieren mit engem Spalt zwischen Gehäuse und Schaufelspitzen und haben räumlich verwundene Schaufeln.
Das Rad mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln, deren Axialprojektion eine leichte S-Form erkennen läßt, sei hier der Kürze halber mit S-Rad bezeichnet. Der Austrittswinkel β_2 beträgt meist 45 bis 65°. Das R-Rad, eine hier gewählte Bezeichnungskurzform für radial endende Schaufeln, mit einem Austrittswinkel von 90°, ermöglicht die höchste Umfangsgeschwindigkeit aller Laufräder bei merklich niedrigerem Wirkungsgrad, eingeschränktem Betriebsbereich und flacher Kennlinie gegenüber Rädern mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln, d. h. geringem Anstieg des Druckverhältnisses vom Normalpunkt zur Pumpgrenze.

7.2.4 Laufradverwendung. Impeller application

Einwellenverdichter werden fast ausschließlich mit geschlossenen 2 D- und 3 D-Laufrädern bestückt. In Einzelfällen war früher ein offenes Rad als erste Stufe in einem vielstufigen Verdichter anzutreffen. Offene Laufräder sind prädestiniert für den Einsatz als fliegend gelagerte Räder mit axialer Ansaugung, also in ein- und vielstufigen Getriebeverdichtern, weil die Vorteile hoher Umfangsgeschwindigkeiten durch die Rotordynamik der kurzen Ritzelwellen nicht behindert und die Laufradspalte gut beherrscht werden. In vielen Anwendungsfällen werden Getriebeverdichter auch mit geschlossenen 3 D- und bei hohen Enddrücken deren letzte Stufen auch mit 2 D-Rädern ausgerüstet.

7.2.5 Laufradherstellung. Impeller manufacture

Je nach Herstellerfirma, Anforderungen der Betreiber, Laufradgröße etc. kommen in Frage:

Fräsen der Schaufeln. Aus dem vollen Schmiedematerial der Nabenscheibe nach dem NC-Verfahren herausgefräste Schaufelkanäle. 2 D-Räder erfordern 3 Achsen; Räder mit räumlich verwundenen Schaufeln erfordern 5 Achsen (drei translatorische, zwei rotatorische Bewegungen relativ zwischen Werkzeug und Werkstück). Da die Schaufeloberflächen aus erzeugenden Geraden, die keine Nachteile für die Aerodynamik darstellen, bestehen (s. **Bild 4**, Linienraster), ist Flankenfräsen entlang dieser Geraden möglich, wobei der Fräser über die gesamte Schaufelhöhe im Eingriff ist.

Vakuum-Hochtemperatur-Löten der Deckscheibe. Bei geschlossenen Rädern wird die Deckscheibe vakuum-hochtemperatur-aufgelötet oder aufgeschweißt. Lötung für Laufraddurchmesser derzeit bis maximal ca. 1 000 mm. Für größere Durchmesser wird während der Aufheizung die absolute Verformung so groß, daß die Lötspaltweite die zulässigen Grenzen über- oder unterschreitet und eine einwandfreie Bindung entlang der ganzen Schaufellänge nicht gewährleistet ist. Als Lot wird meist eine Gold-Nickel-Legierung gewählt.

Schweißen der Deckscheibe. Aufschweißen der Deckscheibe durch Einführen der Elektrode in den Strömungskanal vom Innen- oder Außendurchmesser her. Unterschreitet die Strömungskanalbreite am Austritt ca. 20 mm, wird die Deckscheibe mit den Schaufeln von außen durch gefräste Schlitze, die sich exakt der Schaufelgeometrie anpassen müssen, verschweißt (Schlitzschweißen).

Separate Schaufelfertigung. Schaufeln können auch separat durch Gesenkschmieden, Freiverformung oder Gießen hergestellt und mit Deck- und Nabenscheibe verschweißt werden; meist für Laufraddurchmesser über ca. 1 300 mm.

Gegossene Laufräder. Sandguß für offene und geschlossene Räder aus einem Stück für Laufräder über ca. 400 mm Durchmesser. Die durch Einschlüsse verringerte Integrität des Gußstücks reduziert die maximale Umfangsgeschwindigkeit, Modellkosten erzwingen mehr als drei Abgüsse und verhindern geometrische Variation.
Feinguß (Wachsausschmelzverfahren) für kleinere Laufraddurchmesser und größere Stückzahlen. Sehr hohe Modellkosten, keine geometrische Variationsmöglichkeit bei gegebenem Modell.
Ein in 1986 patentiertes, schnelles und relativ preiswertes Verfahren der Gußmodellherstellung ist das 3 D-Stereolithografie-Verfahren (auch „Rapid Prototyping" genannt). Ein von den CAD-Daten des Werkstücks gesteuerter UV-Laserstrahl „baut" das positive Laufradmodell in einem lichtempfindlichen Kunstharzbad durch sukzessives Aushärten dünner, horizontal übereinanderliegender Schichten auf. Das Modell dient vielfach zunächst der Entwurfsverifikation oder als erster Prototyp und kann auch in einem Modellausschmelzverfahren zur Herstellung eines Gußrades verwendet werden.

Genietete Laufräder. Deckscheibe aufgenietet. Nabenscheibe, Schaufeln und Deckscheibe erhalten axial verlaufende Bohrungen zur Aufnahme der Durchsteckniete. Nur für 2 D-Schaufeln geeignet, größere erforderliche Schaufeldicke senkt den Wirkungsgrad, Nietfestigkeit reduziert maximale Umfangsgeschwindigkeit. Veraltete Fügetechnik.

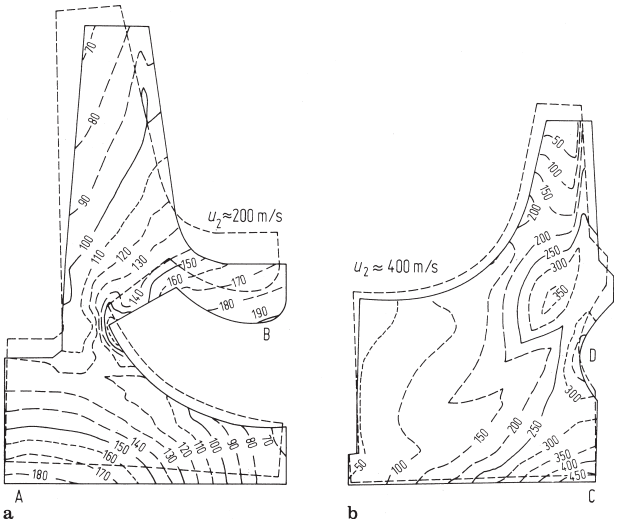


Bild 5a, b. Festigkeitsberechnung von Laufrädern. Verformung (gestrichelt in übertriebenem Maßstab) und Vergleichsspannung σ_v nach v. Mises in N/mm^2 bei Umfangsgeschwindigkeit u_2. **a** 2D-Rad; **b** R-Rad

Elektroerodierte Laufräder. Elektroerosion (EDM) der Strömungskanäle basiert auf Werkstoffabtrag durch Funkenentladung in einer dielektrischen Flüssigkeit zwischen dem Werkstück und dem Werkzeug, das die Form eines Laufradkanals hat. Beschränkt auf kleine Laufräder und sehr einfache Kanalformen.

7.2.6 Laufradfestigkeit. Impeller stress analysis

Spannungen und Dehnungen werden nach der Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnet (s. **C 8**). **Bild 5** zeigt als Ergebnis Linien gleicher Vergleichsspannungen, d. h. der nach der Schubspannungshypothese oder nach dem Verfahren von v. Mises kombinierten Axial-, Radial- und Tangentialspannungen. Die letzteren stellen bei solchen fliehkraftbelasteten Strukturen den Hauptanteil dar. Hier wurde eine vereinfachte zweidimensionale FEM-Methode angewandt.
Bei breiten Rädern treten die Maximalspannungen meist am Innenrand der Deckscheibe auf (Stelle *B*), bei schmalen Rädern meist am hinteren Ende der Laufradbohrung (Stelle *A*). Das Rad verformt sich durch axiale Verkürzung, und Aufweitung sämtlicher Durchmesser. Bei 2D-Rädern Rückwärts-, bei 3D-Rädern Vorwärtskippen des Radialteils.
Bei offenen Rädern liegt die Maximalspannung normalerweise am hinteren Ende der Bohrung (Stelle *C*). Durch Materialentnahme an der Nabenrückseite (Stelle *D*) kann die Bohrungsspannung vermindert werden, wodurch gleichzeitig die Spannung an der Hohlkehle *D* erhöht wird. Das Rad verformt sich durch Vorwärtskippen des Radialteils (Achtung: dadurch Spielverkleinerung zum Gehäuse!).

7.3 Radiale Verdichterbauarten
Centrifugal compressor types

7.3.1 Einwellenverdichter. Single shaft compressor

Die überwiegend geschlossenen Laufräder sind auf einer Welle zwischen den beiden Lagern angeordnet (Räder haben durchgesteckte Welle). Befestigung meist mittels Schrumpfsitz; auch der aus Einzelabschnitten zusammengesetzte und mit Zugankern gehaltene Rad-Wellen-Verband ist anzutreffen. Die Eintrittsstutzen sind radial, die Austrittsstutzen meist tangential zum zylindrischen Gehäusekörper orientiert. Es werden Maschinen mit bis zu acht Stutzen, d. h. maximal vier Stufengruppen mit drei Zwischenkühlungen je Gehäuse ausgeführt. Eine Stufengruppe wird von den zwischen zwei aufeinanderfolgenden Stutzen liegenden Stufen gebildet. In der Prozeßtechnik wird die Stufengruppe oftmals mit Stufe bezeichnet.

Horizontale und vertikale Teilfuge. Der wartungsfreundliche Verdichter mit horizontaler Gehäuseteilfuge (**Bild 3**) wird bis zu einem maximalen Betriebsdruck von ca. 70 bar eingesetzt, bei H_2-haltigen Gasen bis zu einem maximalen H_2-Partialdruck von 14,8 bar [1]. Oberhalb dieser Grenze kommt der (Topf-)Verdichter mit vertikaler Teilfuge, die größere Dichtfähigkeit hat, zum Einsatz (**Bild 6**).

Schaltung der Laufräder. Sind keine Zwischenkühler vorhanden, werden die Laufräder hintereinandergeschaltet, d. h. das Gas wird der jeweils folgenden Stufe über Rückführkanäle rotationssymmetrisch verteilt zugeführt; erst in der letzten Stufe wird es in der Spirale gesammelt und aus dem Gehäuse geleitet (**Bilder 7 a 1.1, a 2**). Den Axialschubausgleich besorgt ein auf der Welle montierter, hinter dem letzten Rad sitzender Kolben. Bei Gegeneinanderschaltung, die häufig bei Zwischenkühlung angewandt wird, übernehmen die Räder selbst zum größten Teil den Schubausgleich (**Bild 7 a 1.2**). Die im mittleren Wellenlabyrinth überfließende Leckmenge ist kleiner und zirkuliert nur in der zweiten Stufengruppe. Die Leistung ist daher kleiner als bei Hintereinanderschaltung.

Zwischenzuführung und Doppelflutigkeit. Maschinen mit Zwischenzuführung(en) haben eine spezielle Rückführbeschaufelung, die Zumischung eines Seitenstroms zwischen zwei Laufrädern gestattet, so wie sie bei Industriekälteverdichtern häufig ausgeführt wird.
Das Konzept der Doppelflutigkeit (**Bild 7 a 1.3**) ermöglicht durch Teilung des Massenstroms auf zwei spiegelbildliche Verdichterhälften die Reduzierung des Außendurchmessers um 30 %; bei Stufenzahlen über drei jedoch wird wegen der Verdoppelung der Laufradzahl meist ein zweites Gehäuse erforderlich.

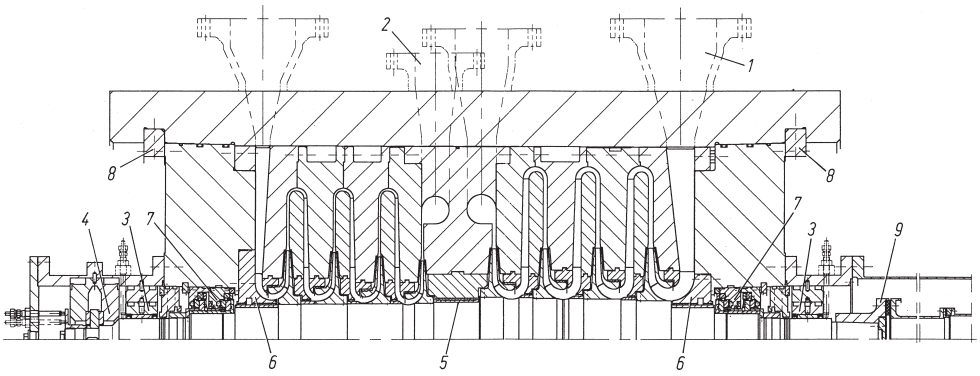


Bild 6. Radialer Einwellenverdichter (MAN Turbo) mit vertikal geteiltem Gehäuse (Topfverdichter), p_d bis 400 bar, $\dot{V}$ bis 200000 m^3/h. *1, 2* Saug-, Druckstutzen, *3, 4* Radial-, Axiallager, *5* Ausgleichskolben, *6* Einkammer-Labyrinthdichtung, *7* gasgeschmierte Gleitringdichtung, *8* Scherring-Verschluß, *9* Kupplung.

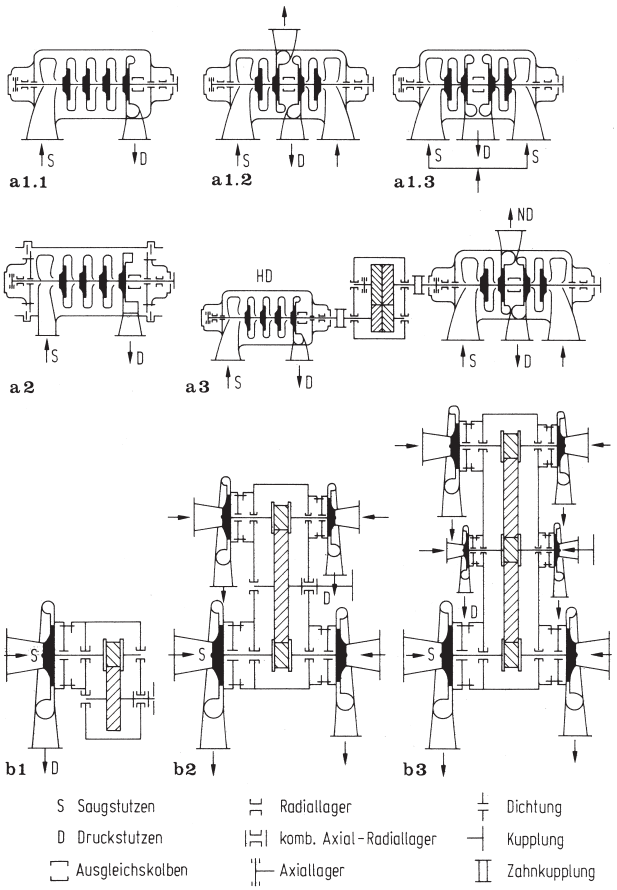


Bild 7a, b. Radialverdichter. **a** Einwellenverdichter (Laufräder beidseitig gelagert), **a 1** horizontal geteilte Gehäuse, **a 1.1** und **a 1.2** Laufräder hinter- bzw. gegeneinandergeschaltet, **a 1.3** doppelflutig, **a 2** Topfbauart, **a 3** Zweigehäusig mit Zwischengetriebe; **b** Getriebeverdichter (Laufräder fliegend gelagert, ein- bis achtstufig), **b 1** einstufig mit einer Ritzelwelle, **b 2** vierstufig mit zwei Ritzelwellen, **b 3** sechsstufig mit drei Ritzelwellen

Maximale Stufenzahl. Die maximale Stufenzahl je Gehäuse wird überwiegend bestimmt durch das Stabilitätsverhalten des Läufers. Die Grenze der Stabilität ist erreicht, wenn bei steigendem Lagerabstand (Zunahme der Stufenzahl) und/oder fallendem Wellendurchmesser (Zunahme der Volumenstromzahl) subsynchrone Wellenschwingungen hoher Amplitude einsetzen, die ein Betreiben des Verdichters unmöglich machen. Rotorstabilität wird sichergestellt, wenn das Wellensteifigkeitsverhältnis, d.h. das Verhältnis von 1. kritischer Drehzahl in starr gestützten Lagern und maximaler Drehzahl

$$F = n_{1\,\mathrm{starr}}/n_{\max}$$

bestimmte Grenzwerte $F_{\min}$ nicht unterschreitet. Die von Fulton [2] empirisch ermittelten Ergebnisse können durch die Formel $F \geq \dfrac{1}{3{,}24 - 0{,}36 \ln \varrho_{\mathrm{m}}}$ beschrieben werden. F muß also um so höher sein, je höher die mittlere Gasdichte ϱ_{m} im Verdichter ist. Für die Mehrzahl der Prozeßverdichter-Anwendungen ist $F_{\min} = 0{,}42$ bis $0{,}45$.

Subsynchrone Schwingungen, deren Frequenz kleiner als die Drehfrequenz ist, können angeregt werden durch sog. Spalterregung im Ölfilm des Lagers, in den Labyrinthdichtungen der Welle und durch innere Reibung in den Schrumpfsitzen der Laufräder.

Bild 8 zeigt grobe Richtwerte der maximal im horizontal und vertikal geteilten Gehäuse unterzubringenden Stufenzahl als Ergebnis statistischer Daten zahlreicher ausgeführter Verdichter. Der Einfluß der Volumenstromzahl ist offensichtlich: mit φ steigt die axiale Stufenlänge und sinkt der Wellendurchmesser unter dem Laufrad, wodurch $n_{1\,\mathrm{starr}}$ verringert wird. Dieser grundlegende Unterschied der Stufengeometrie ist in **Bild 9** dargestellt. Mit steigender Umfangs-Machzahl steigt die Kompressibilität, d.h. die Volumenreduzierung des Gases von Stufe zu Stufe, so daß die Volumenstromzahl jedes folgenden Rads stärker abnimmt. Die daraus resultierende Reduzierung der Baulänge kommt der Erhöhung der Stufenzahl zugute.

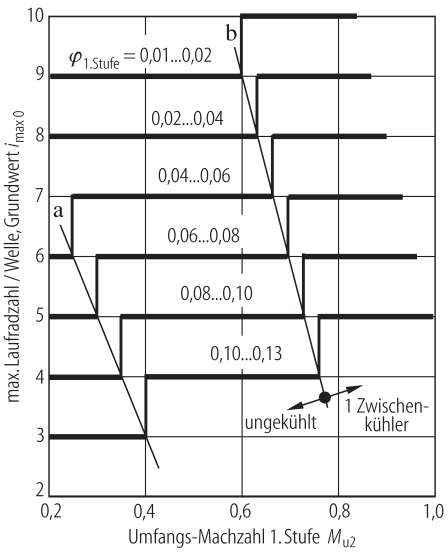


Bild 8. Einwellenverdichter, angenäherte maximale Laufradzahl je Gehäuse. Bezugswerte: mittl. Gasdichte 11 kg/m³, Raddurchmesser 500 mm, mittl. Umfangsgeschwindigkeit 270 m/s.
Tatsächliche max. Laufradzahl: $i_{\max} = i_{\max 0} + \Delta i$. *a* max. Machzahl für Läufer mit identischen Rädern, *b* max. Machzahl für ungekühlte Verdichter

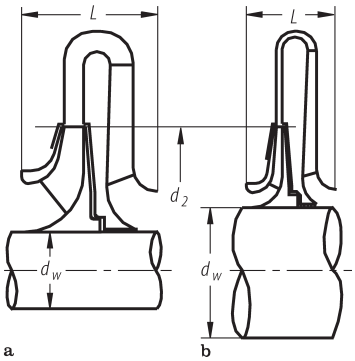


Bild 9 a, b. Stufengeometrie, Unterschiede. **a** mittlere, **b** kleine Volumenstromzahl L axiale Länge, d_{W} Wellendurchmesser d_2 Laufraddurchmesser

Tabelle 1. Korrektur des Grundwertes der max. Laufradzahl

		Korrektur Δi
mittlere Gasdichte in kg/m³	11	0
	30	−1
	100	−2
Laufraddurchmesser in mm	350	−1
	500	0
	800	+1
mittlere Umfangsgeschwindigkeit in m/s	170	+2
	220	+1
	270	0
1 Zwischenkühler links von Linie b		+1
mehr als 1 Zwischenkühler rechts von Linie b		+1

So kann z.B. ein Verdichter, dessen 1. Stufe eine kleine Volumenstromzahl von 0,015 bei einer Umfangs-Machzahl von 0,5 hat, maximal 9 Laufräder aufnehmen. Dagegen ist für eine Maschine bei der gleichen Machzahl mit einem hochschluckfähigen ersten Laufrad ($\varphi = 0,13$) die Aufnahmekapazität mit 4 Laufrädern bereits ausgeschöpft.

Die maximale Laufradzahl/Welle aus **Bild 8** muß noch korrigiert werden, um den Einfluß der Gasdichte, des Laufraddurchmessers, der Umfangsgeschwindigkeit und der Zahl der Zwischenkühler zu erfassen, **Tab. 1**.

Aus Kostengründen sollte stets angestrebt werden, den Verdichter eingehäusig auszuführen. Dies ist prinzipiell möglich, wenn sich für einen gegebenen Anwendungsfall eine Stufenzahl $i \leq 9$ ergibt. Um die Wellensteifigkeit zu gewährleisten ist bei Stufenzahlen $i \geq 6$ dann jedoch das Volumenstromzahl-Niveau abzusenken mit dem Resultat eines im Durchmesser größeren Gehäuses und eines verringerten Wirkungsgrades (s. **Bild 14**). In diesem Fall werden also niedrigere Investitions- durch höhere Betriebskosten erkauft. Die volumetrische Schluckfähigkeit eines (im Durchmesser) vorgegebenen Gehäuses ist demnach um so größer, je kleiner die Stufenzahl ist.

7.3.2 Mehrwellen-Getriebeverdichter
Integrally geared compressor

Der vielstufige Mehrwellenverdichter mit integriertem Getriebe, kurz auch Getriebeverdichter genannt (**Bilder 7** und **10**), besteht aus einzelnen am Getriebe angeflanschten und durch Rohrleitungen verbundenen Spiralgehäusen. Die Eintrittsstutzen sind axial, die Austrittsstutzen tangential angeordnet. Die fliegend gelagerten Laufräder sind meist paarweise auf die verlängerte Ritzelwelle mittels Hirthverzahnung oder Polygonsitz mit Dehnschraube montiert. Die maximale

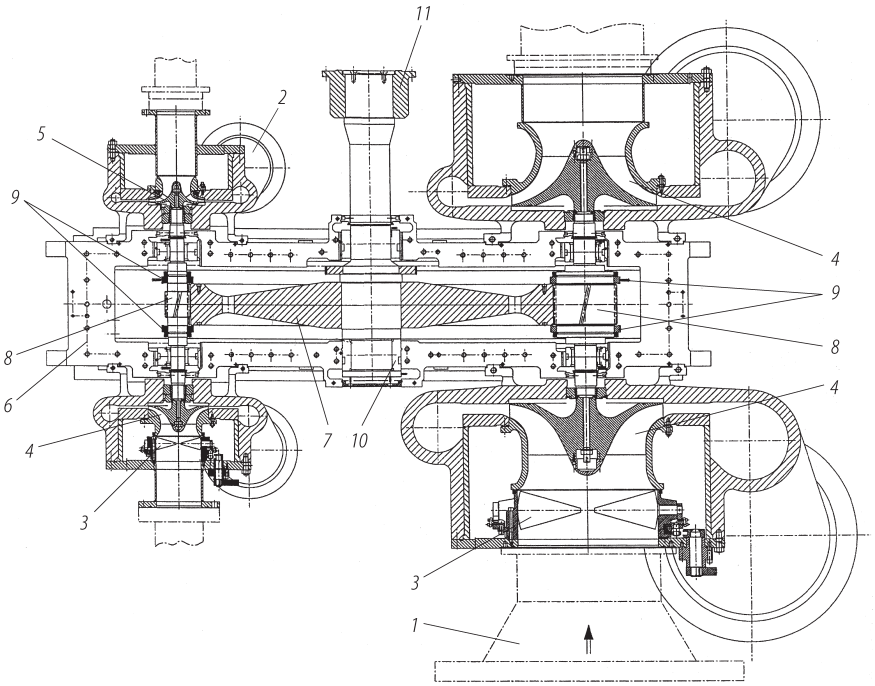


Bild 10. Mehrstufiger Getriebeturboverdichter (DEMAG DELAVAL), Stufenzahl 2 bis 8, $\dot{V}$ bis 450 000 m^3/h, p_d/p_s bis 90, P bis 45 000 kW. *1, 2* Saug-, Druckstutzen, *3* verstellbare Eintrittsleitschaufeln, *4* 1., 2. und 3. Stufe offene Laufräder, *5* 4. Stufe geschlossenes Laufrad, *6* Getriebegehäuse, *7* Zahnrad, *8* Ritzel, *9* Druckkamm zur Axialschubübertragung, *10* kombiniertes Axial/Radiallager, *11* Kupplung

Laufradzahl beträgt derzeit acht auf vier Ritzelwellen mit maximal sieben Zwischenkühlern. Auch doppelflutige Ausführungen sowie Zwischenzuführungen und Entnahmen sind möglich. Verdichter mit mehr als acht Stufen sind im Versuchs- und Prototypstadium.

Da die Laufräder meist paarweise gegeneinander geschaltet sind, wird ein Teil des Schubs dadurch bereits ausgeglichen. Der Restschub wird über die Druckkämme der Ritzel zu dem auf der langsamlaufenden Radwelle liegenden Axiallager geleitet.

7.3.3 Bauartmerkmale, zusammengefaßt

Summary of design characteristics

Einwellenverdichter

Fördermedium. Geeignet für alle Prozeßgase, Luft, Erdgas und Kältemittel bis ca. 800 bar Enddruck.

Stufenzahl. Der mit bis zu zehn Laufrädern bestückte Rotor ist unempfindlich gegen mechanisch und thermisch bedingte axiale Differenzbewegung, da die mit Deckscheiben versehenen Räder große Axialspiele zum Gehäuse aufweisen.

Wellendichtungen. Geeignet zur Unterbringung von Labyrinth-, Kohlering-, öl- und gasgeschmierten Gleitring- sowie Sperrölschwimmringdichtungen in Verbindung mit Sperrgassystemen je nach Druck und Gasart. Prozeßverdichter werden heute fast ausschließlich mit gasgeschmierten Gleitringdichtungen („trockenen Gasdichtungen“) ausgerüstet. Hierdurch wird der Druckraum am Durchtritt der Welle durch das Gehäuse gegenüber der Umgebung sicher abgedichtet, um Energieverlust und Emission von explosiven und toxischen Gasen zu vermeiden. Unabhängig von der Stufenzahl sind je Gehäuse zwei Dichtungen gleichen Durchmessers, die auf gleichen Öl- bzw. Sperrgasdruck geregelt werden, erforderlich.

Mehrgehäusigkeit. Bis zu drei in Serie geschaltete, direkt oder über Zwischengetriebe gekuppelte Verdichtergehäuse sind ausführbar.

Antriebe. Geeignet für alle Antriebsarten. Antrieb durch Dampf- oder Gasturbine erfolgt direkt, E-Motorantrieb erfordert meist ein Übersetzungsgetriebe.

Ölfreie Ausführung. Verdichter können ölfrei, d. h. mit Magnetlagern, gasgeschmierten Dichtungen und ölfreien Kupplungen ausgerüstet werden. Soll der gesamte Maschinenstrang völlig ohne Ölsystem auskommen, muß auch das Getriebe entfallen und der Motor durch einen Hochfrequenzmotor ersetzt werden.

Getriebeverdichter

Fördermedium. Gut geeignet für nichttoxische und nichtexplosive Gase, wie z. B. Wasserdampf, Luft, Stickstoff und Kohlendioxid bis ca. 80 bar. Bei Verwendung für Kohlenwasserstoffe muß hoher Aufwand für Wellenabdichtsysteme getrieben werden.

Umbauter Raum. Die kompakte Anlage, bestehend aus der Verdichtergetriebeeinheit und den Kühlern fällt hinsichtlich Grundfläche, Raumbedarf und Gewicht günstiger aus als der Einwellenverdichter.

Optimale Auslegung. Die Reduzierung der Laufraddurchmesser, gekoppelt mit einer Drehzahlerhöhung nach jedem Stufenpaar ermöglicht eine optimale Auslegung, so daß sich die Volumenstromzahlen um das Wirkungsgradmaximum gruppieren (s. **Bild 14**) und schmale verlustreiche Laufräder meist vermieden werden können.

Hohe Stufenarbeit. Die Festigkeit der häufig verwendeten offenen Laufräder, die Rotordynamik der kurzen Verdichterwellen und die Drehzahlerhöhung für jedes folgende Stufenpaar gestatten für die genannten Gase höhere polytrope Stufenarbeiten als beim Einwellenverdichter. Dies führt zu weniger Stufen mit im Mittel kleineren Durchmessern.

Wellendichtungen. Am Durchtritt der Welle durch das Spiralgehäuse wird zur Reduzierung von Energieverlusten der Druckraum durch Labyrinthe oder Kohleringe mit geringer Lässigkeit abgedichtet. Im Gegensatz zum Einwellenverdichter ist die Zahl der Dichtungen gleich der Stufenzahl.

Zwischenkühler. Da das Gas ohnehin nach jeder Stufe den Verdichter verlassen muß, bietet sich die Einschaltung eines Zwischenkühlers nach jeder Stufe zur Leistungsreduzierung an.

Regelbare Leitschaufeln. Jede einzelne Stufe kann mit regelbaren Vor- und/oder Nachleitschaufeln ausgerüstet werden zur Verbesserung der Teillastwirkungsgrade und Erweiterung des Betriebsbereichs.

Laufradwechsel. Die Befestigung der Laufräder an den Wellenenden ermöglicht zeitsparenden Austausch von Laufrädern, wenn z. B. auf andere Betriebsbedingungen umgestellt werden soll.

7.4 Regelungsarten. Regulation methods

Wird der Verdichter mit einem vom Auslegungspunkt abweichenden Volumenstrom bzw. Druckverhältnis betrieben und geschieht das, ohne die Drehzahl, die Stufengeometrie oder die Gaszusammensetzung zu ändern, erweitert sich der Betriebspunkt zur Kennlinie. Durch Drehzahlvariation, Saugdrosselung, Verstellung von Vor- und Nachleitschaufeln, sowie Bypassbetrieb entstehen weitere Kennlinien, die in ihrer Gesamtheit als Kennfeld bezeichnet werden. Dabei werden die Verstellorgane Saugdrosselklappe, Eintrittsleit-, Diffusorschaufeln und Bypassventil thermodynamisch als integrale Bestandteile des Verdichters betrachtet und deren Verluste dem Verdichterwirkungsgrad zugerechnet. Üblicherweise werden für das gesamte Kennfeld Ansaugdruck, Ansaugtemperatur und Gasdaten konstant gehalten, obwohl sie im praktischen Betrieb mit der Entfernung vom Auslegungspunkt von diesen Bezugsgrößen abweichen können. Durch eine entsprechende Regelung, d. h. automatische Veränderung der Verstellparameter, kann jeder Punkt im Kennfeld angefahren werden. Auch Kombinationen von verschiedenen Regelungsmethoden sind möglich und üblich. Die Merkmale der fünf wichtigsten Regelungsarten seien im folgenden charakterisiert. Dazu zeigt **Bild 11** die typischen Kennfelder verschiedener Regelungsarten einzelner Stufen mit Laufrädern mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln bei mittleren Umfangsmachzahlen. Hierbei bezeichnet der Punkt bei $\dot{V}/\dot{V}_0 = 1$ und $h_p/h_{po} = 1$ den Auslegungspunkt und die gestrichelte Linie die Pumpgrenze, die den stabilen Arbeitsbereich abgrenzt. **Bilder 11 a–c** und **11 e** gelten für eine Einwellenverdichterstufe, **Bild 11 d** für eine Getriebeverdichterstufe.

7.4.1 Drehzahlregelung. Speed regulation

Entsprechend dem Strömungsmaschinengesetz

$$\dot{V} = c_1\, n \quad \text{und} \quad h_p = c_2\, n^2,$$

das auch für kompressible Medien noch näherungsweise gültig ist, werden durch Drehzahländerung der Volumenstrom linear und die polytrope Arbeit quadratisch mit der Drehzahl variiert (**Bild 11 a**).

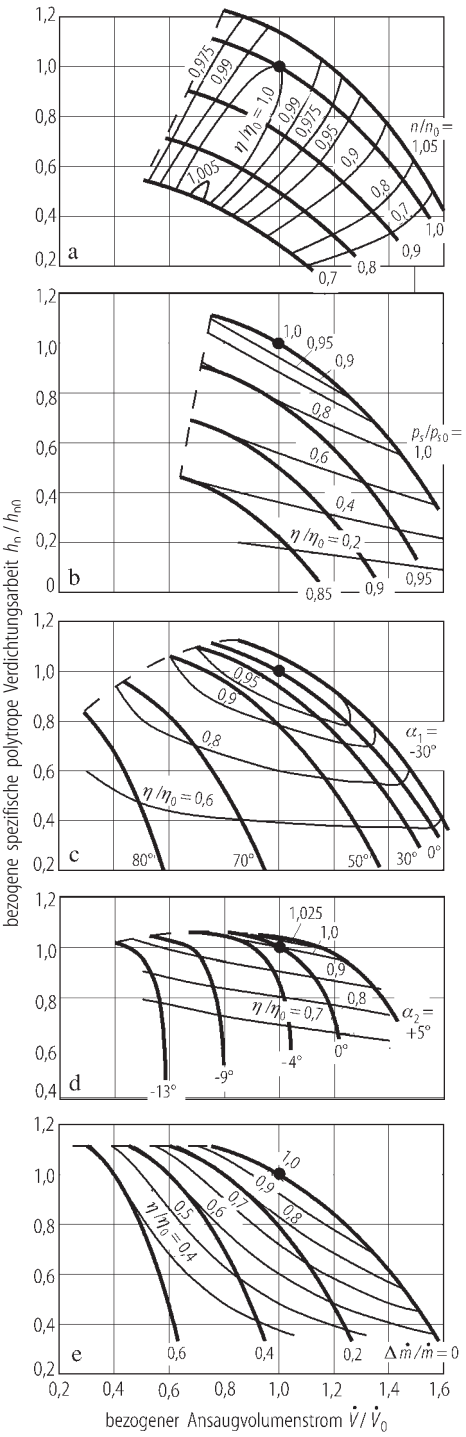


Bild 11 a–e. Typische Einzelstufen-Kennfelder für verschiedene Regelungarten. **a** Drehzahlregelung, n/n_0 Drehzahlverhältnis; **b** Saugdrosselregelung, p_s/p_{s0} Druckverhältnis an der Drosselklappe; **c** Eintrittsleitschaufel-Regelung, α_1 Leitschaufelwinkel; **d** Nachleitschaufel-Regelung, α_2 Änderung des Schaufelwinkels; **e** Bypass-Regelung, $\Delta\dot{m}/\dot{m}$ Bypassverhältnis; η/η_0 bezogener Wirkungsgrad

Merkmale. Hohe Teillastwirkungsgrade, da der Verdichter nur die benötigte polytrope Arbeit erzeugt (keine zusätzliche Energiedissipation); volumetrische Überlast durch Überdrehzahl möglich; wirkt auf alle Stufen des Verdichters; eignet sich für alle Laufrad- und Verdichterbauarten, besonders aber für parabolische Anlagenkennlinie; Antrieb mit veränderlicher Drehzahl oder Regelkupplung erforderlich. Die vergleichsweise höchsten Wirkungsgrade im Kennfeld und die ausgezeichnete Betriebs-Flexibilität machen die Drehzahlregelung zur ersten Wahl aller Regelungsarten.

7.4.2 Saugdrosselregelung. Suction throttling

Wird eine in die Saugleitung eingebaute Drosselklappe als integraler Bestandteil des Verdichters betrachtet, ergibt sich das im **Bild 11 b** dargestellte Saugdrosselkennfeld. Der Verdichteransaugzustand ist vor der Klappe definiert und der Kurvenparameter ist das Druckverhältnis an der Klappe. Wird die Klappe aus der Offenstellung verdreht, erzeugt sie einen mit dem Verstellwinkel wachsenden Widerstand, der den Laufradansaugdruck absenkt. Dadurch werden der Massenstrom, der Enddruck und die Leistung reduziert.

Merkmale. Sehr niedrige Teillastwirkungsgrade, da die nicht benötigte polytrope Arbeit zwar vom Laufrad erzeugt, aber in der Klappe dissipiert wird; bei konstanter polytroper Arbeit keine volumetrische Überlast möglich; wirkt auf alle Stufen des Verdichters; geeignet für alle Laufrad- und Verdichterbauarten, besonders aber für Anlagenkennlinie mit (nahezu) konstantem Enddruck; niedrige Investitionskosten, hohe spezifische Betriebskosten bei Betrieb mit stark abgesenktem Enddruck. In vielen Fällen nicht geeignet für Verdichter mit atmosphärischem Ansaugdruck, da Unterdrücke im Verdichter bei entflammbaren Gasen wegen der Gefahr des Lufteinbruchs untersagt sind.

7.4.3 Eintrittsleitschaufelregelung
Adjustable inlet guide vane regulation

Eine vor dem Laufrad verstellbar angeordnete Schaufelreihe („Dralldrossel“) erzeugt positiven oder negativen Vordrall. Gemäß der Euler-Gleichung

$$h_p = (c_{u2}u_2 - c_{u1}u_1) \cdot \eta_h$$

wird damit durch Variation der Umfangskomponenten der Zuströmgeschwindigkeit c_{u1} primär die Arbeit beeinflußt (Förderhöhenregelung) (**Bild 12**). Ein gegebener positiven Vordrall (Mitdrall) erzeugender Leitschaufelwinkel bewirkt jedoch keine gleichmäßige Reduzierung der polytropen Arbeit entlang der Kennlinie: im volumetrischen Überlastbereich ist die Wirkung sehr stark, da c_{u1} groß und im Teillastgebiet gering, da c_{u1} klein gegenüber c_{u2} ist. Dadurch tritt bei Mitdrall de facto eine Linksverschiebung des gesamten Kennfelds ein (**Bild 11 c**). Die Pumpgrenze wird ebenfalls nach links versetzt, da der für die Einleitung des Pumpens maßgebende kleinste Absolutwinkel $\alpha_{2\min}$ erst bei kleinerem Volumenstrom erreicht wird. Der hydraulische Wirkungsgrad η_h erfaßt alle inneren Stufenverluste außer Leck- und Scheibenreibungsverlusten.

Merkmale. Mittlere Teillastwirkungsgrade; der Verdichter erzeugt nur die benötigte polytrope Arbeit; volumetrische Überlast durch negativen Vordrall (Gegendrall); Verstellschaufeln wirken nur auf das nachgeschaltete Laufrad; für Getriebeverdichter sehr gut geeignet, da vor jeder Stufe Platz zur Unterbringung vorhanden; mehrstufige Einwellenverdichter können jedoch in der Regel aus Platzgründen nur mit ein bis zwei Vorleitapparaten bestückt werden; geeignet für alle Laufradtypen; Wirkung bei rückwärtsgekrümmten Rädern stärker, da

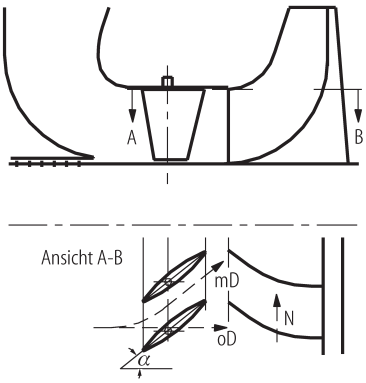


Bild 12. Verstellbare Eintrittsschlaufen, axiale Anordnung (Beispiel: Laufrad mit Vorsatzläufer). N Drehrichtung, mD Stromlinie mit Drall, oD ohne Drall

c_{u2} kleiner, besonders aber für Anlagenkennlinie mit (nahezu) konstantem Enddruck; höhere Investitions- und niedrigere spezifische Teillast-Betriebskosten als mit Saugdrosselung.

7.4.4 Nachleitschaufelregelung
Adjustable diffuser vane regulation

Eine nach dem Laufrad im Diffusor angeordnete verstellbare Schaufelreihe sorgt im ganzen Betriebsbereich für eine effizientere Umsetzung der kinetischen Energie in statische Enthalpie als es der schaufellose Diffusor vermag. Zudrehen der Schaufeln bedeutet Verkleinerung des Schaufelwinkels und der engsten Stelle zwischen zwei Schaufeln, womit die gesamte Durchströmfläche verkleinert wird. Dies bedeutet eine verlustarme Anpassung an den bei reduziertem Volumenstrom ebenfalls kleiner werdenden Strömungswinkel (**Bild 13**).
Diese Beeinflussung des Volumenstroms ist also keine energiedissipative Drosselung wie bei der Saugklappe, sondern eine inzidenzarme (mit kleinem Anstellwinkel durchgeführte) Flächenreduzierung durch Akkommodation des Diffusors an den viel weiteren Betriebsbereich des Laufrads. Die Stufe als

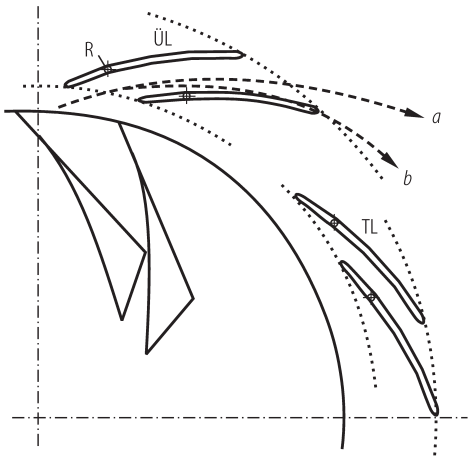


Bild 13. Verstellbare Diffusor-Schaufeln ÜL Stellung bei Überlast, TL bei Teillast, R Drehachse, *a* Stromlinie mit Schaufeln, *b* Stromlinie ohne Schaufeln

Ganzes erhält dadurch bei konstantem Druckverhältnis einen unverhältnismäßig großen Betriebsbereich (**Bild 11 d**).
Im Gegensatz zur Eintrittsleitschaufelregelung bleibt bei gegebenem Massenstrom durch Verstellung der Diffusorschaufeln die Leistung unverändert. Es wird lediglich der Druckrückgewinn im Diffusor verändert.

Merkmale. Weiter Betriebsbereich bei konstanter polytroper Arbeit durch sehr gute Pumpgrenze; sehr niedrige Wirkungsgrade bei reduzierter polytroper Arbeit; meist volumetrische Überlast möglich durch Schaufelaufdrehung; Diffusorschaufeln wirken nur auf die betreffende Stufe, für Getriebeverdichter sehr gut geeignet, da an jeder Stufe Platz für den Verstellmechanismus vorhanden; für mehrstufige Einwellenverdichter schlecht geeignet aus Platzmangel für den Verstellmechanismus; geeignet für alle Laufradtypen, besonders aber für Konstant-Druck-Anlagenkennlinie; Investitionskosten vergleichbar mit Eintrittsleitschaufelregelung, niedrige spezifische Betriebskosten im Teillastbereich bei konstantem Enddruck, hohe spezifische Betriebskosten bei abgesenktem Enddruck.

7.4.5 Bypass-Regelung. Bypass regulation

Obwohl diese Methode allein auf Energie-Dissipation beruht, wird sie häufig in der Öl- und Gasindustrie angewandt, wenn andere Regelungsarten nicht möglich oder nicht angemessen sind. Die Differenz zwischen dem gewünschten Prozeß- und dem Verdichter-Massenstrom $\Delta\dot{m}$ bei dem Soll-Enddruck wird nach Durchströmen eines Bypass-Kühlers zur Saugleitung zurückgeführt. Wenn die Umführungsleitung als interne Angelegenheit des Verdichters betrachtet wird, entsteht für jedes Bypass-Verhältnis eine neue „Verdichter"-Kennlinie und der prozeßrelevante Verdichter-Wirkungsgrad muß modifiziert werden gemäß: $\eta = (1 - \Delta\dot{m}/\dot{m})\,\eta_v$, wobei $\dot{m}$ der Verdichtermassenstrom und η_v der eigentliche Verdichter-Wirkungsgrad sind.

Merkmale. Hohe Energieverluste bei großem Unterschied zwischen Soll- und tatsächlichem Verdichter-Betriebspunkt; geeignet für alle Laufrad- und Verdichterbauarten; am besten geeignet für Anlagenkennlinie mit (nahezu) konstantem Enddruck; bei parabolischer Anlagenkennlinie sehr hohe Verluste.

7.5 Beispiel einer Radialverdichterauslegung nach vereinfachtem Verfahren

Example: approximate centrifugal compressor sizing

Vielstufiger Einwellenverdichter mit geschlossenen Laufrädern mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln. Berechnung basiert auf Totalzuständen für Drücke und Temperaturen.

7.5.1 Betriebsbedingungen (vorgegeben)
Operating conditions

Gas: Kreislaufgas, $N_2 + CH_4$			
Raumanteile	r_{N_2}	0,639	–
	r_{CH_4}	0,361	–
Ansaugdruck (absolut)	p_s	6,2	bar
Enddruck (absolut)	p_d	33,06	bar
Druckverhältnis	$\Pi = p_d/p_s$	5,3323	–
Ansaugtemperatur	$T_s = t_s + 273,15$	305,15	K
Kühlwassertemperatur	$T_k = t_k + 273,15$	298,15	K
Massenstrom	$\dot{m}$	14,85	kg/s
Zusatzbedingungen laut Anfragespezifikation:			
maximale Drehzahl	n_{max}	15 000	1/min
max. spezifische polytrope Stufenarbeit	$h_{p\,max}$	42	kJ/kg
Definitionen:			
Volumenstromzahl	$\varphi = \dfrac{\dot{V}}{(\Pi/4)\,d_2^2\,u_2}$		
polytrope Druckzahl	$\psi_p = \dfrac{h_p}{u_2^2/2}$		
Arbeitszahl	$s = \dfrac{\Delta h}{u_2^2} = \dfrac{\psi_p}{2\eta_p}$		

7.5.2 Gasdaten. Gas data

Gasgemisch-Kennwerte werden aus Zustandsgleichungen für reale Gase berechnet, z. B. LKP (Lee-Kesler-Plöcker) oder BWRS (Benedict-Webb-Rubin-Starling) oder RKS (Redlich-Kwong-Soave) [3, 4]. In dem hier benutzten Näherungsverfahren werden die Realgasfaktoren nach der generalisierten Methode von Nelson-Obert [5] als Funktion der reduzierten Werte für Druck und Temperatur und ein mittlerer Isentropenexponent für ideales Gasverhalten als Funktion der Temperatur ermittelt; spezifische isobare Wärmekapazität c_p z. B. aus Wärmeatlas [6].

molare Masse		$M = \sum r_i M_i$	23,693	kg/kmol
Gaskonstante		$R = 8,3145/M$	0,3509	kJ/kgK
Realgasfaktor	Saugseite	$Z_s \approx$	1,0	–
	Druckseite	$Z_d \approx$	1,0	–
molare isobare Wärmekapazität	Saugseite	$M\,c_p(T_s) = \sum [r M\,c_p(T_s)]_i$	31,60	kJ/kmolK
	Druckseite	$M\,c_p(T_d) = \sum [r M\,c_p(T_d)]_i$	33,38	kJ/kmolK
Verhältnis spez. Wärmekapazitäten	Saugseite	$\varkappa_s = Mc_p/(Mc_p - 8,3145)$	1,357	–
	Druckseite	$\varkappa_d = Mc_p/(Mc_p - 8,3145)$	1,332	–
Die druckseitigen Werte werden iterativ ermittelt, da die Endtemperatur zunächst nicht bekannt ist.				
mittlerer isentroper Volumenexponent		$k_v \approx \varkappa \approx (\varkappa_s + \varkappa_d)/2$	1,344	–
mittlerer isentroper Temperaturexponent		$k_T \approx \varkappa \approx (\varkappa_s + \varkappa_d)/2$	1,344	–

7.5.3 Volumenstrom, Laufraddurchmesser, Drehzahl
Volume flow, impeller diameter, speed

Volumenstrom, Saugzustand		$\dot{V} = \dot{m} Z_s R T_s / p_s$	2,565	m^3/s
mittlere polytrope Druckzahl, geschätzt		ψ_p	0,99	–
maximale Umfangsgeschwindigkeit		$u_{2\,max} = \sqrt{2\, h_{p\,max}/\psi_p}$	291	m/s
Volumenstromzahl	berechnet	$\varphi_{ber} = 4\,\pi\,\dot{V}\, n_{max}^2 / u_{2\,max}^3$	0,082	–
1. Stufe	gewählt	φ	0,081	–

Liegen keine Beschränkungen oder Vorgaben für n und u_2 vor, kann für erste Durchrechnung gesetzt werden:

$\varphi \approx 0{,}1$; $u_2 \approx 300$ m/s; jedoch: $u_2 \le a_0$

Laufraddurchmesser 1. Stufe	$d_2 = \sqrt{4\dot{V}/(\pi\, u_2\, \varphi)}$	0,372	m
Drehzahl	$n = u_2/(\pi\, d_2)$	14940	1/min

7.5.4 Endtemperatur, spezifische polytrope Arbeit
Discharge temperature, polytropic head

Temperaturexponent, polytrop (η_p wird iterativ ermittelt)	$m \approx (\varkappa - 1)/(\varkappa \eta_p)$	0,32	–
Zahl der Zwischenkühler, gewählt	c	1	–
Zahl der Stufengruppen	$c+1$	2	–
mittl. Druckverhältnis Stufengruppe	$\Pi_{Gr} = \Pi^{\frac{1}{c+1}}$	2,3092	–
Endtemperatur 1. Stufengruppe	$t_{d1} \approx T_s\, \Pi_{Gr}^m - 273{,}15$	126	°C
Grädigkeit Zwischenkühler $\Delta t = 5 \ldots 15$ K	Δt	10	K
Rückkühltemperatur	$T_R = T_K + \Delta t$	308,15	K
Endtemperatur	$t_d \approx T_R\, \Pi_{Gr}^m - 273{,}15$	130	°C
spezifische polytrope Arbeit	$h_p \approx [T_s + c\, T_R (1 + h_c)]\, \frac{Z_s + Z_d}{2}\, R\, \frac{n_v}{n_v - 1} \left[\Pi_{Gr}^{\frac{n_v - 1}{n_v}} - 1 \right]$	207	kJ/kg
Volumenexponent, polytrop	$(n_v - 1)/n_v \approx (\varkappa - 1)/(\varkappa \eta_p)$	0,32	–
Kühlerverlust	$h_c = \Delta h_{pc}/h_p$	0,005	–

7.5.5 Wirkungsgrad, Stufenzahl
Efficiency, number of stages

Volumenstrom-Faktor für $c=0$: $T_R / T_s = 1$	$a = (T_R/T_s)\, \Pi^{\left(\frac{\varkappa - 1}{(c+1)\,\varkappa \eta_p} - 1\right)}$	0,247	–
Volumenstromzahl Saugseite	$\varphi_s = 4\,\dot{V}/(\pi\, d_2^2\, u_2)$	0,081	–
polytroper Wirkungsgrad, Bild 14	$\eta_{ps} = f(\varphi_s)$	0,83	–
Arbeitszahl, Bild 14	$s_s = f(\varphi_s)$	0,615	–
Volumenstromzahl Druckseite	$\varphi_d = a\, \varphi_s$	0,02	–
polytroper Wirkungsgrad, Bild 14	$\eta_{pd} = f(\varphi_d)$	0,74	–
spezifische Arbeitszahl, Bild 14	$s_d = f(\varphi_d)$	0,65	–
mittlere Volumenstromzahl	$\varphi_m = (\varphi_s + \varphi_d)/2$	0,05	–
polytroper Wirkungsgrad, Bild 14	$\eta_{pm} = f(\varphi_m)$	0,82	–
Arbeitszahl, Bild 14	$s_m = f(\varphi_m)$	0,625	–
polytroper Wirkungsgrad	$\eta_p = (\eta_{ps} + \eta_{pm} + \eta_{pd})/3$	0,797	–
polytrope Druckzahl	$\psi_p = 2\,\eta_p (s_s + s_m + s_d)/3$	1,0	–
spezifische polytrope Arbeit je Stufe	$h'_p = \psi_p\, u_2^2/2$	42,3	kJ/kg
Stufenzahl, berechnet	$i_{ber} = h_p / h'_p$	4,9	–
Stufenzahl, gewählt	i	5	–
Schallgeschwindigkeit Saugseite $k_{vs} \approx \varkappa_s$	$a_0 = \sqrt{k_{vs}\, Z_s\, R T_s}$	381,2	m/s
Umfangs-Machzahl 1. Stufe	$M_{u2} = u_2/a_0$	0,763	–
falls $M_{u2} \ge (0{,}9 \ldots 1{,}0)$, u_2 reduzieren und d_2, n, i neu bestimmen!			
maximale Stufenzahl/Gehäuse, Grundwert, Bild 8	$i_{max\,0}$	6	–
Korrektur gem. Tabelle 1	Δi	−1	–
max. Stufenzahl (falls $i > i_{max}$, d_2 erhöhen!)	i_{max}	5	–

7.5.6 Leistung. Power consumption

Labyrinthverluste, geschätzt (Ausgleichskolben + Sperrgas)	$\Delta\dot{m}/\dot{m}$	0,02	–
innere Leistung	$P_i = \dot{m}[1 + (\Delta\dot{m}/\dot{m})]\, h_p/\eta_p$	3934	kW
mechanische Verluste (nach Herstellerangaben):			
Lager (2 Radial-, 1 Axiallager)	P_{VL}	40	kW
Sperröldichtungen (2 Stück)	P_{VS}	–	kW
Gleitringdichtungen (2 Stück, gasgeschmiert)	P_{VD}	4	kW
Leistung an der Verdichterkupplung	$P_K = P_i + P_{VL} + P_{VS(D)}$	3978	kW

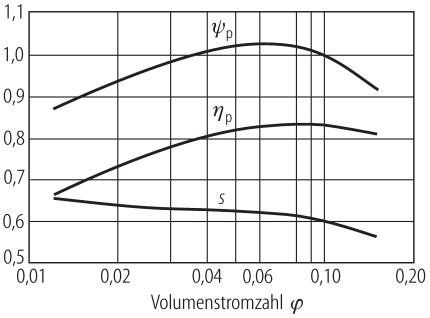


Bild 14. Grobe Richtwerte für polytrope Druckzahl, polytropen Stufenwirkungsgrad und Arbeitszahl als Funktion der Volumenstromzahl (Grundwerte). Für geschlossene Laufräder, $\beta_2 = 40^\circ \ldots 50^\circ$, $d_2 = 400\,\text{mm}$, $M_{u2} = 0,7$, $Re_{u2} = 500\,000$ erforderliche η-Korrekturen: Größeneinfluß, Mach-, Reynoldszahl, Diffusorverhältnis, Ein-, Austrittsverlust, Geometrievarianten, Rauhigkeit

8 Gasturbinen. Gas turbines

H. Pucher, Berlin

8.1 Einteilung und Verwendung
Classification and configurations

Die Gasturbine zählt zu den Wärmekraftmaschinen, weil sie, in der Regel durch Verbrennung von Brennstoff freigesetzte, Wärme in mechanische Energie (Wellenleistung) oder in Schubkraft (bei Luftfahrt-Triebwerken) umsetzt. Sie besteht im einfachsten Fall (**Bild 1 a**) aus einem Verdichter, einer Turbine und einer Brennkammer. Der Verdichter saugt einen bestimmten Luftmassenstrom aus der Umgebung an und bringt ihn auf einen erhöhten Druck. Durch isobare Verbrennung eines bestimmten Brennstoffmassenstroms mit diesem Luftmassenstrom in der Brennkammer wird zusätzlich die Temperatur des Arbeitsgasstroms erhöht, so daß bei dessen anschließender Entspannung auf Umgebungsdruck in der Turbine diese mehr Leistung abgeben kann, als der von ihr angetriebene Verdichter aufnimmt. Der Leistungsüberschuß der Turbine steht als Nutzleistung (z. B. zum Antrieb des Generators G) zur Verfügung.

Gasturbinenprozesse. Nach dem Weg des Arbeitsmediums unterscheidet man:
- *Offener Prozeß.* Das Arbeitsmedium wird (als Luft) aus der Umgebung angesaugt und nach dem Durchströmen aller Komponenten des Gasturbinenaggregats (in der Regel als Verbrennungsgas) wieder an die Umgebung abgegeben (**Bild 1 a** und **c–e**).
- *Geschlossener Prozeß.* Das Arbeitsmedium läuft geschlossen um und nimmt nicht an der Verbrennung teil. An die Stelle der Brennkammer im offenen Prozeß tritt ein Wärmetauscher (= *Erhitzer*). Zum Schließen des thermodynamischen Kreisprozesses ist zusätzlich ein Rückkühler erforderlich (**Bild 1 b**). Außer Luft kommen auch andere Gase als Arbeitsmedium in Frage (z. B. Helium). Der geschlossene Kreislauf ermöglicht es, den Ansaugdruck des Verdichters über den Umgebungsdruck und damit das Dichteniveau des Arbeitsmediums insgesamt anzuheben, was zur Verkleinerung der Aggregat-Abmessungen und zu einer wirkungsgradgünstigen Leistungsregulierung (Druckpegelregelung) genutzt wird [4].
- *Halboffener Prozeß.* Dabei wird einer der beiden Teilkreisläufe der aus einem Hochdruck- und einem Niederdruckkreislauf bestehenden Gasturbinenanlage offen, der andere geschlossen geführt.

Prozeßführung. Man unterscheidet:
- *Einfache Prozesse.* Sie bestehen nur aus einer Verdichtung, einer Erhitzung und einer Entspannung (beim offenen Prozeß); beim geschlossenen Prozeß tritt noch die Rückkühlung hinzu. Dabei ist es unerheblich, ob die Entspannung in nur einer Turbine (**Bild 1 a**) oder gemäß **Bild 1 c** zum Teil in der Turbine des *Gaserzeugersatzes* (V+BK+T) und zum Rest in der *Nutzturbine* dieses zweiwelligen Aggregats erfolgt.
- *Prozeß mit Abgaswärmetauscher* (**Bild 1 d**). Die im Arbeitsmedium nach der Turbine (*5*) enthaltene Abgaswärme (Restexergie) wird zur Vorwärmung der verdichteten Luft vor der Brennkammer benutzt, womit der Brennstoffverbrauch reduziert wird.
- *Prozeß mit Zwischenkühlung bzw. Zwischenerhitzung* (**Bild 1 e**). Durch Rückkühlung des Arbeitsmediums zwischen den Verdichtungsstufen und/oder Wiederaufheizung zwischen den Entspannungsstufen läßt sich bei gleichbleibender thermischer und mechanischer Belastung die Leistungsdichte des Gasturbinenaggregats erhöhen. In der Praxis sind auch Kombinationen der unter **Bild 1 c–e** gezeigten Prozeßführungen zu finden.

Luftfahrttriebwerke. Die Gasturbine ist hier vertreten als
- *Turboluftstrahl-Triebwerk* (**Bild 2 a**). Die am Austritt der Verdichterturbine im Arbeitsgas noch enthaltene Expansionsenergie wird in der *Schubdüse* in kinetische Energie umgesetzt und als Schubleistung abgegeben.
- *Propeller-Turboluftstrahl-Triebwerk* (**Bild 2 c**) und *Zweistrom-Turboluftstrahl-Triebwerk* (**Bild 2 b**). Ein Turboluftstrahl-Triebwerk treibt zusätzlich einen Propeller bzw. ein Gebläse (Fan) zur Erzeugung eines Zweitstroms. Der Zweitstrom wird einer zum Kernstrom konzentrischen Schubdüse zugeführt.

8.2 Thermodynamische Grundlagen
Fundamental thermodynamics

8.2.1 Idealisierte Kreisprozesse
Theoretical gas-turbine cycles

Das *Arbeitsmedium* durchläuft beim kontinuierlichen Durchströmen der Komponenten des Gasturbinenaggregats einen thermodynamischen Kreisprozeß, der sich in einem h, s-, T, s- oder p, v-Diagramm darstellen läßt. Reale Gasturbinenprozesse werden bezüglich Wirkungsgrad und Arbeitsvermögen an idealisierten Kreisprozessen gemessen. Für diese gelten folgende Voraussetzungen:
- Das Arbeitsmedium ist ein ideales Gas, d. h. die kalorischen Stoffgrößen c_p, c_v, $\varkappa$ und R sind Konstanten.
- Das Arbeitsmedium läuft geschlossen um und ändert seine Zusammensetzung nicht.
- Die Zustandsänderungen in den Strömungsmaschinen (Verdichter, Turbine) sind reversibel.
- Es treten keine Druckverluste und, außer in Wärmetauschern, auch keine Wärmeverluste auf.

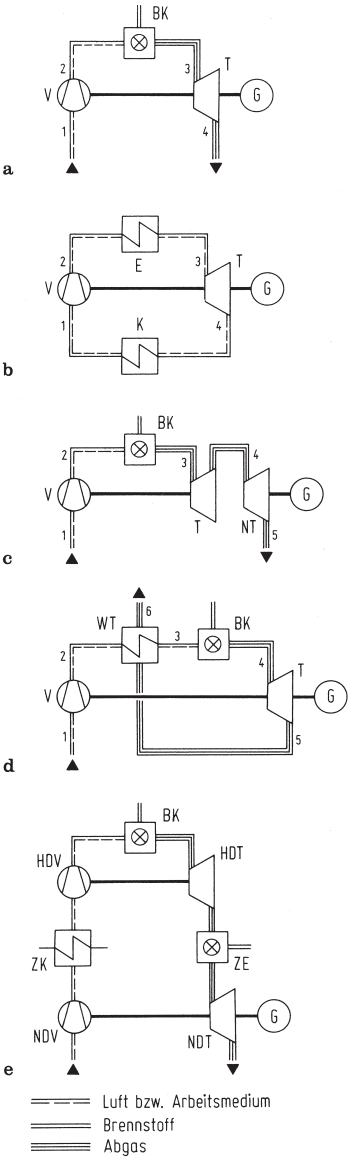


Bild 1 a–e. Beispiele für Gasturbinenschaltungen. BK Brennkammer, E Erhitzer, G Generator bzw. angetriebene Maschine, HDT Hochdruckturbine, HDV Hochdruckverdichter, K Rückkühler, NDT Niederdruckturbine, NDV Niederdruckverdichter, NT Nutzturbine, T Turbine, V Verdichter, WT Abgas-Wärmetauscher, ZE Zwischenerhitzer, ZK Zwischenkühler, 1–6 Zustände des Arbeitsmediums

– Die Zustandsänderungen verlaufen unendlich langsam, so daß keine kinetischen Energieanteile zu berücksichtigen sind.

a) Joule-Prozeß. Er bildet den theoretischen Vergleichsprozeß für den einfachen Gasturbinenprozeß gemäß **Bild 1 a** und **b**. Er besteht gemäß **Bild 3 a** aus einer isentropen Verdichtung 1–2 um das Druckverhältnis π, einer isobaren Wärmezufuhr 2–3, einer isentropen Expansion 3–4, wobei $p_3/p_4 = \pi$ gilt,

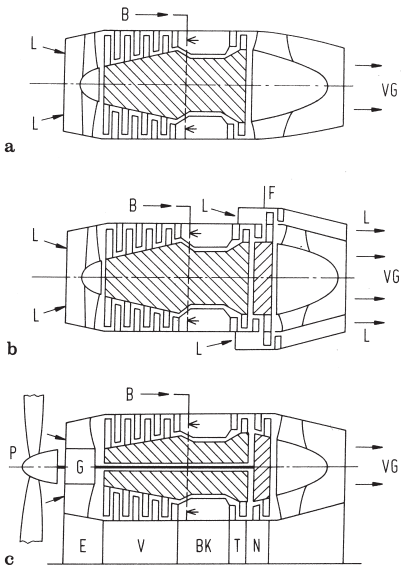


Bild 2 a–c. Luftfahrttriebwerke (schematisch). B Brennstoff, BK Brennkammer, E Einlauf, F Fan-Turbine, G Getriebe, L Luft, N Nutzturbine, P Propeller, T Turbine, V Verdichter, VG Verbrennungsgas

und einer isobaren Wärmeabfuhr 4–1. Der thermische Wirkungsgrad

$$\eta_{\mathrm{th}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}$$

hängt nur vom Druckverhältnis π ab und steigt mit diesem an. Die spezifische Nutzarbeit w_{t} des Prozesses, mit $c_{\mathrm{p}} \cdot T_1$ dimensionslos gemacht,

$$\frac{w_{\mathrm{t}}}{c_{\mathrm{p}} \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1}\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}}\right) - (\pi^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1)$$

hängt außer vom Druckverhältnis π auch noch, bei gegebener Ansaugtemperatur T_1, von der Turbineneintrittstemperatur T_3 ab (**Bild 4**), wobei für jedes T_3 ein anderes optimales Druckverhältnis π existiert. Im T, s-Diagramm (**Bild 3 a**) entspricht w_{t} der vom Zustandsverlauf 1–2–3–4–1 eingeschlossenen Fläche.

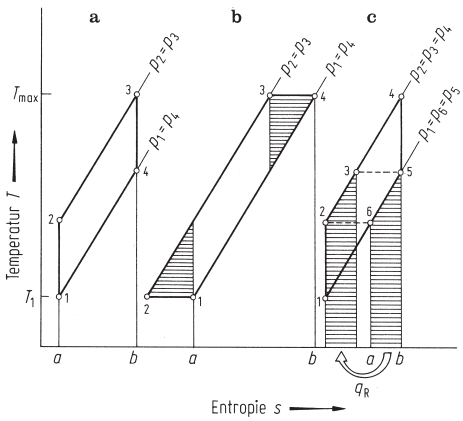


Bild 3 a–c. Idealisierte Gasturbinenprozesse im Temperatur-Entropie-(T, s–) Diagramm

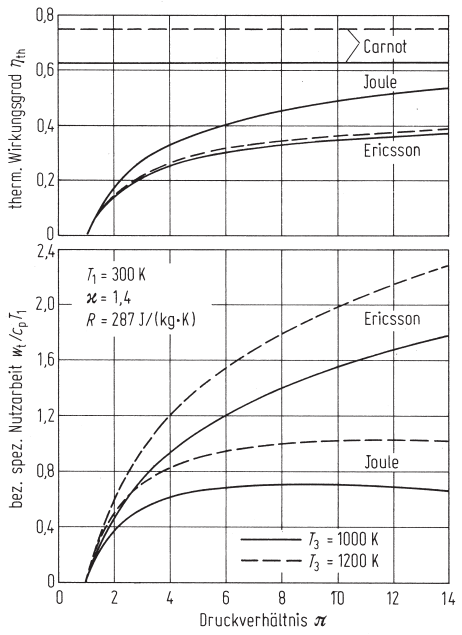


Bild 4. Thermischer Wirkungsgrad η_{th} und bezogene spezifische Nutzarbeit $w_t/(c_p \cdot T_1)$ abhängig vom Druckverhältnis π für Joule- und Ericsson-Prozeß

b) Ericsson-Prozeß (Bild 3b). Im Unterschied zum Joule-Prozeß verlaufen die Verdichtung 1–2 und die Expansion 3–4 jeweils isotherm, was sich praktisch durch möglichst viele Zwischenkühl- und Zwischenerhitzungsstufen (siehe **Bild 1e**) annähern läßt. Für gleiche Werte bezüglich T_3/T_1 und π liegt im Vergleich zum Joule-Prozeß die spezifische Nutzarbeit höher (Zugewinn entspricht schraffierten Teilflächen in **Bild 3b**), der thermische Wirkungsgrad liegt jedoch niedriger und hängt außer von π auch von T_3/T_1 ab.

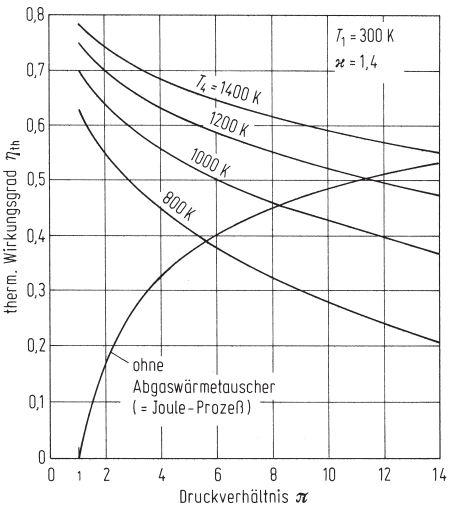


Bild 5. Thermischer Wirkungsgrad η_{th} des idealen Gasturbinenprozesses mit Abgaswärmetauscher abhängig vom Druckverhältnis π für unterschiedliche Turbineneintrittstemperaturen T_4

c) Joule-Prozeß mit Abgaswärmetauscher (Bild 3c). Durch einen Abgaswärmetauscher gemäß **Bild 1d** läßt sich im Idealfall aus dem Abgas die spezifische Wärme q_R entsprechend der Fläche 5–6–a–b–5 entnehmen und auf die verdichtete Luft zur isobaren Temperaturerhöhung 2–3 übertragen. Bei gleicher spezifischer Nutzarbeit wie beim Joule-Prozeß gilt für den thermischen Wirkungsgrad nunmehr

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \cdot \pi^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}.$$

Wie **Bild 5** verdeutlicht, geht der Vorteil des Abgaswärmetauschers ab einem (von T_4/T_1 abhängigen) Wert von π jedoch in einen Nachteil über, weil dann ein Wärmeaustausch in der umgekehrten Richtung erfolgt.
Bei einer Kombination des Ericsson-Prozesses mit einem Abgaswärmetauscher kann die spezifische Wärme entsprechend der Fläche 4–1–a–b in **Bild 3b** getauscht, d.h. zur isobaren Aufheizung 2–3 verwendet werden, wodurch der thermische Wirkungsgrad gleich dem Carnot-Wirkungsgrad (**Bild 4**) wird.

8.2.2 Reale Gasturbinenprozesse. Real gas-turbine cycles

Demonstriert am Beispiel des einfachen offenen Gasturbinenprozesses entsprechend der Schaltung in **Bild 1a** unterscheidet sich der Ablauf des realen Prozesses von dem des Idealprozesses (Joule-Prozeß) gemäß **Bild 6**.

Polytrope Kompression und Expansion, Druckverluste

Durch den Ansaugverlust (Druckabfall $p_0 - p_1$) nimmt schon die zum Erreichen des Verdichteraustrittsdrucks p_2 ideal aufzubringende isentrope Enthalpiedifferenz von Δh_{sV0} auf Δh_{sV} zu; die real aufzubringende Enthalpiedifferenz Δh_V ist infolge polytroper Verdichtung noch größer. Ohne den Druckverlust in der Brennkammer $\Delta p_{BK} = p_2 - p_3$ würde die Expansion in der Turbine vom Punkt 3′ aus erfolgen und im Idealfall bei isentroper Expansion auf den Umgebungsdruck p_0 eine spezifische Turbinenarbeit entsprechend Δh_{sT_0} freisetzen. Real erfolgt die Expansion in der Turbine von 3 ausgehend auf den Druck p_4, nicht isentrop nach 4 *S*, sondern polytrop nach 4, wodurch die reale spezifische Turbinenarbeit nur noch Δh_T beträgt. Die Druckdifferenz $p_4 - p_0$ stellt den Auspuffdruckverlust dar.
Druckverluste werden vielfach als jeweils relativer Druckverlust

$$\varepsilon = \Delta p / p$$

angegeben, wobei der Druckabfall Δp über den betrachteten Abschnitt auf den Druck p vor diesem Abschnitt bezogen wird.
Der *Ausbrenngrad* η_a der Brennkammer

$$\eta_a = \frac{(\dot{m}_L + \dot{m}_B) \cdot h_3 - \dot{m}_L \cdot h_2}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad \text{mit} \quad \eta_a < 1$$

berücksichtigt, daß infolge unvollständiger Verbrennung des Brennstoffs und durch Wandwärmeverluste die Enthalpieerhöhung in der Brennkammer kleiner ausfällt, als sie aus der theoretischen *Heizleistung* $\dot{m}_B H_u$ des zugeführten Brennstoffs im Idealfall entstehen würde.
Das *Arbeitsmedium ist ein reales Gas*, d.h. die kalorischen Stoffgrößen sind mit Druck und Temperatur veränderlich. Im Falle des offenen Prozesses ändert sich zudem während des Durchlaufs auch die Zusammensetzung des Arbeitsmediums.

Verluste durch Leckage-, Sperr- und Kühlluft. Durch Lekkage von Luft an der berührungslosen Verdichter-Wellenabdichtung und gegebenenfalls am regenerativen Abgaswärmetauscher sowie durch Entnahme verdichteter Luft zur Bereitstellung von Sperrluft für die Turbinenwellenabdichtung und insbesondere für die Turbinenschaufel-Kühlung verringert

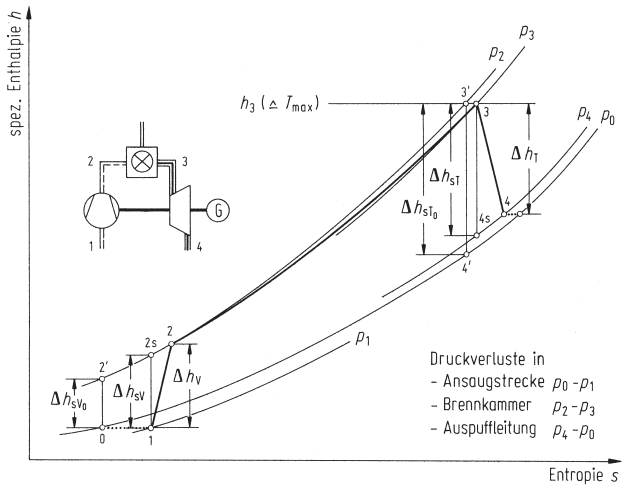


Bild 6. Vergleich von idealem und realem (verlustbehafteten) Gasturbinenprozeß im Enthalpie-Entropie-(h, s-)Diagramm

sich der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine, weil diese Luft-Teilströme zwar zuvor die volle spezifische Verdichterarbeit aufnehmen, dann aber keine bzw. nur zu einem sehr geringen Anteil spezifische Turbinenarbeit erzeugen.

Leistung und Wirkungsgrad

Alle bislang aufgeführten Verluste lassen sich im inneren Wirkungsgrad η_i der Gasturbinenanlage zusammenfassend berücksichtigen. Mit diesem erhält man aus der zugeführten *Brennstoffleistung* $\dot{m}_B \cdot H_u$ die innere Leistung P_i

$$P_i = \dot{m}_B \cdot H_u \cdot \eta_i \,.$$

Unter Berücksichtigung der Reibleistung P_r, bestehend aus der Lagerreibung und eventuell zusätzlich aus der Antriebsleistung für Hilfsaggregate (z. B. Brennstoff- und Schmierölpumpen) ergibt sich die effektive Leistung P_e an der Kupplung (*Kupplungsleistung*)

$$P_e = P_i - P_r \,.$$

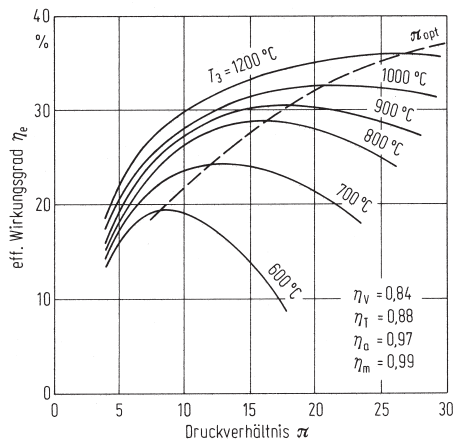


Bild 7. Effektiver Wirkungsgrad eines einfachen Gasturbinenprozesses über dem Druckverhältnis für verschiedene Turbineneintrittstemperaturen T_3

Entsprechend gilt für den mechanischen Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_r}$$

und den effektiven Wirkungsgrad (= Kupplungswirkungsgrad)

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \,.$$

Bild 7 zeigt, daß η_e des realen Gasturbinenprozesses sich insbesondere über eine Anhebung der Turbineneintrittstemperatur steigern läßt, dabei aber das Druckverhältnis π mitanzuheben ist. In jedem Fall aber sollten die Strömungsmaschinenwirkungsgrade η_v und η_T hoch sein.

8.3 Baugruppen. Components

8.3.1 Verdichter. Compressor

In Gasturbinen finden sowohl Radialverdichter als auch Axialverdichter Anwendung. Der *Radialverdichter* kann schon in einstufiger Ausführung, bei dennoch relativ gutem Wirkungsgrad, ein Druckverhältnis bis $\pi = 4$ erreichen. Noch höhere Werte (bis 6) sind durchaus realisierbar, allerdings unter Einbußen am Wirkungsgrad. Der Radialverdichter wird demgemäß bevorzugt bei Kleingasturbinen eingesetzt, die normalerweise gar keine höheren Verdichter-Druckverhältnisse benötigen, so auch bei Fahrzeug-Gasturbinen sowie bei den Abgasturboladern jeder Größenordnung. Aus Wirkungsgradgründen werden die Laufräder heute überwiegend mit *rückwärts gekrümmten* Schaufeln ($\beta_2 < 90°$) gestaltet gegenüber den früher aus Festigkeitsgründen bevorzugten radial endenden Schaufeln ($\beta_2 = 90°$).

Der *Axialverdichter* liefert in einer Stufe ein Druckverhältnis von $\pi = 1{,}2$ bis 2,0 und wird daher in der Regel mehrstufig gebaut. Sein Wirkungsgrad liegt günstiger als der des Radialverdichters. Wegen der zusätzlich günstigen Eigenschaft des großen Massenstroms relativ zu seinen radialen Abmessungen ist in Industriegasturbinen und Flugtriebwerken ausschließlich der mehrstufige Axialverdichter in Anwendung, mit Gesamtdruckverhältnissen von etwa 10 bis 16 bei schweren Industrie-Gasturbinen und bis zu 35 bei modernen Zweistrom-Luftfahrt-Triebwerken.

Da die Leistung der Gasturbine dem durchgesetzten Massenstrom proportional ist, erfordert unter sonst gleichbleibenden Bedingungen (u. a. Turbineneintrittstemperatur) eine beabsichtigte Leistungssteigerung einen erhöhten Verdichtermassenstrom, dem jedoch nach oben Grenzen gesetzt sind. Nach Ausschöpfen der zulässigen Umfangsgeschwindigkeit (mechanische Belastung) bietet der Übergang zu *transonischen* Schaufelprofilen eine Durchsatzsteigerung gegenüber dem *Unterschallverdichter*.

Isentrope Wirkungsgrade. Sie nehmen grundsätzlich mit der Baugröße zu und erreichen Bestwerte von 87 bis 92 % (Axialstufe) bzw. 78 bis 85 % (Radialstufe).

8.3.2 Turbine. Turbine

Wie der Verdichter ist auch die Turbine in axialer und radialer Bauart in Gasturbinen zu finden. Die isentropen Wirkungsgrade von Turbinenstufen liegen höher als die der entsprechenden Verdichterstufen, weil die in den (konvergenten) Turbinen-Schaufelkanälen stattfindende *Düsenströmung* mit weniger Verlusten darstellbar ist als die *Diffusorströmung* in den (divergenten) Verdichter-Schaufelkanälen. Ihre Bestwerte betragen 88 bis 93 % (Axialstufe) und 83 bis 88 % (Radialstufe), wobei eine zunehmende Baugröße sich wie bei allen Strömungsmaschinen positiv auswirkt.

Die *Axialturbine* überwiegt in den möglichen Gasturbinenanwendungen und ist in Industriegasturbinen und Flugtriebwerken immer mehrstufig ausgeführt. In Abgasturboladern von Großdieselmotoren ist sie in einstufiger Ausführung zu finden (mit einem einstufigen Radialverdichter auf der gemeinsamen Welle). Die Axialturbinenstufe wird bei Gasturbinen aus Wirkungsgradgründen als Reaktions-(=Überdruck-)stufe mit einem Reaktionsgrad von etwa 50 % ausgeführt, d. h. nicht als Aktions-(=Gleichdruck-)stufe, wie sie als Anfangsstufen (*Regelstufen*) von Dampfturbinen verwendet werden.

Die Schaufellänge L nimmt entlang der Stufenreihe zu. Die auf den mittleren Stufendurchmesser D_m (Rotorkreis durch halbe Schaufelhöhe) bezogene Schaufellänge sollte zur Vermeidung von Schaufel(biege)schwingungen $L/D_m = 0{,}25$ jedoch nicht überschreiten.

Schaufelkühlung. Um bei immer weiter gesteigerter Turbineneintrittstemperatur zum Zweck der Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades die thermische Belastung der Turbinenschaufeln beherrschbar zu halten, werden bei Flugtriebwerken und Kraftwerksturbinen zusätzlich zur Verwendung extrem hochwarmfester Werkstoffe die Leit- und Laufschaufeln der Anfangsstufen gekühlt. Dazu wird Luft hinter dem Verdichter abgezweigt und – bei der Laufschaufel über den hohlen Rotorinnenraum durch den Schaufelfuß, bei der Leitschaufel über das Turbinengehäuse – ins Innere der Schaufel geleitet. Nach Aufnahme der Kühlwärme wird der Kühlluftstrom wieder dem Arbeitsmedium zugemischt. Es wird unterschieden (s. **Bild 8**) in

- *Konvektionskühlung.* Über eine möglichst große wirksame innere Schaufeloberfläche wird durch Konvektion Wärme aus dem Schaufelmaterial auf die Kühlluft übertragen, die über Bohrungen am Profilende austritt.
- *Filmkühlung.* Zusätzlich zur Konvektionskühlung im Schaufelinneren läßt man über kleine Bohrungen an thermisch besonders hochbelasteten Stellen der Schaufeloberfläche Kühlluft austreten, die dort einen Kühlluftfilm bildet.
- *Transpirationskühlung.* Die Kühlluft gelangt über eine poröse Außenhaut vom Inneren an die Oberfläche der Schaufel. Der praktische Einsatz steht aus Werkstoffgründen noch aus.

Die Wirksamkeit der Schaufelkühlung läßt sich, ähnlich wie bei einem Wärmetauscher, über einen Rekuperationsgrad

$$\eta_{R,Sch} = \frac{T_G - T_M}{T_G - T_K}$$

beschreiben, wobei T_G die Heißgastemperatur vor der Schaufel, T_M die mittlere Schaufel-Materialtemperatur an der Oberfläche und T_K die Kühlmitteleintrittstemperatur bedeuten. Durch Schaufelkühlung sind heute Turbineneintrittstemperaturen bei Industriegasturbinen bis 1 200 °C und bei Luftfahrt-Triebwerken (geringere Lebensdauer) bis 1 600 °C möglich. Der Gesamtwirkungsgrad steigt mit intensivierter Schaufelkühlung allerdings degressiv (**Bild 8**), weil die dazu erforderliche Erhöhung des Kühlluftstroms ihrerseits der Wirkungsgradsteigerung entgegenwirkt.

Die *Radialturbine* zeichnet sich analog dem Radialverdichter dadurch aus, daß sie bei relativ hohem Wirkungsgrad und geringen Abmessungen schon in einer einzigen Stufe ein relativ hohes Enthalpiegefälle bzw. Druckverhältnis abarbeiten kann. Sie ist dementsprechend bevorzugt in Kleingasturbinen zu finden, meist auf gemeinsamer Welle mit einem Radialverdichter, eine Bauform, die im Abgasturbolader von Fahrzeugmotoren die stückzahlmäßig größte Anwendung gefunden hat.

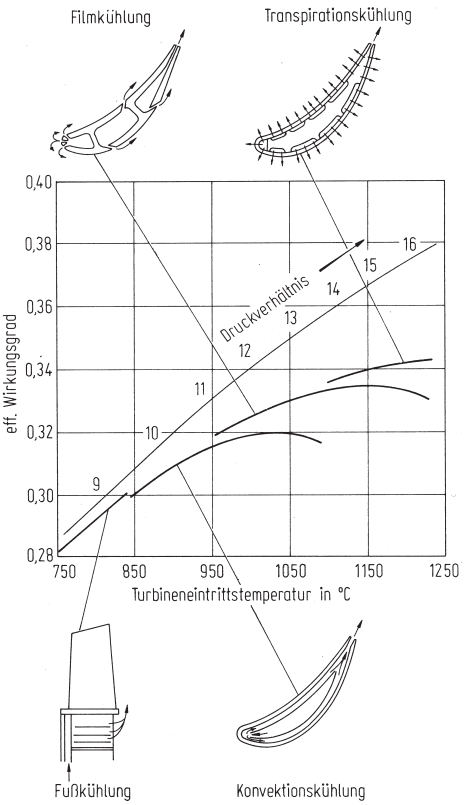


Bild 8. Einfluß der Schaufelkühlung auf den effektiven Wirkungsgrad

8.3.3 Brennkammer. Combustion chamber (burner)

Energieumsatz. In der Brennkammer (**Bild 9**) findet die kontinuierliche isobare Verbrennung des Brennstoffmassenstroms $\dot{m}_B$, von der gegenüber dem Heizwert H_u vernachlässigbar kleinen Enthalpie des unverbrannten Brennstoffs h_B, mit dem

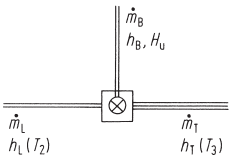


Bild 9. Energie- und Massenbilanz der adiabaten Brennkammer

Luftmassenstrom $\dot{m}_L$, von der Enthalpie $h_L(T_2)$, zum Turbinenmassenstrom $\dot{m}_T$, von der Enthalpie $h_T(T_3)$, statt.
Aus der Energiebilanz

$$\dot{m}_L \cdot h_L(T_2) + \dot{m}_B \cdot (\underbrace{h_B}_{\approx 0} + H_u \cdot \eta_a) = \dot{m}_T \cdot h_T(T_3)$$

und der Massenbilanz

$$\dot{m}_L + \dot{m}_B = \dot{m}_T$$

ergibt sich das (massenmäßige) Brennstoff/Luft-Verhältnis

$$\frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_L} = \frac{h_T(T_3) - h_L(T_2)}{H_u \cdot \eta_a - h_T(T_3)}.$$

Unter Verwendung der Luftverhältniszahl λ, kurz Luftverhältnis genannt,

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{L_{min} \cdot \dot{m}_B}$$

mit L_{min} als dem Mindestluftbedarf des Brennstoffs, T_2 als der Bezugstemperatur für die Enthalpie und $c_{p,BK}$ als Mittelwert für $c_{p,\,L}(T_2)$ und $c_{p,\,T}(T_3)$ ergibt sich für die Temperaturerhöhung in der Brennkammer

$$\Delta T_{BK} = T_3 - T_2 = \frac{H_u \cdot \eta_a}{c_{p,BK} \cdot (\lambda \cdot L_{min} + 1)}.$$

Beispielsweise mit Dieselkraftstoff oder Heizöl EL als Brennstoff ($H_u = 42\,500$ kJ/kg, $L_{min} = 14{,}5$ kg/kg) kann demnach die Temperaturerhöhung in der Brennkammer maximal (für $\eta_a = 1{,}0$, $\lambda = 1{,}0$, $c_{p,BK} = 1{,}16$ kJ/(kg K)) den Betrag $\Delta T_{BK} = 2\,364$ K erreichen.

Aufbau und Funktionsprinzip (Bild 10). Die zuströmende Luft wird durch die Anordnung von Flammrohr und Gehäuse in den Primär- und in den Sekundärluftstrom aufgeteilt. Drallschaufeln prägen der Primärluft eine Rezirkulationsströmung in der Primärzone auf. Der flüssige Brennstoff wird über eine Dralldüse bei Drücken bis 100 bar in die Primärzone eingespritzt, zerstäubt, verdampft, mit der Primärluft vermischt und mit dieser bei relativ kleinem λ (1,2 bis 1,5) bei einer Temperatur von etwa 2000 °C verbrannt (Diffusionsbrenner). Die nachfolgend über die Sekundärluftbohrungen im Flammrohr zugemischte Sekundärluft kühlt Gehäuse und Flammrohr, vervollständigt die Verbrennung und ist mengenmäßig so bemessen, daß die Brennkammeraustrittstemperatur die zulässige Turbineneintrittstemperatur nicht überschreitet,

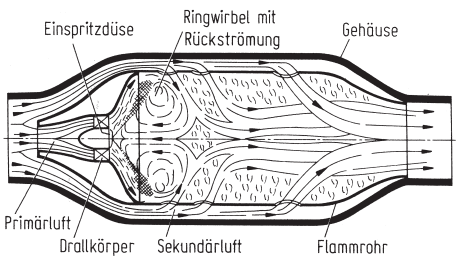


Bild 10. Gleichstrom-Brennkammer mit Diffusionsbrenner (schematisch)

wobei bei Vollast λ-Werte von 3,5 bis 4 vorliegen, bei Teillast Werte bis $\lambda = 15$.
Bei *Vormischbrennern*, für gasförmige oder zuvor verdampfte flüssige Brennstoffe, werden (Primär-)Luft und Brennstoff bereits vor der Primärzone gemischt. Vormischbrenner ermöglichen gegenüber Diffusionsbrennern ein höheres λ in der Primärzone, wodurch die Temperatur in der Primärzone sinkt und dementsprechend weniger NO_x gebildet wird. Instabilität der Flamme infolge zu mageren Gemisches in der Primärzone kann durch eine (fett brennende) Pilotflamme zu höheren λ-Werten verschoben werden.
In *katalytischen Brennkammern* sorgen katalytisch beschichtete keramische oder metallische Wabenkörper (Oxidationskatalysatoren) dafür, daß das durchströmende Brennstoff/Luft-Gemisch auch noch bei λ-Werten von 1,5 und größer stabil brennt, was extrem niedrige NO_x-Werte ermöglicht.

Bauarten. Hierbei wird unterschieden in

1. Gleichstrom- und Gegenstrombrennkammer, je nachdem ob die Sekundärluft in Flammenrichtung (z. B. **Bild 10**) oder entgegengesetzt strömt (**Bild 11**).
2. Einzelrohr-Brennkammer, entsprechend **Bild 11**. Sie ist bei Kleingasturbinen und bei Gasturbinen in Schwerbauweise (auch in Mehrfachanordnung) zu finden.
3. Rohr-Ringbrennkammer. Auf einem Kreis um die Längsachse des Gasturbinenaggregats sind einzelne Flammrohre in einem gemeinsamen kreisringzylindrischen Gehäuse angeordnet, von dem aus die Sekundärluft zugeführt wird. Diese Bauform ist bei Flugtriebwerken und davon abgeleiteten stationären Gasturbinen anzutreffen.
4. Ringbrennkammer. Primär- und Sekundärluftströme werden in zur Triebwerkslängsachse konzentrischen Ringräumen geführt, mit über dem Umfang verteilten einzelnen Brennern (**Bild 14a**). Anwendung wie bei 3.

Belastung und Verluste. Die spezifische Brennkammerbelastung

$$q_{BK} = \frac{\dot{m}_B \cdot H_u}{V_{BK} \cdot p_{BK}}$$

mit V_{BK} für das Brennkammervolumen und p_{BK} für den Druck in der Brennkammer, liegt bei Flugtriebwerken bei 20 bis 50 MW/(m³ bar) am höchsten. Für Industriegasturbinen kann sich dieser Wert bis auf ein Zehntel verringern, was an den möglichen größeren Abmessungen und daran liegt, daß vielfach Abgaswärmetauscher eingesetzt sind. Die Druckverluste betragen je nach Bauart zwischen 1 und 6 %.

8.3.4 Wärmetauscher. Heat exchangers

Vor allem in der Anwendung als Abgaswärmetauscher sind zu unterscheiden (s. **K 1**):

Rekuperatoren. Sie werden als Platten- oder Rohr-Wärmetauscher von den wärmetauschenden Medien (Luft, Abgas) im Gleichstrom, Gegenstrom oder Kreuzstrom durchströmt, wobei der Gegenstrom am wirksamsten ist.

Regeneratoren. Eine rotierende (Wärme-)Speichermatrix aus Metall oder Keramik wird abwechselnd vom heißen Abgas und von der verdichteten Luft durchströmt. Sie erreichen sehr hohe Wärmeaustauschgrade und werden daher bevorzugt bei Fahrzeuggasturbinen eingesetzt (**Bild 19**), weisen jedoch relativ hohe (Luft-)Leckverluste auf.
Der **Wärmeaustauschgrad** (= Rekuperationsgrad) ist mit den Indizes aus **Bild 1d** definiert zu

$$\eta_R = \frac{T_3 - T_2}{T_5 - T_2}$$

und erreicht bei Rekuperatoren Werte bis zu 90 %, bei Regeneratoren sind Werte deutlich größer als 90 % möglich.

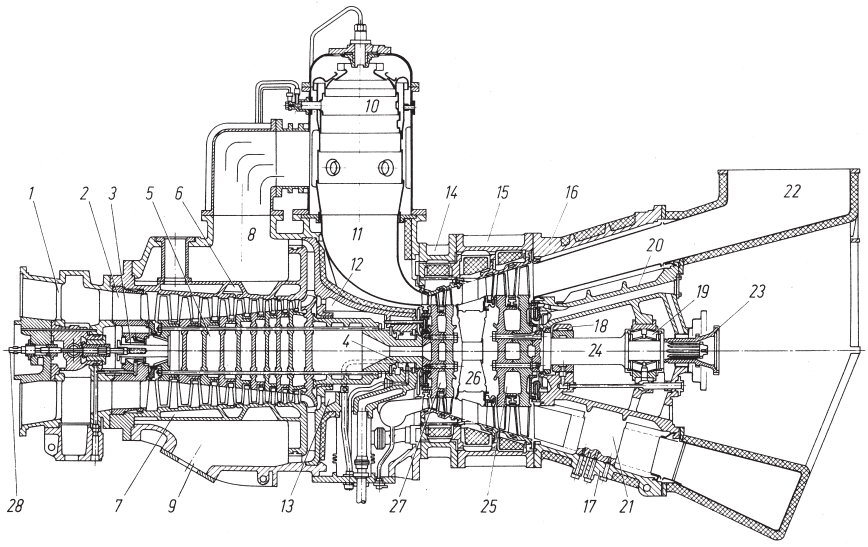


Bild 11. Gasturbine in Schwerbauweise (Niederdruck-(ND-)Turbine als Nutzleistungsturbine). *1* Vorderes Gehäuse, *2* Gehäuse für vorderes Lager der Gaserzeugerwelle, *3*, *4* Lager der Gaserzeugerwelle, *5* Läufer des Verdichters, *6*, *7* Hälften des Verdichtergehäuses, *8*, *9* Hälften des Gaserzeugergehäuses, *10* Einzelbrennkammer (zwei Stück), *11* Gaseintrittskanal, *12*, *13* Hälften des Gehäuses für hinteres Lager der Gaserzeugerwelle, *14* Gehäuse für Leitschaufeln der Hochdruck- (HD-)Turbine, *15* Gehäuse für Leitschaufeln der ND-Turbine, *16*, *17* Hälften des Gehäuses für ND-Turbine, *18*, *19* Lager der ND-Turbine, *20*, *21* Hälften des Gehäuses für Lager der ND-Turbine, *22* Abgaskanal, *23* Kupplungsflansch, *24* Welle der ND-Turbine, *25* ND-Turbine, *26* Abstandhalter, *27* HD-Turbine, *28* Antriebswelle für Hilfsaggregate

8.4 Hilfssysteme. Auxiliary systems

8.4.1 Drehzahlregelung. Speed control

Bei Gasturbinen im offenen Prozeß stellt die Drehzahl die Regelgröße, der Brennstoffstrom die Stellgröße dar. Als Störgrößen treten neben Belastungsänderungen auch wechselnde Umgebungsbedingungen auf (s. **X 1**).

Regelstrecke. Infolge der komplexen Vorgänge in der Gasturbine, besonders wegen der verzögerten Temperaturänderungen, erfordern die Regelstrecken höherer Ordnung mit ausgeprägter Totzeit einen hohen regelungstechnischen Aufwand.

Regler. Einfache Fälle kommen mit *P*-Reglern aus. Drehzahlkonstanz erfordert PID-Regler, in besonderen Fällen sind Störgrößen-Aufschaltungen erforderlich (hier die Belastung). Häufig wird ein Sollwertsteller für die Führungsgröße *W* (s. **X 4.1.5** und **X 5.3**) angebracht.

Sicherheitseinrichtungen. Bei kleineren Turbinen sind sie mit dem Stellglied des Reglers verbunden und schalten die Turbine ab bei zu hoher Gasaustrittstemperatur, Ausfall der Schmierung oder der Kühlung.

8.4.2 Brennstoffsystem. Fuel system

Dieses hat die Aufgabe, den von der Regelung jeweils geforderten Brennstoffstrom mit dem entsprechenden Druck an der Brennkammer zur Verfügung zu stellen. **Bild 12** zeigt ein Brennstoffsystem, das zwischen Brenngas- und Brennölbetrieb umgeschaltet werden kann.

Gasbetrieb (hier Erdgas). Das Erdgas gelangt von der Druckminderstation über den Gasabsperrschieber *1* und das Sieb *2* vor die Gashauptabschließung *3*. Während des Stillstands ist der Absperrschieber *1* geschlossen und der Entlüftungsschieber *4* offen. Beim Anfahren und im Betrieb ist die Hauptabschließung *3* geöffnet. Das Erdgas gelangt weiter über die Rückschlagklappe *5* vor das Gasregelventil *6*. Dieses dosiert den Brennstoff und steht unter dem Einfluß der Regelung oder Anfahrsteuerung. Das kombinierte Zündgas-Ausblaseventil *7* dient im Stillstand bzw. Ölbetrieb mit der Hauptabschließung *3* als Entlastungsorgan. Der Ausblaseteil ist geöffnet und Gasleckagen werden durch die Gasausblaseleitung *b* abgeführt. Die Zündgasleitung *e* führt im Bypass um das noch geschlossene Gasregelventil *6* in die Hauptgasleitung *c*. Die Zündgasmenge wird durch die Blende *8* bestimmt. Im Gasbetrieb wird die Brennstoffdüse gekühlt. Das Kühlgas strömt ebenfalls über das Ventil *7* sowie die Düsenkühlgasleitung *d* und Blende *10* zur Brennstoffdüse. Im Fall einer Verpuffung in der Brennkammer wird das Gasnetz mit Hilfe der Rückschlagklappen *5* und *9* geschützt.

Brennölbetrieb. Die Zubringerpumpe *14* fördert das Öl über den umschaltbaren Filter *16* zur Hauptpumpe *18*. Das Drucklhalteventil *19* hält den Brennstoffdruck konstant und steuert die überflüssige Menge in den Behälter *11*. Über das Umwälzventil *20*, die Leitung *f* und das Brennstoffventil vor der Düse *21* gelangt das Brennöl zum Hauptabsperrventil *23*. Dieses Dreiwegeventil gibt den Weg zur Düse frei. Es soll im Schnellschlußfall die Brennstoffzufuhr zur Düse unterbrechen und das in der Brennstoffleitung vor der Düse verbleibende Brennöl in den Behälter *24* ablaufen lassen. Die im Brenner angeordnete Brennstoffdüse dosiert den Brennstoff.

Besondere Betriebszustände. Während des Ölbetriebs tritt an der Düse eine Leckage auf, die über das Dreiwegeventil *25* in den Leckagetank *24* abgeführt wird. Im Gasbetrieb wird diese Verbindung durch das Dreiwegeventil *25* geschlossen, damit die Gase nicht aus der Brennkammer in den Behälter *24* strömen. Hierbei wird auch die Brennöl-Düse mit Erdgas gespült. Das Spülgas gelangt aus der Hauptgasleitung *c* über das Dreiwegeventil *25* zur Düse. Im Mischbetrieb muß diese Verbindung geschlossen werden, um die beiden Systeme Erdgas und Brennöl zu trennen. Die beiden Rückschlagklappen *22* erfül-

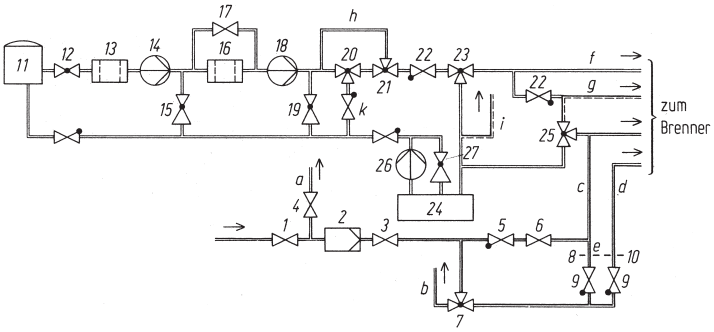


Bild 12. Brennstoffsystem für Gas-, Brennöl- und Mischbetrieb. *1* Gasabsperrschieber, *2* Sieb, *3* Gashauptabschließung, *4* Entlüftungsschieber, *5* Rückschlagklappe, *6* Gasregelventil, *7* Zündgas-Ausblaseventil, *8* Blende in der Zündgasleitung, *9* Rückschlagklappe, *10* Blende in Düsen-Kühlgasleitung, *11* Brennölbehälter, *12* Absperrorgan, *13* Filter, *14* Zubringerpumpe, *15* Druckhalteventil für Zubringerpumpe, *16* umschaltbarer Filter, *17* Bypass, *18* Hauptpumpe, *19* Druckhalteventil für Hauptpumpe, *20* Umwälzventil, *21* Brennstoffventil vor Düse, *22* Rückschlagklappe, *23* Hauptabsperrventil, *24* Behälter, *25* Dreiwegeventil, *26* Pumpe zum Entleeren des Behälters, *24*, *27* Druckhalteventil, *a* Entlüftungsleitung, *b* Ausblaseleitung, *c* Hauptgasleitung, *d* Düsen-Kühlgasleitung, *e* Zündgasleitung, *f* Hauptleitung für Brennöl, *g* Brennöl-Entlastungsleitung, *h* Umwälzleitung, *i* Entlüftungsleitung, *k* Rückführleitung

len in Verbindung mit dem Hauptabsperrventil *23* und dem Dreiwegeventil *25* die Aufgabe, daß bei jedem Betriebszustand ein unter Druck stehendes System eine Absperrung mit anschließender Entlastung hat. Während des Anfahrvorgangs, jedoch vor der Zündung, wird der Brennstoffstrom mit Hilfe des Umwälzventils *20* in der Leitung *k* abgeführt. Über die Umwälzleitung *h* wird dabei das Brennstoffsystem unter Druck gebracht.

8.4.3 Schmierölsystem. Lubrication system

Es deckt den erforderlichen Ölbedarf sowohl für die Schmierung und Kühlung aller Lager der Gasturbinengruppe als auch denjenigen für die Steuerung und Regelung.

Zentrale Ölversorgung (**Bild 13**). Sie liefert das Schmieröl *a* für das verdichterseitige Traglager, das Drucklager der Turbogruppe, alle Lager des Stromerzeugers sowie das Zwischengetriebe, das Kühlöl *b* für das verdichter- und turbinenseitige Traglager, das Hochdruck-Kraftöl *c* für alle vorgesteuerten hydraulischen Stellorgane, das Niederdruck-Kraftöl *d* für die Signalübertragung, das Anhebe-Öl *e* für die Traglager der Turbogruppe und des Stromerzeugers sowie gegebenenfalls für Öl *f* für die Wellendrehvorrichtung. Der Schmierölbehälter ist ausgerüstet mit einem Niveauwächter, einem Belüftungsfilter, einer Stillstand-Heizung *2* mit Umwälzpumpe *3* und einem Öldunst-Absaugeventilator *4*.

Betrieb. Hierbei liefert die durch die Hauptwelle angetriebene zweistufige Hauptölpumpe *6* in der ersten Stufe das Schmier-

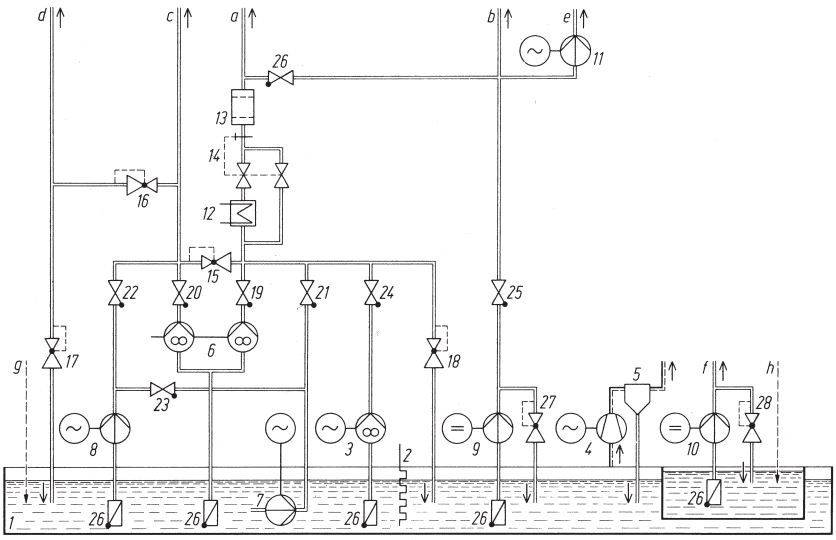


Bild 13. Schmier- und Kraftölsystem. *1* Schmierölbehälter, *2* Widerstandsheizung, *3* Umwälzpumpe, *4* Öldunst-Absaugeventilator, *5* Ölabscheider, *6* Hauptölpumpe, *7* Hilfs-Schmierölpumpe, *8* Hilfs-Kraftölpumpe, *9* Kühlölpumpe, *10* Pumpe für die Wellendrehvorrichtung, *11* Anhebe-Ölpumpe, *12* Ölkühler, *13* Filter, *14* Temperaturregler mit Dreiwege-Mischventil, *15*, *17*, *18*, *27*, *28* Druckhalteventil, *16* Druckminderventil, *19* bis *26* Rückschlagklappen, *a* Schmieröl, *b* Kühlöl, *c* Hochdruck-Kraftöl, *d* Niederdruck-Kraftöl, *e* Wellenanhebe-Öl, *f* Ölversorgung der Wellendrehvorrichtung, *g* Ölrücklauf, *h* Ölrücklauf von der Wellendrehvorrichtung

öl und in der zweiten Stufe das Öl mit höherem Druck für Steuerung und Regelung – und das oberhalb 80 % der Nenndrehzahl.

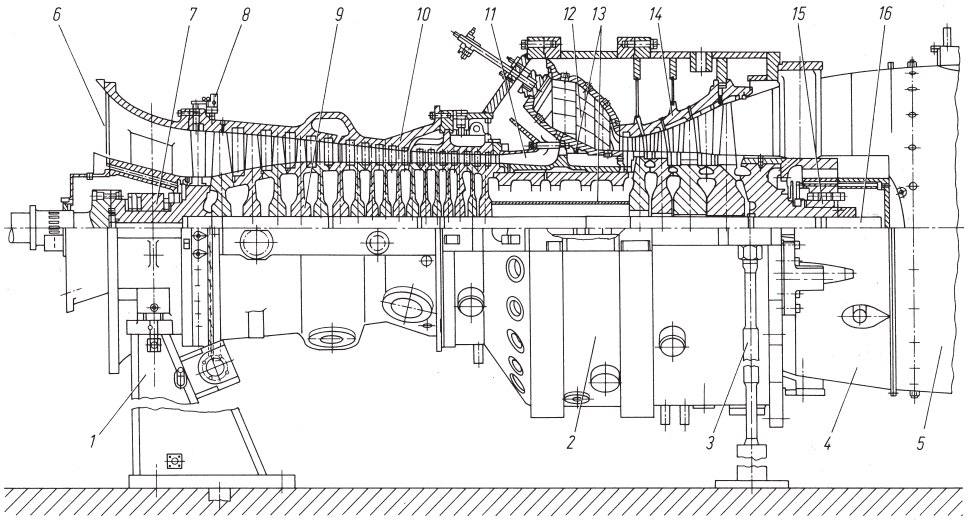
Anfahrvorgang. Die Ölversorgung übernehmen die Hilfs-Schmierölpumpe *7* und die Hilfs-Kraftölpumpe *8*, bis die erforderlichen Öldrücke von der Hauptölpumpe aufgebaut sind. Drehzahlabhängig schaltet sich nur die Hilfsschmierölpumpe *7* automatisch ein, ebenso bei einem Sinken des Schmieröldrucks während des Betriebs, wobei gleichzeitig die Maschine abgestellt wird. Um das Losbrechmoment für die Anwurfeinrichtung klein zu halten, wird der Wellenstrang mittels Hochdrucköl der Anhebe-Ölpumpen *11* angehoben.

Spannungsausfall. Hier sichert die von einem Gleichstrommotor angetriebene Kühlölpumpe *9* die Ölversorgung für ein schadenfreies Auslaufen der Maschine sowie die Pumpe *10* für das Wellendrehen mit der Wellendrehvorrichtung.

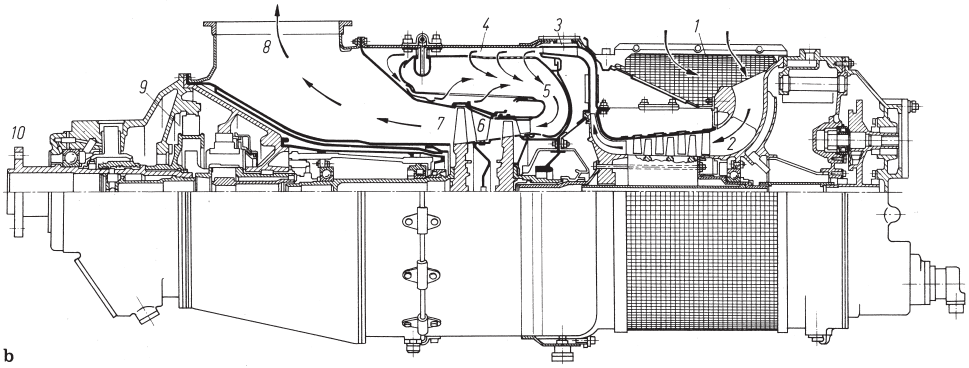
8.4.4 Weitere Hilfssysteme
Further auxiliary systems

Kühlsystem. Bei geschlossenen Anlagen ist es meist ein geschlossener Wasserkreislauf, der die Wärme des Schmierölsystems und des elektrischen Generators aufnimmt und über einen Oberflächen-Wärmetauscher an die Umgebungsluft abgibt. Zum Kühlsystem zählen ein Wasserbehälter, Rohrleitungen, Pumpen, Wärmetauscher, das Gebläse des Wasser-Luft-Wärmetauschers, Schieber und die Temperatur-Regelung. Bei Luftfahrt-Triebwerken erfolgt die Schmierölkühlung mit Luft oder Brennstoff.

Anfahreinrichtung. Zum Anfahren der Gasturbine aus dem Ruhezustand muß die Anfahreinrichtung das Losbrechmoment überwinden und dann den Turbosatz weiter beschleunigen, bis die Zündung eingeleitet werden kann. Nach erfolgter Zündung bringt die Anfahreinrichtung den Turbosatz auf die



a



b

Bild 14. a Einwellige Kraftwerks-Gasturbine mit Hybrid-Vormischbrenner für Erdgas oder Heizöl (Siemens KWU V64.3A). *1* Verdichter-Stütze, *2* Gehäuse, *3* Turbinen-Stütze, *4* Turbinen-Lagergehäuse, *5* Abgasdiffusor, *6* Ansaugkanal, *7* Axial-Radial-Lager, *8* Vorleitgitter-Verstelleinrichtung, *9* Radscheibe, *10* Verdichter-Leitschaufelträger, *11* Verdichter-Diffusor, *12* Brennkammer, *13* Kühlufttrennrohre, *14* Turbinen-Leitschaufelträger, *15* Radial-Lager, *16* Zuganker. **b** Vom Propeller-Turboluftstrahl-Triebwerk (PTL) abgeleitete Gasturbine für mechanische Nutzleistungsabgabe. *1* Lufteintritt, *2* Verdichtereintritt, *3* Abblasleitung, *4* Ringbrennkammer, *5* Eintritt der Hochdruck-Turbine, *6* Eintritt der Niederdruck-Turbine (Nutzleistungsturbine), *7* Eintritt in Abgaskanal, *8* Austritt aus Abgaskanal, *9* Planetengetriebe, *10* Kupplungsflansch

Freidrehzahl (etwa 55 % der Nenndrehzahl); ab dieser Drehzahl kann die Gasturbine aus eigener Kraft hochlaufen.

8.5 Gasturbine im Kraftwerk
Gas turbines in power plants

8.5.1 Allgemeines und Bauweise
General and configurations

Basierend auf ihrer hohen Leistungsdichte und ihrem schnellen Lastannahmevermögen, dienten Gasturbinen im Kraftwerksbetrieb über Jahrzehnte überwiegend zur Spitzenlastdeckung, für Reservekraftwerke sowie als fahrbare Notstromaggregate. Die Abgaswärme wird gegebenenfalls nicht in einem Abgaswärmetauscher im Sinne von **Bild 1 d** genutzt, sondern zur Erzeugung von Nah- oder Fernwärme, für Trocknungsprozesse oder zur Meerwasserentsalzung (Kraft-Wärme-Kopplung). Heute steht der Einsatz in Gas- und Dampf-Anlagen (s. **R 8.5.2**) im Vordergrund. Die höchsten Einheitenleistungen von Gasturbinen in Schwerbauweise liegen derzeit bei 240 MW, wofür ein Luftmassenstrom von etwa 1 200 kg/s erforderlich ist. Die Kupplungswirkungsgrade reichen bis etwa 38 % (**Bild 14 a**). Für Leistungen bis 25 MW werden auch aus Luftfahrt-Triebwerken abgeleitete Gasturbinen eingesetzt, wobei das hinter dem Gaserzeuger noch verfügbare Enthalpiegefälle eben nicht zur Schuberzeugung verwendet, sondern in einer Nutzturbine abgearbeitet wird, die den elektrischen Generator antreibt (**Bild 14 b**).

8.5.2 Gas- und Dampf-Anlagen
Combined-cycle power plants

Die im Abgas der Gasturbine enthaltene Restexergie wird einem Dampfkraftprozeß zugeführt, der daraus zusätzliche elektrische Energie liefert. Zwischen folgenden beiden Grundkonzepten ist zu unterscheiden [5].

Gasturbine mit Abhitzekessel (Bild 15). Die elektrische Leistung wird überwiegend von der Gasturbinenwelle abgegeben, ergänzt um die elektrische Zusatz-Leistung aus dem Dampfkraftprozeß, der entweder einzig aus der Abgaswärme der Gasturbine gespeist wird oder im Falle des *befeuerten Abhitzekessels* eine entsprechend größere Zusatzleistung liefert.

Gas- und Dampf-Kombiprozesse. Da die Gasturbine bei Vollast bei etwa $\lambda = 4$ betrieben wird, demnach 3 von 4 Teilen Luftsauerstoff nicht verbraucht werden, kann das Gasturbinenabgas als (bereits sehr heiße) „Ansaugluft" einem Dampferzeuger zugeführt und in diesem zusätzlich noch das Dreifache der Gasturbinen-Brennstoff-Leistung an Brennstoff verbrannt werden (**Bild 16**). Die vom Dampfturbinensatz daraus erzeugte elektrische Leistung beträgt wegen des höheren Dampfturbinenwirkungsgrades das rund Vierfache der Gasturbinenleistung. Der besondere Vorteil dieses über zwei getrennte Feuerungen verfügenden *Nicht-integrierten Kombiprozesses* besteht darin, daß im Dampferzeuger auch relativ minderwertige Brennstoffe (Kohle, Schweröl) verfeuert werden können. Demgegenüber wird beim *Integrierten Kombiprozeß* in der Gasturbinen-Brennkammer praktisch der gesamte Luftsauerstoff zur Verbrennung genutzt und mit diesem Verbrennungsgas (λ nahe bei 1) zunächst der Dampfkraftprozeß beheizt und anschließend die Turbine des Gasturbinensatzes beaufschlagt. Die Brennstoffauswahl hat sich dabei an den (anspruchsvolleren) Anforderungen der Gasturbine zu orientieren. Allerdings kann bei Einsatz einer Druck-Wirbelschichtfeuerung inzwischen auch schon Kohlestaub im offenen Gasturbinenprozeß verfeuert werden.
In Kombianlagen werden Gesamtwirkungsgrade (elektrische Leistung/Brennstoffleistung) bis zu 58 % erzielt. Kombianlagen eignen sich außer für Neuanlagen besonders auch zur Leistungsaufstockung bestehender Dampfturbinen-Kraftwerke (siehe **L 3.1.3**).

8.5.3 Luftspeicher-Kraftwerk (Bild 17)
Air-storage gas-turbine power plant

Analog zum Pumpspeicher-Wasserkraftwerk werden entsprechend große, natürliche Speichervolumina (z. B. ausgelaugter Salzstock) mit Luft (bis 75 bar, mit 2,5 bar/h) aufgepumpt, wobei die Verdichter mit billigem Nachtstrom betrieben werden. Tagsüber wird zur Spitzenlastdeckung verdichtete Luft entnommen (von 75 auf 55 bar, mit 10 bar/h) und einem Gasturbinensatz zugeführt, dessen gesamte Turbinenleistung

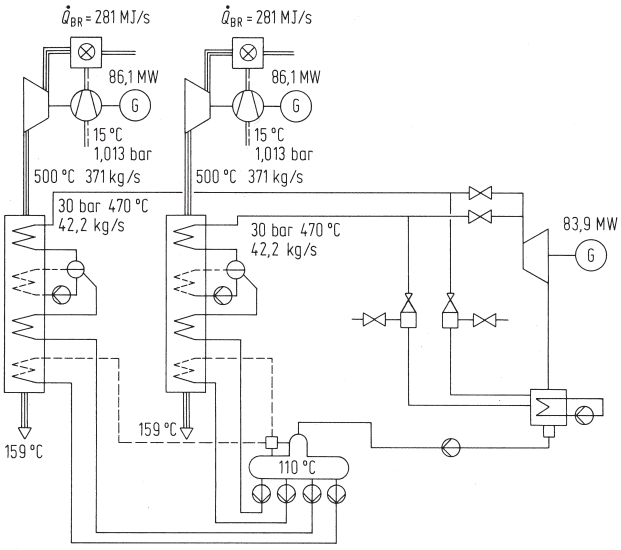


Bild 15. Gasturbinenanlage mit (unbefeuertem) Abhitzekessel

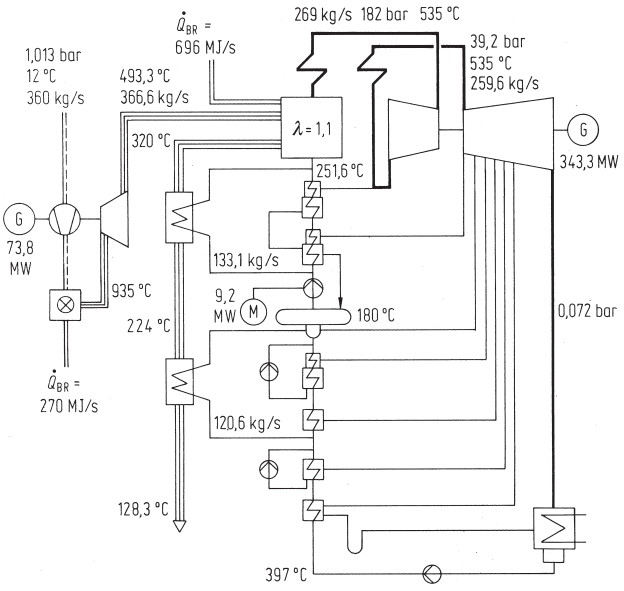


Bild 16. Nicht-integrierter Gas-Dampf-Kombiprozeß

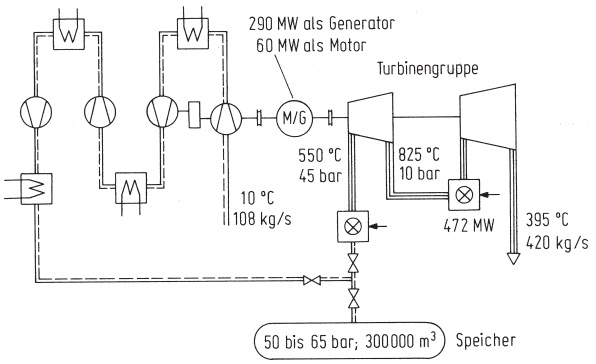


Bild 17. Luftspeicherkraftwerk

nunmehr als Nutzleistung verfügbar ist, weil der Verdichter dabei abgekoppelt ist.

8.6 Gasturbine für Verkehrsfahrzeuge
Gas-turbine propulsion systems

8.6.1 Luftfahrt. Aircrafts

Hier hat sich die Gasturbine wegen ihrer hohen Leistungsdichte bezüglich Gewicht und Bauvolumen gegenüber dem Verbrennungsmotor durchgesetzt, der als Flugantrieb nur noch in Sport- und Leichtflugzeugen zu finden ist [7–9, 11]. Neben Turbo- und Propeller-Turboluftstrahl-Triebwerken (TL bzw. PTL) sind in der Luftfahrt vor allem Zweistrom-Turboluftstrahl-Triebwerke (ZTL) in Anwendung (**Bild 18**). Der vom Triebwerk erzeugte Schub S, mit $\dot{m}_L$ und $\dot{m}_B$ als den Massenströmen von Luft und Brennstoff, c_D als der Düsenaustrittsgeschwindigkeit relativ zum Flugzeug und c_∞ als der Geschwindigkeit des Flugzeugs relativ zur Geschwindigkeit der Umgebungsluft (Fluggeschwindigkeit),

$$S = (\dot{m}_L + \dot{m}_B) \cdot c_D - \dot{m}_L \cdot c_\infty$$

läßt sich wegen $\dot{m}_B \ll \dot{m}_L$ näherungsweise beschreiben mit

$$S \approx \dot{m}_L (c_D - c_\infty).$$

Das Wirkprinzip des ZTL-Triebwerks baut darauf auf, daß mit sehr hohen Werten für c_D der Vortriebswirkungsgrad

$$\eta_P = 2c_\infty / (c_\infty + c_D)$$

sehr niedrig wird, und realisiert deshalb die Schubsteigerung nicht über die Steigerung von c_D, sondern von $\dot{m}_L$. Der über das Gebläse (Fan) erzeugte Zweitluftstrom kann bei ZTL-(= Fan-)Triebwerken bis zum Siebenfachen des Kernluftstroms betragen, wodurch diese über einen hohen Stand-Schub verfügen.

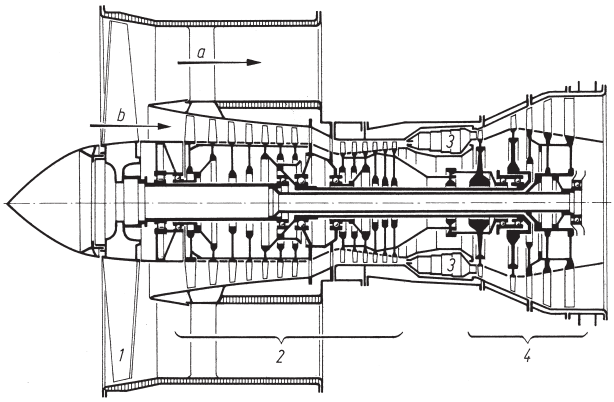


Bild 18. Dreiwelliges Zweistrom-Turboluftstrahltriebwerk mit dem Nebenstromverhältnis 6. *a* Nebenluftstrom, *b* Kernluftstrom, *1* Gebläse für Nebenluftstrom (gleichzeitig 1. Verdichterstufe des Kernluftstroms), *2* Verdichter des Kernluftstroms, *3* Brennkammer, *4* Turbinenstufen

8.6.2 Schiffahrt. Marine application

In der militärischen Schiffahrt kommen Gasturbinen vornehmlich in Schnellbooten zum Einsatz, meist als von Flugtriebwerken abgeleitete Versionen.
In der zivilen Schiffahrt werden Gasturbinen ebenfalls in schnellen Schiffen eingesetzt, wobei sie in vielen Fällen in CODOG-(combined diesel or gas turbine-)Anlagen zu finden sind, in denen die Gasturbine gemeinsam oder wechselweise mit einem Dieselmotor arbeitet. Der Antrieb von großen seegehenden Schiffen erfolgt heute weltweit praktisch ausschließlich über Großdieselmotoren, weil hier der Vorteil der Gasturbine in Form einer hohen Leistungsdichte nicht von Bedeutung ist, der Dieselmotor jedoch den besseren Wirkungsgrad und zudem extreme Schweröltauglichkeit aufzuweisen hat.

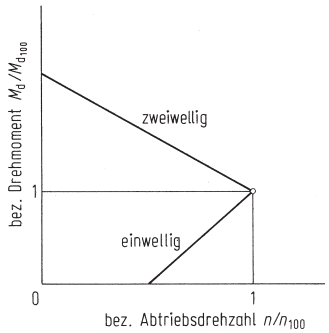


Bild 19. Vollast-Drehmoment M_d über der Abtriebsdrehzahl n bei ein- und zweiwelliger Fahrzeuggasturbine ($M_{d_{100}}$, n_{100} ... Werte bei Nennleistung als Referenz)

8.6.3 Straßenfahrzeuge. Road vehicles

Als Antrieb für Straßenfahrzeuge (PKW, LKW, Bus) ist die Gasturbine bislang nicht über die prototypische Anwendung hinausgekommen, weil sie, zumindest bei metallischer Ausführung, dem Otto- und erst recht dem Dieselmotor wirkungsgradmäßig weit unterlegen ist [12]. Ihren Vorteil der im Vergleich zum Verbrennungsmotor in jedem Fall günstigeren Abgasqualität kann die Gasturbine erst dann ausspielen, wenn sie durch eine Steigerung der Turbineneintrittstemperatur bis zu 1 350 °C wirkungsgradmäßig an den Verbrennungsmotor heranreicht. Dies erfordert den Einsatz von Keramik (SiC, Si_3N_4) für die heißgasführenden Komponenten, woran weltweit mit wechselnder Intensität gearbeitet wird. Ebenfalls aus Wirkungsgradgründen wird eine Fahrzeuggasturbine immer über einen Abgaswärmetauscher (Regenerator oder Rekuperator) verfügen. Folgende Bauweisen sind zu unterscheiden:

Gasturbine als direkter Antrieb. Bei einwelliger Bauart ist wegen der dabei ungünstigen Drehmomentencharakteristik (**Bild 19**) unbedingt ein CVT-Getriebe erforderlich. Trotz des für den Fahrzeugantrieb an sich günstigen, steilen Drehmomentanstieges mit abfallender Nutzturbinen-Drehzahl im Falle der zwei- oder mehrwelligen Bauart (**Bild 20**), wird aus Wirkungsgradgründen auch hier über ein (möglichst CVT-) Getriebe dafür gesorgt, daß die Nutzturbine immer nahe ihrer Auslegungsdrehzahl laufen kann.

Gasturbine im Hybridkonzept. In einer erfolgversprechenden Variante möglicher Hybridkonzepte wird das Fahrzeug von einem Elektromotor angetrieben, der von einer Batterie gespeist wird. Eine möglichst auf einer gemeinsamen Welle angeordnete Einheit aus (einwelliger) Gasturbine und elektrischem Generator sorgt dafür, daß die Batterie immer ausreichend geladen ist. Da die Fahrzeug-Beschleunigungsleistung aus der Batterie entnommen wird und diese als Energiespeicher fungiert, kann die Gasturbine für eine relativ kleine Leistung ausgelegt und immer in ihrem Auslegungspunkt betrieben werden. Letzteres begünstigt den Gesamtwirkungsgrad bei einer in jedem Fall hervorragenden Abgasqualität.

8.6.4 Abgasturbolader (Bild 21)
Exhaust-gas turbocharger

Er stellt eine Sonderform der einwelligen Gasturbine dar. Anstelle der Brennkammer (in **Bild 1 a**) liefert ein Verbrennungsmotor sein Abgas an die Turbine und erhält dafür vom Verdichter vorverdichtete Luft (Aufladung). Entsprechend der Luftdichteerhöhung kann die Motorleistung gegenüber der des nicht-aufgeladenen Motors angehoben werden (s. **P 4.3.5**).

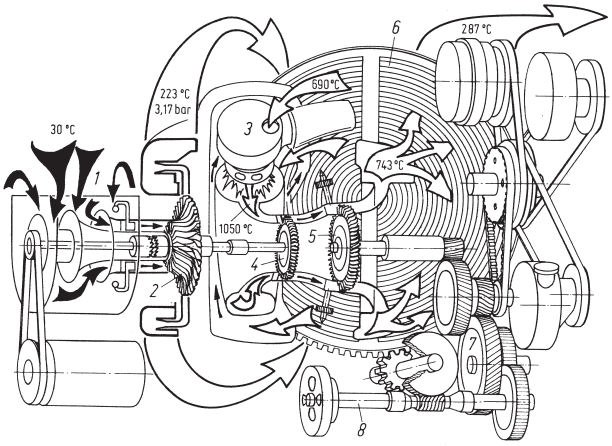


Bild 20. Kraftfahrzeug-Gasturbine. *1* Lufteintritt, *2* Verdichter, *3* Brennkammer, *4* Hochdruckturbine, *5* Niederdruck-Turbine (Nutzleistungsturbine), *6* Regenerator, *7* Untersetzungsgetriebe, *8* Antriebswelle

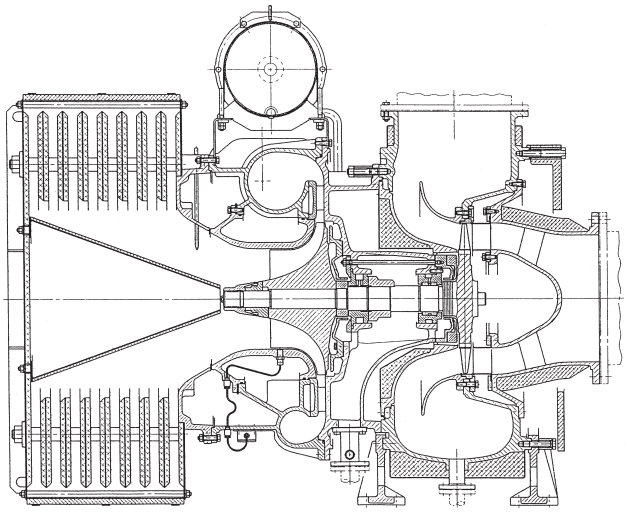


Bild 21. Abgasturbolader eines Großdieselmotors, mit Axialturbine, Typ MAN B&W, NA/S

R

8.7 Brennstoffe. Fuels

Gasturbinen im offenen Prozeß sind auf gute Brennstoffqualitäten angewiesen, da Brennstoffaschen zu Schaufelerosion und Ablagerungen an den Schaufeln, Brennstoffgehalte an Schwefel, Natrium und Vanadium durch Bildung von Na_2SO_4 und V_2O_5 zu Schäden durch Heißkorrosion führen. Von den flüssigen Brennstoffen kommen daher vor allem alle Destillatkraftstoffe (wie Heizöl EL, Dieselkraftstoff, Kerosin, Benzine) und auch Alkoholkraftstoffe (Methanol, Ethanol) in Frage, von den gasförmigen spielt vor allem Erdgas eine wichtige Rolle. An sich sind alle bekannten Brenngase (s. **L 2.4**) für den Gasturbineneinsatz geeignet, sofern sie ausreichend schwefelfrei (H_2S) und weitestgehend staubfrei (< 2 mg/m^3) sind.

8.8 Beanspruchungen und Werkstoffe
Loading and materials

Die Komponenten von Gasturbinen sind unterschiedlich hohen mechanischen und thermischen Belastungen ausgesetzt.

Mechanische Belastung. Innendruck auf Gehäuse, Fliehkräfte an rotierenden Bauteilen, Biegeschwingungen an Laufschaufeln und Rotor, gekoppelt mit Drehschwingungen.

Thermische Beanspruchung. Thermische Spannungen infolge ungleichmäßiger Wärmedehnungen von Bauteilen in sich und miteinander verbundener Bauteile, Gefügeveränderungen im Bauteil-Werkstoff, Verzundern der Bauteiloberfläche.

Metallische Werkstoffe. Thermomechanisch am höchsten belastet sind die Laufschaufeln der ersten Turbinenstufe. Bei der Werkstoffauswahl kommt es infolge der hohen Bauteiltemperaturen und dem damit verbundenen Kriechen des Werkstoffs vor allem auf ausreichend hohe Werte für die Zeitstandfestigkeit $R_{m/t/T}$ und die Zeitdehngrenze $R_{p0,2/t/T}$ an, wobei für denselben Werkstoff höhere Werte für die Zeit t und die Temperatur T zu einem entsprechend niedrigeren Festigkeitswert führen (s. **E 1**, **E 3**).

Gasturbinenbauteile sind jeweils für eine bestimmte Lebensdauer auszulegen, die bei Flugtriebwerken mit etwa 5000 h, bei Industriegasturbinen in Schwerbauweise mit etwa 100000 h angesetzt wird. Dies erklärt, warum bei in beiden Fällen gleichem Werkstoff in den Flugtriebwerken die höheren Turbineneintrittstemperaturen gefahren werden können.

Für die thermomechanisch hochbelasteten Bauteile, insbesondere die Turbinenschaufeln, werden hochwarmfeste Superlegierungen auf Nickel- und auch Kobaltbasis eingesetzt, wobei auch Sekundäreigenschaften wie gute Schmied- oder Gießbarkeit (für innengekühlte Schaufeln) gefragt sind. In Luftfahrt-Triebwerken werden inzwischen gerichtet erstarrte Superlegierungen und Einkristallschaufeln eingesetzt. Gegen zu hohe thermische Beanspruchung, aber auch zum Schutz gegen Heißkorrosion werden Schutzschichten (Coatings), unter anderem durch Plasmaspritzen, aufgebracht.

Keramische Werkstoffe. Turbineneintrittstemperaturen von 1350 °C sind in Kleingasturbinen (z. B. als Fahrzeugantrieb) nicht über Schaufelkühlung, sondern allenfalls über den Einsatz keramischer Werkstoffe der Gruppen Siliziumnitrid (Si_3N_4) und Siliziumkarbid (SiC) darstellbar. Diese besitzen die positiven Eigenschaften der extremen Hochwarmfestigkeit, guter Wärmeleitfähigkeit, eines niedrigen Wärmeausdehnungskoeffizienten und einer geringen Dichte, aber auch den Nachteil der extremen Sprödbruchanfälligkeit und Thermoschockempfindlichkeit. Die Bauteilfestigkeit wird, mehr als bei Metallen, außer vom Grundwerkstoff und der Geometrie des Bauteils vom Herstellprozeß bestimmt, ausgehend vom Keramikpulver bis zum endbearbeiteten Bauteil. Weltweit wird intensiv an der Minderung der Sprödbruchanfälligkeit gearbeitet, welche außer durch eine Verbesserung der monolithischen Keramiken durch teilchen- oder faserverstärkte Keramiken erreicht werden soll.

Der prototypische Einsatz von keramischen Kleingasturbinen als Fahrzeugantriebe erfolgte bereits in den achtziger Jahren, und es wird an verschiedenen Stellen daran weiter gearbeitet. Ein keramischer Fahrzeug-Abgasturbolader ist derzeit sogar schon in Serienanwendung.

8.9 Betriebsverhalten. Operational behaviour

8.9.1 Ähnlichkeitskennfelder
Turbomachinery characteristics

Bei der Untersuchung des Betriebsverhaltens von Gasturbinenanlagen und Luftfahrttriebwerken müssen die Eigenschaften der Turbomaschinen unter veränderlichen Bedingungen bekannt sein. So ist beim Verdichter beispielsweise der Einfluß eines unterschiedlichen Ansaugzustands zu berücksichtigen.

Korrigierte Größen. Nach der Ähnlichkeitstheorie sind bei einer Turbomaschine bei gegebenem Fluid zwei Betriebspunkte dann ähnlich, wenn die Machzahlen *Ma* der Strömungsgeschwindigkeit c an einer Stelle gleich sind, also $(c/a)_1 = (c/a)_2$.

Unter Berücksichtigung des Zusammenhangs zwischen Strömungsgeschwindigkeit c und Massenstrom $\dot{m}$ und der Gaszustandsgleichung $\varrho = p/(R \cdot T)$ ergibt sich

$$c = \dot{m}/(A \cdot \varrho) = \dot{m} \cdot R \cdot T/(A \cdot p) \sim \dot{m} \cdot T/p.$$

Unter Einbeziehung der Schallgeschwindigkeit $a = \sqrt{\varkappa \cdot R \cdot T}$ und der Tatsache, daß bei $Ma_1 = Ma_2$ auch $(T_t/T)_1 = (T_t/T)_2$ und $(p_t/p)_1 = (p_t/p)_2$ gilt, erhält man schließlich den *korrigierten Massenstrom*

$$(\dot{m}\sqrt{T_t}/p_t)_1 = (\dot{m}\sqrt{T_t}/p_t)_2 .$$

Wegen der Ähnlichkeit der Strömungsgeschwindigkeit c und der Umfangsgeschwindigkeit u des Läufers

$$u \sim c \sim \dot{m}T/p$$

gilt $(u/\sqrt{T_t})_1 = (u/\sqrt{T_t})_2$ und mit dem Zusammenhang zwischen u und dem Durchmesser D sowie der Drehzahl n

$$u = D \cdot \pi \cdot n \sim n$$

ergibt sich die *korrigierte Drehzahl*

$$(n/\sqrt{T_t})_1 = (n/\sqrt{T_t})_2 .$$

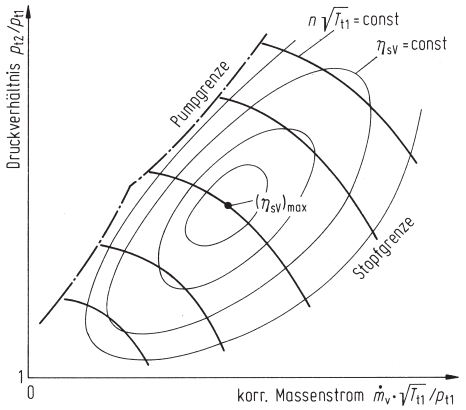


Bild 22. Verdichter-Ähnlichkeitskennfeld (schematisch)

Verdichterähnlichkeitskennfeld (Bild 22). Die Linien konstanter Verdichterdrehzahl ($n\sqrt{T_{t1}} = \text{const}$) sind nach links durch die Pumpgrenze begrenzt, jenseits der kein stabiler Betrieb mehr möglich ist, nach rechts unten durch die Stopfgrenze. Diese ist jeweils dann erreicht, wenn an einem Querschnitt des Verdichters Schallgeschwindigkeit vorliegt. Der isentrope Verdichterwirkungsgrad η_{sV} nimmt entsprechend den dargestellten Isolinien von $(\eta_{sV})_{max}$ ausgehend nach außen ab.

Turbinenähnlichkeitskennfeld. Bild 23 zeigt schematisch eines der möglichen Turbinenähnlichkeitskennfelder, mit dem korrigierten Turbinendurchsatz $\dot{m}\sqrt{T_{t3}}/p_{t3}$ und dem isentropen Turbinenwirkungsgrad η_{sT} jeweils als Funktion des Turbinendruckverhältnisses p_{t3}/p_4 und mit der korrigierten Turbinendrehzahl $n/\sqrt{T_{t3}}$ als Parameter.

8.9.2 Teillastbetrieb. Part-load operation

Geht eine einwellige Gasturbine im offenen Prozeß (**Bild 1 a**) bei Generatorbetrieb ($n = \text{const}$) vom Vollastpunkt auf einen Teillastpunkt über, so wandert der Betriebspunkt im Verdichterkennfeld (**Bild 24**) längs der Verdichterkennlinie $n\sqrt{T_{t1}} = \text{const}$ von *NP* nach *A*. Da dabei der (korrigierte) Verdichtermassenstrom leicht zunimmt, fällt wegen der bei Teillast geringeren Brennstoffleistung die Turbineneintrittstemperatur (T_{t3}/T_{t1}) relativ stark ab. Bei einer Zweiwellenanlage (**Bild 1 c**) verschiebt sich bei gleicher Leistungsabnahme gegenüber *NP* der Betriebspunkt nach *B*. Gegenüber *A* sinken die Drehzahl und damit das Druckverhältnis sowie der Massenstrom des Verdichters weiter ab, so daß die Turbinenein-

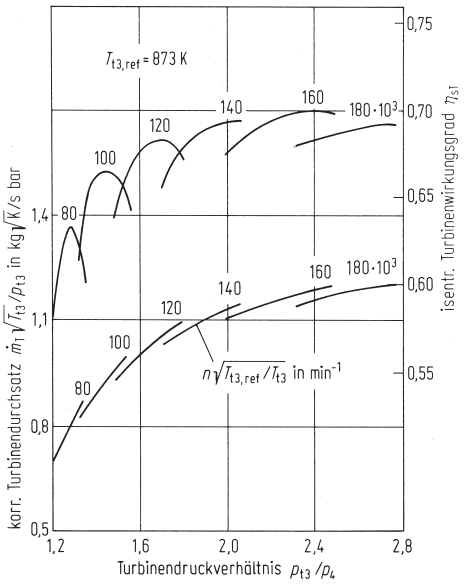


Bild 23. Ähnlichkeitskennfeld einer kleinen Radialturbine

trittstemperatur weniger stark als im Fall *A* abfällt. Ohne Einsatz eines Abgaswärmetauschers würden sich die Fälle *A* und *B* im Wirkungsgrad allerdings kaum unterscheiden. Im Fall *B* liegt jedoch eine höhere Turbinenaustrittstemperatur (Punkt 4 *B* im *h*, *s*-Diagramm, **Bild 24**) vor, so daß sich über einen Wärmetauscher der Wirkungsgrad stärker anheben läßt als im Fall *A*.

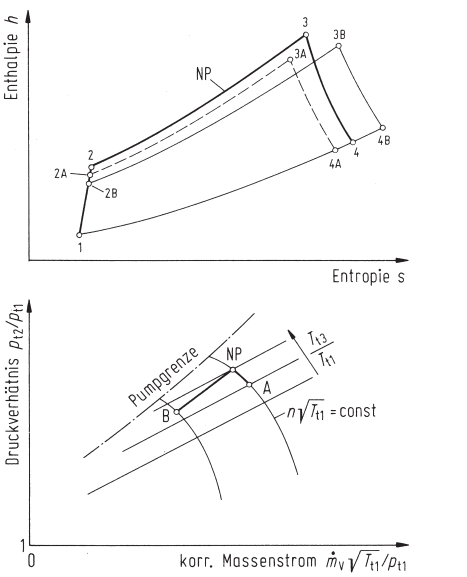


Bild 24. Generator-Teillastbetrieb mit einer Einwellenanlage (*A*) und einer Zweiwellenanlage (*B*); *NP* Betrieb bei Nennleistung

8.10 Abgasemission. Exhaust emissions

Unter der idealisierenden Annahme vollständiger Verbrennung, die bei Gasturbinen aber auch praktisch weitgehend zutrifft, setzt sich bei Verbrennung beispielsweise von Heizöl EL bei $\lambda = 4$ (Vollast) das Abgas volumetrisch zusammen aus 76,7 % Stickstoff N_2, 15 % Sauerstoff O_2, 3,5 % Kohlendioxid CO_2 und 4,8 % Wasser(dampf) H_2O. Unter realen Bedingungen kommen noch die sogenannten Schadstoffe Stickoxide NO_x, Kohlenmonoxid CO und unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC hinzu, die in Summe kaum mehr als 1 Vol.-% ausmachen, aber entsprechend giftig sind. Weiter kann im Abgas Verbrennungs-Ruß (Partikel) auftreten. Bei Vorhandensein von Schwefel im Brennstoff enthält das Abgas einen entsprechenden Anteil an SO_2.
Unter Umweltschutzgesichtspunkten spielen eine Rolle:

Kohlendioxid CO_2. Dieses an sich unschädliche Gas zählt jedoch zu den Verursachern des (unerwünschten) Treibhauseffekts. Als Produkt der vollständigen Verbrennung läßt es sich nur in dem Maße verringern, in dem weniger bis gar nicht kohlenstoffhaltige Brennstoffe eingesetzt werden. So liegt Erdgas mit einem C/H-Massenverhältnis von 3,2 : 1 diesbezüglich rund doppelt so günstig wie Heizöl EL oder Dieselkraftstoff mit C/H = 6,6 : 1.

Kohlenmonoxid CO ist ein extrem giftiges Gas und entsteht vor allem bei O_2-Mangel in der Reaktionszone. Da Gasturbinen bei relativ hohen λ-Werten betrieben werden, liegt ihre CO-Emission auf vernachlässigbar geringem Niveau.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC. Darunter wird die Summe aller (gasförmigen) Kohlenwasserstoffverbindungen im Abgas verstanden. Sie bestehen aus unverbranntem Brennstoff oder aus nicht vollständig verbrannten Anteilen des Brennstoff/Luft-Gemisches. Diese entstehen entweder durch lokalen O_2-Mangel oder durch Abkühlung an zu kalten Wandstellen (Quenching-Effekt). Im Gegensatz zu Verbrennungsmotoren spielt die HC-Emission bei Gasturbinen, so wie CO, eine vernachlässigbare Rolle.

Stickoxide NO_x. Diese bestehen unmittelbar am Auspuff aus etwa 9 Teilen NO und 1 Teil NO_2. In der Atmosphäre wird dann aber auch NO in das wesentlich giftigere NO_2 umgewandelt. Die NO_x-Bildung wird gefördert durch
- hohe Temperatur in der Reaktionszone (Primärzone der Brennkammer),
- hohen Anteil freien Sauerstoffs (O_2) in der Reaktionszone und
- lange Verweildauer.

Die Stickoxide sind bei Gasturbinen praktisch die einzige Abgaskomponente, auf deren Senkung Maßnahmen zur Verbesserung der Abgasqualität zielen, wenngleich die NO_x-Rohemission von Gasturbinen schon eine Zehnerpotenz niedriger liegt als die von Verbrennungsmotoren (s. **R 8.6.3**).

Interne Maßnahmen zur NO_x-Senkung bestehen überwiegend in einer Erhöhung von λ in der Primärzone, die allerdings nicht auf Kosten der Flammenstabilität gehen darf (s. a. **R 8.3.3**). Auch durch Einspritzen von Wasser in die Brennkammer, entweder direkt oder in Form einer Brennstoff/Wasser-Emulsion, läßt sich die NO_x-Emission verringern. So konnte bei Kraftwerksturbinen durch Eindüsung von Wasser bis zum Verhältnis $\dot{m}_{Wasser}/\dot{m}_{Brennstoff} = 1{,}0$ die NO_x-Emission bis auf 30–40 % des Ausgangswertes abgesenkt werden.

Abgasvorschriften. Für Gasturbinen gelten, wie für andere Verbrennungskraftmaschinen auch, je nach Einsatzart und Leistungskategorie unterschiedliche nationale oder auch internationale gesetzliche Vorschriften, meist in Form von Grenzwerten (s. **P 4.7.3**).

9 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu R 1 Gemeinsame Grundlagen

[1] *Wagner, W.; Kruse, A.:* Properties of Water and Steam – The Industrial Standard IAPWS-IF97/Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf – Der Industrie-Standard IAPWS-IF97. Berlin: Springer 1998. – [2] *Wagner, W.; Span, R.; Bonsen, C.:* Wasser und Wasserdampf. Springer electronic media, Berlin, Heidelberg, 2000. – [3] *Wagner, W.; Pruß, A.:* The IAPWS formulation 1995 for the thermodynamic properties of ordinary water substance for general and scientific use. J. Phys. Chem. Ref. Data 31 (2002), 387–535. – [4] *Gyarmathy, G.:* Grundlagen einer Theorie der Naßdampfturbine, Diss. ETH Zürich. Zürich: Juris 1962. – [5] *Sanger, N.L.:* The Use of optimization techniques to design controlled diffusion compressor blading. ASME, J. Eng. Power 105 (1983). – [6] *Schmidt, E.:* Design of supercritical compressor and turbine cascades with a numerical method considering axial velocity density ratio. VKI Lecture Series 7 (1979). – [7] *Fottner, L.:* Review of turbomachinery blading design problems. AGARD-LS-167, 1989. – [8] *Starken, H.:* Design criteria for optimal blading design. AGARD-LS-167, 1989. – [9] *Lomax, H.:* Some prospects for the future of computational fluid dynamics. AIAA J. 20 (1982) 1033–1043. – [10] *Kutler, P.:* A perspective of theoretical and applied computational fluid dynamics. AIAA J. 23 (1985) 328–341. – [11] *McNally W.O.; Sokol, P.M.:* Review – Computational methods for internal flows with emphasis on turbomachinery. Trans. ASME, J. Fluids Eng. 107 (1985) 6–22. – [12] *Dawes, W.N.:* Development of a 3D Navier-Stokes Solver for Application to all types of turbomachinery. ASME paper 86-GT-70. – [13] *Hah, C.:* Calculation of three-dimensional viscous flows in Turbomachinery with an implicit relaxation method. AIAA Journal of Propulsion and Power 3 (1987) 415–422. – [14] *Adamczyk, J.J.:* Model equation for simulating flows in multistage turbomachinery. ASME Paper 85 GT 226. – [15] *Patankar, S.V.; Spalding, D.B.:* A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. Int. J. Heat and Mass Transfer 15 (1972). – [16] *Moore, J.; Moore, J.G.:* Calculations of three-dimensional viscous flow and wake development in a centrifugal impeller. Trans. ASME, J. Eng. for Power 103 (1981) 367–373. – [17] *Moore, J.:* Performance evaluation of flow in turbomachinery blade rows. AGARD-LS-140, 1985. – [18] *Lawerenz, M.:* Ein Beitrag zur Berechnung der dreidimensionalen, reibungsbehafteten Strömung durch axiale Turbinengitter. Diss. RWTH Aachen, 1986. – [19] *Lakshminarayana, B.:* Turbulence modelling for complex flows. AIAA J. 24 (1986) 1901–1915. – [20] *Cebeci, T.; Chang, K.C.; Li, C.; Whitelaw, J.H.:* Turbulence models for wall boundary layers. AIAA J. 24 (1986) 359–360. – [21] *Marvin, J.G.:* Turbulence modelling for computational aerodynamics. AIAA J. 21 (1983) 941–955. – [22] *Schlichting, H.; Gersten, K.:* Grenzschicht-Theorie. 9. Aufl. Heidelberg: Springer 1997. – [23] *Martensen, E.:* Berechnung der Druckverteilung an Gitterprofilen in ebener Potentialströmung mit einer Fredholmschen Integralgleichung. Arch. Ration. Mech. Analys. 3 (1959) 235–270. – [24] *Imbach, H.E.:* Die Berechnung der kompressiblen, reibungsfreien Unterschallströmung durch räumliche Gitter auch großer Dicke und starker Wölbung. Diss. ETH Zürich, 1964. – [25] *Jacob, K.:* Erweiterung des Martensen-Verfahrens auf Einzel- und Gitterprofile mit eckiger Hinterkante oder sehr kleinem Abrundungsradius. AVA-Bericht 67-A21, 1967. – [26] *McFarland, E.R.:* A rapid blade-to-blade solution for use in turbomachinery design. ASME, J. Eng. Gas Turbines and Power, 106 (1984). – [27] *Katsanis, T.:* Computer program for calculating velocities and streamlines on a blade-to-blade stream surface of a turbomachine. NASA-TN D-4525 (1968). – [28] *Krain, M.:* Beitrag zur Berechnung der quasi-dreidimensionalen Strömung in Radialverdichter-Laufrädern. Diss. RWTH Aachen, 1975. – [29] *Katsanis, T.; McNally, W.O.:* Revised Fortran program for calculating velocities and streamlines on the hub-shroud mid-channel stream surface of axial, radial-, or mixed-flow turbo-machine or annular duct. NASA TN D-8430 and NASA TN-8431, 1977. – [30] *Denton, J.D.:* An improved time marching method for turbomachinery. Trans. ASME, J. Eng. for Power 105 (1983) 514–524. – [31] *Arts, T.:* Calculation of the three-dimensional, steady, inviscid flow in a transonic axial turbine stage. Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbines and Power 107 (1985) 286–292. – [32] *Koya, M.; Kotake, S.:* Numerical analysis of fully three-dimensional periodic flows through a turbine stage. Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbines and Power 107 (1985) 945–952. – [33] *Denton, J.D.:* The calculation of fully three-dimensional flow through any type of turbomachine blade row. AGARD-LS-140, 1985. – [34] *Cebeci, T.; Bradshaw, P.:* Momentum transfer in boundary layers. Washington: Hemsphere 1977. – [35] *Bradshaw, P.; Cebeci, T.; Whitelaw, J.H.:* Engineering calculation methods for turbulent flows. London. New York: Academic Press 1981. – [36] *McDonald, H.; Briley, W.R.:* A survey of recent work on interacted boundary-layer theory flow with separation. Numerical and physical aspects of aero- dynamic flows II. Berlin: Springer 1983, p. 141–162. – [37] *Cebeci, T.; Whitelaw, J.H.:* Calculation methods for aerodynamic flow – A review numerical and physical aspects of aerodynamic flows III. Berlin: Springer 1985, p. 1–22. – [38] *Kwon, O.K.; Pletcher, R.H.:* A viscous-inviscid interaction procedure – Part 1: Method for computing two-dimensional incompressible separated channel flows. ASME, J. Fluids Eng. 108 (1986) 64–70. – [39] *Veldman, A.E.P.:* New quasi-simultaneous method to calculate interacting boundary layers. AIAA J. 19 (1981). – [40] *Edwards, D.E.; Carter, J.E.:* A quasi-simultaneous finite difference approach for strongly interacting flow. Numerical and physical aspects of aerodynamic flows III. Berlin: Springer 1986, p. 126–142. – [41] *Wu, C.H.:* A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types. Trans. ASME 74 (1952) 1363–1380. – [42] *Katsanis, T.:* Use of arbitrary quasi-orthogonals for calculating flow distribution in the meridional plane of a turbomachine. Cleveland: Lewis Research Center 1964. – [43] *Frost, D.H.:* A streamline curvature through flow computer program for analyzing the flow through axial-flow turbomachines. Aero. Res. Council, Report and Memo. No. 3687, 1972. – [44] *Seipel, C.:* Räumliche Strömung durch vielstufige Turbinen. Brown Boverie Mitt. 45 (1958) 99–107. – [45] *Renaudin, A.; Somm, E.:* Quasi-three-dimensional flow in a multistage turbine. – in Dzung, L. (Hrsg.): Flow research on blading. Amsterdam: Elsevier (1970) 51–87. – [46] *Bidard, R.:* Thermopropulsion des avions. Turbines et compresseurs axiaux. Paris: Gauthier-Villars 1954. – [47] *Zweifel, O.:* Die Frage der optimalen Schaufelteilung bei Beschaufelung von Turbomaschinen, insbesondere bei großer Umlenkung in den Schaufelreihen. Brown, Boveri Mitt. 32 (1945) 436. – [48] *Seippel, C.:* Dampfturbinen von heute. Schweizerische Bauzeitung 77 (1959) 305–316. – [49] *Dibelius, G.:* Bewertung der Strömungs- und festigkeitstechnischen Eigenschaften von axialen Beschaufelungen. VDI-Ber. 264 (1976) 5–10. – [50] *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen. Bd. I u. II. 3. Aufl. Berlin: Springer 1977 und 1982. – [51] *Binder, A.:* Instationäre Strömungsvorgänge im Laufrad einer Turbine. DFVLR-FB 85–86, 1986. – [52] *Hodson, H.P.:* Measurements of wake-generated unsteadiness in the rotor passages of axial flow turbines. Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbines and Power 107 (1985) 467–476. – [53] *Cordier, O.:* Ähnlich-

keitsbedingungen für Strömungsmaschinen. VDI-Ber. 3 (1955) 85. – [54] *Zienkiewicz, O.C.:* The finite element method in structural and continuous mechanics. London: McGraw-Hill 1967. – [55] *Mlejnek, H.P.; Schreineck, R.:* Einsatz der Finite Elemente Methode zur statischen und dynamischen Berechnung von schalenartigen Radial- und Axialschaufeln bei beliebigen Drehzahlen (System Turban). VDI-Ber. 264 (1976) 173–178. – [56] *Hohn, A.:* Die Rotoren großer Dampfturbinen. Brown, Boveri Mitt. 60 (1973) 404–416. – [57] *Fister, W.; Heiderich, H.:* Untersuchungen über den Einfluß von einigen geometrischen Parametern auf den Verformungs- und Spannungszustand von Radialverdichterlaufrädern. VDI-Ber. 264 (1976) 163–171. – [58] *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen. Bd. II. 2. Aufl. Berlin: Springer 1960. – [59] *Kissel, W.; Salzmann, F.:* Kurvenscharen zur Berechnung der Spannungen in rotierenden und ungleichmäßig erwärmten Scheiben nach dem Verfahren von Keller. Escher-Wyss-Mitt. Sonderheft „Dampfturbinen". – [60] *Thomas, H.J.; Ulrichs, K.; Wohlrab, R.:* Läuferinstabilität bei thermischen Turbomaschinen infolge Spalterregung. VGB Kraftwerkstechnik 56 (1978) 377–383. – [61] *Montoya, J.G.:* Gekoppelte Biege- und Torsionsschwingungen einer stark verwundenen rotierenden Schaufel. Brown Boveri Mitt. 53 (1966) 160–230. – [62] *Gravina, P.B.J.:* Theorie und Berechnung der Rotationsschalen. Berlin: Springer 1961. – [63] *Endres, W.:* Wärmespannungen beim Aufheizen dickwandiger Hohlzylinder. Brown Boveri Mitt. 45 (1958) 21–28. – [64] *Baldwin, B.S.; Lomax, H.:* Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows. AIAA paper 78–257. – [65] *Wilcox, D.C.:* Reassessment of scale-determining equation for advanced turbulence models. AIAA Journal 26 (1988) 1299–1310. – [66] *Speziale, C.G.; Abid, R.; Anderson, E.C.:* A critical evaluation of two-equation models for near wall turbulence. AIAA paper 90–1481. – [67] *Speziale, C.G.; Sarkar, S.:* Second order closure for subsonic turbulent flows. AIAA Paper 91–0217. – [68] *Lien, Leschziner:* Second moment closure for 3D turbulent flow around and within complex geometries. TF D 95/01 (1995).

zu R 2 Wasserturbinen

[1] *Giesecke, J.; Mosonyi, E.:* Wasserkraftanlagen, Planung, Bau, Ausführung und Betrieb. Berlin: Springer 1996. – [2] *Raabe, J.:* Hydraulische Maschinen und Anlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989. – [3] *DIN 4320:* Wasserturbinen; Benennungen nach der Wirkungsweise und nach der Bauweise. Berlin: Beuth 1971. – [4] *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 1. Würzburg: Vogel 2002. – [5] *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 2. Würzburg: Vogel 1999. – [6] *Mühlemann, E.H.:* Arrangements of hydraulic machines for pumped storage and comparison of cost, efficiency and starting time. Druckschrift der Escher Wyss AG, Zürich, Schweiz. – [7] *Fister, W.:* Fluidenergiemaschinen, Bände 1 und 2. Berlin: Springer 1986. – [8] *Siekmann, H.:* Strömungslehre, Grundlagen. Berlin: Springer 2000. – [9] *Siekmann, H.:* Strömungslehre für den Maschinenbau, Technik und Beispiele. Berlin: Springer 2001. – [10] *IEC-Regel, Veröffentlichung Nr. 41:* Code international concernant les essais de réception sur place des turbines hydrauliques. Genf 1965. – [11] *IEC-Regel, Veröffentlichung Nr. 193:* Code international concernant les essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques. Genf 1965. – [12] *Raabe, J.:* Hydro Power. Düsseldorf: VDI-Verlag 1985.

zu R 3 Kreiselpumpen

[1] *Pfleiderer, C.; Petermann, H.:* Strömungsmaschinen. Berlin: Springer 1991. – [2] *Troskolanski, A.T.; Lazarkiewicz, S.:* Kreiselpumpen. Basel: Birkhäuser 1976. – [3] *Sihi-Halberg:* Grundlagen für die Planung von Kreiselpumpenanlagen. Ludwigshafen 1995. – [4] *Klein, Schanzlin & Becker (KSB):* Kreiselpumpenlexikon, 3. Aufl. Frankenthal 1995. – [5] *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 1. Würzburg: Vogel 2002. – [6] *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 2. Würzburg: Vogel 1999. – [7] *Raabe, J.:* Hydraulische Maschinen und Anlagen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989. – [8] *Fister, W.:* Fluidenergiemaschinen, Bände 1 und 2. Berlin: Springer 1984 und 1986. – [9] *Gülich, J.F.:* Kreiselpumpen. Berlin: Springer 1999. – [10] *Siekmann, H.:* Strömungslehre, Grundlagen. Berlin: Springer 2000. – [11] *Siekmann, H.:* Strömungslehre für den Maschinenbau, Technik und Beispiele. Berlin: Springer 2001. – [12] *DIN (EN) 12723:* Flüssigkeitspumpen, Allgemeine Begriffe für Pumpen und Pumpenanlagen. Berlin: Beuth 2000. – [13] *DIN 24250:* Kreiselpumpen, Benennung und Benummerung von Einzelteilen. Berlin: Beuth 2000. – [14] *DIN 1944:* Abnahmeversuche an Kreiselpumpen, VDI-Kreiselpumpenregeln. Berlin: Beuth 1968. – [15] Reprints der VDMA-Pumpentagungen 1973, 78, 84, 88, 92, 96 und 2000 in Karlsruhe. Frankfurt: VDMA-Fachgemeinschaft Pumpen und Verdichter 1973...2000. – [16] KSB-Kreiselpumpenlexikon. Frankenthal: KSB 1989. – [17] Sulzer-Kreiselpumpenhandbuch. Winterthur: Sulzer 1987. – [18] *Sihi-Halberg:* Grundlagen für die Planung von Kreiselpumpenanlagen. Ludwigshafen: Sihi-Halberg 1978. – [19] *Majidi, K.:* Numerische Berechnung der Sekundärströmung in radialen Kreiselpumpen zur Feststoffförderung. Berlin: 1997.

zu R 4 Propeller

[1] *Propellers ,78* , Symposium, Virginia Beach, Va. USA, May 24–25, 1978. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York 1979. – [2] *Lerbs, H.; Alef, W.; Albrecht, U.:* Numerische Auswertungen zur Theorie der tragenden Fläche von Propellern. In: Jahrbuch 1964 der STG. Berlin: Springer 1965. – [3] *Ulrich, W.; Danckwardt, E.:* Konstruktionsgrundlagen für Schiffsschrauben. Leipzig: Fachbuchverlag 1956. – [4] *Grim, O.:* Propeller und Leitrad, Forschungszentrum des Deutschen Schiffbaus, Bericht 22, Hamburg 1971. – [5] *Wührer, W.:* Konstruktive Fortschritte als Folge erhöhter Anforderungen am Beispiel von Verstellpropelleranlagen. In: Jahrbuch 1978 der STG. Berlin: Springer 1979. – [6] *Mehr als 40 Jahre Escher Wyss Verstellpropeller*, Druckschrift der Firma Escher Wyss (Sulzer), Ravensburg 1977. – [7] *Luthra, G.:* Untersuchungen der Maßnahmen zur Verbesserung der Betriebssicherheit bei Düsenpropellern. Schiff & Hafen 29 (1977) H. 6. – [8] *Baer, W.:* Der Voith-Schneider-Propeller heute und seine Entwicklungstendenzen. In: Jahrbuch 1972 der STG. Berlin: Springer 1973. – [9] *Siekmann, H.:* Strömungslehre für den Maschinenbau, Technik und Beispiele. Berlin: Springer 2001.

zu R 5 Föttinger-Getriebe

[1] *VDI-Richtlinie 2153:* Hydrodynamische Leistungsübertragung, Begriffe – Bauformen – Wirkungsweise. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. – [2] *Förster, H.J.:* Automatische Fahrzeuggetriebe. Berlin: Springer 1991. – [3] *Kickbusch, E.:* Föttinger-Kupplungen und Föttinger-Getriebe. Berlin: Springer 1963. – [4] *Wolf, M.:* Strömungskupplungen und Strömungswandler. Berlin: Springer 1962. – [5] *Voith, J.M.:* Hydrodynamik in der Antriebstechnik, Wandler, Wandlergetriebe, Kupplungen und Bremsen. Mainz: Krausskopf 1987. – [6] *Bohl, W.:* Strömungsmaschinen 1. Würzburg: Vogel 2002. – [7] *Höller, H.:* Steuern von Antriebsanlagen mittels hydrodynamischer Kupplungen, in VDI-Z Special-Ölhydraulik und Pneumatik, Heft 1. Düsseldorf: VDI 1989. – [8] *Menne, A.:* Einflüsse von hydraulischen Kupplungen auf Torsionsschwingungen in Antriebssystemen, in Antriebstechnik 36/3. Berlin: Springer 1997.

zu R 6 Dampfturbinen

[1] *Bald, A.:* Besonderheiten großer Naßdampfturbosätze, VGB-Kraftwerkstechnik 52 (1972) 300–310. – [2] *Bald, A.:*

Turbosätze in konventionellen und nuklearen Kraftwerken. Tech. Mitt. 68 (1975) 22–36. – [3] *Buchwald, K.; Merz, K.:* Grenzleistung von Dampfturbogruppen, VGB Kraftwerkstechnik 55 (1975) 720–724. – [4] *Hohn, A.:* Die Rotoren großer Dampfturbinen. Brown Boveri Mitt. 60 (1973) 404–416. – [5] *Hohn, A.; Novacek, P.:* Die Endschaufeln großer Dampfturbinen. Brown Boveri Mitt. 59 (1972) 42–53. – [6] *Loschge, A.:* Konstruktionen aus dem Dampfturbinenbau, 2. Aufl. Berlin: Springer 1967. – [7] Properties of water and steam in SI-Units. *E. Schmidt* (Hrsg.). Berlin: Springer 1982. – [8] *Somm, E.:* Brown Boveri Dampfturbinenentwicklung zur Realisierung von Größtmaschinen. Brown Boveri Mitt. 63 (1976) 94–105. – [9] *Stodola, A.:* Dampf- und Gasturbinen, 6. Aufl. Berlin: Springer 1924. – [10] *Trassl, W.:* Dampfturbinen für die Zukunft. VGB Kraftwerkstechnik 68 (1988) 783–794. – [11] *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen, Bd. I u. II. 3. Aufl. Berlin: Springer 1977 und 1982. – [12] *VDI-Handbuch Energietechnik*, Teil 2: Wärmetechnische Arbeitsmappe, 13. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1988. – [13] *Kotschenreuther, H.; Häuser, U.; Weirich, P.-H.:* Zukünftige wirtschaftliche Kohleverstromung. VGB Kraftwerkstechnik 73 (1993) 22–28.

Normen: *DIN 2481:* Wärmekraftanlagen – Bildzeichen, Schaltpläne. – *DIN 4304:* Dampfturbinen, Benennungen. – *DIN 4305 Blatt 1:* Dampfturbinen, Benennungen der Baugruppen und Bauteile der Turbine. – *DIN 4305 Blatt 2:* Dampfturbinen, Benennungen der Baugruppen und Bauteile der Kondensationsanlage. – *DIN 4319:* Thermodynamische und strömungstechnische Begriffe für Dampf- und Gasturbosätze (Entwurf).

zu R 7 Turboverdichter

[1] Centrifugal Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Service Industries. API Standard 617, 6th ed., 1995. – [2] *Fulton, J.W.:* The decision to full load test a high pressure centrifugal compressor in its module prior to tow-out. 2nd European Congress on Fluid Machinery for the Oil, Petrochemical and Related Industries. I Mech E Conference Publications 1984. – [3] *Knapp, H.; Döring, R.; Oellrich, L.; Plöcker, U.; Prausnitz, J.M.:* Vapor-liquid equilibria for mixtures of low boiling substances. Dechema Chemistry Data Series, Vol. VI, 1982. – [4] *Beinecke, D.; Lüdtke, K.:* Die Auslegung von Turboverdichtern unter Berücksichtigung des realen Gasverhaltens. VDI-Berichte 487, 1983. – [5] *Nelson, L.C.; Obert, E.F.:* Generalized Compressibility Charts. Transactions ASME 76, 1954. – [6] VDI-Wärmeatlas, 8. Aufl. Berlin: Springer 1997.

zu R 8 Gasturbinen

[1] *Boyce, M.P.:* Gas Turbine Engineering Handbook. Reprinted edition. Houston (Texas): Gulf Publishing Company 1995. – [2] *Cohen, H.; Rogers, G.F.C.; Saravanamuttoo, H.I.H.:* Gas Turbine Theory, 3rd edition. Harlow (England): Longman Scientific & Technical 1987. – [3] *Dietzel, F.:* Gasturbinen. Würzburg: Vogel 1974. – [4] *Gašparović, N.:* Gasturbinen, Probleme und Anwendungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1967. – [5] *Kehlhofer, R.; Kunze, N.; Lehmann, J.; Schüller, K.-H.:* Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke. Handbuchreihe Energie. Bd. 7. München: Technischer Verlag Resch. Köln: Verlag TÜV Rheinland 1984. – [6] *Kruschik, J.:* Die Gasturbine, 2. Aufl. Wien: Springer 1960. – [7] *Münzberg, H.G.:* Flugantriebe. Berlin: Springer 1972. – [8] *Münzberg, H.G.; Kurzke, J.:* Gasturbinen – Betriebsverhalten und Optimierung. Berlin: Springer 1977. – [9] *Ostenrath, H.:* Gasturbinen-Triebwerke. Essen: W. Girardet 1968. – [10] *Traupel, W.:* Thermische Turbomaschinen, Bd. I und II, 3. Aufl. Berlin: Springer 1977 und 1982. – [11] *Urlaub, A.:* Flugtriebwerke: Grundlagen, Systeme, Komponenten. Berlin: Springer 1991. – [12] *Walzer, P.:* Die Fahrzeug-Gasturbine. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.

Deutsche Normen: *DIN 4340:* Gasturbinen; Begriffe, Benennungen. – *DIN 4341:* Gasturbinen; Abnahmeregeln für Gasturbinen. Grundlagen. – *DIN 4342:* Gasturbinen; Normbezugsbedingungen, Normleistungen, Angaben über Betriebswerte.

ISO-(International Organization for Standardization-)Normen: *ISO 2314:* Gas turbines Acceptance tests. – *ISO 2533:* Standard atmosphere. – *ISO 3977:* Gas turbines – Procurement.

CIMAC (Congrès International des Machines à Combustion): Recommendations for gas turbine acceptance tests.

S Fertigungsverfahren
Manufacturing processes

B. Denkena, Hannover; **J. Hemmelmann**, Aachen; **K. Herfurth**, Langenfeld; **B. Kempa**, Aachen; **L. Kiesewetter**, Cottbus; **J. Ladwig**, Stuttgart; **J. Niemann**, Stuttgart; **G. Seliger**, Berlin; **K. Siegert** , Stuttgart; **G. Spur**, Berlin; **M. Stolz**, Berlin; **H. K. Tönshoff**, Hannover; **E. Uhlmann**, Berlin; **H.-J. Warnecke**, Stuttgart; **M. Weck**, Aachen; **E. Westkämper**, Stuttgart

Allgemeine Literatur

zu S 1 Fertigungstechnik (Übersicht)

Bücher: *König, W.:* Fertigungsverfahren. Bd. 1: Drehen, Fräsen, Bohren. Bd. 2: Schleifen, Honen, Läppen. Bd. 3: Abtragen. Düsseldorf: VDI 1989. – *Spur, G.; Stöferle, Th.:* Handbuch der Fertigungstechnik. München: Hanser 1979–87.

zu S 2 Urformen

Bücher: *Aluminium-Zentrale* (Hrsg.): Umformen, Gießen, Oberflächenbehandlung, Recycling und Ökologie. Aluminium-Taschenbuch, 15. Aufl., Bd. 2, Düsseldorf 1996. – *Ambos, E.:* Urformtechnik metallischer Werkstoffe, 2. Aufl., Dtsch. Verlag f. Grundstoffindustrie, Leipzig 1990. – *Ambos, E.; Hartmann, R.; Lichtenberg, H.:* Fertigungsgerechtes Gestalten von Gußstücken. Hoppenstedt Technik Tabellen Verlag 1992. – *Brunhuber, E.:* Praxis der Druckgußfertigung, 3. Aufl. Berlin: Schiele & Schön 1980. – *Brunhuber, E.:* Gießerei-Lexikon. Berlin: Schiele & Schön. – *Czickel, J.:* Gießereikunde, Legierungskunde, Nichteisenmetallegierungen. Freiberg: Bergakademie 1964. – *Dettner, H. W.; Elze, J.:* Handbuch der Galvanotechnik. München: Hanser 1963–1966. – *Deutsches Kupfer-Institut* (Hrsg.): Metallkunde Herstellungsverfahren, DKI-Lehrhilfe, Berlin 1990. – *Doliwa, H. U.:* Gegossene Werkstücke. München: Hanser 1960. – *Domininghaus, H.:* Kunststoffe II, Kunststoffverarbeitung. Düsseldorf: VDI 1969. – *Eisenkolb, F.:* Einführung in die Werkstoffkunde, Bd. V: Pulvermetallurgie. Berlin: VEB Verlag Technik 1967. – *Esper, F. J.:* Pulvermetallurgie. Expert Verlag 1996. – Fachkunde Metall, 52. Aufl., Verlag Europa-Lehrmittel Haan-Gruiten. – *Flemming, E.; Tilch, W.:* Formstoffe und Formverfahren. Dtsch. Verlag f. Grundstoffindustrie, Leipzig 1993. – *Flimm, J.:* Spanlose Formgebung, 3. Aufl. München: Hanser 1975. – *Frommer, L.; Lieby, G.:* Druckgußtechnik, Bd. 1, 2. Aufl. Berlin: Springer 1965. – *Gaida, B.:* Einführung in die Galvanotechnik, 2. Aufl. Saulgau: Leuze 1969. – *Hähnchen, R.:* Gegossene Maschinenteile. München. Hanser 1964. – *Hasse, S.* (Hrsg.): Gießerei-Lexikon Ausgabe 1997, 17. Aufl., Schiele & Schön, Berlin 1996. – *Hasse, S.:* Duktiles Gußeisen, Handbuch für Gußerzeuger und Gußanwender. Schiele & Schön, Berlin 1996. – *Hasse, S.:* Guß- und Gefügefehler. Schiele & Schön, Berlin 1999. – *Hentze, H.:* Gestaltung von Gußstücken. Berlin. Springer 1969. – *Liesenberg, O.; Wittekopf, D.:* Stahlguß- und Gußeisenlegierungen. Dtsch. Verlag f. Grundstoffindustrie, Leipzig 1992. – *Müller, G.:* Lexikon Technologie, 2. Aufl., Verlag Europa-Lehrmittel Haan-Gruiten 1992. – *Neumann, F.:* Gußeisen, 2. Aufl., Expert Verlag 1999. – *Plöckinger, E.; Straube, H.:* Die Edelstahlerzeugung. Schmelzen, Gießen, Prüfen. Wien: Springer 1965. – *Richter, R.:* Form- und gießgerechtes Konstruieren, 2. Aufl. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1970. – *Röhrig, K.; Wolters, D.:* Legiertes Gußeisen, Bd. 1: Gußeisen mit Lamellengraphit und carbidisches Gußeisen. Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1970. – *Röhrig, K.; Gerlach, H. G.; Nickel, O.:* Legiertes Gußeisen, Bd. 2. Gußeisen mit Kugelgraphit. Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1974. – *Roesch, K.; Zeuner, H.; Zimmermann, K.:* Stahlguß. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1966. – *Roll, F.* (Hrsg.): Handbuch der Gießereitechnik, Bd. 1 u. 2. Berlin: Springer 1959–1970. – *Scheipers, P.:* Handbuch der Metallbearbeitung, 1. Aufl., Verlag Europa-Lehrmittel Haan-Gruiten 1997. – *Schwerdtfeger, K.:* Metallurgie des Stranggießens, Verlag Stahleisen 1991. – *Spur, G.; Stöferle, Th.:* Handbuch der Fertigungstechnik, Bd. 1: Urformen. München: Hanser 1981. – *Stölzel, K.:* Gießereiprozeßtechnik. Leipzig: VEB Deutscher Verlag f. Grundstoffindustrie 1971. – *VDG-Lehrgang:* Formen und Gießen, Teil 1 u. 2. Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1975–1976. – *VDG u. VDI:* Konstruieren mit Gußwerkstoffen. Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1966. – *VDG:* The gray iron castings handbook (autorisierte Übersetzung der Originalausgabe). Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1963. – *VDG:* Malleable iron castings (autorisierte Übersetzung der Originalausgabe). Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1966. – *VDG:* Gießerei-Kalender. Düsseldorf: Gießerei-Verlag. – *Verein Deutscher Eisenhüttenleute* (Hrsg.): Stahlfibel. Verlag Stahleisen, 1999. – *ZGV* (Zentrale für Gußverwendung): Leitfaden für Gußkonstruktionen. Düsseldorf: Gießerei-Verlag 1966. – *ZGV:* Konstruieren und Gießen. Düsseldorf: DGV.

zu S 3 Umformen

Bücher: *Dahl, W.; Kopp, R.; Pawelski, O.* (Hrsg.): Umformtechnik, Plastomechanik und Werkstoffkunde. Düsseldorf: Verlag Stahleisen; Berlin: Springer 1993. – *Eversheim, W.; Schuh, G.* (Hrsg.): Produktion und Management „Betriebshütte“, 7. Aufl. Teil 2. Berlin: Springer 1996. – *Kopp, R.; Wiegels, H.:* Einführung in die Umformtechnik. Aachen: Verlag der Augustinus Buchhandlung 1998. – *Lange, K.* (Hrsg.): Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft, 2. Aufl. Bd. 1: Grundlagen. Bd. 2: Massivumformung. Bd. 3: Blechbearbeitung. Bd. 4: Sonderverfahren, Prozeßsimulation, Werkzeugtechnik, Produktion. Berlin: Springer 1984 (Bd. 1), 1988 (Bd. 2), 1990 (Bd. 3), 1993 (Bd. 4). – *Schuler GmbH* (Hrsg.): Handbuch der Umformtechnik. Berlin: Springer 1996. – *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik. Bd. 2/1 und 2/2: Umformen. Bd. 2/3: Umformen und Zerteilen. München: Hanser 1983 (Bd. 2/1), 1984 (Bd. 2/2), 1985 (Bd. 2/3).

Normen und Richtlinien: *DIN 8580* (07/74): Fertigungsverfahren. Einteilung. – *DIN 8582* (04/71): Fertigungsverfahren Umformen. – *DIN 8583* (08/69, 05/70): Fertigungsverfahren Druckumformen. – *DIN 8584* (04/71): Fertigungsverfahren Zugdruckumformen. – *DIN 8585* (06/70, 10/70, 04/71): Fertigungsverfahren Zugumformen. – *DIN 8586* (04/71): Fertigungsverfahren Biegeumformen. – *DIN 8587* (07/69): Fertigungsverfahren Schubumformen.

zu S 4.1–S.4.4 Trennen

Bücher: *König, W.:* Fertigungsverfahren, Bde. 1, 2. Düsseldorf: VDI 1989. – *Shaw, M. C.:* Metal cutting principles. Oxford Ser. on advanced manufacturing 3. Oxford: Clarendon Press 1984. – *Spur, G.; Stöferle, T.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik. Bd. 3/

1–2 Spanen. München: Hanser 1979, 1980. – *Tönshoff, H.K.:* Spanen. Berlin: Springer 1995. – *Vieregge, G.:* Zerspanung der Eisenwerkstoffe, 2. Aufl. Stahleisen Bücher Bd. 16. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1970.

zu S 4.5 Scheren und Schneiden
Bücher: *Eversheim, W.; Schuh, G.* (Hrsg.): Produktion und Management „Betriebshütte", 7. Aufl. Teil 2. Berlin: Springer 1996. – *Lange, K.* (Hrsg.): Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft. Bd. 3: Blechbearbeitung, 2. Aufl. Berlin: Springer 1990. – *Schuler GmbH* (Hrsg.): Handbuch der Umformtechnik. Berlin: Springer 1996. – *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik. Bd. 2/3: Umformen und Zerteilen. München: Hanser 1985.

Normen und Richtlinien: *DIN 8588* (06/85): Fertigungsverfahren Zerteilen. Einordnung, Unterteilung, Begriffe.

zu S 5.2 Verzahnen
Bücher: *Bausch, T.:* Zahnradfertigung, Teil A u. B. Sindelfingen: Expert 1986. – *Dudley, D.W.; Winter, H.:* Zahnräder. Berlin: Springer 1961. – *Keck, K.F.:* Die Zahnradpraxis, Teil 1 u. 2. München: Oldenbourg 1956. – *Klingelnberg:* Technisches Hilfsbuch, 15. Aufl. Berlin: Springer 1967. – *Krumme, W.:* Klingelnberg-Spiralkegelräder. Berlin: Springer 1967. – *Krumme, W.:* Praktische Verzahnungstechnik. München: Hanser 1969. – *Lichtenauer, G.; Rogg, V.; Kallhardt, K.:* Hurth Zahnradschaben. München: Hurth 1964. – *Maag-Taschenbuch*. Zürich: Maag AG 1985. – *Pfauter:* Wälzfräsen, Teil 1. Berlin: Springer 1976. – *Niemann, G.; Winter, H.:* Maschinenelemente. Bd. II u. III. Berlin: Springer 1983.

Normen und Richtlinien: *DIN 3960*: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder und Stirnradpaare mit Evolventenverzahnung. – *DIN 3971*: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Kegelräder und Kegelradpaare. – *DIN 3975*: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Zylinderschneckengetriebe mit Achsenwinkel 90°. – *VDI-Richtlinie 3333:* Wälzfräsen von Stirnrädern mit Evolventenprofil. Düsseldorf: VDI 1977

zu S 6 Montage
Bücher: *Barthelmeß, P.:* Montagegerechtes Konstruieren durch die Integration von Produkt- und Montageprozeßgestaltung. Reihe: IWB-Forschungsberichte Bd. 9. Berlin: Springer 1987. – *Boothroyd, G.; Dewhurst, P.:* Design for assembly. A designer's handbook. Amherst: Dept. Mech. Eng.; Univ. Massachusetts 1983. – *Bullinger, H.J.* (Hrsg.): Systematische Montageplanung. München: Hanser 1986. – *Dilling, H.-J.:* Methodisches Rationalisieren von Fertigungsprozessen am Beispiel montagegerechter Produktgestaltung. Diss. TH Darmstadt 1978. – *Eversheim, W.:* Organisation in der Produktionstechnik. Bd. 4, Fertigung und Montage. Düsseldorf: VDI 1981. – *Furgac, I.:* Aufgabenbezogene Auslegung von Robotersystemen. Reihe: Produktionstechnik Berlin, Bd. 39. München: Hanser 1985. – *Lotter, B.:* Arbeitsbuch der Montagetechnik. Mainz: Vereinigte Fachverlage Krausskopf-Ingenieur Digest 1982. – *Mertins, K.:* Steuerung rechnergeführter Fertigungssysteme. Reihe: Produktionstechnik-Berlin, Bd. 37. München: Hanser 1984. – *Milberg, J.:* Montagegerechte Konstruktion einer PKW-Tür und ihre Montage. Tagungsband 5. Deutscher Montagekongreß, München 1983. – *REFA* (Hrsg.): Methodenlehre des Arbeitsstudiums. Teil 2, Datenermittlung. München: Hanser 1978. – *REFA* (Hrsg.): Methodenlehre des Arbeitsstudiums. Teil 3, Kostenrechnung, Arbeitsgestaltung. München: Hanser 1971/1976. – *Seliger, G.:* Montagetechnik. Tagungsbericht Okt. 1989 in Berlin. München: gmft-Gesellschaft für Management und Technologie 1989.

Normen und Richtlinien: *DIN 8580*: Einteilung Fertigungsverfahren. – *DIN 8593*: Fertigungsverfahren Fügen. *VDI-Richtlinien-Entwurf 2861 B 1* (9.80): Montage- und Handhabungstechnik. Kenngrößen für Handhabungsgeräte, Achsbezeichnungen. – *VDI-Richtlinien-Entwurf 2861 B 2* (5.82): Montage- und Handhabungstechnik. Kenngrößen für Handhabungseinrichtungen. Einsatzspezifische Kenngrößen.

zu S 7 Fertigungs- und Fabrikbetrieb
Bücher: *Alemann, U.:* Mensch und Technik, Grundlagen und Perspektiven einer sozial verträglichen Technikgestaltung. Opladen: Westdeutscher Verlag 1986. – *Alty, J.L.:* Expert Systems, Concepts and Examples. Manchester: NCC-Publications 1984. – *Anhalt, P.:* Handbuch der Produzentenhaftung. Kissing: WERA 1986. – *AWF:* Flexible Automatisierung. Eschborn 1984. – *AWF:* Flexible Fertigungsorganisation am Beispiel von Fertigungsinseln. Eschborn 1984. – *AWF/REFA* (Hrsg.): Handbuch der Arbeitsvorbereitung. Berlin: Beuth 1968. – *Bartz, W.J.* (Hrsg.): Industrierobotertechnik. Ehningen: expert 1990. – *Bläsing, J.P.:* Praxishandbuch Qualitätssicherung. München: GfMT 1986. – *Chang, T.-C.:* Expert Process Planning for Manufacturing. Reading, Mass.: Addison-Wesley 1990. – *Dangelmaier, W.:* Möglichkeiten und Grenzen der rechnerunterstützten Fabrikplanung. Fördern+Heben. (1985) Nr. 6. – *Dangelmaier, W.:* Flexible Fertigung braucht neue Steuerungskonzepte (Teile I, II, III). In: Technica 40 (1991) 3, 6, 10. – *Dutschke, W.:* Fertigungsmeßtechnik. Stuttgart: Teubner 1993. – *Eversheim, W.:* Organisation in der Produktionstechnik, Bd. 3. Düsseldorf: VDI 1989. – *Geiger, W.; Glaser, H.; Rohde, V.:* PPS-Produktionsplanung und Steuerung. Wiesbaden: Gabler 1992. – *Hacker, W.:* Arbeitspsychologie. Bern: H. Huber 1986. – *Hackstein, R.:* Arbeitsorganisation und neue Technologien. Berlin: Springer 1986. – *Hammer, H.:* Verfügbarkeitsanalyse von flexiblen Fertigungssystemen. In: Fertigungstechnisches Kolloquium 1991. Berlin: Springer 1991. – *Hesse, St.:* Kleines Lexikon der Industrierobotertechnik. Heidelberg: Hüthig 1984. – *Johannsen, G.:* Mensch – Maschine – Systeme. Berlin: Springer 1993. – *Kämpfer, S.:* Roboter, die elektronische Hand des Menschen. Düsseldorf: VDI 1984. – *Kaminsky, G.:* Praktikum der Arbeitswissenschaft, analytische Untersuchungsverfahren beim Studium menschlicher Arbeit. München: Hanser 1980. – *Kief, H.B.:* NC/CNC Handbuch '93/94. München: Hanser 1993. – *Kilger, W.:* Flexible Plankostenrechnung und Deckungsbeitragsrechnung, 9. Aufl. Wiesbaden: Gabler 1988. – *Kusiak, A.:* Intelligent Design and Manufacturing. New York: Wiley 1993. – *Laurig, W.:* Grundzüge der Ergonomie. Berlin: Beuth 1989. – *Leicht, T.; Schraft, R.D.; Wolf, E.:* Bestückautomaten. Heidelberg: Hüthig 1989. – *Luczak, H.:* Arbeitswissenschaft. Berlin: Springer 1993. – *Masing, W.:* Einführung in die Qualitätslehre. Berlin: Beuth 1989. – *Muthsam, H.:* Wissensbasierte Arbeitsplanerstellung für prismatische Werkstücke. In: Neue Wege der rechnergestützten Arbeitsplanerstellung. München: techno Congress, 1992. – *Oehlke, R.:* Arbeitsvorbereitung – Instrument für den Unternehmenserfolg. Eschborn 1985. – *REFA:* Arbeitsgestaltung in der Produktion. München: Hanser, 1991. – *REFA:* Aufbauorganisation. München: Hanser 1991. – *REFA:* Grundlagen der Arbeitsgestaltung. München: Hanser 1991. – *REFA:* Lexikon der Betriebsorganisation. München: Hanser 1993. – *REFA:* Planung und Steuerung. Teil 1 bis Teil 6. München: Hanser 1991. – *Rupper, P.; Scheuchzer, R.:*

Produktions-Logistik. Zürich: Verlag Industrieller Organisation 1985. – *Salwiczek, P.:* Rechnerunterstützte Planung und Gestaltung manueller Arbeitsmethoden. Düsseldorf: VDI 1982. – *Scheer, A.-W.:* CIM – Computer Integrated Manufacturing. Berlin: Springer 1990. – *Scheer, A.-W.:* Wirtschaftsinformatik. Berlin: Springer 1990. – *Spatke, R.:* Robotergerechte Arbeitsplanung. VDI-Z. (1986) Nr. 13. – *Schmidtke, H.:* Ergonomie. München: Hanser 1993. – *Ulich, E.:* Arbeitspsychologie. Stuttgart: Poeschel, 1992. – *Vettin, G.:* Verfahren zur technischen Investitionsplanung automatischer flexibler Fertigungsanlagen. Berlin: Springer 1982. – *Warnecke, H.J.; Bullinger, H.J.; Hichert, R.:* Kostenrechnung für Ingenieure, 3. Aufl. München: Hanser 1990. – *Warnecke, H.J.:* Der Produktionsbetrieb. Berlin: Springer 1993. – *Warnecke, H.J.:* Industrieroboter Katalog 1991. Mainz: Vereinigte Fachverlage Krausskopf-Ingenieur Digest 1991. – *Warnecke, H.J.* (Hrsg.): Montage – Handhabung – Industrieroboter. Berlin: Springer 1985. – *Zäpfel, G.:* Produktionswirtschaft. Berlin: de Gruyter 1982.

1 Übersicht über die Fertigungsverfahren
Survey of manufacturing processes

H. K. Tönshoff und **B. Denkena**, Hannover

1.1 Definition und Kriterien
Definition and criteria

Fertigen ist Herstellen von Werkstücken geometrisch bestimmter Gestalt (*Kienzle*).
Anders als die übrigen Produktionstechniken, das sind die Verfahrenstechnik (chemische, thermische oder mechanische Verfahrenstechnik, s. **N**) oder die Energietechnik (s. **L**) erzeugt die Fertigungstechnik Produkte, die durch *stoffliche* und *geometrische* Merkmale gekennzeichnet sind.
Die Wahl eines Fertigungsverfahrens richtet sich nach vier Grundkriterien:

Haupttechnologie. Das sind die mit einem Fertigungsverfahren herstellbaren Größen, Formen und die bearbeitbaren Werkstoffe.

Fehlertechnologie. Das sind die durch die Fertigung bedingten Fehler des Maßes, der Form, der Lage und der Oberfläche (Fehlergeometrie). Neben der mikrogeometrischen Ausbildung einer technischen Oberfläche mit ihren Abweichungen von der mathematisch geometrischen Sollform erzeugen Fertigungsverfahren physikalische und chemische Randzonenveränderungen [1]. Qualität der Fertigung bedeutet Fertigen innerhalb vorgegebener Fehlergrenzen.

Wirtschaftlichkeit. Die je Zeiteinheit zu fertigenden Stückzahlen (Mengenleistung), die Kosten zur Vorbereitung (Vorbereitungskosten), zur Auftragswiederholung (Auftragswiederholkosten), die Einzelkosten (dem Einzelstück direkt zuzuordnen) und die Folgekosten (u. a. Lagerkosten) bestimmen typische Einsatzgebiete konkurrierender Fertigungsverfahren. Darin ist die *Flexibilität* eines Fertigungsverfahrens (Mengenflexibilität und Umstellflexibilität) von zunehmender Bedeutung, um neben der Produktivität und Auslastung einer Fertigungsanlage auch den Forderungen an die Durchlaufzeit eines Produkts durch den Betrieb, an die Kapitalbindung über Bestände und die Termintreue der Lieferung zu genügen [2].

Anpassung der Arbeit an den Menschen. Fertigungsverfahren und Fertigungsmittel sind so zu gestalten, daß der Mensch und die Umwelt möglichst wenig belastet oder beeinträchtigt werden. Immissionsgrenzwerte (Lärm, Erschütterungen, Schadstoffe) und Sicherheitsnormen sind einzuhalten.
Jedes der vier Grundkriterien muß gleichermaßen beachtet werden.

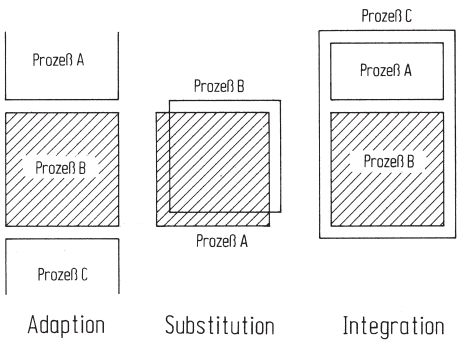


Bild 1. A-S-I-Methode zur Rationalisierung

Produktionstechnische Produkte, Baugruppen und Einzelteile werden in Folgen von Arbeitsvorgängen (*Fertigungsstufen*) hergestellt. Rationalisierung zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit und der Qualität darf daher nicht nur an einzelnen Arbeitsvorgängen/Fertigungsstufen ansetzen, sondern muß auf ein Gesamtoptimum zielen. Dazu kann nach *Adaption, Substitution* und/oder *Integration* (A-S-I-Methode) gesucht werden (**Bild 1**) [3]. Adaption ist die günstige Abstimmung aufeinanderfolgender Prozesse, wie z. B. die Rohteilherstellung durch Schmieden und die anschließende spanende Bearbeitung. Entwicklung von Werkzeugen und Werkzeugmaschinen oder geänderte Kostenstrukturen können Anlaß für die Substitution eines Fertigungsverfahrens durch ein anderes sein, wie z. B. Ersetzen des Schleifens durch Hartdrehen. Integration von Fertigungsstufen verkürzt die Arbeitsvorgangsfolge, ist häufig mit direkten Kosteneinsparungen, jedenfalls aber mit verkürzten Durchlaufzeiten und verringertem Steuerungsaufwand (indirekte Kosten) verbunden. Die Komplettbearbeitung von Bauteilen auf mehrachsigen Drehmaschinen oder Bearbeitungszentren sind aktuelle Beispiele.

1.2 Systematik. Systematic

Die Vielfalt der bekannten und künftigen Fertigungsverfahren läßt sich nach Kienzle [4] unter den Ordnungsgesichtspunkten *Stoffzusammenhalt verändern* (schaffen, beibehalten, vermindern und vermehren) und *Stoffeigenschaften ändern* in sechs Hauptgruppen der Fertigungsverfahren gliedern (**Bild 2**): Urformen, Umformen, Trennen, Fügen, Beschichten, Stoffeigenschaftändern. Die Hauptgruppen werden untergliedert in Gruppen, z. B. das *Trennen* in das Zerteilen, Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden, Spanen mit geometrisch

Bild 2. Einteilung der Fertigungsverfahren (DIN 8580)

unbestimmten Schneiden, Abtragen, Zerlegen und Reinigen. Innerhalb der Gruppen werden die Fertigungsverfahren selbst durch Untergruppen gekennzeichnet. Diese Systematik wird nach den Regeln der Dezimalklassifikation mit Ordnungsnummern belegt.

2 **Urformen.** Primary shaping

K. Herfurth, Langenfeld

2.1 **Allgemeines.** General

Nach DIN 8580 ist Urformen das Fertigen eines festen Körpers aus formlosem Stoff durch Schaffen des Zusammenhalts. Das Urformen dient also dazu, aus einem zu verarbeitenden Werkstoff in *formlosem Zustand* einem Teil erstmals eine *Gestalt* zu geben. Als formlose Stoffe gelten Gase, Flüssigkeiten, Pulver, Fasern, Späne, Granulate, Lösungen, Schmelzen u. ä. Das Urformen kann hinsichtlich der Gestalt der Erzeugnisse und deren Weiterverarbeitung in drei Gruppen unterteilt werden:

1. durch Urformen hergestellte Erzeugnisse, die durch Umformen, Zerteilen, Trennen und Fügen weiterverarbeitet werden. Das endgültige Erzeugnis ist in seiner Gestalt und seinen Abmessungen dem ursprünglich urgeformten Produkt nicht mehr ähnlich, d. h., es erfolgt mit Hilfe anderer Verfahrenshauptgruppen der Fertigungstechnik noch eine wesentliche Gestalts- und Abmessungsänderung.
2. durch Urformen hergestellte Erzeugnisse, die weitestgehend die Gestalt und die Abmessungen von fertigen Bauteilen (z. B. Maschinenelementen) oder von Enderzeugnissen (Finalprodukten) haben, d. h., sie weisen eine Gestalt auf, die dem Verwendungszweck des Erzeugnisses weitestgehend entspricht. Zur Herstellung der gewünschten endgültigen Gestalt sowie der Fertigmaße sind meist nur noch Arbeitsoperationen der Verfahrenshauptgruppe Trennen (Spanen) erforderlich.
3. durch Urformen aus der Schmelze durch Zerstäuben hergestellte Metallpulver, die im Rahmen der pulvermetallurgischen Fertigung zu Sinterteilen verarbeitet werden.

Die Herstellung von Formteilen aus metallischen Werkstoffen in der Gießereiindustrie (*Gußstücke*), aus metallischen Werkstoffen in der Pulvermetallurgie (*Sinterteile*) und aus hochpolymeren Werkstoffen in der kunststoffverarbeitenden Industrie weist große wirtschaftliche Vorteile auf:

- Die Herstellung von Formteilen ist der kürzeste Weg vom Rohstoff zum Fertigteil. Sie umgeht das Umformen mit allen damit verbundenen Aufwendungen. In einem direkten Arbeitsgang wird nahezu die endgültige Gestalt eines Fertigteils erreicht, das z. B. in der Gießereiindustrie eine Masse von weniger als 1 Gramm bis zu mehreren hundert Tonnen haben kann.
- Bei der Herstellung von Formteilen, die aus dem flüssigen Zustand urgeformt werden, liegt die größte Freizügigkeit des Gestaltens vor, die mit keinem anderen Fertigungsverfahren erreicht werden kann.
- Durch Urformen können auch Werkstoffe verarbeitet werden, die mit anderen Fertigungsverfahren nicht bearbeitet werden können. Durch den direkten Weg vom Rohstoff zum Formteil oder Finalprodukt ergeben sich eine günstige Material- und Energiebilanz [1].
- Durch die ständige Weiterentwicklung der Urformverfahren können in zunehmendem Maß Bauteile und Finalprodukte mit höheren Gebrauchseigenschaften erzeugt werden, d. h. Formteile mit geringeren Wanddicken, geringeren Bearbeitungszugaben, geringeren Maßabweichungen und besserer Oberflächenqualität (endabmessungsnahes Fertigen).

Nachstehend wird unter Einschränkung auf die Belange des Maschinenbaus das Urformen von metallischen Werkstoffen aus dem flüssigen Zustand im Rahmen der Gießereitechnik, das Urformen metallischer Werkstoffe aus dem festen Zustand im Rahmen der Pulvermetallurgie und das Urformen von hochpolymeren Werkstoffen (Kunststoffen) aus dem plastifizierten Zustand oder aus Lösungen auf gemeinsamer Basis hinsichtlich der technologischen Grundprinzipien behandelt.

Zur besseren Erkennbarkeit des angewendeten Wirkprinzips werden zahlreiche für die spezielle Fertigungstechnologie zwar unbedingt notwendige, aber untergeordnete technologische Detailoperationen weggelassen. Außerdem werden bei der Behandlung der speziellen Urformverfahren nur einfach gestaltete Erzeugnisse gewählt, weil die Vielfalt der möglichen geometrischen Formen hier nicht dargestellt werden kann.

Es werden nur die wichtigsten Urformverfahren ausgewählt, weil bei den zahlreichen technologischen Verfahren und Verfahrensvarianten keine auch nur annähernde Vollständigkeit erreicht werden kann. Die Auswahl erfolgt einerseits nach der technischen Wichtigkeit und andererseits nach dem angewendeten Wirkprinzip [4].

Werkstoffkundliche Probleme werden nur kurz erwähnt, obwohl sie für das Verständnis der technologischen Prozesse, deren Anwendbarkeit und Leistungsfähigkeit sowie der Stoffeigenschaftsänderung durch die technologischen Prozesse unbedingt erforderlich sind.

Verfahrensprinzip beim Urformen

Prinzipiell besteht bei den Urformverfahren der technologische Fertigungsprozeß aus folgenden Schritten:

- Bereitstellung oder Herstellung des Ausgangsmaterials als formlosen Stoff,
- Herstellung eines urformfähigen Werkstoffzustands,
- Füllung eines Urformwerkzeugs mit dem Werkstoff im urformfähigen Zustand,
- Übergang des Werkstoffs im Urformwerkzeug in den festen Zustand,

– Entnahme des urgeformten Erzeugnisses aus dem Urformwerkzeug.

Nachstehend sollen diese einzelnen Schritte näher erläutert werden:

Urformfähiger Werkstoffzustand. Beim Urformen von *metallischen Werkstoffen* aus dem *flüssigen Zustand* werden die Ausgangsmaterialien (Roheisen, Schrott, Ferrolegierungen, Primär- und Sekundärmetalle u. ä.) in einem metallurgischen Schmelzofen durch Zufuhr von Wärmeenergie geschmolzen. Die Schmelzöfen sind meist vom Urformwerkzeug örtlich getrennt. Die hergestellte Schmelze wird mit Hilfe von Transportgefäßen (Gießpfannen) zu den Urformwerkzeugen, in der Gießereitechnik Formen genannt, gebracht und dort vergossen.

Beim Urformen von *hochpolymeren Werkstoffen* aus dem *plastifizierten Werkstoffzustand* werden schüttfähige Ausgangsmaterialien (Granulate, Pulver) nach Dosierung in ein Aufbereitungsaggregat gegeben, das mit dem Urformwerkzeug meist eine Einheit bildet, wo unter Einwirkung von Wärme und Druck eine Durchmischung, Homogenisierung und Plastifizierung des zu verarbeitenden Werkstoffs erfolgt. Beim Arbeiten mit Lösungen werden diese in einem Mischaggregat hergestellt und anschließend in das Urformwerkzeug gegossen. Beim Urformen metallischer, aber auch hochpolymerer Werkstoffe aus dem *festen Zustand* werden die schüttfähigen Ausgangsmaterialien (Metallpulver, Kunststoffpulver oder Keramikpulver) direkt in das Urformwerkzeug eingeschüttet, wo sie unter der Wirkung von Druck und Wärmeenergie sintern oder zunächst plastifizieren und anschließend fest werden.

Urformwerkzeuge. Das Urformwerkzeug enthält einen *Hohlraum,* der unter Berücksichtigung des Schwindmaßes in den meisten Fällen der Gestalt des zu fertigenden Produkts (Rohteils) entspricht, aber auch kleiner oder größer als das entstehende Rohteil sein kann. Außerdem sind in den Urformwerkzeugen oft Kanalsysteme für die Zufuhr des urformfähigen Werkstoffs vorhanden. Das Schwindmaß entspricht den Maßänderungen, die am zu verarbeitenden Werkstoff vom Zeitpunkt des Festwerdens bis zu seiner Abkühlung auf Raumtemperatur auftreten.

Man unterscheidet bei der Herstellung von Formteilen Urformwerkzeuge für einmaligen oder für mehrmaligen Gebrauch. Urformwerkzeuge für *einmaligen Gebrauch* werden nur beim Urformen metallischer Werkstoffe aus dem flüssigen Zustand im Rahmen der Gießereitechnik verwendet; sie werden als *verlorene Formen* bezeichnet. Es kann nur ein Erzeugnis (Gußstück) gefertigt werden, da die Form anschließend zerstört wird. In der Gießereitechnik werden aber auch Urformwerkzeuge für *mehrmaligen Gebrauch* (*Dauerformen*) eingesetzt. Es kann eine größere Anzahl von Formteilen hergestellt werden. Die Urformtechnologien zur Verarbeitung von hochpolymeren Werkstoffen und die Pulvermetallurgie arbeiten ausschließlich mit Urformwerkzeugen für mehrmaligen Gebrauch. Urformwerkzeuge für mehrmaligen Gebrauch bestehen meist aus metallischen, seltener aus nichtmetallischen Werkstoffen. Urformwerkzeuge für einmaligen Gebrauch (verlorene Formen) werden jeweils mit Hilfe von Modellen angefertigt.

Füllung der Urformwerkzeuge. Die Füllung der Urformwerkzeuge mit dem urformfähigen Werkstoff kann mit folgenden Wirkprinzipien verwirklicht werden: Unter dem Einfluß der *Schwerkraft,* eines *erhöhten Drucks* oder einer *Schleuderkraft* (Zentrifugalkraft) sowie durch *Verdrängung*. Der zu verarbeitende Stoff kann dabei in fester schüttfähiger Form (z. B. Pulver), als Schmelze bei metallischen Werkstoffen, im plastifizierten Zustand, als Lösung oder in Form von Pasten bei hochpolymeren Werkstoffen in das Urformwerkzeug gegeben werden.

Übergang des urformfähigen Zustands in den festen Aggregatzustand. *Flüssige metallische Werkstoffe* (Schmelzen) gehen bei der Abkühlung infolge Wärmeentzug durch *Kristallisation* in den festen Aggregatzustand über.

Thermoplaste werden nach der Formgebung im Urformwerkzeug abgekühlt. Infolge Temperaturerniedrigung, die entweder durch Wärmeentzug in gekühlten Werkzeugen oder in Nachfolgeeinrichtungen (Kühlbädern) erfolgt, durchläuft die plastische Masse die Zustandsbereiche plastisch-gummiartig-elastisch-fest. Beim Fixieren durch Abkühlen werden Nebenvalenzbindungen wiederhergestellt. Dieser Vorgang ist wiederholbar; Thermoplaste können also durch Wiedererwärmung abermals in den plastischen Zustand überführt werden.

Duroplaste (vernetzbare Kunststoffe) werden nach der Formgebung durch eine Härtung fixiert. Dabei bilden sich Hauptvalenzbindungen aus, und die plastifizierte Masse geht unter Einwirkung von Druck und/oder Wärme unmittelbar in den festen Zustand über. Das Härten ist ein chemischer Vorgang, der nicht reversibel ist; Duroplaste zersetzen sich bei Wiedererwärmung, ohne einen plastischen Zustandsbereich durchlaufen zu haben. Chemische Grundreaktionen beim Übergang in den festen Zustand sind Polymerisation, Polykondensation und Polyaddition.

Beim Urformen von *hochpolymeren* Werkstoffen kann der Übergang in den festen Aggregatzustand beim Arbeiten mit Lösungen auch durch den physikalischen Vorgang des Verdunstens des Lösungsmittels erfolgen.

Beim Urformen durch *Sintern* läuft ein Vorgang der Verkleinerung der inneren und äußeren Oberfläche eines aus einem Pulver gepreßten Körpers ab. In Berührung befindliche Pulverteilchen werden durch Auftreten oder Verstärkung von Bindungen (Stoffbrücken) bzw. durch Reduzierung des Hohlraumanteils miteinander verbunden; dabei bleibt mindestens eine der beteiligten Werkstoffkomponenten während des ganzen Prozesses fest. Die Verbindung des porigen gepreßten Pulverkörpers geschieht vorwiegend durch *Diffusionsvorgänge.*

Im Zusammenhang mit der Darstellung des Urformens aus technologischer Sicht muß auf weitere Einzelheiten der Prozesse, die beim Übergang vom urformfähigen Zustand eines Stoffs in den festen formstabilen Zustand ablaufen, verzichtet werden (s. **E 3.1.1** und **E 3.1.2**).

2.2 Formgebung bei metallischen Werkstoffen durch Gießen

Shaping of metals by casting

2.2.1 Herstellung von Halbzeugen

Manufacturing of half-finished parts

Bei dieser Urformverfahrensgruppe handelt es sich um die Herstellung von Vor- und Zwischenprodukten, die z. B. durch Umformen (plastische Verformung) weiterverarbeitet werden [6, 7].

Blockgießverfahren

Bei diesem werden Blöcke, Brammen, Drahtbarren u. a. in Dauerformen, das sind Kokillen aus metallischen Werkstoffen (meist Gußeisen) hergestellt, die durch Umformen (Walzen, Schmieden, Pressen, Drahtziehen usw.) zu einem Halbzeug (Blech, Profil, Draht) oder Rohteil (Schmiede- oder Preßteil) weiterverarbeitet werden, das in seiner Gestalt und seinen Abmessungen dem ursprünglichen Block nicht mehr ähnlich ist. Man unterscheidet beim Blockgießverfahren den *Kopfguß* (fallenden Guß, **Bild 1 a**), bei dem die Kokille durch direktes Eingießen der metallischen Schmelze von oben, und den *Bodenguß*

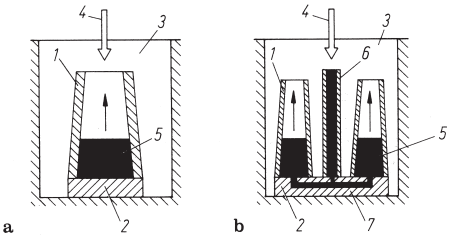


Bild 1a, b. Blockgießverfahren. **a** Fallender Guß; **b** steigender Guß; *1* Blockkokille, *2* Bodenplatte, *3* Gießgrube, *4* zugeführte Schmelze, *5* Schmelze, *6* Eingußrohr, *7* Kanalsteine

(steigenden Guß, **Bild 1 b**), bei dem eine Kokille oder mehrere Kokillen gleichzeitig (Gespannguß) über ein Verteilersystem (Eingußrohr und Kanalsteine) von unten gefüllt werden.

Arbeitsablauf. Die vorbereiteten Kokillen werden in der Gießgrube in der geschilderten Weise aufgebaut. Sie werden mit dem flüssigen metallischen Werkstoff gefüllt, der in ihnen erstarrt. Die Kokillen werden von den Blöcken abgezogen, und die Blöcke werden abtransportiert.

Stranggießverfahren

Bei diesen Verfahren, mit denen entweder Vorprodukte für das Umformen oder Halbzeuge hergestellt werden, ist das Urformwerkzeug (Durchlaufkokille, Gießwalze, Gießband, Gießrad) stets kleiner als das durch Urformen hergestellte Produkt.

Mit Durchlaufkokille. Bei diesem Gießverfahren wird eine Schmelze des metallischen Werkstoffs einer ortsfesten Durchlaufkokille zugeführt, in der die Erstarrung beginnt. Entsprechend der Bauweise unterscheidet man *diskontinuierlich* oder *kontinuierlich* arbeitende *vertikale* (**Bild 2 a**) und *horizontale* Stranggießanlagen (**Bild 2 b**). Der entstehende Strang (Voll- oder Hohlprofil) wird nach dem Verlassen der Durchlaufkokille bis zu seiner vollständigen Erstarrung gekühlt. Der Strang wird meist periodisch in bestimmte Abschnitte getrennt, die ähnlich wie die Blöcke des Blockgießverfahrens durch Umformen weiterverarbeitet werden.

Bauarten von Stranggießanlagen für Stahl sind Senkrecht-, Senkrechtabbiege-, Kreisbogen- oder Ovalbogenanlagen (**Bild 3**).

Durch den Übergang auf Kreis- und Ovalbogenanlagen konnte eine starke Verringerung der Bauhöhe erreicht werden. Heute liegen die Bauhöhen dieser Anlagen bei 6 m. Durch Stranggießen können rechteckige, quadratische, runde oder vieleckige Querschnittsformen der Stränge hergestellt werden. Für Formstahl werden angenäherte Vorprofile gegossen.

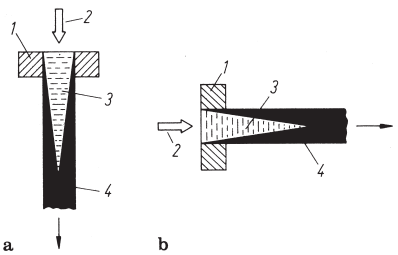


Bild 2a, b. Stranggießanlage [4]. **a** Vertikal; **b** horizontal; *1* Durchlaufkokille, *2* zugeführte Schmelze, *3* Schmelze, *4* erstarrter Strang

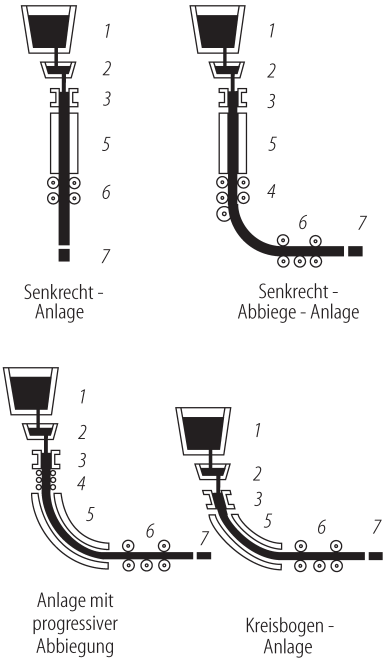


Bild 3. Arten des Stranggießens von Stahl. *1* Pfanne, *2* Verteiler, *3* Kokille mit Primärkühlung, *4* Biegezone mit Sekundärkühlung, *5* Rollenführung mit Sekundärkühlung, *6* Treiben und Richten, *7* Brennschneiden

Die Stranggußformate liegen bei 100×100 mm bis 450×650 mm (Knüppelanlagen) und bei maximal 300×2500 mm (Brammenanlagen).

Mit sich bewegenden Urformwerkzeugen. Bei diesen Stranggießverfahren sind unter Einsparung von Fertigungsstufen des Umformens Umformanlagen zum Walzen oder Ziehen direkt nachgeschaltet, so daß meist keine Trennung der entstandenen Stränge in einzelne Abschnitte erfolgt.

Band- und Drahtgießanlagen

Beim vertikal steigenden Gießen zwischen zwei Gießwalzen (**Bild 4 a**) wird die Schmelze des metallischen Werkstoffs zwischen zwei Gießwalzen von unten zugeführt. Die Erstarrung erfolgt zwischen diesen Walzen, und der fertige Strang (ein Band) tritt senkrecht nach oben aus diesen Gießwalzen aus.

Beim *horizontalen Gießverfahren* (**Bild 4 b**) erfolgt sowohl die Zufuhr der Schmelze als auch der Austritt des erstarrten Strangs (des Bands) horizontal. Beim Gießen zwischen einer *Gießwalze* bzw. einem *Gießrad*, die das Profil des gewünschten Bands oder Drahts enthalten, und einem endlosen Gießband (**Bilder 5 a** und **c**) erstarrt die zugeführte Schmelze des

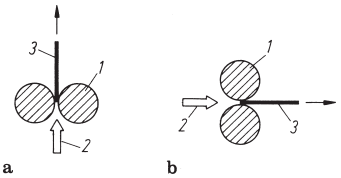


Bild 4a, b. Bandgießanlage [4]. **a** Vertikal steigend; **b** horizontal. *1* Gießwalzenpaar, *2* zugeführte Schmelze, *3* erstarrtes Band

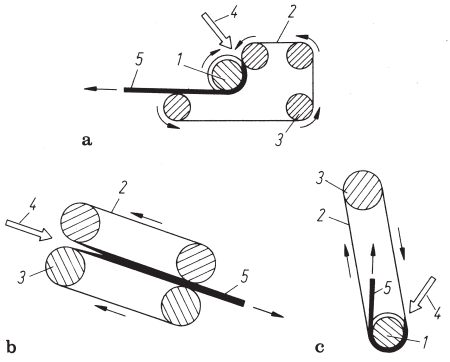


Bild 5a–d. Gießanlagen [4]. **a** Bandgießanlage (Rotary-Verfahren); **b** Bandgießanlage (Hazelett-Verfahren); **c** Drahtgießanlage. *1* Gießrad, *2* Gießband, *3* Umlenkrollen, *4* zugeführte Schmelze, *5* erstarrtes Band bzw. erstarrter Draht

metallischen Werkstoffs zwischen der Gießwalze bzw. dem Gießrad und dem Gießband und tritt dann ins Freie aus. Beim Gießen in *Bänderkokillen* (zwei endlose umlaufende Gießbänder) findet die Erstarrung unter Benutzung weiterer umlaufender Einrichtungen zur seitlichen Begrenzung des Erzeugnisses zwischen diesen Gießbändern statt (**Bild 5b**); anschließend tritt der erstarrte Strang als ein Band in Freie aus.

Auch bei der Halbzeugherstellung gibt es das Ziel des endabmessungsnahen Gießens, vor allem bei der Herstellung von Flachprodukten. Diese Verfahren werden auch als Gießwalzen bezeichnet (**Bild 6**):

- Dünnbrammengießen (Gießdicke 50 bis 90 mm)
- Vorbandgießen (Gießdicke 10 bis 15 mm)
- Bandgießen (Gießdicke 1 bis 5 mm)

Sprühkompaktieren

Für die Herstellung von Halbzeugen (Blöcke, Knüppel, Brammen, Rohre, Bänder) und auch für das Beschichten wurde auf dem Gebiet des Urformens das Sprühkompaktieren entwickelt. Hierbei wird die Schmelze, die aus einem Verteilergefäß nach unten austritt, mit einer Düse versprüht. Im Gegensatz zur Herstellung von Sinterteilen durch pulvermetallurgische Verfahren (PM-Verfahren) findet die Kompaktierung der Schmelztropfen direkt auf einer Auffangfläche statt (**Bild 7**).

2.2.2 Herstellung von Formteilen (Gußteilen).

Manufacturing of cast parts

Bei der Herstellung von Formteilen geht es um Urformverfahren, mit denen ein nahezu fertiges Bauteil, z. B. Maschinenelement oder Finalprodukt, unter Verzicht auf das Umformen gefertigt wird, dessen Gestalt und Abmessungen nicht mehr wesentlich verändert werden, sich jedoch noch andere Fertigungsverfahren, z. B. Trennen (Drehen, Hobeln, Fräsen, Bohren, Schleifen) an das Urformen anschließen, um ein einbaufertiges Bauteil zu gewinnen. Dabei wird die Absicht verfolgt, durch Vervollkommnung und Weiterentwicklung der Urformtechnik endabmessungsnahe Bauteile zur Verringerung des Zerspanungsaufwands und Integralteile zur Verringerung des Montageaufwands zu fertigen [1, 9]. **Tab. 1** zeigt eine Übersicht über die Form- und Gußverfahren. In [14] wird ein allgemeinverständlicher ausführlicher Überblick über die typischen Werkstoffe, die verschiedenen Fertigungstechnologien und die in Gießereien hergestellten Produkte (Gussteile) mit zahlreichen Beispielen gegeben.

Verwendung von verlorenen Urformwerkzeugen (Formen)

Diese Arbeitstechnik, die nur beim Urformen von metallischen Werkstoffen aus dem flüssigen Zustand im Rahmen der Gießereitechnik zum Tragen kommt, verwendet zur Herstellung des verlorenen Urformwerkzeugs ein *Modell*. Nach der Art der verwendeten Modelle wird zwischen Verfahren mit *Dauermodell* und solchen mit *verlorenem Modell* unterschieden. Mit einem Dauermodell können viele verlorene Formen, mit einem verlorenen Modell kann jeweils nur eine verlorene Form angefertigt werden. Verlorene Modelle werden auch in einem entsprechenden Urformwerkzeug hergestellt.

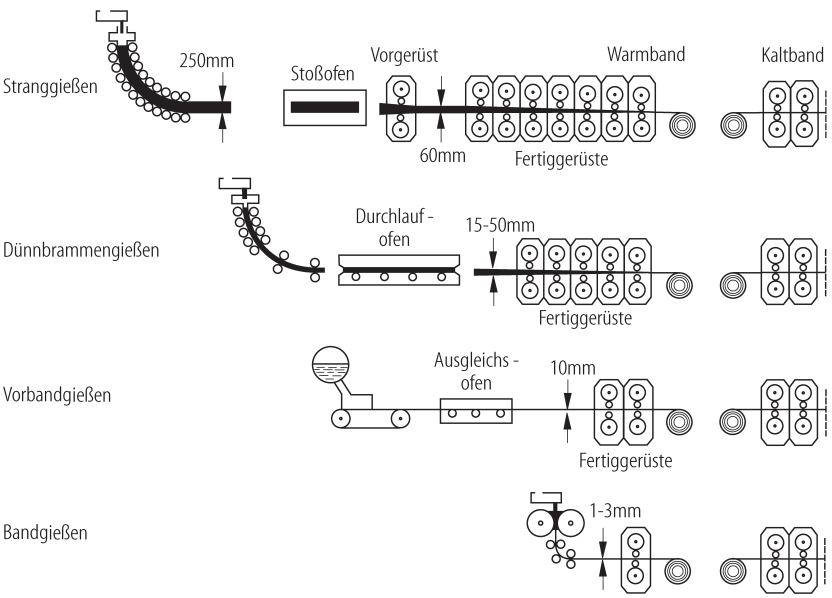


Bild 6. Verkürzung der Prozeßkette vom Rohstahl zum Warmband

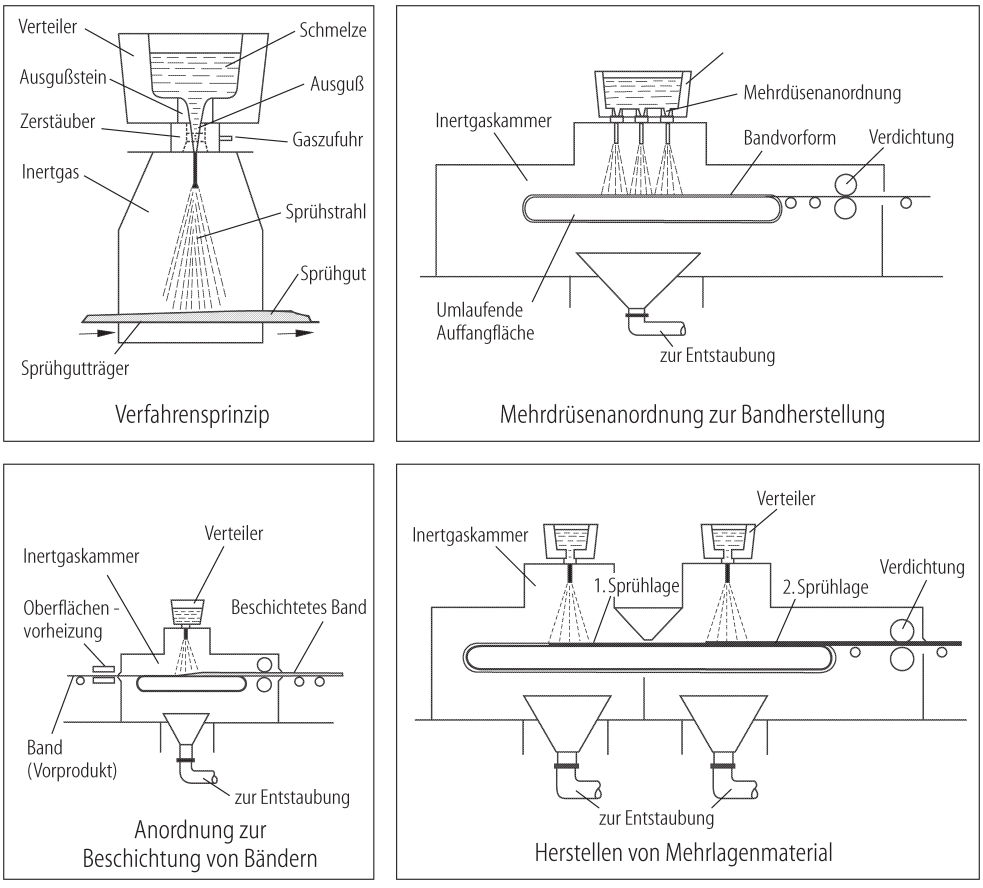


Bild 7. Schematische Darstellung des Sprühkompaktierens

Die Modelle haben eine ähnliche Gestalt wie das herzustellende Formteil. Sie haben jedoch um das *Schwindmaß* des Gußwerkstoffs größere Abmessungen. Zusätzlich sind an den Modellen die *Bearbeitungszugaben* angebracht, die später durch Spanen am Gußstück mit dem Ziel der Maß-, Form- und Lagegenauigkeit beseitigt werden. Sie enthalten außerdem *Formschrägen*, die als notwendige Konizität der Modelle zur Entnahme aus der Form vorhanden sein müssen. Die Modelle haben in den meisten Fällen eine *Modellteilung*, d. h., sie bestehen mindestens aus zwei Teilen (Modellhälften); außerdem sind für Gußstücke mit Hohlräumen am Modell *Kernmarken* angebracht, die zur Aufnahme der Kerne in der Form dienen.

Bei *Dauermodellen* zur Herstellung einer verlorenen Form für ein Gußstück werden diese oder Teildauermodelle aus metallischen oder hochpolymeren Werkstoffen oder Holz die Formen nach dem Sandform-, Schablonenform- oder Maskenformverfahren hergestellt.

Handformen (Bild 8). *Form:* Verlorene (einmal nutzbar) Natursande, synthetischer Sand, auch mit Kunstharzbinder, CO_2-Sand, Zementsand, Formmasse. Verarbeitung von Hand.

Modell: Modelle für mehrmaligen Gebrauch, Modelle und Kernkästen aus Hartholz-Furnierplatten, aus Schnittholz oder aus Schaumkunststoff.

Verfahrenscharakteristik: Als Handformen wird die Herstellung einer Sandform ohne Benutzung einer Formmaschine bezeichnet. Die Form besteht aus den Formaußenteilen für die Außenkontur und den Forminnenteilen für die Forminnenkontur. Hohlräume im Gußstück entstehen durch in die Form eingelegte Kerne.
Den Prinzipablauf des Einformens zeigt **Bild 8**. Zunächst wird die untere Hälfte des zweiteiligen Modells geformt. Nach Wenden des Formkastens werden die obere Modellhälfte sowie die Eingießteile aufgelegt und die Oberform hergestellt. Der Oberkasten wird abgehoben, die Modellhälften werden aus der Form genommen und der Kern eingelegt. Die Formhälften werden zusammengefügt, und der Abguß erfolgt.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen.

Gußstückgewichte, ca.: Transportgrenze und Schmelzkapazität bestimmen obere Gewichtsgrenze.

Anzahl der Abgüsse, ca.: Einzelfertigung, kleine Serien.

Toleranzen, ca.: 2,5 bis 5 %.

Maschinenformen (Bild 9). *Form:* Verlorene (einmal nutzbar) Natursande, synthetischer Sand, Sand mit Kunstharzbindern, CO_2-Sand. Verarbeitung auf Form- und Kernformmaschinen. Einsatz in teil- und vollautomatischen Fertigungsstraßen.

Tabelle 1. Übersicht über die Form- und Gießverfahren [2]

Formart	Verlorene Formen						Dauerformen			
Modellart	Dauermodelle				verlorene Modelle		ohne Modell			
Verfahren	Hand-formen	Maschinen-formen	Masken-formen	Keramik-formen	Feingießen (Wachsaus-schmelzver-fahren)	Vollform-gießen	Druckgießen	Kokillengießen	Schleudergießen	Stranggießen
Zu verar-beitende Werkstoffe	alle Metalle	alle Metalle	alle Metalle	alle Metalle	alle Metalle	alle Metalle	Druckgußlegierungen auf Al-, Mg-, Zn-, Cu-, Sn- oder Pb-Basis (Eisenwerkstoffe in der Entwicklung)	Leichtmetalle, spezielle Kupfer-legierungen, Feinzink, Gußeisen mit Lamellen- und Kugelgraphit	Gußeisen mit Lamellen- und Kugel-graphit, Stahlguß, Leichtmetalle, Kupferlegierungen	Gußeisen mit Lamel-len- und Kugelgraphit, Stahlguß, Kupfer- und Kupferlegierungen, Aluminium und Alu-miniumlegierungen
Gewichts-bereich (ca.-Werte)	keine Be-schränkung. Vorhandene Transport-einrichtungen und Schmelz-kapazität bestimmen obere Grenze	bis zu mehre-ren t, begrenzt durch Größe der Maschi-nenanlage	... 150 kg	... 1000 kg	1 g bis mehr-ere kg (in Sonderfällen ... 100 kg)	keine Be-schränkung (Transport-grenze); be-sonders für schwere Teile geeignet	Al-Leg.: ... 45 kg Zn-Leg.: ... 20 kg Mg-Leg.: ... 15 kg Cu-Leg.: ... 5 kg (Begrenzt durch Größe der Druckgießmaschine)	... 100 kg (in Sonderfällen auch mehr)	... 5000 kg	bis zu mehreren Tonnen
Mengen-bereich (ca.-Werte)	Einzelteile, kleine Serien	kleine bis große Serien	mittlere und große Serien	Einzelteile, kleine bis mittlere Serien	kleine bis große Serien	Einzelteile, kleine Serien. Bei geeigneten Teilen Serien-fertigung	Serienfertigung, Haltbarkeit der Form: Zn ≈ 500000 Abgüsse Mg ≈ 100000 Abgüsse Al ≈ 80000 Abgüsse Cu ≈ 10000 Abgüsse	Serienfertigung. Haltbarkeit der Kokille: Al ≈ 100000 Abgüsse	Serienfertigung. Halt-barkeit der Kokille: 5000 ... 100000 Stck., je nach Werkstück-größe, Gußwerkstoff und Art der Kokille	Länge des Gieß-strangs ist maschinenabhängig
Toleranz-bereich [a]	2,5 ... 5%	1,5 ... 3%	1 ... 2%	0,3 ... 0,8%	0,3 ... 0,7%	3 ... 5%	0,1 ... 0,4%	0,3 ... 0,6%	1%	0,8%

[a] Für 500 mm Nennmaß (ca.-Werte), abhängig z.B. vom Genauigkeitsgrad, Werkstoff, Werkstückgröße, Gestalt. Werkstoffbezogene Toleranzangaben siehe DIN 1680 sowie DIN 1683 bis DIN 1688.

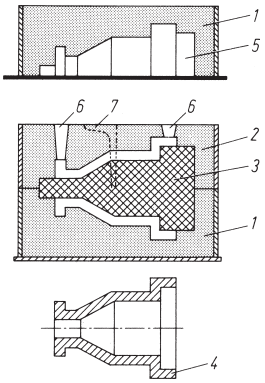


Bild 8. Handformen [3]. *1* Unterkasten, *2* Oberkasten, *3* Kern, *4* Gußstück, *5* Platte mit Holz-Modellhälfte, *6* Speiser, *7* Einguß

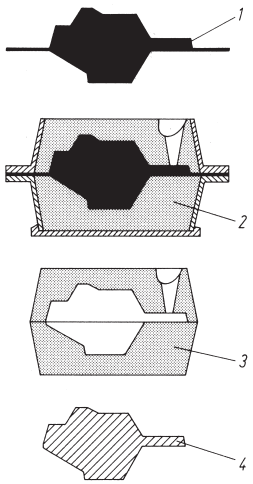


Bild 9. Maschinenformen [3]. *1* Platte mit Metallmodell, *2* Verdichten des Formsandes in einem Rahmen, *3* kastenlose, gießfertige Form, *4* Gußstück

Modell: Modelle und Kernkästen überwiegend aus Hartholz-Furnierplatten, aus Metall, aus Kunststoff.

Verfahrenscharakteristik: Das Maschinenformen ist gekennzeichnet durch einen teil- bzw. vollautomatischen Fertigungsvorgang zur rationellen Herstellung gießfertiger Sandformen. Das Abgießen wird oft in die Fertigungsstraße mit einbezogen. Die wesentlichen Stationen: Formstation, Kerneinlege-, Gieß- und Kühlstrecke. Die Entleerstation gibt die Formgußstücke frei. Die Formstation kann aus einem Formautomaten für komplette Formen oder aus mehreren bestehen, die Ober- und Unterkasten getrennt herstellen. Es gibt auch kastenlose Formanlagen. Hier wird nur während der Formherstellung mit einem Rahmen gearbeitet, der nach Verdichten des Sands abgezogen wird.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen.

Gußstückgewichte, ca.: Durch Größe der Formmaschinen begrenzt: etwa bis 5 000 kg.

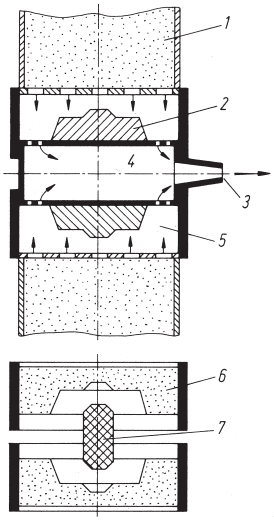


Bild 10. Saugformen [3]. *1* Formsand, *2* Modell, *3* Luftanschluß, *4* Vakuum, *5* Formraum, *6* Sandform, *7* Kern

Anzahl der Abgüsse, ca.: Durch die Maschineneinrichtung für Serien- und Massenfertigung um 1 000 Stück und ein Vielfaches davon geeignet.

Toleranzen, ca.: ≈ 1,5 bis 3 %.

Saugformen (Bild 10). *Form:* Verloren (einmal nutzbar) verwendet wird synthetischer Naßgußsand.

Modell: Holz, Kunststoff, Metall.

Verfahrenscharakteristik: Das Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, daß durch Luftentzug des Formraums und des einströmenden Formsands ein Vakuum entsteht. Der Sand wird dabei beschleunigt und legt sich an die Modellwand an. Nachpressen von der Modellseite möglich. Verfahrensvorteile: Optimale Formverdichtung um das Modell. Keine Schattenwirkung bei geraden Flächen. Abnehmende Ballenhärte nach außen. Hohe Oberflächengüte, Gußstück-Maßhaltigkeit, verminderter Putzaufwand. Dieses Verfahren ist nicht zu verwechseln mit dem Vakuumformverfahren.

Gußwerkstoffe: Eisen- und Aluminiumgußwerkstoffe (s. **E 3.1.4** und **E 3.2**).

Gußstückgewichte: ca. 0,1 bis 120 kg.

Anzahl der Abgüsse: kleinere, mittlere und Großserien.

Toleranzen: max. 0,3 mm.

Maskenformen (Bild 11). *Form:* Verloren (einmal nutzbar). Harzumhüllte Sande oder Sand-Harz-Gemische.

Modell: Modelle für vielfachen Gebrauch, heizbare Metallmodelle und Metallkernkästen.

Verfahrenscharakteristik: Maskenformen sind einige mm dünne Formmasken. Der Formstoff wird auf das beheizte Metallmodell aufgeschüttet. Dadurch härten die im Formstoff enthaltenen Kunstharze aus und verfestigen die Form. Es entsteht eine selbsttragende, stabile Maskenform. Die Maskenform wird oft in einem Stück gemeinsam geformt und danach getrennt. Nach Einlegen der Kerne werden beide Formhälften zusammengeklebt. Das Maskenformverfahren wird in unterschiedlichen Mechanisierungs- und Automatisierungsstufen eingesetzt. Dieses Verfahren wird nicht nur zur Herstellung von Gießformen für Maskenguß, sondern auch für die Ferti-

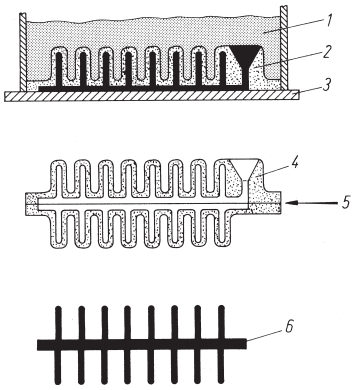


Bild 11. Maskenformen [3]. *1* Loser kunstharzumhüllter Sand, *2* ausgehärteter kunstharzumhüllter Sand, *3* beheiztes Metallmodell, *4* Maskenform, *5* Klebenaht, *6* Gußstück

gung von Maskenhohlkernen für Sand- und Kokillenguß angewendet. Diese Kerne werden auf speziellen Kernformmaschinen hergestellt. Maskenformguß besitzt hohe Maßgenauigkeit bei ausgezeichneter Oberflächengüte.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen.

Gußstückgewichte, ca.: bis 150 kg.
Anzahl der Abgüsse: mittlere bis große Serien.

Toleranzen, ca.: 1 bis 2 %.

Keramikformen (Bild 12). *Form:* Verloren (einmal nutzbar), aus hochfeuerfester Keramik in der Art der Feinguß-Formstoffe.

Modell: Wiederholt brauchbar, aus Metall, Kunststoff oder besonders lackiertem Holz.

Verfahrenscharakteristik: Das Modell wird mit einem Schlicker aus hochfeuerfesten Stoffen umgossen, die durch chemische Reaktion aushärten. Aus Kostengründen ist das oft nur eine Schicht, die dann mit „normalem" Formsand hinterfüllt wird.

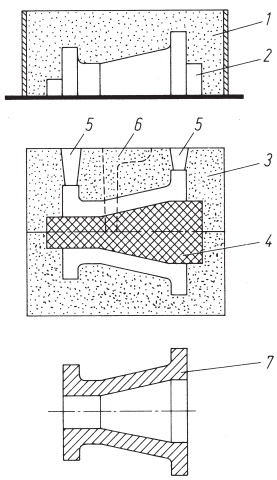


Bild 12. Keramikformen [3]. *1* breiige Keramik-Formmasse, *2* Platte mit Modellhälfte, *3* ausgehärtete geteilte Keramikform, *4* eingelegter Kern, *5* Speiser, *6* Einguß, *7* Gußstück

Nach dem Herausnehmen des Modells wird die Keramik gebrannt bzw. abgeflämmt (Shaw-Verfahren). Um das relativ teure Keramikformen zu begrenzen, werden meist nur die Partien der Gießform aus Sonderkeramiken hergestellt, die fertig oder fast fertig gegossen werden sollen. Bei Teilen für Strömungsmaschinen sind das die räumlich gekrümmten Partien; bei Werkzeugen sind es die Konturen, die spanend nicht mehr oder nach dem Härten nur noch funkenerosiv oder durch Schleifen fertigbearbeitet werden. Keramikformguß weist keine Gußhaut im herkömmlichen Sinn auf und zählt zu den Genaugießverfahren, deren Anwendungsgebiet sich im Laufe der technischen Entwicklung wegen ihrer Wirtschaftlichkeit immer mehr verbreitet.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen, vor allem Werkstoffe auf Eisenbasis.

Gußstückgewichte, ca.: etwa 0,1 bis 2500 kg je nach Fertigungseinrichtung.

Anzahl der Abgüsse, ca.: Einzelstücke, kleine und mittlere Reihen, bei Strömungsmaschinen auch mehr.

Toleranzen, ca.: bis 100 mm etwa ±0,2, über 100 mm etwa ±0,3 bis 0,8 % vom Nennmaß.

Vakuumformen (Bild 13). *Form:* Verloren (einmal nutzbar), entsprechend der Modellkontur vakuumgeformte Folie, die mit feinkörnigem, binderfreiem Quarzsand hinterfüllt wird, Abschluß durch eine Deckfolie, Erhaltung der Formstabilität

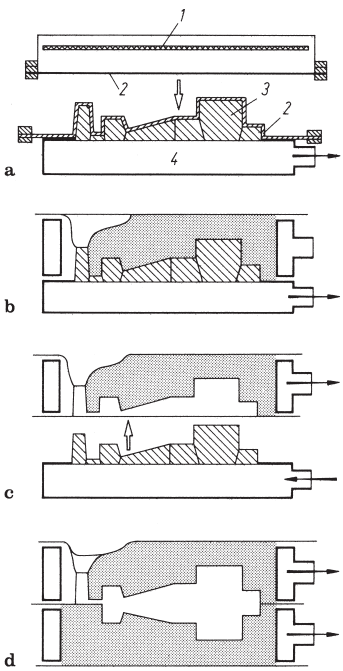


Bild 13a–d. Vakuumformen [3]. *1* Heizung, *2* Kunststoff-Folie, *3* Modell, *4* Vakuumkasten. **a** Eine Flächenheizung macht die Kunststoff-Folie weich. Mittels Unterdruck wird durch Bohrungen die Folie dicht an das Modell gesaugt. **b** Der Formkasten wird aufgesetzt, mit Sand gefüllt, vorverdichtet, die Formkastenoberseite mit Folie abgedeckt. **c** Der Formkasten wird an Vakuum angeschlossen, dadurch wird der Sand verdichtet. Durch Abschalten des Unterdrucks am Vakuumkasten läßt sich der Formkasten leicht vom Modell abheben. **d** Ober- und Unterformkasten werden zusammengefügt. Beim Abgießen bleibt der Unterdruck weiterhin aufrechterhalten

durch Erzeugung eines Unterdrucks in der Form von 0,3 bis 0,6 bar.

Modell: Dauermodelle, die keinem nennenswerten Modellverschleiß unterliegen, überwiegend Holz. Kernkästen entsprechend den Kernherstellungsverfahren.

Verfahrenscharakteristik: Das Verfahren ist gekennzeichnet durch die Anwendung von Vakuum sowohl zum Tiefziehen der Modellfolie über ein mit Düsenbohrungen versehenes Modell als auch zur Aufrechterhaltung der Formstabilität. Ein mit Saugsystemen ausgerüsteter Formkasten ist über eine Leitung mit dem Vakuumnetz verbunden. Der feinkörnige, binderfreie Sand, mit dem der Formkasten gefüllt wird, wird durch Vibration verdichtet. Nach dem Auflegen einer Deckfolie wird die Luft aus dem Sand evakuiert und die Form damit verfestigt. Die Form ist vor, während und nach dem Gießen stets mit dem Vakuumnetz verbunden. Zum Ausleeren wird das Vakuum abgeschaltet, Sand und Gußteile fallen ohne zusätzliche Krafteinwirkung aus dem Formkasten. Verfahrensvorteile: Große, reproduzierbare Maßgenauigkeit bei hervorragender Oberflächenqualität, der Formgrat an den Teilungsebenen und an den Kernmarken ist sehr gering, auf Formschrägen kann in Teilbereichen des Gußstücks ganz verzichtet werden.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen.

Gußstückgewichte: Begrenzung durch die jeweils vorhandenen Anlagen, nicht durch das Verfahren.

Toleranzen: 0,3 bis 0,6 %.

Gießen unter (Hoch-)Vakuum. *Form:* Verloren (einmal nutzbar), (Feinguß-)Schalenformen und Genaugußformen aus Sonderformstoffen.

Modell: Feingußwachs und andererseits je nach Art der Form auch aus Metall, Kunststoff oder ähnlichem.

Verfahrenscharakteristik: Titan und Zirkonium gehören zu den reaktiven Metallen, die im schmelzflüssigen Zustand zu Sauerstoff, Stickstoff und Wasserstoff hohe Affinitäten aufweisen. Das trifft auch dann zu, wenn sie als Legierungsbestandteile in entsprechenden Prozentsätzen z. B. in flüssigem Nickel enthalten sind. Deshalb müssen alle diese Legierungen unter definierten Bedingungen erschmolzen und gegossen werden; üblich ist unter Hochvakuum.
Die neuen Formkeramiken, z. B. aus Yttrium- und Zirkoniumoxiden, widerstehen dem Angriff reaktiver Metalle bzw. Schmelzen. Für die mit Titan (Aluminium u. a.) nur legierten Nickel-Basis-Legierungen sind diese Sonderkeramiken jedoch (noch) nicht erforderlich.
Um Qualität und Struktur zu optimieren, werden die Gußstükke meist noch im HIP-Verfahren heißisostatisch verdichtet.

Gußwerkstoffe: Legierungen auf Nickel-, Titan-, Kobalt-, Eisen- und Zirkoniumbasis (Reihenfolge = Rangreihe).

Gußstückgewichte: Etwa 0,01 bis 100 kg und mehr, je nach Fertigungseinrichtung.

Anzahl der Abgüsse: Kleine Reihen bis größere Serien.

Toleranzen: Je nach Formverfahren etwa ±0,3 bis ±0,8 % vom Nennmaß.

Feingießen (Bild 14). *Form:* Verloren (einmal nutzbar) aus hoch-feuerfesten Keramiken; Einzel- oder Gruppenmodell mit Zuläufen zu Gießeinheiten, sog. Trauben oder Bäumchen, zusammengefaßt.

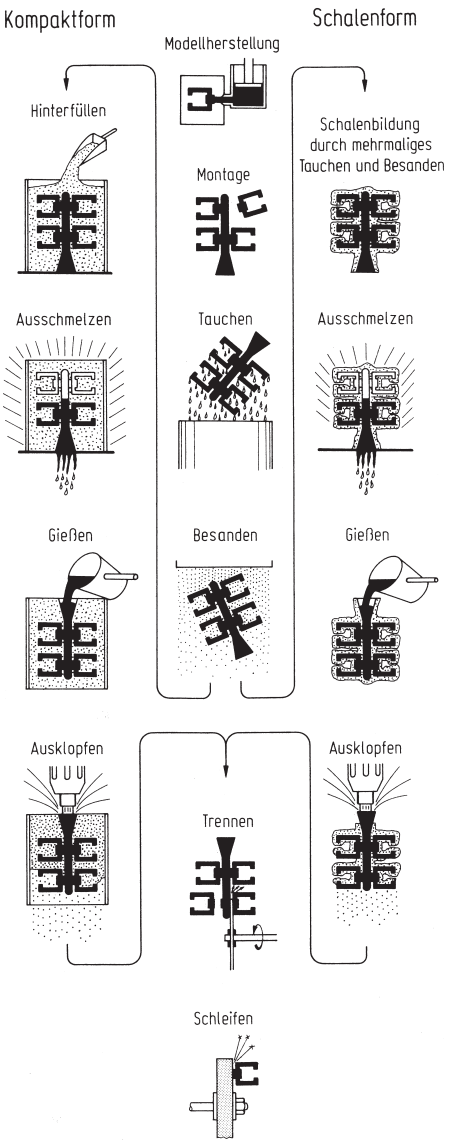


Bild 14. Schematische Darstellung des Fertigungsablaufs beim Feingießverfahren [5]

Modell: Aus Spezialwachsen o. ä., Thermoplasten oder deren Gemischen im Spritzgußverfahren hergestellt.

Verfahrenscharakteristik: Kennzeichnend sind die verlorenen Modelle, die einteiligen Gießformen und das Gießen in heiße Formen (bei Stahl ≈ 900 °C). Eine Gußhaut im herkömmlichen Sinn entsteht nicht. Die Modelle werden in Einfach- oder Mehrfachwerkzeugen gespritzt. Diese bestehen aus Aluminium, Stahl oder Weichmetall, für das ein Urmodell erforderlich ist. Das für den konkreten Fall am besten geeignete Spritzwerkzeug wird je nach vorgesehener Gesamtstückzahl, nach der Gestalt des Gußstücks und nach der Art des Modellstoffs ausgewählt. Für bestimmte hinterschnittene Konturen können vorgeformte wasserlösliche oder keramische Kerne erforderlich sein, für die ein Zusatzwerkzeug gebraucht wird.

Die Modelle werden mit meist gleichfalls gespritzten Gießsystemen zu sog. Trauben zusammengefügt. Die Art dieses Zusammenbaus ist ausschlaggebend für die Qualität der Gußstücke und für die Wirtschaftlichkeit. Diese Trauben erhalten dann zähflüssige keramische Überzüge, die durch chemische Reaktionen aushärten. Bei Aluminium werden auch Spezialgipse verwendet. Nach dem Ausschmelzen (Modellausschmelz-Verfahren!) bzw. Herauslösen des Modellstoffs werden die so entstandenen einteiligen Gießformen gebrannt. Nun wird in die meist vom Brennen her noch heißen Formen gegossen, damit auch enge Querschnitte und feine Konturen sauber „auslaufen". Feinguß mit seinen knappen Toleranzen und guten Oberflächen ist das Gießverfahren, das bei hoher Qualität die größte Freiheit konstruktiven Gestaltens bietet.

Gußwerkstoffe: Offen oder unter Vakuum erschmolzene Stähle und Legierungen auf Eisen-, Aluminium-, Nickel-, Kobalt-, Titan-, Kupfer-, Magnesium- oder Zirkoniumbasis, einschließlich Luftfahrtwerkstoffe (Reihenfolge = Rangreihe).

Gußstückgewichte: 0,001 bis 50 kg, je nach Fertigungseinrichtung auch bis 150 kg und mehr.

Anzahl der Abgüsse: Kleine Reihen bis Großserien, je nach Kompliziertheitsgrad und/oder Bearbeitbarkeit des betreffenden Werkstücks.

Toleranzen: Etwa $\pm 0{,}4$ bis $\pm 0{,}7\,\%$ vom Nennmaß.

Vollformgießen (Bild 15). *Form:* Verloren (einmal nutzbar), meist selbsthärtender Formstoff, auch binderloser Sand.

Modell: Verloren, Schaumstoff.

Verfahrenscharakteristik: Einteiliges Schaumstoff-(Polystyrol-)Modell. Entspricht in Form und Maß (unter Berücksichtigung des Schwindmaßes) dem zu gießenden Teil. Das Modell muß nach dem Einformen nicht aus der Form entfernt werden. Durch die Hitze der in die Vollform einströmenden Schmelze vergast das Modell und wird fortlaufend durch Gießmetall ersetzt. Formteilungen und Kerne sind meistens nicht erforderlich. Bolzen, Büchsen, Schmierleitungen u. a. können mit eingegossen werden. Durch Wegfall der Aushebeschrägen Gewichtseinsparung am Gußstück. Fertigungszeit und Kosten betragen nur einen Bruchteil gegenüber einem Holzmodell.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen, besonders solche mit hohen Gießtemperaturen.

Gußstückgewichte, ca.: Ab 50 kg bis unbegrenzt (Transportgrenze) besonders für großvolumige Teile geeignet.

Anzahl der Abgüsse, ca.: Einzelteile, kleine und große Serien.

Toleranzen, ca.: 3 bis 5 %.

Magnetformen. *Form:* Verloren (einmal nutzbar), Eisengranulat.

Modell: Verloren, Schaumstoff.

Verfahrenscharakteristik: Das Magnetformen ist eine Art des Vollformgießens. Dabei werden die aus Schaumstoff vorgefertigten Gießeinheiten (Modelle mit Zuläufen und Einguß) mit einer feuerfesten Keramik überzogen (ähnlich den Feinguß-Schalenformen). In einem Formkasten werden sie dann mit rieselfähigem Eisengranulat hinterfüllt. Durch Anlegen (bzw. Zuschalten) eines Gleichstrom-Magnetfelds verfestigt sich das Eisenpulver und hinterstützt so die Gießeinheit. Nach dem Gießen und Erstarren des Metalls wird das Magnetfeld abgeschaltet, wodurch das Eisengranulat wieder rieselfähig wird. Dann wird der Abguß entnommen; das Eisengranulat kann wiederverwendet werden.

Gußwerkstoffe: Alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen. Aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit des magnetisierbaren Formstoffs gegenüber Quarzsand, ist die Abkühlgeschwindigkeit der Gußstücke höher und führt zu feinerem Gefüge. Insbesondere bei Stahlguß werden die Gebrauchseigenschaften verbessert.

Anzahl der Abgüsse, ca.: Einzelteile, kleine Serien.

Toleranzen, ca.: Kleiner 3 bis 5 %.

Verwendung von Dauerformen

Kokillengießen (Bild 16). *Form:* Dauerform, Gußeisen oder Stahl, Kerne aus Sand oder Metall.

Modell: Kein Modell erforderlich.

Verfahrenscharakteristik: Gegossen wird unter Wirkung der Schwerkraft in metallische Dauerformen, den Kokillen. Diese Formen sind zur Entnahme des fertigen Gußteils zwei- oder mehrteilig ausgeführt. Durch die hohe Wärmeleitfähigkeit der Kokille gegenüber Formsand erfolgt eine beschleunigte Abkühlung der erstarrenden Schmelze. Daraus resultiert ein verhältnismäßig feinkörniges, dichtes Gefüge mit besseren Festigkeitseigenschaften als der im Sandguß hergestellten Teile. Hohe

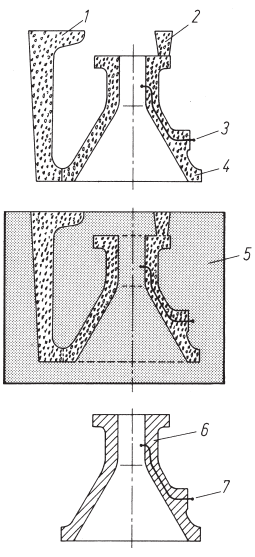


Bild 15. Vollformgießen [3]. *1* Einguß, *2* Speiser, *3* einzugießende Rohrleitung, *4* ungeteiltes Polystyrol-Schaumstoff-Modell, *5* Form, *6* Gußstück, *7* eingegossene Rohrleitung

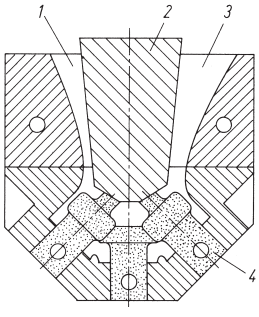


Bild 16. Kokillengießen (Gemischtkokille mit Metall- und Sandkernen, Sandkerne für Hinterschneidungen) [3]. *1* Speiser, *2* Metallkern, *3* Einguß, *4* Sandkern

S

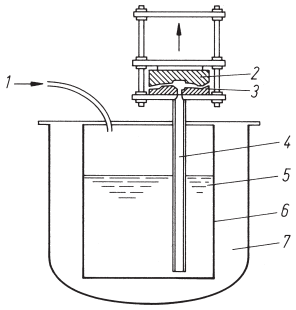


Bild 17. Niederdruck-Kokillengießen [3]. *1* Luft oder Gas, *2* bewegliche Formhälfte, *3* feste Formhälfte, *4* Steigrohr für Schmelze, *5* flüssiges Metall, *6* Tiegel, *7* Heizung

Maßgenauigkeit, ausgezeichnete Oberflächengüte, gute Konturenwiedergabe kennzeichnen den Kokillenguß. Die Forderung nach gas- und flüssigkeitsdichten Armaturen wird durch dieses Verfahren durch Erreichen eines dichten Gefüges voll erfüllt. Schnelle, rationelle Gießfolge und weitgehende Einsparung von Bearbeitung bzw. geringe Bearbeitungszugaben sind weitere Merkmale dieses Verfahrens.

Gußwerkstoffe: Kokillengußlegierungen, Kupfer-Zink-Legierungen, Kupfer-Aluminium-Legierungen, Aluminiumlegierungen, Magnesiumlegierungen, Feinzinklegierungen, außerdem Kupfer, Kupfer-Chrom-Legierungen, übereutektische Aluminium-Silicium-Legierungen, Gußeisen mit Lamellen- und Kugelgraphit.

Gußstückgewichte, ca.: NE-Metalle und Gußeisen bis etwa 100 kg, je nach Einrichtung auch mehr. Gußeisen für bestimmte Zwecke bis etwa 20 t (= 20000 kg).

Anzahl der Abgüsse, ca.: 1000 und ein Mehrfaches, je nach Gußwerkstoff (z. B. Al ≈ 100000 Abgüsse).
Toleranzen, ca.: 0,3 bis 0,6 %.

Niederdruck-Kokillengießen (Bild 17). *Form:* Dauerform, Gußeisen oder Stahl.

Modell: Kein Modell erforderlich.

Verfahrenscharakteristik: Gegossen wird unter Druckbeaufschlagung (meist mit Druckluft) in metallische Dauerformen, den Kokillen. Diese Formen sind zur Entnahme des fertigen Gußteils zwei- oder mehrteilig ausgeführt. Durch die hohe Wärmeleitfähigkeit der Kokille gegenüber Formsand erfolgt eine beschleunigte Abkühlung der erstarrenden Schmelze. Daraus resultiert ein verhältnismäßig feinkörniges, dichtes Gefüge mit besseren Festigkeitseigenschaften als der im Sandguß hergestellten Teile. Kennzeichnendes Merkmal ist die Druckbeaufschlagung, durch die keine Speiser am Gußstück erforderlich sind. Hohe Maßgenauigkeit, ausgezeichnete Oberflächengüte, gute Konturenwiedergabe sind neben schneller, rationeller Gießfolge und weitgehender Einsparung von Bearbeitung weitere Merkmale dieses Verfahrens. Gas- und flüssigkeitsdichte Armaturen sind durch das dichte Gußgefüge rationell zu realisieren.

Gußwerkstoffe: Leichtmetall, vor allem Aluminiumlegierungen.

Gußstückgewichte, ca.: bis 70 kg.

Anzahl der Abgüsse, ca.: 1000 und ein Mehrfaches davon.

Toleranzen, ca.: 0,3 bis 0,6 %.

Druckgießen (Bild 18). *Form:* Dauerform, meistens hochfeste Warmarbeitsstähle oder Sonderwerkstoffe.

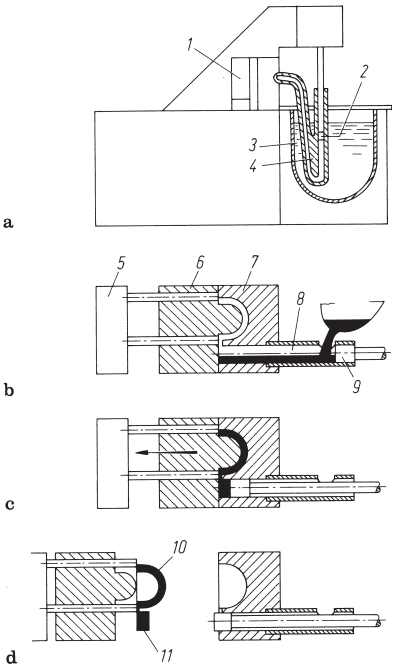


Bild 18a–d. Druckgießen [3]. **a** Warmkammer-Verfahren; **b** bis **d** Kaltkammer-Verfahren; **b** Gießkammer füllen; **c** Gießkolben drückt Schmelze in Form; **d** Gußstück auswerfen; *1* Druckgießform, *2* Gießkolben, *3* Tiegel mit Schmelze, *4* Gießbehälter, *5* Auswerfen, *6* bewegliche Formhälfte, *7* feste Formhälfte, *8* Gießkammer, *9* Gießkolben, *10* Gußstück, *11* Gießrest

Modell: Kein Modell erforderlich.

Verfahrenscharakteristik: Kennzeichnendes Merkmal dieses Verfahrens ist, daß die Schmelze in Druckgußmaschinen unter hohem Druck mit relativ großer Geschwindigkeit in die zweiteilige Dauerform gedrückt wird und unter Druck erstarrt. Man unterscheidet: *Warmkammer-Verfahren:* Druckgußmaschine und Warmhalteofen für die Schmelze bilden eine Einheit. Das Gießaggregat befindet sich in der Schmelze. Bei jedem Gießvorgang wird ein genau vorbestimmtes Volumen Schmelze in die Form gedrückt. Das Warmkammer-Druckgieß-Verfahren eignet sich vor allem für die Werkstoffe Blei, Magnesium, Zink und Zinn. Die Leistung nach diesem Verfahren hergestellter Bauteile ist beträchtlich, je nach Konstruktionsteilgröße und zu vergießendem Werkstoff jedoch verschieden. *Kaltkammer-Verfahren:* Druckgußmaschine und Warmhalteofen für die Schmelze sind getrennt. Die Schmelze wird nach Entnahme aus dem Ofen in die kalte Druckkammer gefüllt und in die Form eingedrückt. Die Druckkammer ist direkt an die eingußseitige Formhälfte angebaut. Dieses Verfahren eignet sich bevorzugt für Legierungen auf Aluminium- und Kupferbasis, da diese beim Einsatz nach dem Warmkammer-Verfahren im flüssigen Zustand das Stahl-Gießaggregat angreifen würden. Kaltkammer-Druckgießmaschinen erreichen, verfahrensbedingt, nicht die Stückleistungen von Warmkammer-Maschinen. Das Druckgießen ist heute eines der rationellsten Gießverfahren. Die Maschinen arbeiten meistens halb- oder vollautomatisch. Druckgußteile besitzen glatte, saubere Flächen und Kanten. Sie sind äußerst maßgenau. Deshalb müssen allenfalls Paß- und Lagerflächen bearbeitet werden. Geringste Bearbeitungszugaben erlauben kurze Bearbeitungszeiten.

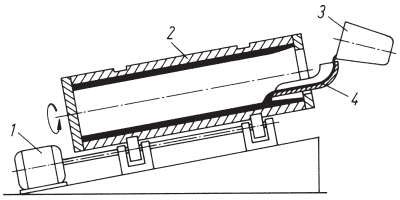


Bild 19. Schleudergießen [3]. *1* Antrieb, *2* Kokille, *3* Gießtiegel, *4* Gießrinne

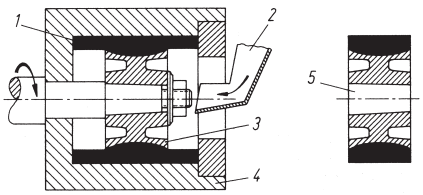


Bild 20. Verbund-(bzw. Ein-)Gießen [3]. *1* Verbundgußwerkstoff mit verlorenen Köpfen, die durch Abstechen entfernt werden, *2* Gießrinne, *3* aufgespannte Nabe, *4* Kokille, *5* Verbundgußstück (2 verschiedene Werkstoffe)

Gußwerkstoffe: Gußwerkstoffe, die für die Druckgießverfahren geeignet sind: Kupfer-Zink-Legierungen, Kupfer-Aluminium-Legierungen, Aluminiumlegierungen, Magnesiumlegierungen, Bleilegierungen, Zinnlegierungen, Feinzinklegierungen. Für *Warmkammer-Verfahren:* Blei-, Magnesium-, Zink- und Zinnlegierungen. Für *Kaltkammer-Verfahren:* Vor allem Werkstoffe auf Aluminium- und Kupferbasis.

Gußstückgewichte, ca.: Leichtmetalle bis 45 kg, andere Werkstoffe bis 20 kg, je nach Gußwerkstoff und Aufspannmaßen der Druckgußmaschinen.

Anzahl der Abgüsse, ca.: sehr unterschiedlich je nach Gußwerkstoff, Beispiel: Zn-Legierungen etwa 500 000 Stück.

Toleranzen, ca.: 0,1 bis 0,4 %.

Thixogießen. Bei den traditionellen Gießverfahren liegt die Verarbeitungstemperatur (Gießtemperatur) der Schmelze eindeutig oberhalb der Liquidustemperatur des Werkstoffs. Beim Thixogießen wird der Werkstoff bei einer Temperatur verarbeitet, die zwischen der Liquidus- und der Solidustemperatur des Werkstoffs liegt. Der Werkstoff wird also im „halbfesten" Zustand verarbeitet. Voraussetzung für ein thixotropes Verhalten ist, z. B. bei Aluminiumlegierungen, eine globulitische Ausbildung der Alphamischkristalle im Gefüge des Ausgangsmaterials. Bei der Herstellung des Ausgangsmaterials nach dem vertikalen Stranggießverfahren wird deshalb die erstarrende Schmelze elektromagnetisch gerührt (Rheogießen). Es entsteht ein feinkörniges globulitisches Werkstoffgefüge. Von den Stranggußrundbarren wird ein Abschnitt abgetrennt, der in seiner Masse der Gußteilmasse entspricht. Dieser Abschnitt wird induktiv auf eine Temperatur erwärmt, die zwischen Solidus- und Liquidustemperatur liegt. Dieses teilweise geschmolzene Rohteil (ca. 30 bis 40 % Schmelzeanteil) verhält sich wie ein Festkörper, ist damit handhabbar und wird in die Gießkammer einer Druckgießmaschine eingesetzt. Bei der Druckbeaufschlagung durch den sich bewegenden Gießkolben entstehen im Rohteil Scherkräfte, und der Rohling verhält sich wie eine Flüssigkeit (Metallschmelze).

Schleudergießen (Bild 19). *Form:* Dauerform, Gußeisen- oder Stahlkokille mit Wasserkühlung.

Modell: Kein Modell erforderlich.

Verfahrenscharakteristik: Im Schleudergießverfahren werden Hohlkörper, die einen rotationssymmetrischen Hohlraum haben und deren Achse mit der Drehachse der Schleudergießeinrichtung zusammenfällt, hergestellt. Die Außenform des Gußstücks wird bestimmt durch die Kokillenform. Die Innenform bildet sich unter Einwirkung der Fliehkraft der rotierenden Form. Die Gußstück-Wanddicke wird bestimmt von der Menge des zugeführten flüssigen Metalls. Eine Verfahrensvariante ist der Schleuderformguß, der hohle oder auch massive Formgußteile durch rotierende Kokillen hervorbringt. Es kann auch im Verbund geschleudert werden. Ebenfalls ist Schleudern mit Flansch möglich. Der Lieferzustand bei geschleuderten Fe-, Ni- und Co-Basis-Legierungen ist üblicherweise (zumindest) vorgedreht.

Gußwerkstoffe: Vor allem Gußeisen, Stahlguß, Schwer- und Leichtmetalle.

Gußstückgewichte, ca.: bis 5 000 kg.

Anzahl der Abgüsse, ca.: 5 000 bis über 100 000 Stück, je nach Kokille und Gußwerkstoff. In Sonderfällen z. B. aus Edelstählen und ähnlichem, auch größere Einzelstücke und kleine Reihen (ab etwa 100 mm Innendurchmesser).

Toleranzen, ca.: 1 %.

Verbund-(bzw. Ein-)Gießen (Bild 20). *Form:* Kokille z. B. bei Schleuder-Verbundguß.

Modell: Ohne Modell.

Verfahrenscharakteristik: Diese Verfahrensarten werden praktiziert: Beim Gießen von Konstruktionsteilen aus zwei oder mehreren verschiedenen fest miteinander verbundenen metallischen Werkstoffen. Mindestens ein Werkstoff wird im schmelzflüssigen Zustand in eine Form, die auch Teil eines herzustellenden Produkts sein kann, gegossen; beim Verbundgießen verschiedener Metalle und/oder Legierungen im flüssigen bzw. teigigen Zustand, z. B. beim Schleudern; beim Ein-, Aus- und Umgießen fester Teile, die nicht nur aus Metall, sondern z. B. auch aus Keramik bestehen können. Die Verbindung kann dann durch Schrumpfen oder durch Formschluß oder durch beides entstehen.

Gußwerkstoffe: alle nach dem derzeitigen Stand der Technik gießbaren Metalle und Legierungen.

Gußstückgewichte ca.: Bis 50 kg und mehr je nach Fertigungseinrichtung.

Anzahl der Abgüsse, ca.: mittlere und große Serien.

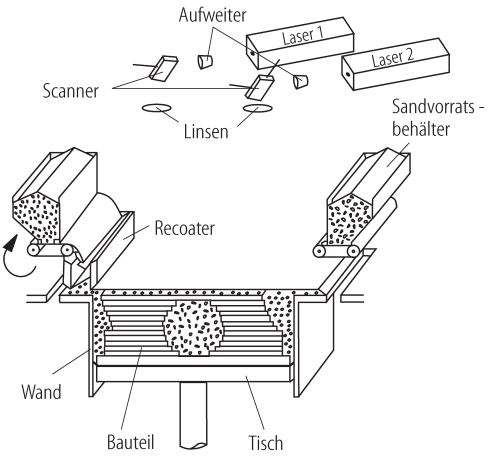
Toleranzen, ca.: 0,1 bis 0,6 % je nach Verfahren.

2.2.3 CAD/CAM-Einsatz. Use of CAD/CAM

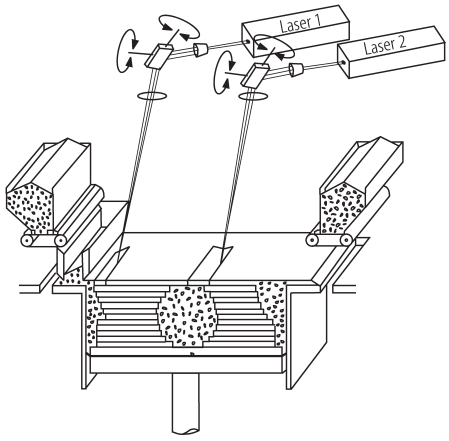
Hochwertige Gußteilkonstruktionen entstehen in zunehmendem Maß unter Einbeziehung von Simulationsprogrammen für die Formfüllung, die Erstarrung, die Eigenspannungsverteilung, die Mikrogefügeausbildung und die Eigenschaftsverteilung von Simultaneous Engineering und von Rapid Prototyping. Dies erfolgt in enger Zusammenarbeit zwischen Gießereifachleuten und Konstrukteuren. Für die Zukunft werden neue Impulse für die Formgebung durch Gießen von der biologischen Designfindung erwartet.

In Zusammenhang mit dem Rapid Prototyping wurde das Direkt-Croning-Verfahren für die Herstellung von Sandformen und Sandkernen entwickelt (**Bild 21**) [10].

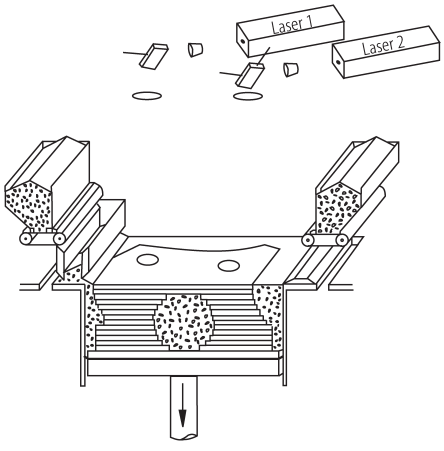
Das Direkt-Croning-Verfahren ist ein Lasersintern. Der dabei verwendete Formstoff entspricht dem bekannten harzumhüllten Formstoff für das Maskenformverfahren mit einer mittleren Sandkorngröße von 0,2 mm. Der Formstoff wird in der Lasersinteranlage auf einer Platte in einer dünnen Schicht aufgetra-



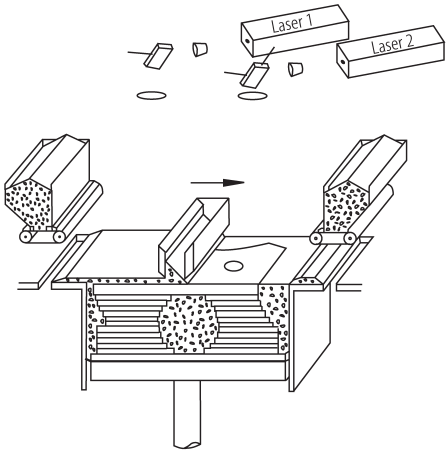
1. Dosieren links



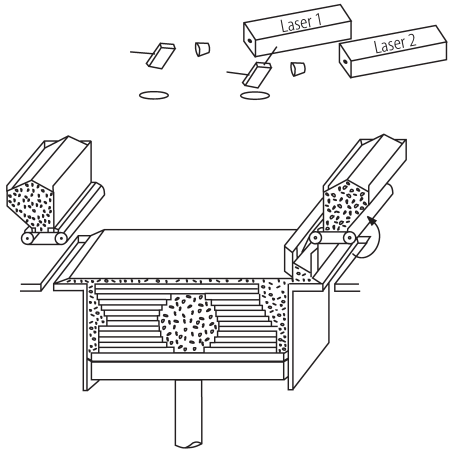
2. Belichtung Schicht n



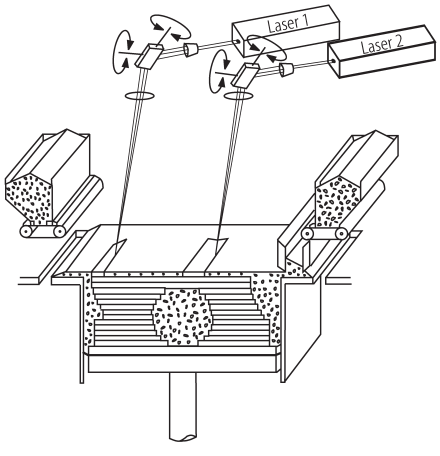
3. Tisch absenken



4. Recoating



5. Dosieren rechts



6. Belichtung Schicht n+1

Bild 21. Schematische Darstellung des Arbeitsablaufs auf einer Direkt-Croning-Maschine, die mit zwei Belichtungslasereinheiten bestückt ist

gen. Anschließend fährt ein Laserstrahl genau die Flächen und Konturen ab, die in dieser Schicht ausgehärtet werden sollen. Hierbei erwärmt der auftreffende Laserstrahl die Sandschicht und löst den Reaktionsprozeß des Bindersystems aus, wodurch der Formstoff an diesen Stellen aushärtet.
Nach der Behandlung der ersten Schicht wird über ein Schlittensystem eine neue, 0,2 mm dünne Schicht Formstoff aufgetragen und ebenfalls mit dem Laser bestrahlt. Durch ständige Wiederholung dieses Vorgangs entsteht eine Sandform oder ein Sandkern, die vollständig in den nicht ausgehärteten, losen Formstoff eingebettet sind. Nach dem Ausformen und einem abschließenden Aushärten zur Einstellung der vollen Festigkeit können diese Formen und Kerne unmittelbar im Gießprozeß eingesetzt werden. Die entstehenden Gußteile entsprechen in ihren Eigenschaften weitgehend den späteren Seriengußteilen. Die zum Steuern des Laserstrahls benötigten CAD-Daten erhält die Anlage über ein 3D-CAD-System, auf dem die Rohdaten des Bauteils gießtechnisch aufbereitet werden.
Mit diesem Direkt-Croning-Verfahren ist es also möglich, Sandformen und Sandkerne für die Herstellung von Gußteilen ohne Modelle und Kernkästen direkt aus den CAD-Daten eines Bauteils herzustellen.

2.2.4 Vorbereitende und nachbehandelnde Arbeitsvorgänge
Preparing and finishing steps

Erschmelzen von Gußwerkstoffen. Zum Überführen der metallischen Einsatzstoffe sowie der Zuschlagstoffe in den schmelzflüssigen Zustand stehen sehr verschiedenartige Schmelzaggregate – z. B. Schacht- (Kupol-), Tiegel- und Herdöfen – zur Verfügung, die mit Koks, Gas, Öl oder auch elektrischer Energie beheizt werden. Wichtigste Schmelzaggregate sind für *Gußeisen und Temperguß:* Kupol-(Schacht-)Ofen, Induktionsofen, Drehtrommelofen (ölgefeuert); *Stahlguß:* Lichtbogenofen, Induktionsofen; *Nichteisenmetallguß:* Induktionsofen, elektrisch-, gas- oder ölbeheizter Tiegelofen.

Putzen der Gußstücke. Zum Entleeren der Formen dienen Ausleerrüttler und zum Entfernen des Sandanhangs i. allg. Strahlputzanlagen, die durchweg mit Stahlschrott oder Stahldrahtkorn arbeiten.

Wärmebehandlung. Zahlreiche Werkstoffe erhalten erst durch eine Wärmebehandlung die für ihren Gebrauch erforderlichen physikalischen und technologischen Eigenschaften. Hierzu sind elektrisch-, öl- oder auch gasbeheizte kontinuierlich oder auch diskontinuierlich arbeitende Öfen erforderlich. Ihre Größe ist auf die Gußstückgröße und -menge, ihre Arbeitsweise auf die verschiedensten Arten der Wärmebehandlung abgestimmt (s. **E 3.1.3**).

Kontroll- und Prüfverfahren. Die vielfältigen und mit dem technischen Fortschritt steigenden Beanspruchungen sowie der Trend zur Leichtbauweise und damit zur rationelleren Werkstoffausnutzung führen zwangsläufig zur Forderung nach hoher Gußstückgüte mit besonderer Betonung der Gleichmäßigkeit. Verfahrens- und Gußstückkontrollen beginnen mit der Überprüfung der metallischen und nichtmetallischen Einsatzstoffe und enden mit der Ausgangskontrolle der Gußstücke. In der Werkstoff- und Werkstückprüfung werden vor allem die zerstörungsfreien Prüfverfahren wie Röntgen-, Ultraschall-, Magnet- und Penetrationsverfahren angewandt. Für die zerstörenden Prüfverfahren wie beispielsweise Zug-, Kerbschlag- und Biegeversuch werden i. allg. getrennte oder am Gußstück angegossene Proben, in Ausnahmefällen auch Proben aus dem Stück selbst verwendet.

2.3 Formgebung bei Kunststoffen.
Forming of plastics

Werkstoffeigenschaften von Kunststoffen s. E 4.

Thermoplaste haben (als Spritzgußmassen) gegenüber *Duroplasten* (Preßmassen und Gießharzen) den weitaus größten Anteil an der Fertigung von Formteilen und Halbzeug. Das Urformen kann durch *Schwerkraft-*(Stand-)*gießen* und auch durch *Schleudergießen* erfolgen, häufiger jedoch durch *Pressen* und überwiegend durch *Spritzgießen* sowie *Extrudieren*. Wichtig für die diskontinuierliche (taktweise) Herstellung von Formteilen (Pressen, Spritzgießen) sowie die kontinuierliche Fertigung von Profilen, Folien usw. (Extrudieren) aus Formmasse (Pulver, Körner, Schnitzel u. a.) sind die von den Herstellern angegebenen „Verarbeitungskennwerte“ wie Erweichungsbereich, Viskosität, Schmelzindex, Fließverhalten, Zersetzungstemperaturbereich und weitere (s. **E 4.10**).

2.3.1 Foliengießen. Casting of foils

Beim Gießen von Folien fließt der zu verarbeitende Werkstoff aus einem Vorratsbehälter, der am Boden einen regulierbaren Schlitz aufweist, drucklos auf eine unter dem Vorratsbehälter langsam rotierende Trommel (Trommelgießen, **Bild 22 b**) oder ein endloses Band aus Kupfer (Bandgießen, **Bild 22 a**). Die sich dabei bildende Folie durchläuft eine Trockenzone, in der das Lösungsmittel verdunstet und die Folie dadurch fest wird, und wird mit einer Abstreifvorrichtung von der rotierenden Trommel oder dem umlaufenden Band entfernt.

2.3.2 Strangpressen (Extrudieren). Extrusion

Das Strangpressen zeichnet sich dadurch aus, daß der zu verarbeitende Werkstoff als Formmasse aus einer Druckkammer im plastifizierten Zustand über ein entsprechend profiliertes Extruderwerkzeug durch eine Düse kontinuierlich ins Freie gepreßt wird. Es entstehen dabei Band, Rohr, Vollprofil, Fasern, Folie oder Schlauch in einem endlosen Strang.
Die Aufgabe des Extruders (**Bild 23**) besteht darin, in der Einzugszone die Formmasse (Granulat, Pulver) aufzunehmen, zu

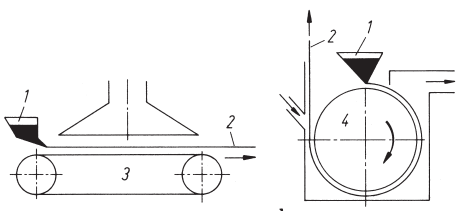


Bild 22 a, b. Foliengießanlage [4]. **a** Bandverfahren; **b** Trommelverfahren. *1* Zugeführter Werkstoff (Plast), *2* Folie, *3* Gießband, *4* Gießtrommel

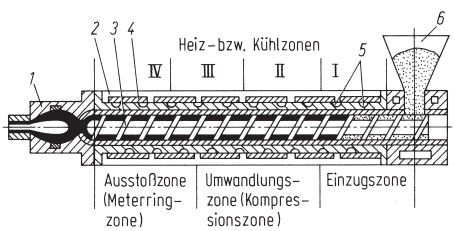


Bild 23. Strangpreßanlage (Extruder) [4]. *1* Umformwerkzeug, *2* Zylinder, *3* Schnecke, *4* Heizelemente, *5* Kühlkanäle, *6* Beschickungsaufsatz

S

verdichten und vorzuwärmen; in der Umwandlungszone die Formmasse zu plastifizieren; in der Ausstoßzone die Formmasse zu homogenisieren, zu verdichten und aus dem Extruder mit der richtigen Temperatur auszustoßen. Um einen endgültigen Übergang des verarbeiteten Werkstoffs in den festen Zustand zu erreichen, muß der erzeugte Strang nach Passieren des Extruderwerkzeugs noch durch Luft oder Wasser gekühlt werden.

Neben den Schneckenstrangpressen, die kontinuierlich arbeiten, gibt es auch noch diskontinuierlich fertigende Kolbenstrangpressen, die in Einzelabschnitten ähnliche Produkte liefern. Extruder werden auch als Plastifizieraggregate für das Spritzgießen, das Kalandrieren und das Hohlkörperblasen eingesetzt. Das letztgenannte Verarbeitungsverfahren geht jedoch schon von einer bestimmten Gestalt aus, die nur nochmals im gummielastischen Zustand des Werkstoffs verändert wird; es wird deshalb als Umformverfahren angesehen.

2.3.3 Kalandrieren. Calendering

Unter Kalandrieren versteht man das Urformen flächiger Halbzeuge (Folien) aus vorgewärmter und vorplastifizierter Formmasse zwischen rotierenden Walzen. Aus der Aufbereitungsanlage (z. B. Extruder, **Bild 23**) wird über Transporteinrichtungen der vorplastifizierte Werkstoff zwischen die beheizten Walzen des Kalanders (**Bild 24**) geführt, dort erst endgültig homogenisiert und plastifiziert sowie auf die gewünschte Dicke gebracht. Nach der letzten Kalanderwalze läuft die Folie dann über Kühlwalzen, um sie in den festen Zustand zu überführen.

2.3.4 Schichtpressen. Film pressing

Beim Schichtpressen werden bahnenförmige Füllstoffe (Papier- oder Gewebebahnen) mit hochpolymeren Werkstoffen (Harzträger und Harze, aber auch Thermoplaste) getränkt und anschließend zwischen beheizten Platten als Urformwerkzeug durch Pressen zu Schichtstoffen verarbeitet. Je nach gewünschter Dicke werden mehrere harzgetränkte Bahnen aufeinandergeschichtet, beiderseitig durch Preßbleche begrenzt und in Etagenpressen zu Halbzeug gepreßt. Zwischen den beheizten Preßplatten plastifiziert das Harz, durchtränkt die Bahnen vollständig und geht in den festen Zustand über. Bei der Herstellung von Rohren nach diesem Prinzip werden die harzbestrichenen Bahnen auf einen Dorn gewickelt; das Aushärten erfolgt unter Wärmeeinwirkung und meist auch unter Druck. Die wichtigsten Schichtpreßstoffe sind Hartpapier und Hartgewebe sowie Vulkanfiber, die in Tafeln, gewickelten nichtformgepreßten bzw. formgepreßten Rundrohren, Vollstäben und Flachleisten geliefert werden.

2.3.5 Spritzgießverfahren. Injection moulding

Dieses Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, daß der plastifizierte Werkstoff (Spritzgießmasse) bei *Thermoplasten* in ein gekühltes, bei *Duroplasten* in ein beheiztes Urformwerkzeug (Spritzgießwerkzeug) mit hohem Druck eingespritzt wird und dort unter Druckeinwirkung in den festen Zustand übergeht.

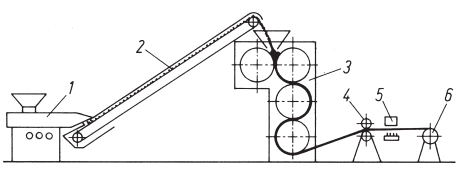


Bild 24. Kalandrieranlage [4]. *1* Extruder, *2* Fördergurt, *3* Vierwalzenkalander, *4* Kühlwalzen, *5* Dickenmeßgerät, *6* Aufwicklung

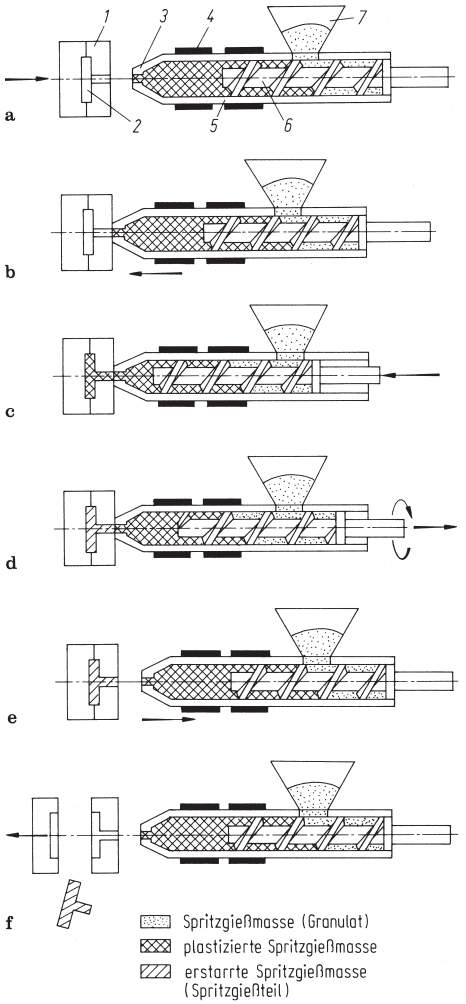


Bild 25 a–f. Spritzgießverfahren [4]. **a** Spritzgießwerkzeug schließen; **b** Düse anfahren; **c** Formmasse einspritzen und nachdrücken; **d** Spritzgießteil erstarren. Formmasse dosieren und plastifizieren; **e** Düse abfahren; **f** Spritzgießwerkzeug öffnen, Spritzgießteil auswerfen. *1* Spritzgießwerkzeug, *2* Werkzeughohlraum, *3* Spritzdüse, *4* Heizung, *5* Zylinder, *6* Schnecke, *7* Fülltrichter

Bild 25: Der zu verarbeitende Werkstoff wird als rieselfähiges *Granulat* oder *Pulver* dem Heizzylinder des Extruders zugeführt. Der Werkstoff wird im Heizzylinder plastifiziert und über eine Düse in diesem Zustand in ein geschlossenes Urformwerkzeug bei einem Druck von 80 bis 180 N/mm² gespritzt, wo der Übergang des verarbeitenden Werkstoffs in den festen Zustand erfolgt. Der Schneckenkolben oder auch Zylinderkolben wird zurückgefahren, das Spritzgießwerkzeug geöffnet und das Formteil (Spritzgießteil) entnommen.

2.3.6 Formpressen. Press moulding

Das Formpressen zeichnet sich dadurch aus, daß der zu verarbeitende Werkstoff (Formpreßmasse) unter Druck und Wärmeeinwirkung im Urformwerkzeug (Preßwerkzeug) plastisch erweicht, bei geschlossenem Werkzeug dessen Hohlraum aus-

füllt und anschließend fest wird. In das beheizte Urformwerkzeug wird eine der Masse des Formteils (Preßteil) entsprechende Menge Formpreßmasse (Pulver, Tabletten, Granulat) in meist vorgewärmtem Zustand eingegeben. Bei Drücken von 8 bis 80 N/mm^2 füllt die Preßmasse den Hohlraum aus und beginnt fest zu werden. Bei ausreichender Vernetzung der Duroplaste bzw. ausreichender Abkühlung der Thermoplaste wird die Preßform geöffnet und das Preßteil ausgestoßen. Beim Formpressen können Kunststoffteile mit und ohne Füllstoffe hergestellt werden.

2.3.7 Spritzpressen. Injection pressing

Das Spritzpressen, auch Transferpressen genannt, ist ein Urformverfahren, bei dem der zu verarbeitende Werkstoff (Spritzpreßmasse) in einem Druckzylinder (Füllraum) unter Wärme- und Druckeinwirkung plastifiziert und anschließend in ein geschlossenes Urformwerkzeug (Spritzpreßwerkzeug) übergeführt und dort fest wird. In den Füllraum wird eine dosierte, zweckmäßig tablettierte Menge der vorgewärmten Spritzpreßmasse eingegeben, die der Masse des Formteils, des Einlaufs und des Verteilers entsprechen muß.

2.3.8 Schäumen. Expanding

Die Herstellung von Teilen aus Zellwerkstoffen spielt bei den hochpolymeren Werkstoffen eine Rolle. Es entstehen Teile, die nur zu einem Bruchteil aus dem eigentlichen Werkstoff bestehen und deren Volumen zu einem hohen Anteil aus Hohlräumen (Blasen, Poren) besteht. Beim Schäumen von hochpolymeren Werkstoffen werden drei Arbeitsweisen unterschieden:

- Zunächst wird ein Trägerschaum gebildet, indem man Luft in ein schaumbildendes Mittel einrührt (z. B. Seifenlösung). In diesen Schaum wird anschließend die Lösung eines härtbaren Kunststoffs geschüttet, die sich auf den Lamellen des Schaumträgers verteilt und dort fest wird (*Schaumschlagverfahren*).
- Es werden zwei Stoffe gemischt, die entweder sofort oder erst bei Wärmeeinwirkung unter Gasabspaltung miteinander reagieren, den zu verarbeitenden Werkstoff aufschäumen und dann in den festen Zustand übergehen (*Mischverfahren*).
- Dem zu verarbeitenden Kunststoff wird ein spezielles Treibmittel zugesetzt, das druckos oder unter höherem Druck dem schmelzflüssigen Werkstoff beigemischt wird. Durch Abkühlung entsteht eine treibfähige Mischung. Bei Wiedererwärmung dehnt sich das Treibmittel aus oder zersetzt sich, und es entsteht ein Schaumstoff, dessen Struktur durch Abkühlung fixiert wird.

2.4 Formgebung bei metallischen und keramischen Werkstoffen durch Sintern (Pulvermetallurgie)

Forming of metals and ceramics by powder metallurgy

2.4.1 Allgemeines. General

Die Pulvermetallurgie befaßt sich mit der Gewinnung von Pulvern aus Metallen, Metallegierungen und Metallverbindungen (z. B. Carbiden, Boriden, Siliciden, Nitriden, Oxiden und Metallen) und deren Verarbeitung zu Halbzeugen und Fertigteilen. Bei diesem Urformverfahren werden Pulver mit Korngrößen – je nach Herstellungsverfahren – unter 0,5 mm (etwa 0,1 bis 500 µm) in Formwerkzeugen zumeist mechanisch verdichtet und i. allg. bei hohen Temperaturen durch *Sintern* unter Schutzgas zu Fertigteilen verfestigt. Das Pressen wird bei Raumtemperatur, verschiedentlich aber auch bei höheren Temperaturen (Heißpressen) in Formen aus verschleißfestem

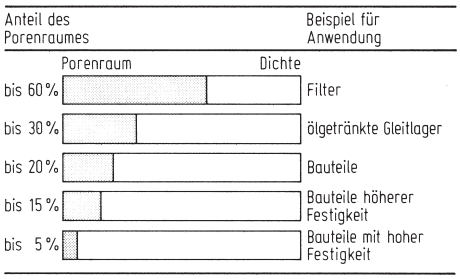


Bild 26. Gezielt einstellbare Porositätsgrade von Sinterteilen im Hinblick auf ihren Anwendungsbereich

bzw. auch warmfestem Stahl vorgenommen. Die Sintertemperatur (zum Zusammenwachsen der Teilchen durch Diffusion) liegt bei Einstoffsystemen etwa in der Größenordnung von $^2/_3$ bis $^4/_5$ der absoluten Schmelztemperatur des Metalls, bei Mehrstoffsystemen oft oberhalb des Schmelzpunkts der niedrigstschmelzenden Komponente. Bei heterogenem Aufbau der Pulvermischung kann durchaus schon eine geringe Menge an flüssiger Phase vorliegen. Vermieden werden muß ein durchgreifendes Aufschmelzen. Bronzen u. ä. werden z. B. bei 600 bis 800 °C gesintert, Eisenlegierungen zwischen 1000 und 1300 °C, Hartmetalle bei 1400 bis 1600 °C und die hochschmelzenden Metalle wie Molybdän, Wolfram, Tantal zwischen etwa 2000 und 2900 °C. Mit Zunahme des Preßdrucks (etwa 1 bis 10 kbar), der Sinterzeit und Sintertemperatur sowie Abnahme der Korngröße nimmt die Dichte bis zu der des nahezu porenfreien Stoffs zu. Folglich sind auch technologisch wünschenswerte Porositätsgrade gezielt einzustellen (**Bild 26**) [11, 13].

2.4.2 Anwendung. Uses

Die Pulvermetallurgie kommt wegen der teuren Preßwerkzeuge nur für große Serien und wegen des im Vergleich zum Gießen schlechten Formfüllungsvermögens sowie der Begrenzung hinsichtlich einer ausreichenden und vor allem gleichmäßigen Verdichtung und schließlich auch der geringen Festigkeit im ungesinterten Zustand bevorzugt für kleinere Teile (unter 1 bis einige 1000 g) mit möglichst einfacher Gestalt in Betracht. Nachteilig ist der hohe Kapitalbedarf für Pressen, Werkzeuge und Öfen, die komplizierten Verhältnisse der Volumenänderung beim Pressen und Sintern (bei Vollkörpern bis zu 20 % lineare Schwindung während des Sinterns), die verhältnismäßig begrenzte Gestaltungsmöglichkeit und die gegenüber gegossenen Teilen i. allg. geringere Festigkeit und Zähigkeit. Vorteilhaft sind der geringe Personalbedarf, das gute Ausbringen, die hohe Maßgenauigkeit (nach Kalibrierung) und Oberflächengüte sowie besonders auch die verschiedenen nur durch die Pulvermetallurgie gegebenen Möglichkeiten der Werkstofftechnologie. Wichtige *technische Anwendungsbereiche*, die sich nur (oder besser) mit dem Sinterverfahren verwirklichen lassen:

Hochschmelzende Metalle wie Molybdän, Wolfram, Tantal, Niob. Schmelzmetallurgisch neben der hohen Temperatur zusätzliche Schwierigkeiten durch zum Teil unerwünscht starke Reaktion der Metallschmelzen mit dem feuerfesten Tiegel bzw. der Ofenauskleidung sowie durch starke Gaslöslichkeit.

Hartmetalle als Schneidwerkstoffe. Herstellung eines verbundmetallartigen Gefüges aus spröden Hartstoffen wie Wolfram-, Molybdän- und Tantalkarbiden sowie einem zähen, bei Sintertemperatur bereits flüssigen Bindemetall wie Kobalt.

S

Verbundkörper aus nicht oder schwer legierbaren Komponenten, z. B. Metallkohlen aus Kupfer und Graphit mit der guten Leitfähigkeit des Kupfers und der ausgezeichneten Gleiteigenschaft des Graphits; Kontaktbaustoffe mit der hohen Härte des hochschmelzenden Wolframs und Molybdäns sowie der guten Leitfähigkeit von niedrigschmelzendem Kupfer und Silber; „Diamantmetalle“ durch gleichmäßige Einsinterung feinkörniger Hartstoffe wie Diamantteilchen oder Korund in eine metallische zähe Grundmasse.

Filter und poröse (mit Öl getränkte selbstschmierende und zum Teil wartungsfreie) Lager mit gleichmäßig verteilten sowie untereinander verbundenen Poren; Porengröße und Porenvolumen sind in weiten Grenzen erzielt einstellbar.

Legierungen aus einem Metall mit hoher Schmelztemperatur und einem Metall mit bei dieser Temperatur bereits überschrittener Siedetemperatur, d. h. mit hohem Dampfdruck (z. B. Eisen, Kobalt, Nickel einerseits und Zink, Cadmium, Blei usw. andererseits).
Vorteile ergeben sich auch, wenn *sehr spröde Werkstoffe*, bei denen eine spanende Bearbeitung schwierig oder unmöglich ist, zu verarbeiten sind (z. B. Dauermagnete auf Eisen-Aluminium-Nickel-Kobalt-Kupferbasis oder hochlegierte spröde Stähle auf Eisen-Chrom-Aluminiumbasis), bei anderen Formgebungsverfahren ein vergleichsweise hoher Zeit- und Kostenaufwand durch Bearbeitung entstehen würde (z. B. bei Massenartikeln kleiner Teile aus Eisen- und Nichteisenmetallen), ein sehr hoher Reinheitsgrad und eine gleichbleibende Zusammensetzung erforderlich sind (die beim Schmelzen und dem dabei notwendigen chargenweisen Betrieb nicht immer zu gewährleisten sind).

2.4.3 Technologie. Technology

Der Fertigungsablauf zur Herstellung von Sinterteilen kann in die vier Abschnitte Pulverherstellung, Formgebung, Sintern und Nachbehandeln unterteilt werden.

Pulverherstellung. Sie erfolgt mit Korngrößen von etwa 1 µm bis 0,5 mm durch mechanische Verfahren (Brechen, Mahlen, Granulieren, Zerstäuben, Verdüsen), physikalische Verfahren (Kondensation) und chemische Verfahren (Reduktion, elektrochemische und elektrolytische Verfahren, Zersetzung).
Metallpulver werden auch durch Urformen aus der Schmelze durch Zerstäuben (Atomisation) hergestellt. Die so gewonnenen Metall- und Legierungsteilchen können als sehr kleine Gußteile aufgefaßt werden, deren Eigenschaften durch die Prozeßparameter beim Zerstäuben und bei der Rascherstarrung beeinflußt werden können. Die Schmelzeatomisation der modernen Rascherstarrungstechnologien gliedert sich in folgende Verfahren:
- das Inertgasverdüsen im Helium-, Argon- oder Stickstoffstrom,
- die Flüssiggaszerstäubung mit flüssigem Stickstoff,
- das Zentrifugalzerstäuben,
- die Wasserverdüsung,
- das REP- und PREP-Verfahren ((plasma) rotating electrode process),
- das elektrohydrodynamische Schmelzezerstäuben (EHD-Verfahren).

Eine effektive Inertgasverdüsung (**Bild 27**) erfolgt bei einem Gießstrahldurchmesser von einigen Zentimetern mit einem Inertgasdruck von 50 bis 200 bar und Gasgeschwindigkeiten von bis zu 400 m/s.

Formgebung. Sie erfolgt zu Fertigteilen und Halbzeug überwiegend durch Kaltpressen in formgebenden, verschleißfesten Werkzeugen, aber auch zur besseren Verdichtbarkeit durch Heißpressen und im Drucksinterverfahren sowie durch Explosionsverdichten und schließlich noch durch Strangpressen und Pulverwalzen. Daneben gibt es die Formgebung ohne Verdichtung durch einfaches Schütten von Pulvern oder auch von Pulveraufschwemmungen in Flüssigkeiten (Schlickergießen) mit dem Ergebnis eines auch nach dem Sintern sehr porösen Sinterteils (z. B. Metallfilter).

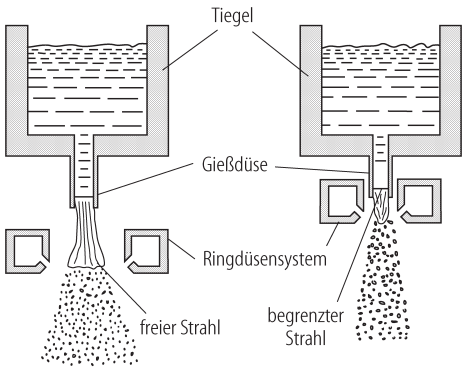


Bild 27 a, b. Schematische Darstellung des Inertgasverdüsens mit freier (**a**) und begrenzter Strahlführung (**b**)

Mit steigendem Preßdruck nimmt das Verdichtungsverhältnis und folglich auch die Dichte sowie die Raumausfüllung zu (**Bild 28**). Da die Druckfortpflanzung in Pulvermischungen infolge der Verluste durch Reibung und Verformung nicht, wie bei Flüssigkeiten, gleichmäßig erfolgt, ist zur Erzielung einer möglichst einheitlichen Verdichtung und damit auch einheitlichen Werkstoffbeschaffenheit die Höhe des Preßlings bzw. sein Höhen/Durchmesser-Verhältnis auf etwa 2 : 1, in günstigen Ausnahmefällen auf 3 : 1 begrenzt. Zur gleichmäßigen Verdichtung von mehrstufigen Teilen sind zwangsläufig aufwendige Werkzeuge mit Stempeln in unterschiedlicher Höhe erforderlich.

Kaltpreßverfahren: **Bild 29**. Bei der Gestaltung der Teile muß darauf geachtet werden, daß sie preßtechnisch überhaupt herstellbar und möglichst einfach anzufertigen sind.
Gestaltungsrichtlinien s. [8]: Einhalten von Abmessungsgrenzen und -verhältnissen: Höhe/Breite $< 2{,}5$, Wanddicke > 2 mm, Bohrungen > 2 mm. Vermeiden zu kleiner Toleranzen: Bohrungen $\geq$ IT 7, Breite $>$ IT 6, Höhe $\geq$ IT 12. Vermeiden scharfer Kanten, spitzer Winkel und tangentialer Übergänge.
Das *Heißpressen* wird zur besseren Verdichtung vor allem bei Pulvern aus spröden Werkstoffen angewendet. Das oft bei Verbundwerkstoffen angewendete *Drucksintern* bewirkt eine hohe Verdichtung bei relativ geringem Preßdruck. Zur besseren Verdichtung führt auch das *isostatische Pressen*, bei dem ein Probekörper in verschlossener plastischer Hülle (Gummihülle) in einer Kompressionsflüssigkeit durch Beaufschlagung mit einem Kolben allseits einem sehr hohen Druck ausgesetzt wird. Noch höhere, bei schwierig verpreßbaren Pulvern erforderliche Preßdrücke sind durch Explosionsverdichten zu erreichen.
Ein kontinuierliches Verdichtungsverfahren zur Erzeugung von Bändern ist das *Pulverwalzen*, wobei Preßdrücke im Walzspalt von mehreren bar, wie beim üblichen Kaltpressen, auftreten. Bleibronzen und auch schmelzmetallurgisch nicht herstellbare Verbundwerkstoffe werden bereits industriell nach diesem Verfahren erzeugt. Durch das Strangpressen lassen sich geschüttete oder auch vorverdichtete Pulver insbesondere aus niedrigschmelzenden Metallen (z. B. Aluminium)

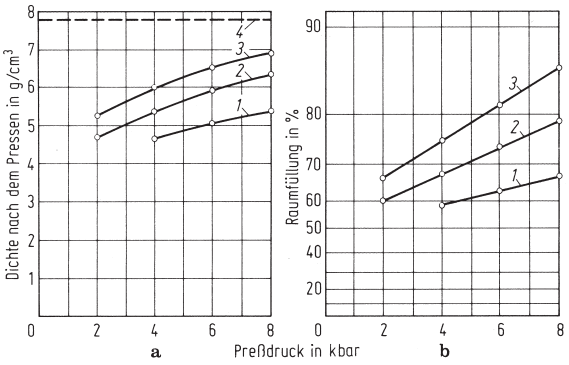


Bild 28a, b. Preßverhalten von Metallpulvern [12]. **a** Abhängigkeit der Preßdichte vom Preßdruck; **b** Abhängigkeit der Raumfüllung. Hametag-Eisenpulver <0,3 mm: *1* ungeglüht ohne Zusatz, *2* geglüht ohne Zusatz, *3* geglüht mit 0,5 % Lithiumstearat, *4* theoretische Dichte (porenfreier Werkstoff, 7,86 g/cm³)

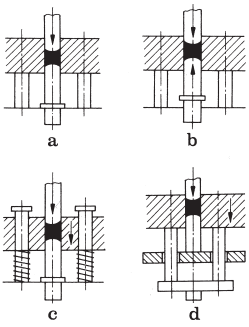


Bild 29a–d. Verfahren des Kaltpressens. **a** Einseitiges Pressen; **b** gegenseitiges Pressen; **c** Pressen mit federndem Mantel; **d** Abziehverfahren

ohne Vorwärmung zu verschiedenen Profilen, auch Rohren, mit nahezu porenfreiem Werkstoff verarbeiten.

Durch *Formgebung ohne Verdichten* können je nach Schüttverfahren Sinterkörper mit hoher Porosität und einfacher Gestalt hergestellt werden. Beim Schlickergießverfahren werden i. allg. feinkörnige Pulver mit einem möglichst geringen Anteil an Wasser oder anderen Flüssigkeiten zu einem gießfähigen Brei gemischt und in poröse Formen gegossen, die die Flüssigkeit aufsaugen, so daß ein nahezu trockener poröser Formkörper zurückbleibt, der anschließend gesintert wird. Es eignen sich hierzu z. B. Pulver aus Nickel und Kupfer ebenso wie aus Bronze und Eisenlegierungen. Vorteilhaft ist insbesondere auch die Verarbeitung von schwer verpreßbaren Verbindungen wie Oxiden, Nitriden und Siliciden, aus denen u. U. nur nach diesem Verfahren (auch kompliziertere) Teile herzustellen sind.

PM-Spritzgießtechnik (pulvermetallurgische Spritzgießtechnik)

Kleinere Bauteile mit komplexer Geometrie, die geringe Wandstärken bzw. kleine Bohrungen aufweisen, können mit der herkömmlichen PM-Technik nicht wirtschaftlich gefertigt werden, und zwar einmal wegen kurzer Werkzeugstandzeiten und zum anderen wegen notwendiger spanender Bearbeitung.

Das Spritzgießen der Kunststofftechnik mit seinen vielfältigen Möglichkeiten der Formgebung diente als Vorbild für den PM-Spritzguß, der nach der englischen Bezeichnung „Metal Injection Molding“ mit MIM abgekürzt wird. Diese Verfahrensbezeichnung kann als Synonym angesehen werden für die Möglichkeit der Kombination von freier Werkstoffauswahl, die die herkömmliche PM-Technik charakterisiert, mit der Freiheit der Formgestaltung, die für die Herstellung von Gußteilen und die Kunststofftechnik bezeichnend ist.

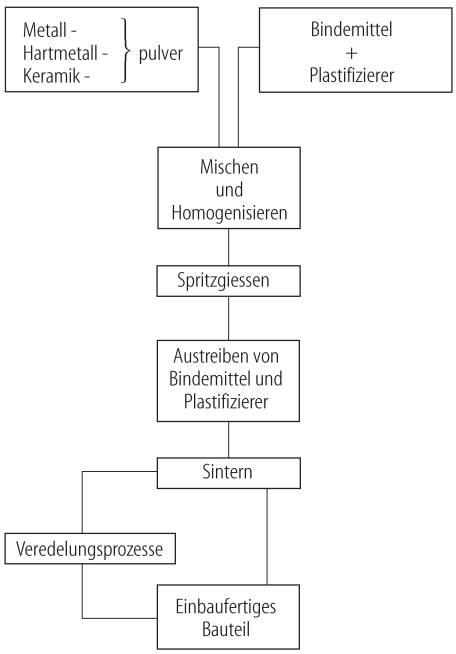


Bild 30. Verfahrensschema des PM-Spritzgusses

Der PM-Spritzguß ist ein Fertigungsverfahren für Großserien von kleinen, nahezu einbaufertigen Bauteilen mit komplexer Geometrie. Er ist ein Verfahren zum Lösen von Formgebungsproblemen und weniger zum Einengen von Maßtoleranzen. Beim PM-Spritzguß wird anstelle von reinem Kunststoff eine Kunststoff-Metallpulvermischung verspritzt. Der Kunststoff dient als Gleitmittel beim Spritzgießen und wird nach dem Formen des Bauteiles wieder entfernt.

Bild 30 gibt das Verfahrensschema als Blockdiagramm wieder.

S

Im allgemeinen werden Metallpulver mit einer Teilchengröße < 35 µm mit organischen Bindemitteln sehr intensiv zu einer homogenen Masse vermischt. Diese wird bei höheren Temperaturen plastisch und kann mittels eines Extruders in eine Form gespritzt werden.

Als Binder und Plastifiziermittel werden thermo- oder duroplastische Kunststoffe eingesetzt. Der Anteil dieser Hilfsmittel schwankt zwischen 30 und 50 Vol.-%, abhängig von der Teilchengröße und -verteilung der verwendeten Metallpulver. Die Auswahl der geeigneten Binder bzw. Binderkombination ist für das Verfahren entscheidend. Diese muß so getroffen werden, daß durch eine ausreichende Plastifizierung der Masse ihre Verarbeitung auf einem Extruder möglich ist. Dem spritzgegossenen Bauteil muß das Bindersystem zumindest die für die weitere Handhabung notwendige mechanische Festigkeit verleihen. Im fertigen Bauteil sind die Hilfsmittel nicht mehr vorhanden. Sie müssen vor dem Sintern möglichst rückstandslos entfernt werden, wobei darauf zu achten ist, daß die letzten Reste der Binder erst dann entweichen, wenn die ersten Sinterbrücken entstehen. Das Austreiben der organischen Hilfsmittel kann auf unterschiedliche Art und Weise geschehen. Das meistens angewendete Verfahren ist die fraktionierte, thermische Zersetzung bzw. Verdampfung. Als weitere Möglichkeiten sind zu nennen: das Heraussaugen der thermisch verflüssigten Binde- und Plastifizierungsmittel durch Kapillarkräfte (sog. Schwammeffekt), durch Sublimation oder durch Lösungsmittel.

Die spritzgegossenen Bauteile besitzen schon die geometrische Form des fertigen Bauteiles. Ihr Volumen ist jedoch um das Volumen der zugesetzten Binde- und Plastifizierungsmittel vergrößert. Während des Sinterns verkleinert es sich, d. h. die Dimensionen des Formteils müssen in allen drei Raumrichtungen gleichmäßig schwinden. Der lineare Schwund beträgt abhängig vom Bindemittelgehalt zwischen 12 und 20 %. Die Restporösität des fertigen Bauteiles ist < 5 Vol.-%. Bisher werden das Austreiben der Bindemittel und das Sintern meistens in getrennten Anlagen durchgeführt. Es laufen aber Entwicklungen mit dem Ziel, die beiden Fertigungsschritte kontinuierlich in einem Ofen durchzuführen.

Für das PM-Spritzgußverfahren können sowohl – wie schon erwähnt – fertig legierte Pulver als auch Mischungen von Elementpulvern eingesetzt werden. Somit besteht die Möglichkeit, die mechanischen Eigenschaften der PM-Spritzgußlegierungen weitgehend an die Erfordernisse der Anwendung anzupassen. Da Werkstoffdichten > 95 % der Festkörperdichte ohne Schwierigkeiten realisiert werden, entsprechen die Eigenschaften, sowohl die physikalischen als auch mechanischen, denen von Kompaktwerkstoffen.

Die Werkstoffpalette, die für das PM-Spritzgießen in Frage kommt, reicht von niedrig bis zu hoch legierten PM-Stählen, von weichmagnetischen PM-Stählen über PM-Werkstoffe mit angepaßtem thermischen Ausdehnungskoeffizienten, Hartmetallen, Nickel- und Kobaltlegierungen, Legierungen hochschmelzender Metalle bis zu keramischen Werkstoffen, die schon vor Jahrzehnten nach dieser Technik verarbeitet wurden.

Sintern. In Muffel-, Hauben- und vielfach auch Durchlauföfen werden die Pulverteilchen unter Schutzgas (Wasserstoff, NH_3-Spaltgas und – zur Vermeidung einer Aufkohlung – teilweise verbranntem Methan, Leuchtgas oder Generatorgas) sowie verschiedentlich auch im Vakuum durch Diffusion fest verbunden. Die Beheizung erfolgt elektrisch, bei sehr hochschmelzenden Metallen auch durch direkten Stromdurchgang. Etappen bei diesem Verfestigungsprozeß sind die Adhäsion der Teilchen (bereits bei Raumtemperatur, begünstigt durch hohe Verdichtung), die Halsbildung zwischen den Partikeln und die Verdichtung des Formkörpers, manchmal bis zu einem Werkstoff mit nahezu geschlossenen Poren.

Die Arbeitsfolgen *Pressen* (Schütten), *Sintern* und *Kalibrieren* (Nachpressen zur höheren Maßgenauigkeit) können bis zu einem gewissen Grad in unterschiedlicher Kombination ablaufen, so z. B. beim

Einfachpreßverfahren: Pressen – Entformen – Sintern – (eventuell noch Kalibrieren).

Doppelpreßverfahren (hohe Dichte, bessere mechanische Eigenschaften): Pressen – Entformen – Sintern – Pressen – Sintern (eventuell noch Kalibrieren).

Drucksintern: Sintern in der Preßform (bei schwer verpreßbaren Pulvern; hohe Dichte bei vergleichsweise niedrigem Preßdruck) – Entformen – (eventuell noch Kalibrieren).

Nachbehandeln. Die gesinterten Formteile können je nach Einsatzbereich durch eine Vielzahl von Nachbehandlungsverfahren in den gebrauchsfertigen Endzustand gebracht werden, z. B. durch spanlose (Kalibrieren bzw. Pressen, Walzen, Ziehen) und spanende Bearbeitung, außerdem durch Oberflächenbehandlung zum Korrosionsschutz oder zur Erhöhung des Verschleißwiderstands (Inchromieren, Aufkohlen, Nitrieren usw.), Wärmebehandlung und Tränken (Erhöhung der Festigkeit durch Füllen des Porenraums mit niedrigschmelzendem Metall, bei selbstschmierenden Lagern mit Öl).

2.5 Weitere Urformverfahren.
Other methods of primary shaping

2.5.1 Galvanoformung. Electro-forming

Beim Galvanoformen wird auf einer geformten Kathode durch galvanische Abscheidung ein Metallniederschlag erzeugt, der als Festkörper (Galvano) abgenommen wird oder verschiedentlich auch mit dem Modell verbunden bleibt (Kerngalvano). Die Galvanoformung kommt sowohl bei Einzel- als auch Serienfertigung in Betracht. Das Modell, ein Negativ des zu formenden Teils, wird spanabhebend, durch Gießen oder auch Pressen hergestellt. Ein positives Urmodell, von dem die Negativmodelle galvanogeformt werden, verwendet man, wenn die Anfertigung eines Negativmodells nicht möglich ist. Ebenso wird von einem Positivmodell ausgegangen, wenn durch Galvanoformung eine größere Anzahl von Negativmodellen für die Serienfertigung herzustellen ist.

Werkstoffe, die aus wäßrigen und organischen Lösungen sowie aus Salzschmelzen zur Herstellung von Galvanos abgeschieden werden, sind z. B. Eisen, Chrom, Wolfram, Niob, Kupfer, Nickel, Kobalt, Zinn, Zink, Aluminium, Silber, Gold, aber auch Legierungen von Nickel-Kobalt, Nickel-Chrom, Nickel-Mangan, Kobalt-Wolfram, Kobalt-Wolfram-Nickel-Eisen, Kupfer und Nickel sowie zunehmend Nickel-Kobalt-Legierungen haben in der Praxis vorrangige Bedeutung erlangt, letztere nicht zuletzt auch wegen der günstigen Kombination von Festigkeits-, Verschleiß- und Korrosionseigenschaften (**Bild 31**). Vorteilhaft ist die extrem hohe Abbildegenauigkeit und, bei entsprechender Modellgüte, die hohe Maßgenauigkeit. Rauhtiefen bis zu 0,5 µm lassen sich noch exakt abbilden. Die durch galvanische Abscheidung hergestellten Teile können als Ganzes der Forderung nach z. B. hoher Oberflächengüte, gleichbleibender Schichtdicke und notwendigen Gebrauchseigenschaften entsprechen (Konstruktionsteile, Siebdruckschablonen, Spinndüsen, Haushaltsartikel wie Kannen, Streudosen, Siebe und Filter, letztere auch für den Mikrobereich).

S

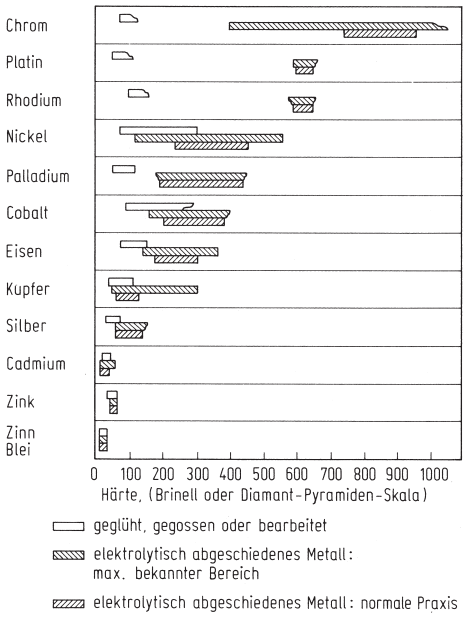


Bild 31. Härte von verschiedenen elektrolytisch abgeschiedenen Metallen

2.5.2 Chemoformung. Autocatalytic plating

Während bei der Galvanoformung die Metallionen durch Elektronenaufnahme an der Kathode (äußere Stromquelle) reduziert werden und sich dort als Metall oder Metallegierung abscheiden, erfolgt bei der Chemoformung die Reduktion durch Elektronenaustausch mit Reaktionspartnern, die bei dieser stromlosen Abscheidung selbst zwangsläufig in eine höhere Oxidationsstufe übergehen. Dazu sind Katalysatoren notwendig.

3 Umformen. Metal forming

K. Siegert, Stuttgart

In S 3.5 wurden bewährte Bilder aus der 16. Aufl., S 3.3 (K. Lange u. a.), übernommen.

3.1 Systematik und Einführung
Systematics and introduction

Umformen ist in Anlehnung an DIN 8580 die gezielte *Änderung* der *Form*, der *Oberfläche* und der *Werkstoffeigenschaften* eines *Werkstücks* unter *Beibehaltung* von *Masse* und *Stoffzusammenhang*.
Das Werkstück ist dabei in der Regel aus Metall bzw. einer schmelzmetallurgisch oder pulvermetallurgisch hergestellten Metall-Legierung oder aus einem Verbundwerkstoff.

Einteilung der Umformverfahren. Es gibt verschiedene Möglichkeiten:
Eine Möglichkeit ist die Einteilung nach den überwiegend *wirksamen Spannungen* (Beanspruchungen). So unterteilt man in
- Druckumformen (DIN 8583),
- Zugdruckumformen (DIN 8584),
- Zugumformen (DIN 8585),
- Biegeumformen (DIN 8586),
- Schubumformen (DIN 8587).

Eine andere Möglichkeit ist die Einteilung in Verfahren der *Blechumformung* und in Verfahren der *Massivumformung*.
Sehr wesentlich ist die Frage, ob die Umformung zu einer *Festigkeitsänderung* führt oder nicht. Daher unterscheidet man in Verfahren, bei denen die Umformung zu *keiner* Festigkeitsänderung führt, in Verfahren, bei denen es während der Umformung zu einer *vorübergehenden* Festigkeitsänderung kommt und in Verfahren, bei denen die Umformung zu einer *bleibenden* Festigkeitsänderung führt.
Je nachdem, ob das Werkstück vor der Umformung erwärmt wird oder nicht, spricht man von *Kalt-* oder *Warmumformung* (DIN 8582). Bei den Verfahren der Kaltumformung, bei denen das Werkstück mit Raumtemperatur in den Umformprozeß eingeführt wird, ergibt sich bei metallischen Werkstoffen, deren Rekristallisationstemperatur deutlich oberhalb der Raumtemperatur liegt, in der Regel mit zunehmender Formänderung ein Anstieg der Streckgrenze und der Zugfestigkeit bei Abnahme der Bruchdehnung. Man spricht dann von *Kaltverfestigung*.
Ferner kann noch nach der *Art der Krafteinleitung* unterschieden werden in Umformverfahren mit *unmittelbarer* und mit *mittelbarer* Krafteinleitung. So ist z. B. das Drahtziehen, bei dem die Ziehkraft über den bereits gezogenen Draht in die Umformzone eingeleitet wird, ein Verfahren der mittelbaren Krafteinleitung. Das Schmieden, bei dem die Kraft über das Werkzeug direkt in die Umformzone eingeleitet wird, ist demnach ein Verfahren der unmittelbaren Krafteinleitung.

Umformprozeß. Er wird durch mehrere Faktoren bestimmt: *Werkstück*, *Werkzeug*, *Schmierstoff*, *Umgebungsmedium* und *Maschine* (einschließlich Regelung und Steuerung des Prozesses). Ferner ist der mechanisierte bzw. automatisierte Werkstücktransport in das Werkzeug, aus diesem heraus und zwischen den Werkzeugen zu beachten.
Die Tribosysteme des Umformprozesses werden bestimmt durch Werkstück, Werkzeug, Schmierstoff und Umgebungsmedium (**Bild 1**) (s. **E 5**).
Bei der *Beschreibung des Werkstücks* (z. B. Gefüge, Temperatur, Geometrie, Oberfläche sowie technologische Werte wie Streckgrenze, Zugfestigkeit, Bruchdehnung und Fließkurve) sind folgende Zustände zu beachten:

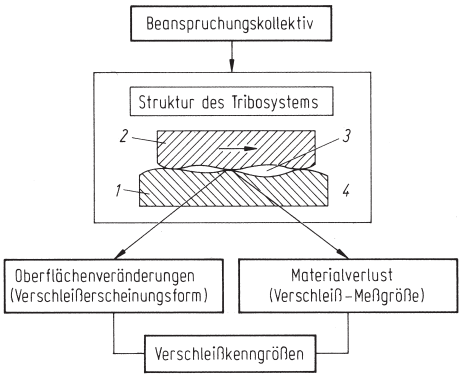


Bild 1. Tribologisches System *1* Grundkörper, *2* Gegenkörper, *3* Zwischenstoff, *4* Umgebungsmedium

– bei Anlieferung,
– unmittelbar vor der Umformung,
– während der Umformung,
– unmittelbar nach der Umformung und
– nach Auslagerung bei Raumtemperatur oder nach einer Wärmebehandlung.

Für die Eingangsgrößen des Umformprozesses ist der Zustand unmittelbar vor der Umformung von Interesse.

Wichtig ist, daß der Umformprozeß als ein Glied der *„Herstellungskette"* eines Bauteils gesehen wird. So ist die Herstellung des Rohteils, das umgeformt werden soll, von wesentlichem Einfluß auf den Umformprozeß. Beispielsweise ist das Schmieden eines Gußrohteils nur dann optimierbar, wenn die Legierungsbestandteile, das beim Gießen erzeugte Gefüge und die Wärmebehandlung vor dem Schmieden bekannt sind. Doch auch die Weiterbearbeitung bzw. -behandlung nach dem Umformen, wie Wärmebehandlung, nachfolgende Umformvorgänge, spanende Bearbeitung, Oberflächenbehandlung usw. sollten zur Optimierung des Umformprozesses bekannt sein, da die gesamte Herstellungskette die Eigenschaften eines Bauteils bestimmt. Eine Optimierung des Umformprozesses sollte daher in Kenntnis und in Abstimmung mit den vor- und nachfolgenden Herstellprozessen erfolgen.

S

3.2 Grundlagen der Umformtechnik
Fundamentals of metal forming

3.2.1 Fließspannung. Flow stress

Fließen eines Werkstoffs ist gegeben, wenn durch einen bestimmten Spannungszustand eine *bleibende Formänderung* erzielt wird. Die Fließspannung k_f (auch Formänderungsfestigkeit genannt) ist beim einachsigen Zugversuch die Zugkraft F bezogen auf die jeweilige momentane Querschnittsfläche A, bei der der Werkstoff fließt, d. h. eine bleibende Formänderung erfährt:

$$k_f = F/A. \tag{1}$$

(Achtung: Bei $\sigma = F/A_0$ wird die Kraft F auf die Ausgangsquerschnittsfläche A_0 bezogen.)

3.2.2 Formänderungsgrößen
Characteristics of material flow

Die *log. Formänderung (Umformgrad)* beschreibt die *Größe* der Formänderung. Im kartesischen Koordinatensystem ergeben sich

$$\varphi_l = \ln \frac{l_1}{l_0};\quad \varphi_b = \ln \frac{b_1}{b_0};\quad \varphi_h = \ln \frac{h_1}{h_0}. \tag{2}$$

Für den Zylinder erhält man

$$\varphi_l = \ln \frac{l_1}{l_0};\quad \varphi_r = \ln \frac{r_1}{r_0} = \varphi_t = \ln \frac{r_1}{r_0}. \tag{3}$$

Überführt man durch Umformung einen Körper der Abmessungen l_0, b_0, h_0 in einen Körper der Abmessungen l_1, b_1, h_1, so ergibt sich bei Volumenkonstanz

$$l_1 b_1 h_1 = l_0 b_0 h_0$$

oder

$$\frac{l_1}{l_0} \cdot \frac{b_1}{b_0} \cdot \frac{h_1}{h_0} = 1. \tag{4}$$

Durch Logarithmieren erhält man hieraus

$$\ln \frac{l_1}{l_0} + \ln \frac{b_1}{b_0} + \ln \frac{h_1}{h_0} = 0. \tag{5}$$

Mit Gl. (2) kann man für Gl. (5) schreiben:

$$\varphi_l + \varphi_b + \varphi_h = 0. \tag{6}$$

Die Summe der log. Formänderungen ist gleich Null:

$$\sum \varphi = 0.$$

Formänderungsgeschwindigkeit ist die zeitliche Ableitung der log. Formänderung

$$\dot{\varphi} = \mathrm{d}\varphi/\mathrm{d}t. \tag{7}$$

Formänderungsbeschleunigung ist die zeitliche Ableitung der Formänderungsgeschwindigkeit

$$\ddot{\varphi} = \mathrm{d}\dot{\varphi}/\mathrm{d}t. \tag{8}$$

3.2.3 Fließkriterien. Flow criteria

Der Übergang von der *elastischen* Formänderung zur *bleibenden plastischen* Formänderung wird durch Fließkriterien (Fließbedingungen) beschrieben. In der elementaren Theorie der Umformtechnik wendet man in der Regel die Schubspannungshypothese nach Tresca an (s. **C 9.2.2**). Danach tritt Fließen ein, wenn die größte Schubspannung τ_{max} die Schubfließspannung k eines Werkstoffs erreicht:

$$\tau_{max} = k. \tag{9}$$

Aus dem Mohrschen Spannungskreis (s. **C 1.1**) erkennt man, daß

$$\tau_{max} = (1/2)(\sigma_{max} - \sigma_{min}) \tag{10}$$

ist, wobei σ_{max} die am weitesten positive und σ_{min} die am weitesten negative Hauptspannung ist. Für den einachsigen Spannungszustand ($\sigma_1 \neq 0, \sigma_2 = \sigma_3 = 0$) gilt

$$\begin{aligned} &\sigma_{max} = \sigma_1 = F/A = k_f; \\ &k_f = 2\,\tau_{max} = (\sigma_{max} - \sigma_{min}). \end{aligned} \tag{11}$$

Diese Beziehung wird *„Schubspannungshypothese nach Tresca"* genannt.

Die log. *Hauptformänderung* φ_g ist nach dieser Hypothese die dem Betrag nach größte log. Formänderung

$$\varphi_g = \{|\varphi_1|; |\varphi_2|; |\varphi_3|\}_{max}. \tag{12}$$

Eine weitere häufig in der Umformtechnik verwendete Hypothese ist die Gestaltänderungsenergiehypothese (GE-Hypothese) nach v. Mises (s. **C 1.3.3**). Danach tritt Fließen ein, wenn die elastische Gestaltänderungsenergie einen kritischen Wert erreicht. Mit den Hauptspannungen $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ gilt

$$k_f = \sqrt{(1/2)[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}. \tag{13}$$

Ist die mittlere Spannung

$$\sigma_m = (1/3)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3), \tag{14}$$

so ergibt sich aus Gl. (13)

$$k_f = \sqrt{(3/2)[(\sigma_1 - \sigma_m)^2 + (\sigma_2 - \sigma_m)^2 + (\sigma_3 - \sigma_m)^2]}. \tag{15}$$

Bei reiner Schubspannung ist

$$k_f = \sqrt{3}\,\tau_{max}. \tag{16}$$

Die log. Hauptformänderung φ_g ist nach der GE-Hypothese

$$\varphi_g = \varphi_v = \sqrt{(2/3)(\varphi_1^2+\varphi_2^2+\varphi_3^2)}. \tag{17}$$

Die nach der GE-Hypothese berechnete log. *Hauptformänderung* φ_g wird auch als *Vergleichsformänderung* φ_v bezeichnet.

Fließgesetz. Für isotrope Werkstoffe gilt nach [1] als Zusammenhang zwischen den Hauptspannungen σ_1, σ_2 und σ_3 und den zugehörigen log. Formänderungen bei Beachtung von Gl. (14):

$$\varphi_1 : \varphi_2 : \varphi_3 = (\sigma_1-\sigma_m) : (\sigma_2-\sigma_m) : (\sigma_3-\sigma_m). \tag{18}$$

Wenn also eine Hauptspannung gleich der mittleren Spannung σ_m ist, dann ist die zugehörige log. Formänderung Null.

3.2.4 Fließkurve. Flow curve

Die zur Erreichung und Aufrechterhaltung des Fließens erforderliche Fließspannung k_f eines Werkstoffs ist abhängig von der log. *Hauptformänderung* φ_g, der *Hauptformänderungsgeschwindigkeit* $\dot{\varphi}_g$ und der *Temperatur* ϑ_u des Umformguts:

$$k_f = f(\varphi_g, \dot{\varphi}_g, \vartheta_u). \tag{19}$$

Bei Hochgeschwindigkeitsumformung ist k_f noch zusätzlich abhängig von der *Hauptformänderungsbeschleunigung* $\ddot{\varphi}_g$.
Im Bereich der Kaltformgebung metallischer Werkstoffe bei Umformtemperaturen deutlich unterhalb der Rekristallisationstemperatur

$$\vartheta_u \ll \vartheta_{Rekr} \tag{20}$$

ist die Fließspannung k_f für die meisten Werkstoffe (z. B. niedriglegierte Stähle, Kupfer, Messing, Aluminium) nur von der log. Hauptformänderung φ_g abhängig:

$$k_f = f(\varphi_g). \tag{21}$$

Es ist jedoch zu beachten, daß bei großen Formänderungen und Formänderungsgeschwindigkeiten sich auch bei der Kaltformgebung (Ausgangstemperatur des Umformguts = Raumtemperatur) im Bereich der Umformzone so hohe Temperaturen ergeben können (z. B. Kalt-Strangpressen von Aluminium), daß die Bedingung Gl. (20) nicht mehr gilt. Gilt Gl. (20), so kann für die meisten metallischen Werkstoffe die Fließkurve beschrieben werden durch die Näherung

$$k_f = C\varphi_g^n, \tag{22}$$

wobei gilt $k_f \geqq R_{p0,2}$ bzw. R_{eH} ($R_{p0,2}$, R_{eH} s. **E 2.1**).
Der Exponent n heißt *Verfestigungsexponent*, weil er den Anstieg der Fließkurve bestimmt. Ein hoher n-Wert zeigt an, daß der Werkstoff sehr stark mit zunehmender Formänderung verfestigt.
Da Gl. (22) nur eine Approximation ist, empfiehlt es sich, den Bereich $\varphi_{g1} \leqq \varphi_g \leqq \varphi_{g2}$ anzugeben, für den ein n-Wert gilt. In doppelt logarithmischer Darstellung der Fließkurve ergibt sich für Gl. (22) eine Gerade mit der Steigung n (**Bild 2**).
Bei der Warmformgebung gilt in der Regel, daß mit zunehmender Temperatur die Fließspannung sinkt und mit zunehmender Hauptformänderungsgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_g$ die Fließspannung ansteigt. Der Einfluß der log. Hauptformänderung φ_g wird bei erhöhten Temperaturen mit höheren Formänderungen geringer (**Bild 3**).
Eine *Fließkurvenaufnahme* erfolgt in der Regel für Raumtemperatur im einachsigen Zugversuch im Bereich der Gleichmaßdehnung [3] oder im einachsigen Stauchversuch [4]. Für die Fließkurvenermittlung bei erhöhten Temperaturen und großen Umformgraden werden in der Regel der Stauchversuch und der Torsionsversuch verwendet. Weitere Verfahren: [5, 6].

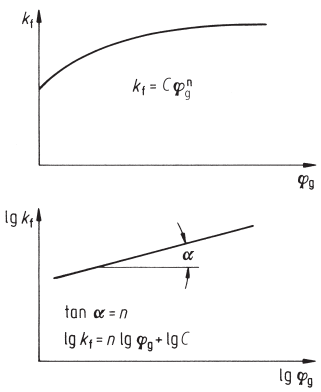


Bild 2. Typischer Verlauf einer Fließkurve für $\vartheta_u \ll \vartheta_{Rekr}$

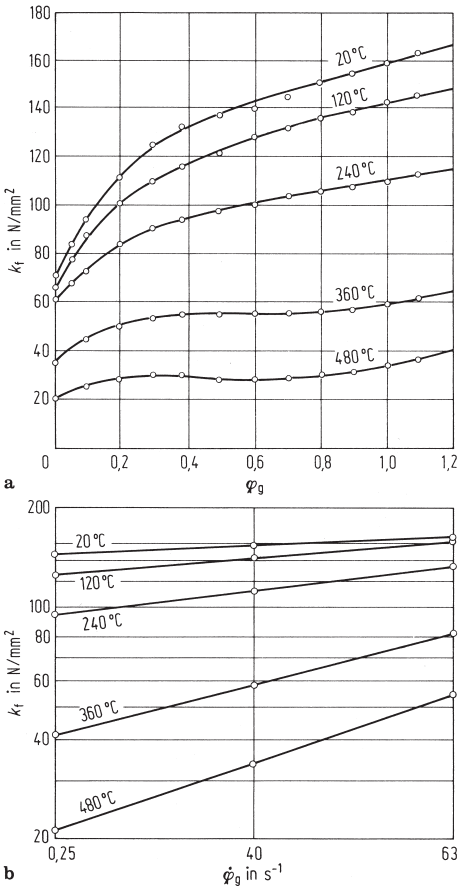


Bild 3a, b. Fließkurven von Al99,5 [2]. **a** Fließspannung in Abhängigkeit von der log. Hauptformänderung φ_g bei $\dot{\varphi}_g = 4\,s^{-1}$; **b** Fließspannung in Abhängigkeit von der Hauptformänderungsgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_g$ bei $\varphi_g = 1$

S

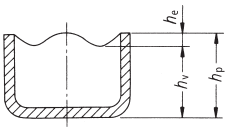


Bild 4. Zipfelbildung als Folge ebener Anisotropie. h_p Zipfelberghöhe; h_v Zipfeltalhöhe; h_e Zipfelhöhe (DIN EN 1669)

3.2.5 **Anisotropie.** Anisotropy

Sie ist dann gegeben, wenn ein Werkstoff *richtungsabhängige* Eigenschaften aufweist. In der Blechumformung definiert man als *senkrechte Anisotropie r* das Verhältnis von log. Breitenformänderung zu log. Dickenformänderung im einachsigen Zugversuch:

$$r = \varphi_b/\varphi_s. \tag{23}$$

Ist $r > 1$, so fließt der Werkstoff mehr aus der Blechbreite als aus der Dicke in die Länge. Ist $r < 1$, so fließt der Werkstoff mehr aus der Blechdicke. Man strebt in der Blechumformung möglichst große *r*-Werte an. Es ist aber zu beachten, daß der *r*-Wert in der Regel abhängig ist von der Probenlage zur Walzrichtung.
Man ermittelt i. allg. r_0 für 0° Probenlage zur Walzrichtung, r_{45} für 45° Probenlage zur Walzrichtung und r_{90} für 90° Probenlage zur Walzrichtung. Ist $r_0 \neq r_{45} \neq r_{90}$, so ergibt sich beim *Tiefziehen* rotationssymmetrischer Töpfe eine *Zipfelbildung*, d. h. die Höhe des Topfes ist nicht konstant über dem Umfang (**Bild 4**). Mittlere prozentuale Zipfelhöhe

$$Z = \frac{h_e}{\bar{h}_v} \cdot 100 \text{ in } \%. \tag{24}$$

Hierin ist h_e die mittlere Zipfelhöhe und $\bar{h}_v$ die mittlere Höhe der Zipfeltäler.
Die senkrechte Anisotropie wird häufig gekennzeichnet durch die *mittlere* senkrechte Anisotropie

$$r_m = (r_0 + 2r_{45} + r_{90})/4. \tag{25}$$

Für die Kennzeichnung der Eignung eines Blechwerkstoffs für das Tiefziehen erscheint diese Angabe jedoch nur bedingt als tauglich. Besser ist die Kennzeichnung der *senkrechten* Anisotropie durch den r_{min}-Wert.
Die Kennzeichnung der Eignung eines Blechs für das Ziehen rotationssymmetrischer Töpfe mit möglichst geringem Beschnittabfall erfolgt durch die *ebene* (planare) Anisotropie:

$$\Delta r = r_{max} - r_{min}. \tag{26}$$

3.2.6 **Formänderungsvermögen.** Formability

Hierunter versteht man die plastische Formänderung, die ein bestimmter Werkstoff in der Umformzone bis zum Bruch ertragen kann bei einem bestimmten Spannungszustand, einer bestimmten Temperatur und einer bestimmten Formänderungsgeschwindigkeit. Gegebenenfalls sind auch noch andere Parameter, wie z. B. die Formänderungsbeschleunigung bei extrem hohen Formänderungsgeschwindigkeiten von Einfluß. Das Formänderungsvermögen, z. B. gemessen als Bruchformänderung, ist sehr wesentlich abhängig vom Spannungszustand. Je weiter die mittlere Spannung nach Gl. (14) negativ ist, oder anders ausgedrückt, je größer die mittlere Druckspannung ist, desto größer ist das Formänderungsvermögen [7]. Hierbei ist aber auch die Hauptspannung σ_2, wenn $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ gilt, von Einfluß. Das Formänderungsvermögen ist bei gleicher mittlerer Spannung σ_m dann am größten, wenn $\sigma_2 = \sigma_3$ wird. Es nimmt mit größer werdendem σ_2-Wert ab und ist am geringsten, wenn $\sigma_2 = \sigma_1$ wird [8].

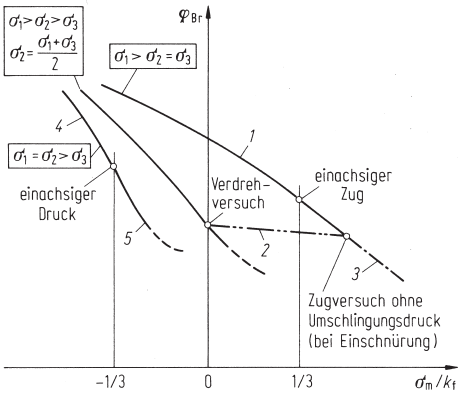


Bild 5. Bruchformänderung als Maß für das Formänderungsvermögen über der auf k_f bezogenen mittleren Spannung σ_m [8]. *1* Zugversuche mit Umschlingungsdruck, *2* Verdrehversuche mit Längszug, *3* Kerbzugversuche, *4* Druckversuche mit Umschlingungsdruck, *5* Druckversuche mit Querzug

Bild 5 zeigt die Bruchformänderung als Maß für das Formänderungsvermögen über der auf k_f bezogenen mittleren Spannung.
Achtung! Bei Verfahren der mittelbaren Krafteinleitung tritt in der Regel der Versagensfall „Bruch" *außerhalb* der Umformzone auf. Hier spricht man nicht von Formänderungsvermögen, sondern von Grenzen der Formänderung, die in der Regel verfahrensspezifisch sind.

3.2.7 **Grenzformänderungsdiagramm.** Forming limit diagram (FLD)

In der Blechumformung erfolgt die Analyse der Formänderungen häufig durch Aufbringen eines Kreisrasters (z. B. Kreisdurchmesser 4,5 mm) vor der Verformung und Ausmessen der nach der Verformung sich ergebenden Ellipsen [9] (**Bild 6**).
Das Grenzformänderungsdiagramm erhält man, wenn man die in der Blechebene zu verzeichnenden größeren Formänderungen φ_1 und kleineren Formänderungen φ_2, bei denen Einschnürung bzw. Bruch eintritt, gegeneinander aufträgt. Dabei wird die größere Formänderung über der kleineren Formänderung aufgetragen (**Bild 7**).
Die in **Bild 7** dargestellten Grenzformänderungskurven (Forming limit curves FLCs) gelten nur, wenn der Formänderungsweg bis zum Eintreten des Versagens durch Einschnürung bzw. Bruch bei einem konstanten Verhältnis von φ_1 zu φ_2 erfolgt. Zu beachten ist, daß die Dickenformänderung φ_s sich aus Gl. (27) errechnet zu

$$\varphi_3 = \varphi_s = -[\varphi_1 + \varphi_2]. \tag{27}$$

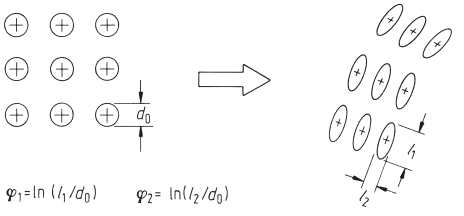


Bild 6. Formänderungsanalyse in der Blechumformung durch Rasterausmessung

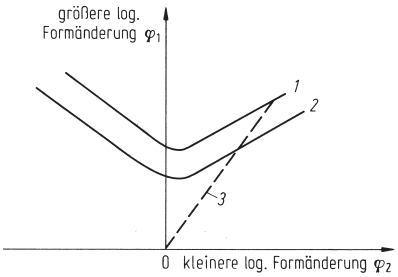


Bild 7. Grenzformänderungsdiagramm (Forming limit diagram FLD) mit Grenzformänderungskurven. *1* Bruch, *2* Einschnürung, *3* Formänderungsweg (strain path)

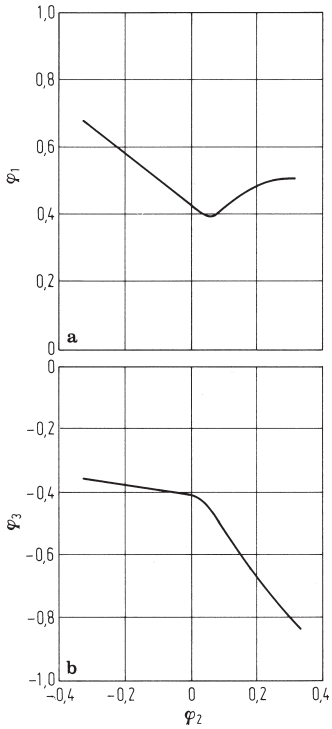


Bild 8. a Grenzformänderungsdiagramm; **b** Dickenformänderung nach Gl. (27)

Bild 8 zeigt für den Einschnürbeginn ein Grenzformänderungsdiagramm für φ_1, φ_2 und $\varphi_3 = \varphi_s$ [10].

3.3 Modellvorstellungen. Theoretical Models

Die elementare Plastizitätstheorie (s. **C 9**) geht zurück auf Arbeiten von Siebel, v. Karmann, Sachs und Pomp [11–14]. Eine Überarbeitung, Verallgemeinerung und Erweiterung der elementaren Theorie erfolgte u. a. durch Lippmann und Mahrenholtz [15, 16] (s. auch [17, 18]).

Es wird von drei Grundmodellen ausgegangen (**Bild 9**). Für die nachfolgenden Betrachtungen werden folgende Annahmen getroffen:

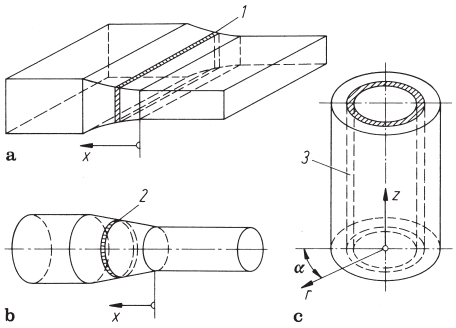


Bild 9 a–c. Grundmodelle der elementaren Theorie der Umformtechnik. **a** Streifenmodell; **b** Scheibenmodell; **c** Röhrenmodell. *1* Streifen, *2* Scheibe, *3* Röhre

Homogene Umformung (reine Dehnungen/Schiebungen) in den einzelnen Streifen, Scheiben, Röhren. Die Hauptachsen entsprechen den Körperachsen. Die Streifen und Scheiben bleiben während der Umformung eben, die Röhren behalten ihre Zylinderform bei. Bei dieser Betrachtungsweise werden die realen Verhältnisse bewußt vernachlässigt.

Homogener, isotroper Werkstoff.

Reibung nach dem Coulombschen Reibungsgesetz. Die Reibung ist über der Kontaktfläche zwischen Werkzeug und Werkstück konstant.

$$\tau = \mu p_n \quad (\mu = \text{const}). \tag{28}$$

Massen- und Trägheitskräfte können zwar im Modell berücksichtigt werden, sind aber meist vernachlässigbar. Im Rahmen dieser Ausführungen werden sie nicht berücksichtigt.

Die Fließspannung k_f ist über dem Streifen, bzw. der Scheibe, bzw. der Röhre konstant.

Streifenmodell Dieses Modell wurde von Siebel und von v. Karman entwickelt. Betrachtet wird gemäß **Bild 9** ein „Streifen" des Umformguts, der gebildet wird aus zwei parallelen Begrenzungsflächen, deren Abstand differentiell klein ist und der oben und unten durch das formgebende Werkzeug begrenzt wird (**Bild 10**).

Da die Streifenbreite dx differentiell klein sein soll, kann die obere und untere Begrenzung durch Geraden, die als Tangenten an die Werkzeugkontur zu verstehen sind, beschrieben werden. Der Winkel dieser Tangenten mit der Horizontalen ist eine Funktion von x, ebenso die Höhe des Streifens:

$$\alpha_1 = f(x); \quad \alpha_2 = f(x); \quad h = f(x).$$

Im Rahmen der Modellvorstellung der Streifentheorie wird angenommen, daß der Streifen derart umgeformt wird, daß die beiden Querschnittsflächen, die den Streifen begrenzen, eben

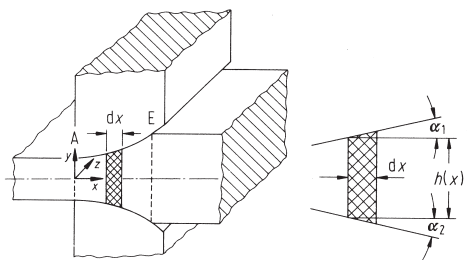


Bild 10. Streifenmodell

und zueinander parallel bleiben. Diese Annahmen sind jeweils bei Anwendung dieser Modellvorstellung auf einen bestimmten Umformprozeß dahingehend zu überprüfen, inwieweit sie die tatsächlichen Vorgänge hinreichend beschreiben.
Bei Vernachlässigung der Trägheitskräfte des Umformguts sind lediglich Spannungen, die normal auf die Querschnittsflächen wirken, sowie Spannungen, die normal auf die Begrenzungsflächen wirken, zu berücksichtigen. Tritt zwischen Umformgut und Werkzeug Reibung auf, so entstehen an den Begrenzungsflächen *Randschubspannungen*.
Auch an den Querschnittsflächen können Schubspannungen auftreten, wenn die Werkzeugkontur den Streifen zu einer sprunghaften Formänderung zwingt. So zeigt **Bild 10**, daß beim Eintritt des Streifens in die Umformzone α von 0 auf α_1 bzw. α_2 springt und beim Austritt aus der Umformzone auf $\alpha = 0$ zurückspringt. Diese Schubspannungen, die an den Querschnittsflächen auftreten, sollen zunächst unberücksichtigt bleiben. Sie werden später als *„Schiebungsverluste“* oder in der neueren Literatur [15] als *„Eckenkorrektur“* berücksichtigt.
Nach **Bild 11** wirken demnach auf die Querschnittsflächen die Druckspannungen p_x und $(p_x + \mathrm{d}p_x)$, auf die Begrenzungsflächen die Druckspannungen p_{n_1} und p_{n_2} sowie die Randschubspannungen τ_1 und τ_2.
Nach dem Coulombschen Reibungsgesetz gilt

$$\tau_1 = p_{n_1}\,\mu_1; \quad \tau_2 = p_{n_2}\,\mu_2. \tag{29}$$

Aus den Spannungen erhält man durch Multiplikation mit den zugehörigen Flächen die Kräfte, die auf diese Flächen normal und tangential wirken (**Bild 12**). Durch Zerlegung der Kräfte in Horizontal- und Vertikalkräfte ergibt sich an den Grenzflächen (**Bild 13**):

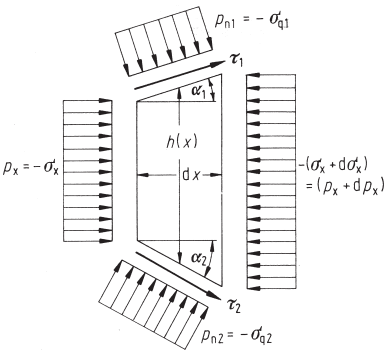


Bild 11. Spannungen am Streifenelement

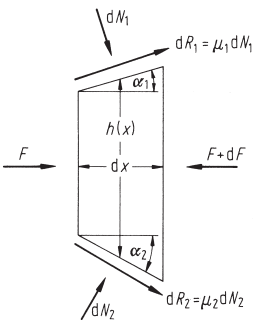


Bild 12. Kräfte am Streifenelement

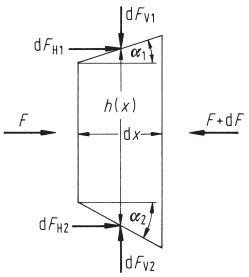


Bild 13. Kräftezerlegung am Streifenelement

$$\begin{aligned} \mathrm{d}F_{H_1} &= p_{n_1}\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z(\tan\alpha_1 + \mu_1); \\ \mathrm{d}F_{H_2} &= p_{n_2}\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z(\tan\alpha_2 + \mu_2). \end{aligned} \tag{30}$$

$$\begin{aligned} \mathrm{d}F_{V_1} &= p_{n_1}\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z(1 - \mu_1 \cdot \tan\alpha_1); \\ \mathrm{d}F_{V_2} &= p_{n_2}\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z(1 - \mu_2 \cdot \tan\alpha_2). \end{aligned} \tag{31}$$

Definiert man als Vertikaldruckspannung $p_y = \mathrm{d}F_V/(\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z)$, erhält man mit $\tan\varrho = \mu$:

$$\begin{aligned} \mathrm{d}F_{H_1} &= p_{y_1}\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z\,\tan(\alpha_1 + \varrho_1); \\ \mathrm{d}F_{H_2} &= p_{y_2}\,\mathrm{d}x\,\mathrm{d}z\,\tan(\alpha_2 + \varrho_2). \end{aligned} \tag{32}$$

Somit sind die in **Bild 13** eingezeichneten Horizontal- und Vertikalkräfte an den Begrenzungsflächen des Streifenelements mit den Gln. (30), (31) und (32) beschreibbar.

Scheibenmodell

Beim Streifenmodell wurde von einem Streifen der Tiefe $\mathrm{d}z$ ausgegangen. Für Umformverfahren mit axialsymmetrischer Umformzone (z. B. Fließpressen, Drahtziehen) ist es sinnvoll, sich vorzustellen, daß das Umformgut in der Umformzone aus „Scheiben“ aufgebaut ist (**Bild 9**). Diese Scheiben haben eine differentiell kleine Dicke $\mathrm{d}x$ und einen definierten Außendurchmesser. Gegebenenfalls geht man auch noch von einem definierten Innendurchmesser aus.
Für das Scheibenmodell gilt die Annahme, daß die Scheiben derart umgeformt werden, daß die Querschnittsflächen eben und zueinander parallel bleiben. Für Vollquerschnitte ist die Kontur beschreibbar durch

$$D = f(x). \tag{33}$$

Um Mißverständnisse beim Differenzieren und Integrieren zu vermeiden, werden die Durchmesser mit D_0, D_1 und $D = f(x)$ bezeichnet (**Bild 14**).
Die Begrenzungsfläche der Scheibe wird durch die Tangentenfläche an die Kontur der Umformzone im Punkt x gebildet. Die Steigung dieser Tangentenflächen erhält man aus

$$\mathrm{d}(D(x))/\mathrm{d}x. \tag{34}$$

Ist α der Steigungswinkel der Tangente und nach Gl. (34) ebenfalls eine Funktion von x, so gilt: $\alpha = f(x)$. Für *konische*

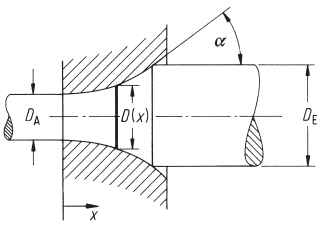


Bild 14. Geometrische Verhältnisse beim Scheibenmodell (Beispiel Drahtzug)

Umformzonen ist $\alpha = \text{const}$. Somit gilt für die Begrenzungsfläche $dA(x)$ des Scheibenelements

$$dA(x) = D(x)\,\pi\,dx/\cos\alpha. \tag{35}$$

Da beim Streifenmodell die Begrenzungsfläche $dA(x) = dz\,dx/\cos\alpha$ ist, ergibt sich mit Gl. (35) analog zu Gl. (30)

$$dF_H = p_n D(x)\,\pi\,dx(\tan\alpha + \mu) \tag{36}$$

und analog zu Gl. (31)

$$dF_r = p_n\,D(x)\,\pi\,dx(1 - \mu\tan\alpha). \tag{37}$$

Mit der Radialdruckspannung p_r wird analog zu Gl. (32)

$$dF_H = p_r\,dx\,D(x)\,\pi\tan(\alpha + \varrho). \tag{38}$$

3.4 Spannungen und Kräfte bei ausgewählten Verfahren der Umformtechnik

Stresses and forces of selected processes of metal forming

3.4.1 Stauchen zylindrischer Körper

Upsetting of cylindrical parts

Zur Anwendung kommt das *Röhrenmodell* (**Bild 15**). Aus dem Gleichgewicht der Kräfte ergibt sich mit $\sigma_r = \sigma_t$, $dr \cdot d\alpha = 0$, $\sin(d\alpha/2) \cong d\alpha/2$, der Hypothese nach Tresca und der Annahme Coulombscher Reibung

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{2\mu}{h}\sigma_r - \frac{2\mu}{h}k_f = 0. \tag{39}$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung 1. Ordnung ergibt bei Beachtung von $\sigma_r = 0$ bei $r = d/2$ sowie unter Verwendung der Fließbedingung $\sigma_r - \sigma_z = k_f$ und mit $p_z = -\sigma_z$:

$$p_z = k_f \cdot \exp\left[\frac{2\mu}{h}\left((d/2) - r\right)\right]. \tag{40}$$

Durch Reihenentwicklung und Abbrechen nach dem 1. Glied erhält man hieraus

$$p_z = k_f\left[1 + \frac{2\mu}{h}\left((d/2) - r\right)\right]. \tag{41}$$

Im reibungsfreien Fall ($\mu = 0$) ist

$$p_z = k_f. \tag{42}$$

Die Stauchkraft F_z ergibt sich durch Integration von Gl. (41) über der gedrückten Fläche

$$A_D = A_0\,h_0/h \tag{43}$$

zu

$$F_z = k_f A_D\left[1 + \frac{1}{3}\frac{\mu d}{h}\right]. \tag{44}$$

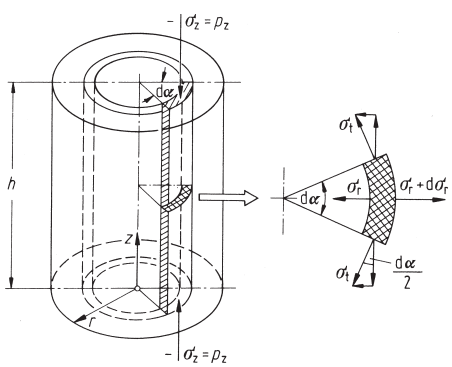


Bild 15. Spannungsverhältnisse am Röhrenmodell

Bei Vorgangsende, d. h. bei Erreichen von d_1 und h_1, gilt

$$F_{z_{max}} = F_{z_1} = k_{f_1} A_0 \frac{h_0}{h_1}\left[1 + \frac{1}{3}\frac{\mu d_1}{h_1}\right]. \tag{45}$$

Bezeichnet man als Formänderungswiderstand

$$k_{w_1} = k_{f_1}\left[1 + \frac{1}{3}\frac{\mu d_1}{h_1}\right], \tag{46}$$

so kann man für Gl. (45) auch schreiben:

$$F_{z_{max}} = F_{z_1} = k_{W_1} A_{D_1}. \tag{47}$$

3.4.2 Stauchen rechteckiger Körper

Upsetting of square parts

Mit dem Streifenmodell erhält man analog zu Gl. (45):

$$F_{z_{max}} = F_{z_1} = k_{f_1} A_0\,(h_0/h_1)\left[1 + \frac{1}{2}\frac{\mu b_1}{h_1}\right]. \tag{48}$$

3.4.3 Drahtziehen. Wire drawing

Beim Drahtzug wird der Drahtausgangsdurchmesser $D_0 = D_E$ auf den Durchmesser $D_1 = D_A$ reduziert. Die *Ziehdüse*, auch *Ziehhol* genannt, ist hierbei das formgebende Werkzeug. Die Ziehkraft greift am auslaufenden Draht an und wird über diesen in die Umformzone eingeleitet. Es handelt sich also um ein Verfahren mit *mittelbarer* Kraftwirkung (**Bild 16**). Kennzeichnende Geometriegrößen:

$$A_E = \pi D_E^2/4;\quad A_A = \pi D_A^2/4;\quad A(x) = \pi D(x)^2/4. \tag{49}$$

$$l_u = (D_E - D_A)/2\tan\alpha; \tag{50}$$

$$D(x) = D_A + 2x\tan\alpha. \tag{51}$$

Vernachlässigt man die Schiebungsverluste und geht von Reibungsfreiheit ($\mu = 0$) aus, so erhält man die sog. ideelle Spannung σ_{id}. Sie ergibt sich mit Gl. (36) und der Schubspannungshypothese zu

$$\sigma_{id}(x) = \sigma_x(x) = 2\,k_{f_m} \cdot \ln(D_E/D(x)). \tag{52}$$

Hierin ist k_{f_m} das arithmetische Mittel aus der Fließspannung bei Eintritt in die Umformzone k_{f_E} und der Fließspannung im betrachteten Querschnitt $k_f(x)$:

$$k_{f_m} = (k_{f_E} + k_f(x))/2. \tag{53}$$

Am Ziehholaustritt gilt

$$\sigma_{id_{max}} = \sigma_{id}(x = 0) = 2\,\bar{k}_f \ln(D_E/D_A), \tag{54}$$

wobei gilt

$$\bar{k}_f = (k_{f_E} + k_{f_A})/2. \tag{55}$$

k_{f_A} ist die Fließspannung in der Austrittsebene der Umformzone. Mit dem zugehörigen Querschnitt multipliziert, ergibt sich als ideelle Ziehkraft mit Gl. (54):

$$F_{id} = \sigma_{id_{max}} A_A = \bar{k}_f\,\varphi_{g_{ges}} A_A. \tag{56}$$

Hierin ist $\varphi_{g_{ges}}$ die log. Gesamt-Hauptformänderung

$$\varphi_{g_{ges}} = 2\ln(D_E/D_A). \tag{57}$$

Für den reibungsbehafteten Fall ($\mu \neq 0$) ergibt sich ausgehend von Gl. (36) für konische Ziehhole

$$\sigma_x(x = 0) = \bar{k}_f\left(1 + \frac{\tan\alpha}{\mu}\right)\left[1 - \left(\frac{D_A}{D_E}\right)^{\frac{2\mu}{\tan\alpha}}\right]. \tag{58}$$

Berücksichtigt man die Schiebungsverluste, d. h. die Winkelverzerrungen der „Scheiben" bei Eintritt in die Umformzone und bei Austritt aus dieser heraus, so ist hierfür ein Axialspannungsanteil σ_{Sch} erforderlich. Dieser ist gemäß [19, 20]

$$\sigma_{Sch} = \tfrac{1}{3}\tan\alpha(k_{f_E} + k_{f_A}), \tag{59}$$

S

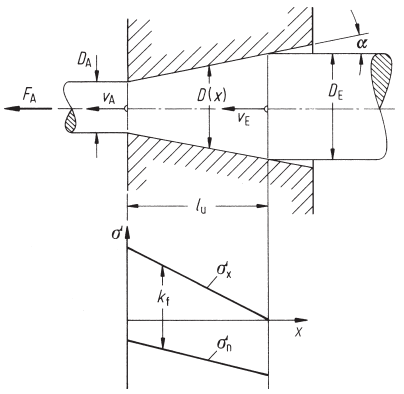


Bild 16. Geometrische Verhältnisse und prinzipieller Verlauf der Spannungen beim Drahtzug mit konischer Matrize

der mit Gl. (55)

$$\sigma_{Sch} = \tfrac{2}{3}\,\bar{k}_f\,\tan\alpha. \tag{60}$$

Fügt man diesen Anteil in Gl. (58) ein, erhält man [19]:

$$\sigma_{x_{ges}} = \bar{k}_f \left\{ \left[1 + \frac{\tan\alpha}{\mu}\right] \left[1 - \left(\frac{D_A}{D_E}\right)^{\frac{2\mu}{\tan\alpha}}\right] + \frac{2}{3}\tan\alpha \right\}. \tag{61}$$

Durch Reihenentwicklung und Abbrechen nach dem 1. Glied erhält man für kleine Winkel α, wie sie beim Drahtziehen gegeben sind, die von E. Siebel ermittelte Beziehung

$$\sigma_{x_{ges}} = \sigma_x(x=0) = \bar{k}_f\,\varphi_{g_{ges}} \left[1 + \frac{\mu}{\widehat{\alpha}} + \frac{2}{3}\,\frac{\widehat{\alpha}}{\varphi_{g_{ges}}}\right]. \tag{62}$$

Als Ziehkraft ergibt sich

$$F_{ges} = \pi \cdot D_A^2\,\bar{k}_f \varphi_{g_{ges}} \left[1 + \frac{\mu}{\widehat{\alpha}} + \frac{2}{3}\,\frac{\widehat{\alpha}}{\varphi_{g_{ges}}}\right], \tag{63}$$

wobei $\widehat{\alpha}$ der Winkel α im Bogenmaß ist. Der optimale Winkel $\widehat{\alpha}_{opt}$ ergibt sich mit Gl. (63) und $\frac{dF_{ges}}{d\alpha} = 0$ zu

$$\widehat{\alpha}_{opt} = \sqrt{1{,}5\mu\varphi_{g_{ges}}}. \tag{64}$$

S

3.4.4 Durchdrücken. Extrusion

Beim Durchdrücken wird das Rohteil durch ein formgebendes Werkzeug (*Matrize*) hindurchgedrückt. Nach DIN 8583 gehören zu den Durchdrückverfahren die Umformverfahren *Verjüngen, Strangpressen* und *Fließpressen.*

Spannungen in der Umformzone

Die nachfolgende Betrachtung der Spannung in der Umformzone gilt für alle drei Verfahren bei Annahme einer *konischen Matrize* (**Bild 17**). Bei Zugrundelegen der elementaren Theorie sind dann die geometrischen und kinematischen Verhältnisse in der Umformzone identisch, wobei die Umformzone begrenzt wird durch die Matrizenwandung, die Eintrittsebene ($x = l_u$) und die Austrittsebene ($x = 0$). Der Unterschied zum Drahtzug ist im Kraftangriff zu sehen. Analog zum Drahtzug erhält man für das *Verjüngen* als Axial-Druckspannung in der Eintrittsebene

$$p_{x_E} = p_x(x = l_u) = \bar{k}_f \left\{ \left[1 + \frac{\tan\alpha}{\mu}\right] \left[\left(\frac{D_E}{D_A}\right)^{\frac{2\mu}{\tan\alpha}} - 1\right] + \frac{2}{3}\tan\alpha \right\}. \tag{65}$$

Für kleine Winkel α gilt $\tan\alpha \approx \widehat{\alpha}$.

Durch Reihenentwicklung und Abbrechen nach dem 1. Glied erhält man aus Gl. (65)

$$p_{x_E} = \bar{k}_f\,\varphi_{g_{ges}} [1 + (\mu/\widehat{\alpha}) + (2/3)(\widehat{\alpha}/\varphi_{g_{ges}})], \tag{66}$$

wobei $\varphi_{g_{ges}} = 2\ln(D_E/D_A)$ und $\bar{k}_f = (k_{f_E} + k_{f_A})/2$ ist.

Beim Drahtzug und beim Verjüngen sind die halben Matrizenöffnungswinkel α relativ klein, so daß für

$$p_n = p_r[1/(1 - \mu\tan\alpha)]$$

$p_n \approx p_r$ angenommen werden kann.

Für das *Strangpressen* und für das *Fließpressen* ist dieses nicht zulässig. Hier gilt wegen $\alpha \gg 0 : p_n \neq p_r$ und $p_r = k_f + p_x$.

Hiermit ergibt sich bei Beachtung der Gln. (55) und (22)

$$p_{x_E} = p_x(x = l_u) = \bar{k}_f \frac{C_1}{C_1 - 1} \left[\left(\frac{A_E}{A_A}\right)^{C_1 - 1} - 1\right], \tag{67}$$

wobei $C_1 = (1 + \mu\cdot\cot\alpha)/(1 - \mu\tan\alpha)$ ist.

Erweitert man Gl. (67) um den Axialspannungsanteil σ_{Sch} (Gl. (60)), so ergibt sich mit Gl. (55)

$$p_{x_E} = \bar{k}_f \left\{ \frac{C_1}{C_1 - 1} \left[\left(\frac{A_E}{A_A}\right)^{C_1 - 1} - 1\right] + \frac{2}{3}\tan\alpha \right\}. \tag{68}$$

Das ist die Axialdruckspannung in der Matrizeneintrittsebene.

Spannungen im Umformgut außerhalb der Umformzone

Betrachtet wird der Spannungszustand im zylindrischen, aufgestauchten Blockbereich vor der Umformzone $x_E \leqq x \leqq x_E + l_0 - s$, wobei $x_E = l_u$, gemäß **Bild 18**. Für die in diesem Bereich auf die Blockoberfläche wirkende Randschubspannung ergibt sich mit der Coulombschen Reibung

$$\tau_R = \mu_0\,p_r. \tag{69}$$

Eine obere Grenze ergibt sich bei Abscheren des Umformguts innerhalb einer Randschicht:

$$\tau_R = \tau_{krit} = k_{f_0}/2. \tag{70}$$

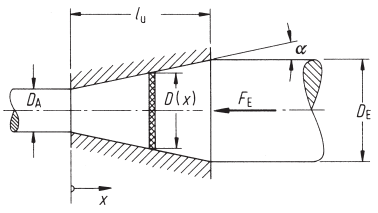


Bild 17. Geometrische Verhältnisse beim Durchdrücken – konische Matrize

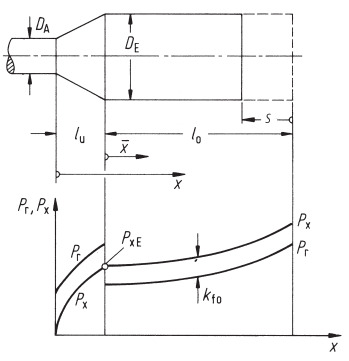


Bild 18. Verlauf der Axialdruckspannung p_x und der Radialdruckspannung p_r über x bei Annahme Coulombscher Reibung

Die Radialdruckspannung p_r berechnet sich aus der Hypothese von Tresca zu

$$p_r = p_x - k_f. \tag{71}$$

Zur Ermittlung der Axialdruckspannung p_x im Bereich $0 \leqq \bar{x} \leqq l_0 - s$ erfolgt die Betrachtung des Kräftegleichgewichts an einer Querschnittsscheibe

$$dp_x = 4(\tau_R / D_E)\, d\bar{x}. \tag{72}$$

Für den Fall des Abscherens ergibt sich hieraus mit Gl. (70) bei Beachtung von Gl. (68):

$$p_x(\bar{x}) = 2(k_{f_0}/D_E)\,\bar{x} + p_{x_E}. \tag{73}$$

Die Druckspannung am Blockende erhält man hieraus:

$$p_x(\bar{x} = l_0 - s) = 2(k_{f_0}/D_E)(l_0 - s) + p_{x_E}. \tag{74}$$

Für den Fall Coulombscher Reibung erhält man mit Gl. (69) aus Gl. (72) unter Beachtung von Gl. (68).

$$p_x = p_{xE}\, e^{4(\mu_0/D_E)\bar{x}} + k_{f_0}[1 - e^{4(\mu_0/D_E)\bar{x}}] \tag{75}$$

(s. [23–25]).
Die Druckspannung am Blockende ergibt sich heraus:

$$p_x(\bar{x} = l_0 - s) = p_{x_E}\, e^{4(\mu_0/D_E)(l_0 - s)} + k_{f_0}[1 - e^{4(\mu_0/D_E)(l_0 - s)}]. \tag{76}$$

Diese Beziehung wurde gemäß [25] bereits von Eisbein [23] und Sachs [24] ermittelt.
Die Stempelkraft F_{St} ergibt sich durch Multiplikation der Druckspannung am Ende des Blocks mit der Blockquerschnittsfläche zu

$$F_{St} = p_x(\bar{x} = l_0 - s) \cdot (\pi D_E^2/4). \tag{77}$$

Je nach Reibungsbedingungen sind hierin Gl. (74) oder Gl. (76) einzusetzen.

3.4.5 Tiefziehen. Deep drawing

Beim Tiefziehen wird ein ebener Blechzuschnitt zu einem Hohlteil umgeformt. **Bild 19** zeigt für das Ziehen rotationssymmetrischer Teile die Werkzeuganordnung und die Bezeichnungen. Die *Umformzone* ist der Blechbereich unter dem *Niederhalter* bis zum Auslauf aus der Ziehringrundung. Hierfür zeigt **Bild 20** den prinzipiellen Verlauf der Spannungen. Man erkennt, daß die Normalspannung σ_n die mittlere Spannung σ_m schneidet. Somit gilt für diesen Punkt gemäß Fließgesetz nach Gl. (18), daß in Dickenrichtung keine Formänderung zu verzeichnen ist. Ebenso ist ableitbar, daß sich zum Flanschrand hin eine Blechdickenzunahme und zum Ziehringeinlaufradius hin eine Blechdickenabnahme ergibt.

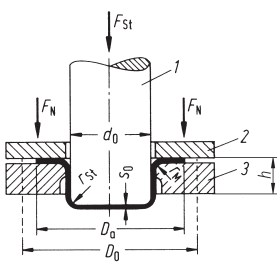


Bild 19. Prinzipielle Darstellung des Tiefziehens im Anschlag (Erstzug). *1* Stempel, *2* Niederhalter, *3* Ziehring, D_0 Ausgangsdurchmesser des Zuschnitts (Ronde), D_a Flanschdurchmesser, d_0 Stempeldurchmesser, h Napfhöhe, s_0 Blechdicke der Ronde, F_{St} Stempelkraft, F_N Niederhalterkraft, r_{St} Stempelkantenradius, r_M Ziehringradius

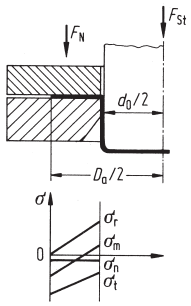


Bild 20. Prinzipielle Darstellung des Spannungsverlaufs beim Tiefziehen im Anschlag (Erstzug)

Im Mittel gesehen gilt jedoch, daß die Oberfläche beim Tiefziehen in etwa konstant bleibt: $\pi D_0^2/4 = \pi d_0^2/4 + d_0\pi \cdot h + (\pi/4)(D_a^2 - d_0^2) = d_0\pi \cdot h + (\pi/4)D_a^2$.
Nach [26] ergibt sich für die Gesamtziehkraft $F_{ges} = F_{St}$:

$$F_{St} = F_{id} + F_{RN} + F_{RZ} + F_{rb}. \tag{78}$$

F_{id} ist die zur verlustlosen Formgebung notwendige ideelle Kraft:

$$F_{id} = \sigma_{id}\, \pi\, d_0\, s_0 \tag{79}$$

mit $\sigma_{id} = |\sigma_r| = k_{f_m} \ln(D_a/d_0)$ und $k_{f_m} = (k_{f_i} + k_{f_a})/2$. Hierin ist k_{f_i} die am Ziehringauslauf bei $r = d_0/2$ gegebene Fließspannung und k_{f_a} ist die am äußeren Flanschdurchmesser bei $r = D_a/2$ gegebene Fließspannung.
Diese werden ermittelt aus

$$\varphi_{g_i} = \ln\sqrt{(D_0^2 + d_0^2 - D_a^2)/d_0^2}, \quad \varphi_{g_a} = \ln D_0/D_a. \tag{80}$$

F_{RN} ist die zwischen Ronde und Ziehring und zwischen Ronde und Niederhalter auftretende Reibungskraft. Nach Panknin [26] gilt

$$F_{RN} = 2\,\mu\, F_N (d_0/D_a). \tag{81}$$

Hierin ist $F_N = (\pi/4)\,(D_0^2 - d_0^2)\, p_n$; wobei für die Niederhalterpressung p_n, die als konstant für den Ziehprozeß eingestellt wird, nach Siebel gilt

$$p_n = (0{,}002 \text{ bis } 0{,}0025)[(\beta_0 - 1)^2 + 0{,}5(d_0/100\, s_0)]\, R_m,$$

$\beta_0 = D_0/d_0$ Ziehverhältnis.
F_{RZ} ist die zwischen Werkstück und Ziehringrundung auftretende Reibungskraft

$$F_{RZ} = (e^{\mu\pi/2} - 1)(F_{id} + F_{RN}). \tag{82}$$

F_{rb} ist die nach Auslauf aus dem Ziehring notwendige Rückbiegekraft

$$F_{rb} = \pi\, d_0\, s_0\, k_{f_i}(s/4\, r_m). \tag{83}$$

Nach **Bild 21** weist die Ziehkraft F_{St} ein Maximum auf, das für die meisten metallischen Werkstoffe nach [26] bei $h/h_{max} = 0{,}4$ liegt.

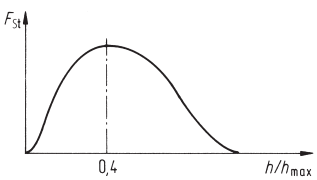


Bild 21. Verlauf der Stempelkraft F_{St} über der bezogenen Ziehteilhöhe

S

3.5 Technologie. Technology

3.5.1 Streckziehen. Stretch-forming

Das Streckziehen wird zur Herstellung großer flacher Teile eingesetzt (*VDI 3140*). Man unterscheidet:

Einfaches Streckziehen. Es werden die Blechplatinen an zwei gegenüberliegenden Seiten fest eingespannt. Die Umformung erfolgt durch das Verfahren des Stempels (**Bild 22 a**). Aufgrund der Reibung zwischen Stempel und Blechplatine wird eine gleichmäßige Verteilung der Dehnungen über dem Bauteil verhindert. Versagen tritt zwischen den Spannzangen und den nicht am Stempel anliegenden Bereichen auf.

Tangentialstreckziehen (**Bild 22 b**). Ermöglicht eine gleichmäßige Verteilung der Dehnungen über dem Werkstück und eine höhere Umformung im Mittenbereich. Die Blechplatine wird an zwei gegenüberliegenden Seiten in vertikal und horizontal verfahrbaren Spannzangen eingespannt und mit diesen vorgespannt, bis eine plastische Dehnung von 2 bis 4 % in der Platine erreicht ist. Im nächsten Arbeitsschritt wird die Blechplatine unter Beibehaltung der Vorspannung mit den Spannzangen an den Stempel angelegt. Zur Einbringung von Einprägungen in das Ziehteil kann die Streckzieheinrichtung in eine einfachwirkende Presse mit Gegenform eingebaut werden (**Bild 23**).
Das Cyril-Bath-Verfahren, bei dem die Spannzangen horizontal und vertikal CNC-gesteuert verfahrbar sind, erlaubt es, den Mittenbereich großer flacher Ziehteile stärker umzuformen und damit eine höhere Kaltverfestigung zu erzielen [27, 28].
Blechwerkstoffe, die streckgezogen werden sollen, sollten einen möglichst hohen Verfestigungsexponenten n aufweisen, damit sich die Formänderungen möglichst gleichmäßig über das Bauteil erstrecken und ein zu früher örtlicher Reißer vermieden wird (s. **S 3.2.4**). Zwischen Blech und Streckziehwerkzeug sollte der Reibwert so gering wie möglich sein ($\mu \to 0$). Werkstoffe s. **E 3.1.4**.

3.5.2 Tiefziehen. Deep drawing

Man unterscheidet:
Tiefziehen im *Erstzug* (**Bild 19**).
Tiefziehen im *Weiterzug* (DIN 8584) (**Bild 24**).
Während beim Streckziehen die Formgebung des Ziehteils durch Oberflächenvergrößerung zu Lasten der Blechdicke erfolgt, weil das Blech seitlich fest eingespannt ist und nicht nachfließen kann, ist beim Tiefziehen in 1. Näherung die

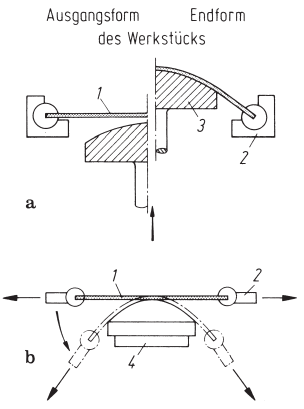


Bild 22 a, b. Streckziehen. **a** Einfaches Streckziehen; **b** Tangentialstreckziehen. *1* Werkstück, *2* Spannzange, *3* Stempel, *4* Werkzeug

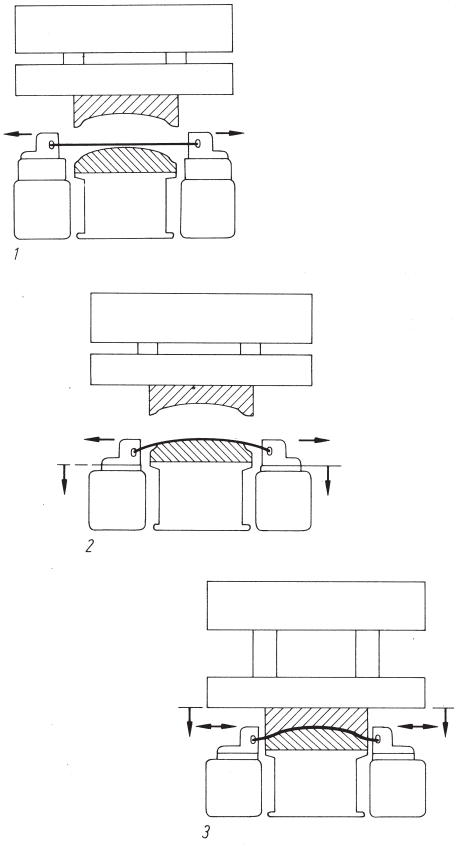


Bild 23. Cyril-Bath-Verfahren (Cyril Bath Company). *1* bis *3*: Arbeitsfolge

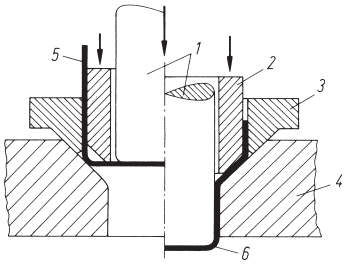


Bild 24. Tiefziehen im Weiterzug. *1* Stempel, *2* Niederhalter, *3* Stützring, *4* Ziehring, *5* vorgezogener Napf, *6* Napf im Weiterzug

Blechdicke über dem Ziehteil in etwa konstant, so daß die Oberfläche der Ronde (Platine) gleich der Oberfläche des Ziehteils ist. Zur Unterdrückung von Falten unter dem Niederhalter ist eine Mindest-Niederhalterkraft F_N erforderlich (s. **S 3.4.5**). Der Blechwerkstoff sollte möglichst $\Delta r = 0$ aufweisen, um eine Zipfelbildung zu vermeiden. r_{min} sollte genauso wie der n-Wert möglichst groß sein (s. **S 3.2.5**). Zur Verringerung der Reibung an den Flächen Niederhalter-Blech-Ziehring und im Bereich der Ziehringrundung sollte die Reibungszahl möglichst gering sein ($\mu \to 0$). Ist die Reibungszahl zwischen Blech und Ziehstempel relativ groß

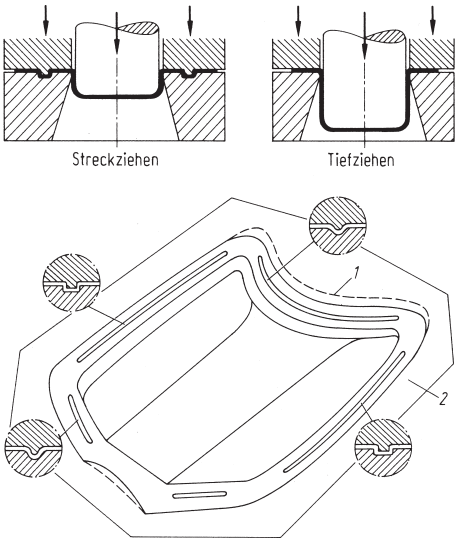


Bild 25. Ziehen großflächiger unsymmetrischer Teile als Kombination von Streckziehen und Tiefziehen. *1* Platinenform, *2* Ziehrahmen

($\mu \to 1$), so kann über Reibungskräfte die eingeleitete Ziehkraft erhöht und ein größeres Grenzziehverhältnis erzielt werden. Werkstoffe s. **E 3.1.4**.

Ziehen unsymmetrischer Teile (z. B. Karosserieteile) durch Kombination von Streckziehen und Tiefziehen (**Bild 25**). Zur Beeinflussung des Materialflusses unter dem Niederhalter dienen Ziehsicken, Platinenform, Bereiche höherer und niedrigerer Flächenpressung sowie eine gezielte Schmierstoffzufuhr.
Beim Ziehen mit *einfachwirkender* Presse wird im Tisch der Presse eine Zieheinrichtung (Ziehapparat) angeordnet. Diese kann als pneumatische oder hydraulische Zieheinrichtung ausgeführt sein [29, 30]. **Bild 26** zeigt eine Werkzeuganordnung für ein Ziehen mit *zweifachwirkender* Presse.

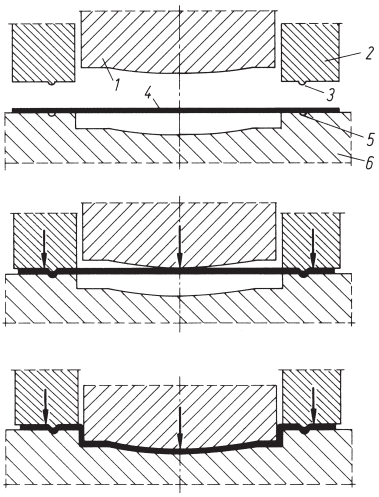


Bild 26. Prinzipielle Darstellung des Ziehens großer unregelmäßiger Blechformteile mit zweifachwirkender Presse. *1* Stempel, *2* Niederhalter, *3* Ziehstab, *4* Blech, *5* Ziehsicke, *6* Gegendruck

3.5.3 Biegen. Bending

Das Biegen gehört zu den am häufigsten angewandten Arten der Umformung von Blechen. Es erstreckt sich von der Massenfertigung von Kleinteilen bis hin zur Einzelteilfertigung im Schiffs- und Anlagenbau [32]. Außer Blechen werden vor allem Rohre, Drähte und Stäbe mit den unterschiedlichsten Querschnittsformen gebogen. In den meisten Fällen wird kaltumgeformt, nur in Sonderfällen, bei großen Querschnitten oder sehr kleinen Biegeradien, wird der Werkstoff erwärmt, um die zur Umformung erforderlichen Kräfte zu reduzieren bzw. um höhere Formänderungen mit einem gegebenen Werkstoff erzielen zu können. Elementare Biegetheorie s. [31] (s. **C 2.4**).
Eine für das Biegen typische Erscheinung ist die elastische *Rückfederung*. Nach Entlastung ist der Biegewinkel kleiner und der Biegeteilradius größer als unter Last. Die Rückfederung beim Entlasten ergibt sich beim querkraftfreien Biegen aus dem Rückfederungsverhältnis K (s. a. **Bild 27**), wobei

$$K = \frac{\alpha_R}{\alpha} = \frac{\left(r_i + \frac{s_0}{2}\right)}{\left(r_{iR} + \frac{s_0}{2}\right)}.$$

Die Rückfederung ist abhängig vom Werkstoff (E-Modul, Streckgrenze, n-Wert), Spannungszustand, bei dem umgeformt wird, und von der Vorverformung des zu biegenden Teils. Sie nimmt mit abnehmendem E-Modul, höherer Streckgrenze und höherem n-Wert sowie wachsendem Verhältnis r_i/s_0, d. h. bei gleichbleibender Blechdicke mit größer werdendem Biegeradius, zu. Um die Rückfederung zu verringern, zu vermeiden oder zu kompensieren, können folgende Maßnahmen ergriffen werden:
- Einschränken der Toleranzen für Blechwerkstoffkennwerte $R_{p0,2}$, n-Wert und Blechdicke als Voraussetzung für reproduzierbare Verhältnisse.
- Überbiegen.
- Nachdrücken im Gesenk.
- Anschließende Umformung unter Zugbeanspruchung zur Erzielung der Endgeometrie, d. h. Weiterformung unter so großen Zugspannungen, daß der gesamte Querschnitt plastisch umgeformt wird.
- Überlagerung von Zugspannungen beim Biegen.

Bei der Zuschnittsermittlung von Biegeteilen ist man bisher auf empirische Formeln angewiesen, da eine exakte Bestimmung der Biegeteilgeometrie bisher nicht möglich ist [33]. Wird ein

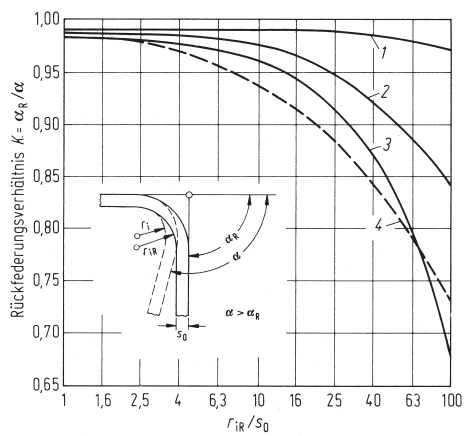


Bild 27. Rückfederungsverhältnis K unterschiedlicher Werkstoffe in Abhängigkeit vom Biegeradius (vgl. [33]). *1* Al99,5 w, *2* St 1404, *3* St 203, *4* CuZn 33 w

S

vom Werkstoff abhängiger minimaler Biegeradius $r_{i\,min}$ unterschritten, so treten an der Außenfaser Risse auf. Angaben über kleinstmögliche Biegeradien für Stahlbleche werden in DIN 6935 in Abhängigkeit von Werkstoff, Blechdicke und Lage der Biegeachse zur Walzrichtung des Bleches gemacht.

Biegeverfahren [32]

Freies Biegen. Technisch wichtig sind das freie Biegen bei Dreipunktauflage oder das freie Biegen eines einseitig eingespannten Bleches mit einem am freien Ende angreifenden Stempel. Führt der Stempel dabei eine Schwenkbewegung aus, so handelt es sich um das Schwenkbiegen.

Biegen im V-Gesenk. Bei diesem laufen nacheinander zwei Teilvorgänge ab [35]. Zunächst wird frei gebogen, bis sich die Schenkel des Biegeteils an die Gesenkwände anlegen ($\alpha = \alpha_G$, **Bild 28 a**) oder bis $r_i < r_{st}$ (r_i Biegeteilinnenradius, r_{St} Stempelradius). Das Nachdrücken im Gesenk schließt sich direkt an das Freibiegen an. Dabei wird die Form des Biegeteils weitgehend an die Werkzeugform angepaßt. Bei kleinem r_{St} wird zunächst so lange überbogen, bis sich die Biegeschenkel an den Stempel anlegen (**Bild 28 c**). Wird in dieser Stellung entlastet, so kann der Biegewinkel α dann immer noch größer als der Gesenkwinkel α_G sein. Während des Nachdrückens nimmt der Innenradius stetig ab. Bei großem r_{St} (bzw. r_{St}/s_0) treten hinsichtlich des sich beim Nachdrükken einstellenden Biegewinkels dieselben Erscheinungen auf wie bei kleinen Stempelradien r_{St}. Die Genauigkeit der Biegeteile kann beim Nachdrücken verbessert werden, dies erfordert jedoch hohe Kräfte (**Bild 29**).

Beispiel: Gesenkbiegen zur Herstellung eines Profils (**Bild 30**).

Biegen im U-Gesenk. Hierunter versteht man das gleichzeitige Biegen von zwei durch einen Steg verbundenen Schenkeln um meist 90° zu einem U-förmigen Biegeteil in einem Gesenk (**Bild 31**). Dabei wird zwischen dem U-Biegen *ohne* und *mit* Gegenhalter unterschieden. Beim U-Biegen *ohne Gegenhalter* kann die Verwölbung des Steges durch Nachdrücken weitgehend beseitigt werden. Dies führt zu einem Kraftanstieg am Vorgangsende [34]. Einflußfaktoren sind die Gesenkrundung, die Gesenktiefe und der Werkzeugspalt. Beim Biegen *mit Gegenhalter* (Gegenhalterkraft ca. $^1/_3$ der Biegekraft) bleibt der Steg während der Umformung eben.

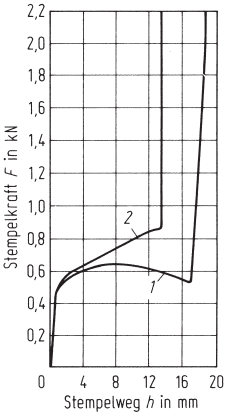


Bild 29. Kraft-Weg-Verlauf beim Biegen im 90° V-Gesenk bei kleinem und großem Stempelradius r_{St}. *1* $r_{St} = 2$ mm, *2* $r_{St} = 15$ mm (Gesenkweite $w = 42$ mm, $s_0 = 2$ mm, Werkstoff St1404)

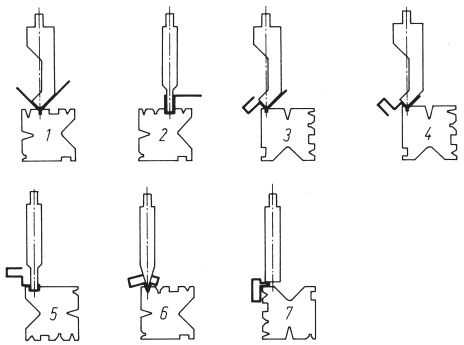


Bild 30. Arbeitsschritte zur Herstellung eines Blechprofils durch Gesenkbiegen

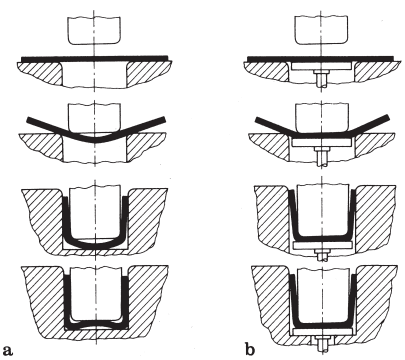


Bild 31 a, b. Biegen im U-Gesenk [33]. **a** Ohne Gegenhalter; **b** mit Gegenhalter

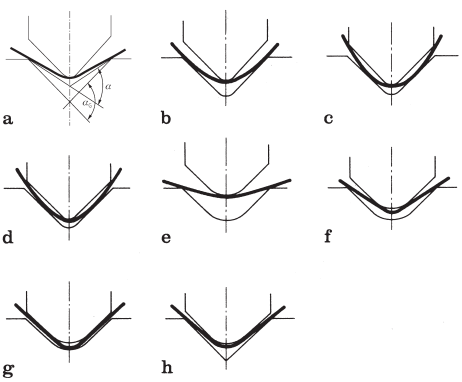


Bild 28 a–h. Biegen im 90° V-Gesenk [35]. **a–d** kleiner Stempelradius: **a** freies Biegen; **b** Ende des Freibiegevorganges; **c** Ende des Überbiegens; **d** Rückbiegen; **e–h** großer Stempelradius: **e** freies Biegen; **f** Weiterbiegen bei Zweipunktauflage am Stempelradius; **g** Beginn des Nachdrückens (geschlossenes Gesenk); **h** Weiterbiegen im halboffenen Gesenk

Schwenkbiegen. Bei diesem ist ein Schenkel des Biegeteils fest eingespannt und der zweite Schenkel wird durch eine schwenkbare Wange umgebogen (**Bild 32**). Solange der kleinste auftretende Biegehalbmesser größer ist als der Rundungshalbmesser der Spannbacke (Biegeschiene), handelt es

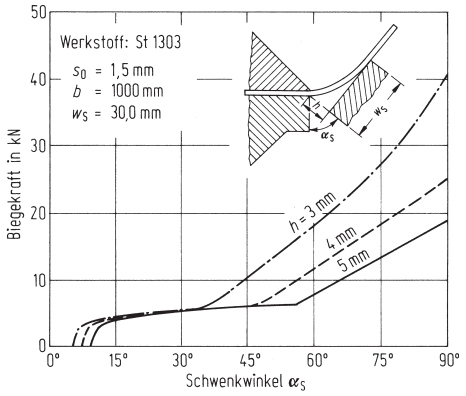


Bild 32. Schwenkbiegen. Biegekraft als Funktion vom Schwenkwinkel α_s bei unterschiedlichen Stellungen der Schwenkwangen [36]

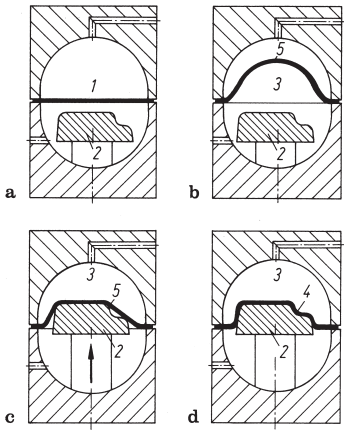


Bild 34 a–d. Patrizenverfahren. **a** Zuschnitt *1* eingelegt; **b** Formen des Zuschnitts zu einer Blase mittels Gasdruck *3*; **c** Ziehen über die Patrize *2*; **d** endgültige Werkstückform *4*; *5* Zwischenstufen des Umformens

sich um einen *Freibiegevorgang*. Der Verlauf der Biegekraft weist in Abhängigkeit vom Schwenkwinkel α_s zwei deutlich voneinander abgegrenzte Bereiche auf. Im Bereich von kleinen Schwenkwinkeln ist der Kraftbedarf infolge eines großen wirksamen Hebelarms niedrig bei gleichzeitig geringem Anstieg. Dieser Anstieg ist eine Folge der Werkstoffverfestigung. Für den steilen Anstieg der Biegekraft bei großen Schwenkwinkeln ist die Verkürzung des wirksamen Hebelarms verantwortlich.

3.5.4 Superplastisches Umformen von Blechen
Superplastic forming of sheet

Spezielle metallische Werkstoffe (vorzugsweise eutektische und eutektoide Legierungen) mit extrem feinkörnigem Gefüge können unter folgenden Voraussetzungen extrem große Formänderungen ertragen: $T_u > 0,5\,T_s$ (T_s Schmelztemperatur, T_u Umformtemperatur in K) und kleine Umformgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}$ (meist $< 10^{-2}$ 1/s).
Die werkstoffseitigen Voraussetzungen für technisch anwendbare superplastische Werkstoffe sind: Extrem feinkörniges Gefüge (Korngröße $< 10\,\mu m$); hoher Widerstand gegen Porenbildung durch Vermeidung grober Einschlüsse vor allem auf den Korngrenzen; niedrige Fließspannungswerte k_f bei niedrigen log. Formänderungsgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}$ (s. **S 3.2.3**).
Beim superplastischen Umformen kommen im allgemeinen Blasverfahren zum Einsatz. Dabei kann das Werkzeug entweder als Negativform (*Matrizenverfahren*, **Bild 33**) oder als Positivform (*Patrizenverfahren*, **Bild 34**) ausgebildet sein. Beim Matrizenverfahren ist das Verhältnis von Ziehtiefe zu kleinster ebener Abmessung auf $h/b < 0,4$, beim Patrizenverfahren auf $< 0,6$ begrenzt [37]. Die üblichen Blechdicken liegen zwischen 0,5 und 3 mm. Im superplastischen Zustand betragen die Fließspannungen, z. B. bei Aluminium und Titanlegierungen zwischen 4 und 20 N/mm^2, d. h. es sind Umformdrücke von 0,5 bis 200 bar notwendig. Die geformten Werkstücke sind nahezu frei von Eigenspannungen und damit frei von Rückfederungen. Anhaltswerte für Al-Teile in [37], für Werkstoffe und einzuhaltende Parameter in [38 bis 42].

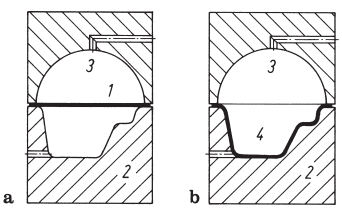


Bild 33 a, b. Matrizenverfahren. **a** Blechzuschnitt *1* eingelegt; **b** Werkstück *4* ausgeformt; *2* Formwerkzeug, *3* Druckraum

3.5.5 Stauchen. Upsetting

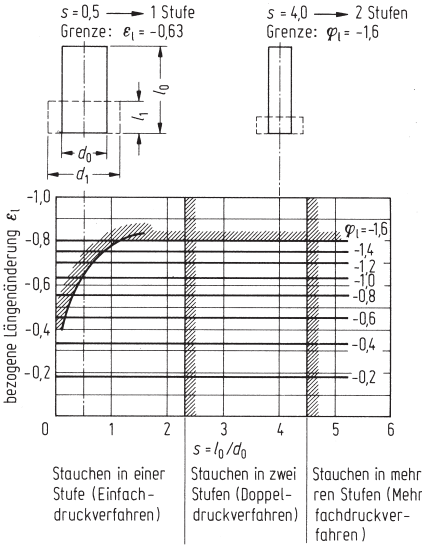
Grundverfahren des Schmiedens und Kaltmassivumformens, z. B. von Befestigungsmitteln. Für theoretische Untersuchungen ist es als Modellverfahren von Bedeutung.
Verfahrensgrenzen des Stauchens sind:

Stauchgrad (log. Formänderung) als Grenze des Formänderungsvermögens: $\varphi_l = \ln(l_1/l_0)$ (**Bild 35**). Beim Kaltstauchen von Stahl soll unabhängig von der Anzahl der Stauchstufen $\varphi_{l\,max} = -1,6$ nicht überschritten werden. *Stauchverhältnis* $s = l_0/d_0$ als Grenze gegen Ausknicken. Dafür gilt bei freiem Anstauchen (kalt): $s \leqq 2,3$. Größere Werte erfordern mehrere Stufen. **Bild 36** zeigt die Herstellung eines Kopfbolzens in mehreren Stufen durch Verjüngen, Vor- und Fertigstauchen.
Der Kraft-Weg-Verlauf beim Stauchen zeigt einen steilen Anstieg gegen Endes des Vorgangs, der sich bei kleineren Kopfhöhen besonders auswirkt. Eine gute Füllung der Form sowie eine geringe Gratbildung sind beim Warmanstauchen im Gesenk Anforderungsmerkmale. Ein spezieller Fall des Kaltstauchens ist das *Flachprägen*, das als *Glattprägen* (Oberflächengüte) oder als *Maßprägen* (Dickentoleranz) durchgeführt wird.
Auf das *Warmstauchen* wird nur bei schwierigen Teilen zurückgegriffen, um die Umformkräfte klein zu halten. Aufgrund des gegebenen Kraft-Weg-Verlaufs eignen sich besonders weggebundene Pressen zum Stauchen.

3.5.6 Schmieden. Forging

Die Grundverfahren des Schmiedens zählen zu den Fertigungsverfahren Trennen, Umformen, Fügen. Es sind Verfahren für Querschnittsänderungen (*Recken, Breiten, Voll-* oder *Napf-Fließpressen, Stauchen, Anstauchen*), für Richtungsänderungen (*Biegen, Durchsetzen, Verdrehen*), zum Erzeugen von Hohlräumen (*Dornen, Durchlochen, Hohldornen, Massivlochen*), zum Trennen (*Abschneiden, Abgraten, Lochen, Abschroten, Einschroten, Schlitzen*) und zum Fügen (*Schrumpfen, Schweißen*), wenn Elemente komplizierter Schmiedestücke zum ganzen

S



φ_1=-1,6 Grenze für das Formänderungsvermögen
$\varepsilon_1 = f(s)$ Grenze zu erhöhter Werkzeugbeanspruchung bei kleinen Stauchverhältnissen
s = 2,3 Knickgrenze beim Einfachdruckverfahren
s = 4,5 Knickgrenze beim Doppeldruckverfahren

Bild 35. Verfahrensgrenzen beim Kaltstauchen von Stahl Cq 35 (VDI 3171)

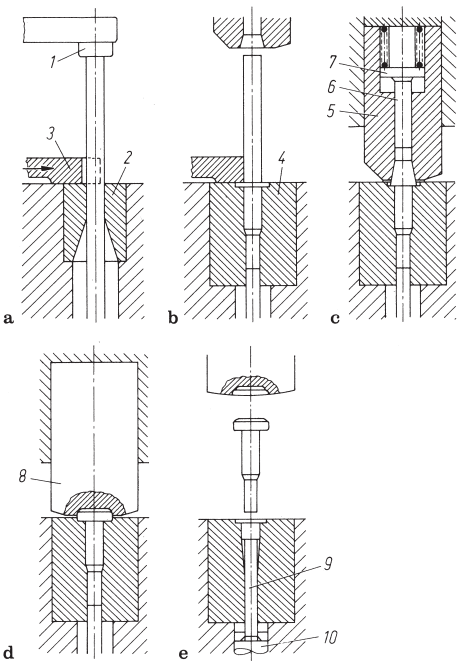


Bild 36a–e. Arbeitsvorgänge beim Fertigen eines Kopfbolzens (Quertransportpresse). **a** Zuführen des Werkstoffes und Abscheren durch Schermesser in getrennter Stufe; **b** Zuführen des Rohteils vor die Matrize; **c** Eindrücken in die Matrize und Vorstauchen; **d** Fertigstauchen; **e** Auswerfen. *1* Anschlag, *2* Schermatrize, *3* Schermesser, *4* Matrize (Reduziermatrize), *5* Vorstaucher, *6* Auswerferstift (Stempel), *7* Auswerfer (Stempel), *8* Fertigstauchstempel, *9* Auswerferstift (Matrize), *10* Auswerfer (Matrize). (VDI 3171)

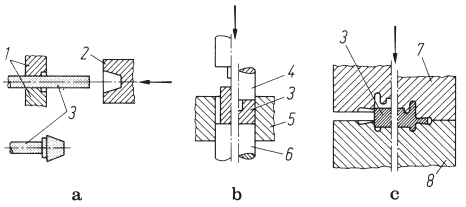


Bild 37a–c. Verfahren des Gesenkschmiedens im engeren Sinne (Gesenkformen). **a** Anstauchen; **b** Formpressen ohne Grat; **c** Formpressen mit Grat. *1* Klemmbacke, *2* Anstauchgesenk, *3* Werkstück, *4* Stempel, *5* Aufnehmer, *6* Auswerfer, *7* Obergesenk, *8* Untergesenk

Werkstück vereinigt werden. Die Verfahren des Gesenkschmiedens sind *Anstauchen* oder *Formpressen* mit und ohne Grat (**Bild 37**). Die Rohteile sind beim *Warmschmieden* auf eine Temperatur oberhalb der Rekristallisationstemperatur erwärmt (bei Stahl 850 bis 1250 °C), so daß keine bleibende Verfestigung des Werkstückwerkstoffs auftritt. Die Herstellung der Rohteile für das Schmieden umfaßt die Auswahl von Halbzeug, das Trennen des Halbzeugs zu Abschnitten durch Abscheren, Brechen, Sägen oder Abstechdrehen, ggf. anschließend Setzen (Formpressen ohne Grat zur Herstellung ebener, paralleler Stirnflächen) und das Erwärmen des Rohteils auf Schmiedetemperatur.

Freiformschmieden. Es wird in der Regel für Einzel- und Kleinserienfertigung von Teilen mit einer Masse zwischen 1 kg und 350 t eingesetzt. Typische Arbeitsabläufe zeigt **Bild 38**. Durch Freiformschmieden hergestellte Werkstücke müssen meist spanend fertigbearbeitet werden.

Gesenkschmieden. Hierbei wird das Rohteil über mehrere Zwischenformen zum fertigen Werkstück umgeformt [43]. Der Arbeitsablauf besteht aus Massenverteilung, Querschnittsvorbildung (oft durch Freiformschmieden) und Formpressen (**Bild 39**), das aus den Grundvorgängen Stauchen, Breiten und Steigen besteht (**Bild 40**). Das Rohteil und die Zwischenformen sind so auf das Fertigteil abzustimmen, daß der günstigste Faserverlauf erzielt wird (**Bild 41**). Beim Formpressen mit Grat wird der den Vorgang stark beeinflussende Grat im letzten Arbeitsgang durch Abgraten entfernt. *Genauschmieden* erlaubt durch Verwendung von mindestens einem Arbeitsgang im geschlossenen Gesenk und/oder durch Umformen im *Halbwarmbereich* (bei Stahl zwischen 600 und 900 °C) die Herstellung von Schmiedestücken höherer Maßgenauigkeit (IT 9 bis 11 gegenüber IT12 bis 16) und besserer Oberflächenqualität. *Präzisionsschmieden* (z. B. unter Schutzgas, mit genauer Temperaturführung) erzeugt bei ausgewählten Maschinenteilen (z. B. Turbinenschaufeln, Kegelräder) einbaufertige Werkstücke noch höherer Genauigkeit.

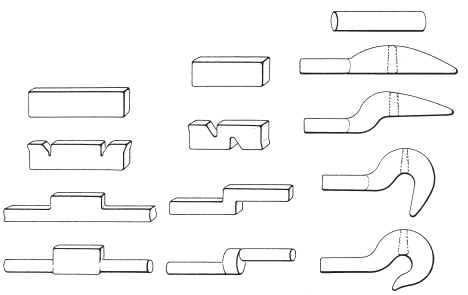


Bild 38. Anwendung von Grundverfahren des Freiformschmiedens von Stahl im Arbeitsablauf

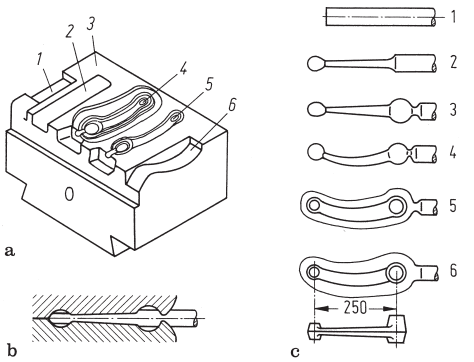


Bild 39 a–c. Arbeitsablauf beim Schmieden im Mehrstufengesenk [44]. **a** Gesenk, *1* Reckgravur, *2* Rollgravur, *3* Aufschlagfläche, *4* Endgravur, *5* Vorschmiedegravur, *6* Biegegravur; **b** Schnitt durch Rollgravur; **c** Arbeitsablauf, 1 Ausgangsform, 2 Reckstück, 3 Rollstück, 4 Biegestück, 5 Vorschmiedestück, 6 Gesenkschmiedestück

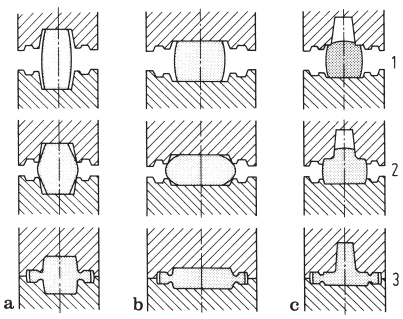


Bild 40 a–c. Grundtypen von Vorgängen beim Füllen von Schmiedegravuren. **a** Stauchen; **b** Breiten; **c** Steigen. 1 Stauchen, 2 Anlegen, 3 Füllen

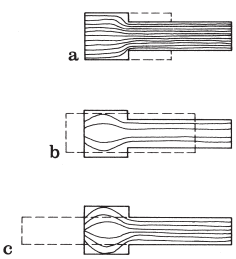


Bild 41 a–c. Rohteilwahl, Verfahren und Faserverlauf bei Schmiedeteilen. **a** Recken; **b** Recken und Stauchen; **c** Stauchen

Wichtige Schmiedegesenk-Arten sind bei den *Gesenken mit Gratspalt* das *Vollgesenk* als Einfach- und Mehrfachgesenk, das *Einsatzgesenk* als Einfachgesenk und mit mehreren gleichen Gravuren sowie das *Mehrstufengesenk. Geschlossene Gesenke* sind Gesenke ohne Gratspalt mit einer oder – bei Mehrstufengesenken – mehreren Teilfugen. Infolge der hohen thermischen und mechanischen Beanspruchung (Erwärmung bis auf 700 °C, Spannungen bis 1 000 N/mm^2) ist die Lebensdauer der Werkzeuge begrenzt. Gebräuchliche Stähle für Schmiedegesenke sind niedrig legierte Warmarbeitsstähle wie z. B. 55 NiCrMoV 6, 56 NiCrMoV 7, 57 NiCrMoV77 für Vollgesenke und hochlegierte Warmarbeitsstähle wie z. B. X38 CrMoV51, X37 CrMoW51, X32 CrMoV33 für Gesenkeinsätze (s. **E 3.1.4**).

Kaltschmieden. Es umfaßt im wesentlichen die Verfahren des Fließpressens, ferner Stauchen, Prägen (s. diese) und – bei kleineren Teilen aus Stahl und Nichteisen-Metallen – auch das Formpressen mit und ohne Grat. Hierbei wird ohne Anwärmen bei Raumtemperatur umgeformt.

3.5.7 Strangpressen. Extrusion

Eine Übersicht über Strangpreßverfahren zeigt **Bild 42**. Man unterscheidet Kalt- und Warm-Strangpreßverfahren. Unter *Kalt-Strangpressen* wird das Verpressen von Blöcken, die unangewärmt in die Presse eingesetzt werden, verstanden. Unter *Warm-Strangpressen,* allgemein (weil der Regelfall) lediglich *Strangpressen* genannt, versteht man das Verpressen von Blöcken, die vor Einsatz in die Presse angewärmt werden.

Direktes Strangpressen

Der Block wird zunächst im Aufnehmer aufgestaucht, bis er den Durchmesser der Aufnehmerbohrung annimmt. Anschließend wird er vom Stempel durch die Matrize hindurchgepreßt. Zwischen Block und Aufnehmer entsteht eine Relativbewegung, so daß Reibungsarbeit zu leisten ist.

Mit Schmiermittel (Bild 42 a). Verringerung der Reibung durch Schmierfilm zwischen Block und Aufnehmer, was durch konische Matrizen erleichtert wird. Einsatz beim Warm-Strang-

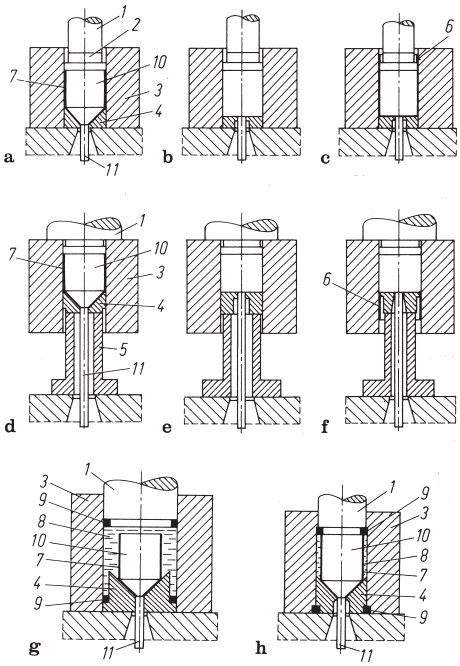


Bild 42 a–h. Prinzipielle Darstellung von Strangpreßverfahren. **a–c** Direktes Strangpressen; **a** mit Schmiermittel; **b** ohne Schmiermittel, ohne Schale; **c** ohne Schmiermittel, mit Schale; **d–f** indirektes Strangpressen; **d** mit Schmiermittel; **e** ohne Schmiermittel, ohne Schale; **f** ohne Schmiermittel, mit Schale; **g** hydrostatisches Pressen; **h** Hydrafilm-Verfahren. *1* Stempel, *2* Preßscheibe, *3* Aufnehmer, *4* Matrize, *5* Hohlstempel, *6* Schale, *7* Schmiermittel, *8* Hydrostatikmedium, *9* Dichtung, *10* Block, *11* Strang. Verfahren **a, d, g** und **h** vorwiegend zum Kalt-Strangpressen, Verfahren **b, c, e** und **f** vorwiegend zum Warm-Strangpressen

pressen von Stahl und beim Kalt-Strangpressen von Aluminium-Legierungen.

Ohne Schmiermittel und ohne Schale (Bild 42 b). Erfordert aufgrund höherer Reibung zwischen Block und Aufnehmer sowie zwischen Matrize und Block höhere Preßkräfte. Deshalb wird dieses Verfahren in der Regel für Warm-Strangpressen eingesetzt. Das Spiel zwischen Preßscheibe und Aufnehmer wird so gewählt, daß sich keine *„Schale"* (beim Pressen vom Block abgescherte Blockaußenzone) bilden kann. Aufgrund der Wandreibung zwischen Block und Aufnehmer werden je nach Größe der Reibung und thermischen Verhältnissen im Block die Blockaußenzonen beim Verschieben des Blockes im Aufnehmer derart behindert, daß der Blockkern mehr oder weniger stark vorfließt. Somit ist es möglich, die Blockaußenzonen am Einfließen in die sich vor der Matrize ausbildende Umformzone zu hindern. Beim Strangpressen von Leichtmetall wird dieser Effekt ausgenutzt. Hier werden z. B. Blöcke mit stranggegossener Oberfläche je nach Profilform und Verhältnis von Aufnehmerquerschnitt zu Produktquerschnitt bis zu bestimmten Blocklängen so verpreßt, daß die Blockaußenzonen nicht in das Preßprodukt einfließen, sondern im Preßrest verbleiben.

Ohne Schmiermittel und mit Schale (Bild 42 c). Will man sichergehen, daß nicht verunreinigte oder oxydierte Blockaußenzonen in das Preßprodukt einfließen, preßt man mit Schale. Bei diesem Verfahren wird das Spiel zwischen Aufnehmerbohrung und Preßscheibe so gewählt, daß die Blockaußenzonen in Form einer Schale am Aufnehmer haften bleiben, so daß lediglich das Blockinnere zum Strang verpreßt wird. Als Nachteil ist die Notwendigkeit des Räumens der Schale anzusehen.

Indirektes Strangpressen

Auch beim indirekten Strangpressen wird der Block zunächst im Aufnehmer aufgestaucht [45]. Hierbei verschließt ein kurzer Verschlußstempel einseitig den Aufnehmer und von der anderen Seite dringt die Matrize, die sich gegen einen feststehenden Hohlstempel abstützt, in den Aufnehmer ein. Beim Pressen bewegen sich Block und Aufnehmer zusammen, so daß keine Relativbewegung und damit auch keine Reibung zwischen Block und Aufnehmer entsteht. Nachteilig ist der Hohlstempel, der mit seiner Innenbohrung den umschreibenden Kreis des Preßprodukts begrenzt.

Mit Schmiermittel (Bild 42 d). Verringerung der Reibungen zwischen Matrize und Umformgut sowie zwischen Matrize und Aufnehmer, sofern der Block geschmiert eingesetzt wird und konische Matrizen verwendet werden [46, 47].

Ohne Schmiermittel und ohne Schale, Bild 42 e. Da beim indirekten Strangpressen keine Reibung zwischen Block und Aufnehmer vorliegt, bietet sich dieses Preßverfahren als Ersatz für das direkte Strangpressen in den Fällen an, in denen beim direkten Strangpressen, die durch Überwindung der Reibung zwischen Block und Aufnehmer erforderliche Kraft die Gesamtpreßkraft so stark ansteigen läßt, daß die Preßkraft bzw. die auf die Aufnehmerquerschnittsfläche bezogene Gesamtpreßkraft das Preßverfahren zu stark eingrenzt und/oder die aus der Reibungsarbeit entstehende Wärmemenge die Preßgeschwindigkeit und/oder die Produktgüte extrem mindert.

Beim Verfahren ohne Schale wird das Spiel zwischen Matrize und Aufnehmer so eingestellt, daß einerseits die zur Überwindung der Reibung zwischen Matrize und Aufnehmer erforderlichen Kräfte vernachlässigbar gering gegenüber der Umformkraft gehalten werden können und zum anderen zwischen Matrize und Aufnehmer sich keine Schale bilden kann, wobei ein dünner Preßgutfilm die Aufnehmerwandung bedeckt. Da bei diesem Verfahren die Blockaußenzonen in das Preßprodukt mit einfließen, weil sie nicht wie beim direkten Strangpressen durch an der Blockoberfläche wirkende Reibung zurückgehalten werden, müssen entweder abgedrehte Blöcke eingesetzt werden oder die Blöcke müssen hinreichend gute Stranggußoberflächen besitzen.

Ohne Schmiermittel und mit Schale, Bild 42 f. Dieses Verfahren weist den Vorteil auf, daß auch Blöcke mit verunreinigten und oxydierten Blockaußenzonen verpreßt werden können, weil die Außenzonen in der Schale verbleiben. Das Spiel zwischen Matrize und Aufnehmer wird so groß gewählt, daß die Blockaußenzonen als Schale an der Aufnehmerwandung haften bleiben [48]. Nachteilig ist wiederum das Räumen der Schale.

Hydrostatisches Strangpressen

Bei diesem Verfahren wird der Block im Aufnehmer von einem Druckmedium („Hydrostatikmedium") umgeben (**Bild 42 g**). Beim Vordringen des Stempels und Komprimieren des Hydrostatikmediums berührt der Stempel nicht den Block. Die Geschwindigkeit, mit der der Block sich beim Pressen in Richtung auf die Matrize bewegt, ist also nicht gleich der Stempelgeschwindigkeit, sondern ist proportional zu dem verdrängten Hydrostatikmedium-Volumen [49]. Weitere Merkmale dieses Verfahrens sind [50–52]: Geringe Flüssigkeitsreibung an der Blockoberfläche, Abdichtung zwischen Block und konischer Matrize durch Preßdruck, bei Schmiereigenschaft des Hydrostatikmediums kann separate Schmierung des Blockes entfallen, sonst muß Block geschmiert eingesetzt werden [53]. Dieses Verfahren wird vorwiegend für das Kalt-Strangpressen eingesetzt. Beim Warm-Strangpressen entsteht das Problem einer hohen thermischen Belastung aller Komponenten, außerdem ist eine Temperaturregelung erforderlich.

Hydrafilm-Verfahren

Dieses Verfahren wird auch „thick-film"-Verfahren genannt. Die Menge des Hydrostatikmediums wird so gering gehalten, daß der Stempel den Block beim Pressen berühren kann [54, 55]. Die Matrize stützt sich, da Block und Aufnehmer nur durch einen Flüssigkeitsfilm getrennt sind, gegen den Aufnehmer ab [52] (**Bild 42 h**). Ferner sind Blockgeschwindigkeit und Stempelgeschwindigkeit praktisch gleich, so daß der Preßprozeß jederzeit durch Stoppen der Stempelbewegung abgebrochen werden kann. Auch bei diesem Verfahren kann der Block von einem gesonderten Schmiermittel umgeben werden [56]. Vorzugsweise Anwendung beim Kalt-Strangpressen, bedingt aber auch beim Warm-Strangpressen, da Zusatzaggregate für das Hydrostatikmedium entfallen, wenn Hydrostatikmedien verwendet werden, die unter Normaldruck in festem Zustand auf den Block vor dem Einsetzen in die Presse aufgebracht werden können und bei Preßdruck dann viskos werden [56].

4 Trennen. Cutting

H. K. Tönshoff und **B. Denkena**, Hannover (Abschnitt 4.5 von **K. Siegert** und **U. Ladwig**, Stuttgart)

4.1 Allgemeines. General

Trennen ist Fertigen durch Ändern der Form eines festen Körpers. Der Stoffzusammenhalt wird örtlich aufgehoben. Die Endform ist in der Ausgangsform enthalten. Das Zerlegen zusammengesetzter (gefügter) Körper wird dem Trennen zugerechnet (nach DIN 8580).

Die *Hauptgruppe Trennen* läßt sich in sechs Gruppen gliedern: Zerteilen (DIN 8588), Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden (DIN 8589, Teil 0), Spanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden (DIN 8589, Teil 0), Abtragen (DIN 8590), Zerlegen (DIN 8591) und Reinigen (DIN 8592). Trennen durch *Zerteilen* und *Spanen* erfolgt unter *mechanischer* Einwirkung eines Werkzeugs auf ein Werkstück. Zerlegen ist das Trennen ursprünglich gefügter Körper oder das Entleeren oder Evakuieren von gasförmigen, flüssigen oder körnigen Stoffen aus Hohlkörpern. Beim Trennen durch *Abtragen* werden Stoffteilchen von einem festen Körper auf nicht-mechanischem Wege entfernt. Beim Trennen durch *Reinigen* werden unerwünschte Stoffe oder Stoffteilchen von der Oberfläche eines Werkstücks entfernt.

4.2 Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden

Cutting with geometrically well-defined tool edges

4.2.1 Grundlagen. Fundamentals

Spanen ist Fertigen durch *Trennen*. Von einem Rohteil/Werkstück werden durch Schneiden eines Werkzeugs Stoffteile in Form von Spänen mechanisch getrennt. Beim Spanen mit geometrisch bestimmter Schneide sind Schneidenanzahl, Form der Schneidkeile und Lage der Schneide zum Werkstück bekannt und beschreibbar (im Gegensatz zum Spanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden, z. B. Schleifen). **Bild 1** zeigt wichtige Verfahren dieser Gruppe. Die Verfahren unterscheiden sich nach *Schnittbewegung* (Schnittgeschwindigkeit v_c), *Vorschubbewegung* (Vorschubgeschwindigkeit v_f) und daraus resultierender *Wirkbewegung* (Wirkgeschwindigkeit v_e). Vorschub- und Schnittrichtungsvektor spannen die Arbeitsebene auf. Der Winkel zwischen beiden Vektoren wird als *Vorschubrichtungswinkel* φ bezeichnet, der Winkel zwischen Wirk- und Schnittrichtung wird als *Wirkrichtungswinkel* η bezeichnet. Es gilt für alle Verfahren die Beziehung (z. B. **Bilder 7** und **22**)

$$\tan\eta = \frac{\sin\varphi}{(v_c/v_f)+\cos\varphi}.$$

Der mechanische Vorgang des Trennens von Stoffteilen vom Werkstück, d. h. die Spanbildung, kann am besten am Orthogonalprozeß (ebene Formänderung) dargestellt werden. Der *Schneidkeil* wird beschrieben durch den *Spanwinkel* γ, den *Freiwinkel* α und den *Kantenradius* r_β. Durch Eindringen des Schneidkeils wird der Werkstoff plastisch verformt. **Bild 2** zeigt die Zonen plastischer Verformung beispielhaft bei der Fließspanbildung. Es können fünf Zonen unterschieden werden:

- Die primäre Scherzone *1* umfaßt das eigentliche Gebiet der Spanentstehung durch Scherung.
- In den sekundären Scherzonen vor der Spanfläche *2* und an der Freifläche *4* wirken Reibkräfte zwischen Werkzeug und Werkstück, die diese Werkstoffschichten plastisch verformen.
- In der Verformungsvorlaufzone *5* werden durch die Spanentstehung Spannungen wirksam, die zu plastischen und elastischen Verformungen dieser Zone führen.
- In der Stau- und Trennzone *3* wird der Werkstoff unter hohen Druckspannungen verformt und getrennt.

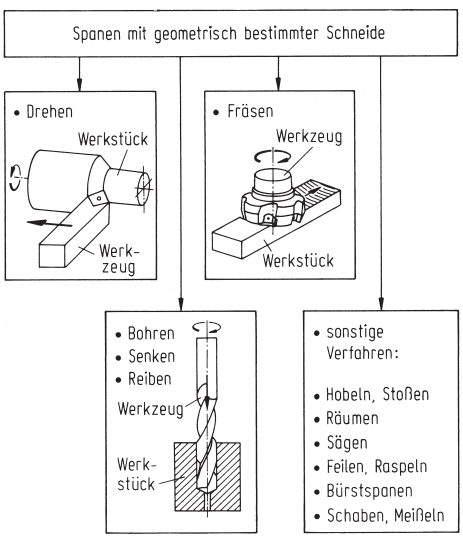
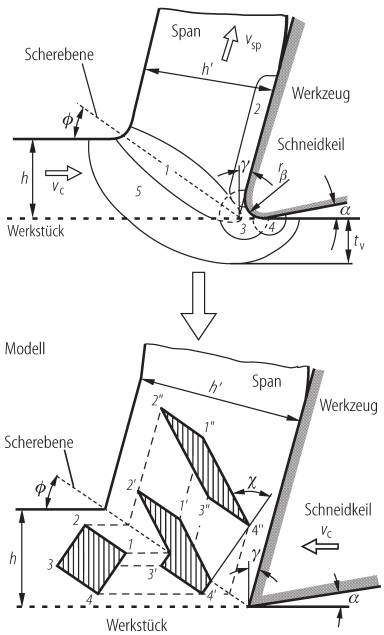


Bild 1. Verfahren des Spanens mit geometrisch bestimmter Schneide nach DIN 8589



χ : Verformungswinkel $\tan\chi = \tan(\phi-\gamma) + 1/\tan\phi$
ϕ : Scherwinkel $\tan\phi = \cos\gamma/(\lambda_h - \sin\gamma)$ $\lambda_h = h'/h$
γ : Spanwinkel
α : Freiwinkel
t_v : Verformungstiefe

Bild 2. Wirkzonen bei der Spanentstehung und Modell der Formänderungen in der Scherebene

S

Durch diese Vorgänge geht die Spanungsdicke h im unverformten Zustand über in die *Spandicke* h', daraus resultiert die *Spanstauchung* $\lambda_h = h'/h$. Die Scherebene schließt mit dem Schnittgeschwindigkeitsvektor den *Scherwinkel* Φ ein. Der Verformungswinkel χ kennzeichnet die Scherung eines Teilchens, das die Scherebene durchlaufen hat. Im einzelnen lassen sich folgende Spanarten unterscheiden:

Fließspanbildung ist die kontinuierliche Spanentstehung, wobei der Span mit gleichmäßiger Geschwindigkeit im stationären Fluß über die Spanfläche abgleitet. Es kann – meist bei höheren Schnittgeschwindigkeiten – zu periodischem Wechsel in der Intensität der Formänderung kommen. Es bilden sich Lamellen in Span, die bis zur Stofftrennung und zur Entstehung von Spanstücken ausgeprägt sein können [1].

Scherspanbildung ist die diskontinuierliche Entstehung eines noch zusammenhängenden Spanes, der jedoch deutliche Unterschiede im Verformungsgrad entlang der Fließrichtung erkennen läßt. Zur Scherspanbildung kommt es vorzugsweise bei negativen Spanwinkeln, größeren Spanungsdicken sowie sehr geringen und sehr hohen Schnittgeschwindigkeiten.

Reißspanbildung entsteht in Werkstoffen, die nur ein geringes Verformungsvermögen besitzen, wie z. B. Gußeisen mit Lamellengraphit. Die Trennfläche zwischen Span und Werkstück verläuft unregelmäßig.

Aufbauschneiden können bei duktilen, verfestigenden Werkstoffen, niedrigen Schnittgeschwindigkeiten und ausreichend stetiger Spanbildung (Fließspanbildung) entstehen. Es sind Werkstoffteile, die im Bereich der Stauzone stark verformt und kaltverfestigt wurden, unter hohem Druck an der Schneidkantenrundung und auf der Spanfläche verschweißen und so ein Teil des Schneidteils werden [2].

In der Spanbildungszone wird die zugeführte *Schnittenergie* E_c vollständig umgesetzt. Sie errechnet sich zu

$$E_c = F_c \, l_c$$

(F_c Schnittkraft, l_c Weg in Schnittrichtung).

Die Schnittenergie setzt sich zusammen aus: Umform- und Scherenergie E_φ, Reibenergie an der Spanfläche E_γ, Reibenergie an der Freifläche E_α, Oberflächenenergie zur Bildung neuer Oberflächen E_T, kinetischer Energie durch Umlenkung des Spans E_M.

Die bei der Zerspanung einer Volumeneinheit umgesetzte Energie ist

$$e_c = E_c / V_w$$

(e_c spezifische Energie, V_w zerspantes Volumen). Wie E_c lassen sich auch die einzelnen Anteile von E_c auf V_w beziehen.

Beispiel: Eine zahlenmäßige Abschätzung ergibt, daß der größte Teil der Schnittenergie in Umform- und Reibenergie umgesetzt wird. Bei $e_c = 2760$ MPa ergibt sich für eine Beispielrechnung mit: Spanungsdicke $h = 0{,}1$ mm, Schnittgeschwindigkeit $v_c = 60\ \mathrm{mm\,min^{-1}}$, Spanwinkel $\gamma = +10°$, Spanstauchung $\lambda_h = 3{,}9$; die Energieanteile spezifische Umform- und Scherenergie $e_\varphi = 2010$ MPa, spezifische Reibenergie an der Spanfläche $e_\gamma = 745$ MPa, spezifische Oberflächenenergie $e_T = 2 \cdot 10^{-2}$ MPa, spezifische kinetische Energie $e_M = 1 \cdot 10^{-2}$ MPa. Die bezogene Reibenergie an der Freifläche e_α ist bei diesem Beispiel in e_γ enthalten, da beide nicht getrennt voneinander ermittelt werden können.

Aus der zugeführten spezifischen Energie e_c läßt sich als Kennwert für die Errechnung der Schnittkraft die spezifische Schnittkraft k_c herleiten

$$k_c = F_c / A = F_c / (hb)$$

(Spanungsquerschnitt A, Spanungsbreite b, Spanungsdicke h).

$$e_c = E_c / V_w = P_c / Q_w = (F_c \, v_c) / (A v_c) = k_c$$

(Schnittleistung P_c, Zeitspanvolumen Q_w, Schnittkraft F_c).

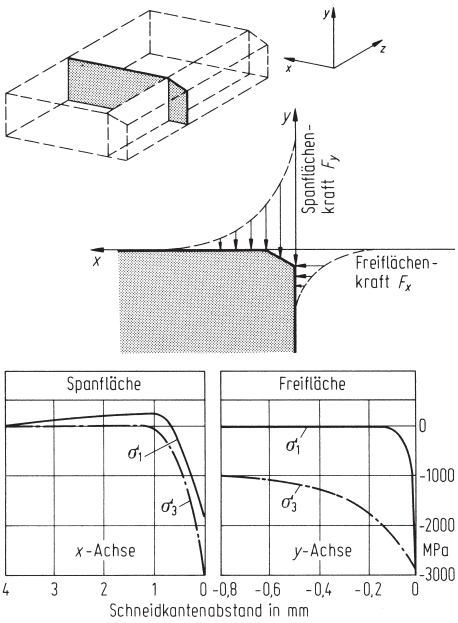


Bild 3. Spannungsverteilung infolge mechanischer Belastung senkrecht zur Hauptschneide

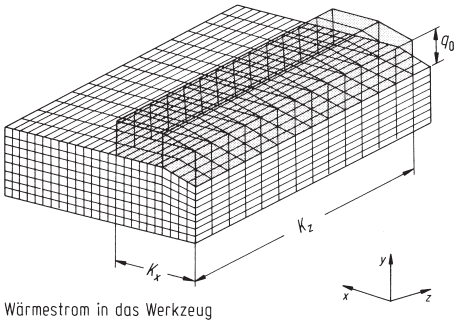
Damit läßt sich die spezifische Schnittkraft k_c als energetische Größe verstehen. (Die Anwendung und Ermittlung von k_c wird in **S 4.2.2** näher behandelt.) Die in die Spanbildungszone eingeleitete Energie wird fast vollständig in Wärme umgesetzt, ein geringer Rest in Eigenspannungen im Span und im Werkstück (Federenergie). Dadurch entstehen hohe Temperaturen im Schneidkeil; er wird damit mechanisch und thermisch beansprucht. *Oberflächenkräfte* und die daraus berechneten Hauptspannungen unter der Span- und Freifläche sind in **Bild 3** dargestellt [3]. **Bild 4** stellt die Temperaturverteilung bei Beanspruchung einer keramischen Wendeschneidplatte und die daraus resultierenden thermisch induzierten Zugspannungen dar, die insbesondere für hochtemperaturfeste keramische Schneidstoffe kritisch sind. Mechanische und thermische Beanspruchung, unterstützt durch chemische Reaktionen, verursachen Verschleiß.

Die *Beanspruchung* des Schneidkeils ist von verschiedenen Einflüssen abhängig. Neben Einstellparametern wie Schnittgeschwindigkeit, Vorschub und Schnittiefe und Umgebungseinflüssen wie z. B. Kühlschmiermittel hat insbesondere das Werkstück Einfluß auf den Werkzeugverschleiß.

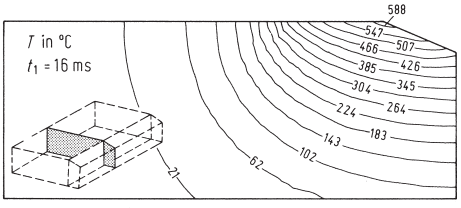
Verschleißarten [4] (**Bild 5**) (s. **E 5.4**):

- Brüche und Risse, diese treten im Bereich der Schneidkante durch mechanische oder thermische Überlastung auf.
- Abrasion (Abrieb), wird vornehmlich von harten Einschlüssen im Werkstoff wie Karbiden und Oxiden verursacht.
- Plastische Verformung tritt auf, wenn der Schneidstoff einen zu geringen Verformungswiderstand, aber ausreichende Zähigkeit besitzt.
- Adhäsion ist das Abscheren von Preßschweißstellen zwischen Werkstoff und Span, wobei die Scherstelle im Schneidstoff liegt.
- Diffusion tritt bei hohen Schnittgeschwindigkeiten und gegenseitiger Löslichkeit von Schneidstoff und Werkstoff auf. Der Schneidstoff wird durch chemische Reaktionen geschwächt, löst sich und wird abgetragen.

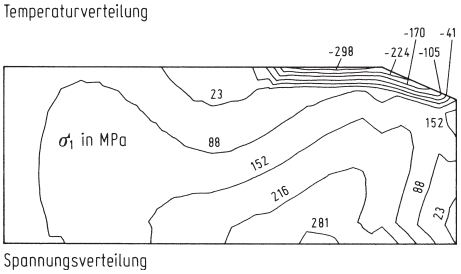
S



Wärmestrom in das Werkzeug



Temperaturverteilung



Spannungsverteilung

Bild 4. Temperatur und Spannungsverteilung senkrecht zur Hauptschneide

	Beanspruchung mit		Verschleißarten
	Langzeitwirkung	Kurzzeitwirkung	
mechanisch	stationäre mechanische Last	wechselnde mechanische Last	Abrasion Adhäsion Bruch
thermisch	stationäre thermische Last	wechselnde thermische Last	Abschieferung Rißbildung
chemisch	chemischer Einfluß im Innern	chemischer Einfluß an der Oberfläche	Diffusion Oxidation

Bild 5. Beanspruchung und Verschleißarten von Schneidstoffen

– Oxidation tritt ebenfalls nur bei hohen Schnittgeschwindigkeiten auf. Durch Kontakt mit dem Luftsauerstoff oxidiert der Schneidstoff, das Gefüge wird geschwächt.

Die *Zerspanbarkeit* eines Werkstoffs ergibt sich aus der stofflichen Zusammensetzung des Werkstoffs, seinem Gefügeaufbau im zerspanten Bereich, aus der vorhergehenden Umformung/Urformung und aus der Wärmebehandlung.

Die Zerspanbarkeit wird an folgenden Kriterien gemessen:

– Werkzeugverschleiß,
– Oberflächengüte des Werkstücks,
– Zerspankräfte,
– Spanform.

Bei der Gewichtung der Kriterien ist die Bearbeitungsaufgabe zu berücksichtigen.

4.2.2 Drehen. Turning

Nach DIN 8589 E T 1 ist das Drehen als Spanen mit geschlossener (meist kreisförmiger) Schnittbewegung und beliebiger Vorschubbewegung in einer zur Schnittrichtung senkrechten Ebene definiert. Die Drehachse der Schnittbewegung behält ihre Lage zum Werkstück unabhängig von der Vorschubbewegung bei. **Bild 6** zeigt einige wichtige Drehverfahren.

Als Beispiel für das Drehen wird im folgenden das *Längs-Runddrehen* betrachtet. Begriffe, Benennungen und Bezeichnungen zur Beschreibung der Geometrie am Schneidteil sind in DIN 6580 und in ISO 3002/1 festgelegt. **Bild 7** zeigt die am Schneidteil definierten Flächen und Schneiden.

Die in **Bild 8** dargestellten Winkel dienen zur Bestimmung von Lage und Form des Werkzeugs im Raum: Der *Einstellwinkel* $\varkappa$ ist der Winkel zwischen der Hauptschneide und der Arbeitsebene. Der *Eckenwinkel* ε ist der Winkel zwischen Haupt- und Nebenschneiden und ist durch die Schneidengeometrie vorgegeben. Der *Neigungswinkel* λ ist der Winkel zwischen der Schneide und der Bezugsebene und ergibt sich bei Draufsicht auf die Hauptschneide. *Freiwinkel* α, *Keilwinkel* β und *Spanwinkel* γ können in der Werkzeug-Orthogonalebene gemessen werden und ergeben in ihrer Summe 90°. Die Größe der zu wählenden Winkel am Werkzeug ist in Abhängigkeit von Werkstoff, Schneidstoff und Bearbeitungsverfahren Richtwerttabellen zu entnehmen. **Tab. 1** zeigt einige Werte für die Stahlzerspanung. Der Einstellwinkel $\varkappa$ beeinflußt die Form des abzutrennenden Spanungsquerschnitts und damit auch die für den Zerspanprozeß aufzuwendende Leistung (**Bild 9**).

Der über die Spanfläche des Werkzeugs ablaufende Span besitzt, abhängig von der Spanform, ein unterschiedliches Span-

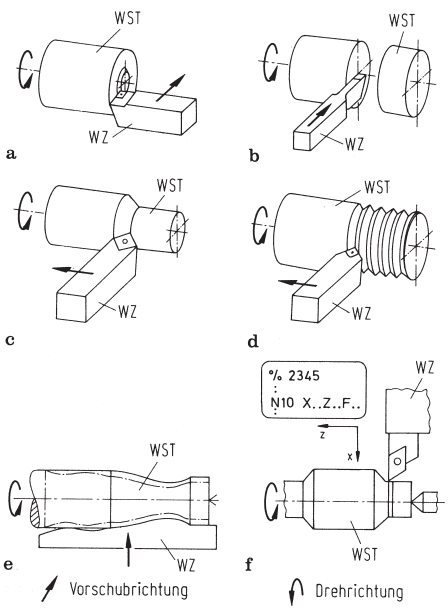


Bild 6a–f. Drehverfahren (DIN 8589 T1). WST Werkstück, WZ Werkzeug. **a** Plandrehen; **b** Abstechdrehen; **c** Runddrehen; **d** Gewindedrehen; **e** Profildrehen (WST-Kontur ist im WZ abgebildet); **f** Formdrehen

S

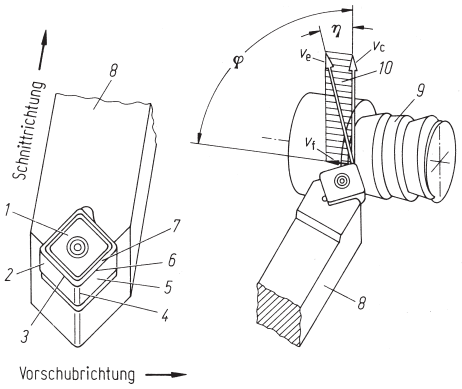


Bild 7. Bezeichnungen am Schneidteil und Bewegungsrichtungen des Werkzeugs (DIN 6580, ISO 3002/1). *1* Wendeschneidplatte, *2* Nebenfreifläche, *3* Nebenschneide, *4* Schneidenecke, *5* Hauptfreifläche, *6* Hauptschneide, *7* Spanfläche, *8* Klemmhalter, *9* Werkstück, *10* Arbeitsebene, v_c Schnittgeschwindigkeit, v_e Wirkgeschwindigkeit, v_f Vorschubgeschwindigkeit, φ Vorschubrichtungswinkel, η Wirkrichtungswinkel

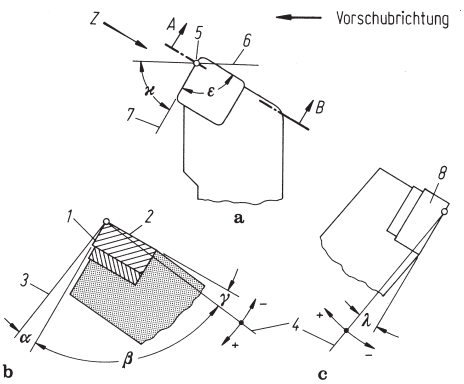


Bild 8a–c. Winkel am Drehwerkzeug (DIN 6581). **a** Hauptansicht; **b** Schnitt *A-B* (Werkzeug-Orthogonalebene); **c** Ansicht *Z* (auf Werkzeug-Schneidenebene). *1* Freifläche, *2* Spanfläche, *3* Werkzeug-Schneidenebene, *4* Werkzeug-Bezugsebene, *5* betrachteter Schneidenpunkt, *6* angenommene Arbeitsebene, *7* Werkzeugschneidenebene der Hauptschneide, *8* Schneidplatte

volumen Q' (Schüttvolumen der Späne). Kennzeichnende Größe ist die Spanraumzahl *RZ*, die das Verhältnis des zeitbezogenen Spanvolumens Q' (Schüttvolumen) zum Zeitspanvolumen Q_w angibt. Hierbei ist

$$RZ = Q'/Q_w,$$

$$Q_w = a_p f v_c = a_p f D \pi n.$$

Die Spanraumzahl kennzeichnet die *„Sperrigkeit“* der Späne. Sie dient der Bemessung von Arbeitsräumen der Werkzeug-

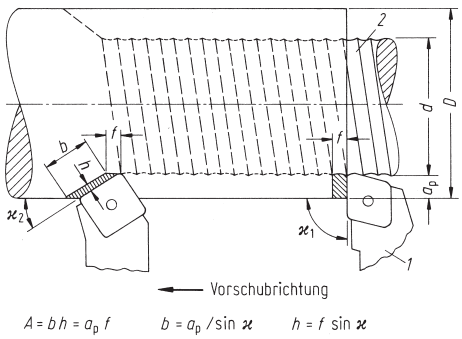


Bild 9. Schnitt- und Spanungsgrößen beim Drehen. *1* Werkzeug, *2* Werkstück, *A* Spanungsquerschnitt, *b* Spanungsbreite, *h* Spanungsdicke, a_p Schnittbreite, *f* Vorschub, $\varkappa$ Einstellwinkel

maschinen, von Spantransporteinrichtungen und Spanräumen der Werkzeuge. Die Spanraumzahl *RZ* kann je nach Spanform sehr unterschiedliche Werte annehmen (**Bild 10**). Sie ist um so kleiner, je kurzbrüchiger der Werkstoff ist. Kurzbrüchigkeit läßt sich über die Zusammensetzung des Werkstoffs beeinflussen. Bei Stahl wirken sich höhere Gehalte von Schwefel (oberhalb 0,04 %, Automatenstahl mit 0,2 % S) günstig aus. Allerdings kann dadurch je nach Form der eingelagerten Sulfide die Querzähigkeit des Materials verschlechtert werden [5]. Auf der Spanfläche eingeschliffene, eingesinterte oder in das Klemmsystem von Wendeschneidplatten integrierte Spanleitstufen bewirken eine zusätzliche Spanverformung, d. h. eine zusätzliche Materialbeanspruchung im Span (**Bild 11**). Der Span wird durch Anlaufen an der Schnittfläche des Werkstücks oder der Freifläche des Werkzeugs aufgebogen und bricht. Dabei handelt es sich um sekundäre Spanbrechung im Gegensatz zur Reiß- oder Lamellenspanbildung mit Stofftrennung (s. **S 4.2.1**). Günstige Spanformen lassen sich auch durch die Wahl geeigneter Maschineneinstelldaten wie Vorschub und Schnittiefe erreichen (**Bild 12**).

Jeder Werkstoff setzt dem Eindringen des Werkzeugs einen Widerstand entgegen, der durch Aufbringen einer Kraft, der Zerspankraft F_z, überwunden werden muß. Zur analytischen Betrachtung zerlegt man diese in ihre drei Komponenten (**Bild 13**). Die Schnittkraft F_c in Richtung der Schnittbewegung bildet zusammen mit der Vorschubkraft F_f die Aktivkraft F_a. Die Passivkraft F_p trägt nicht zur Leistungsumsetzung bei, da in ihrer Richtung keine Bewegung zwischen Werkzeug und Werkstück stattfindet. Es gilt

$$\vec{F}_z = \vec{F}_a + \vec{F}_p = \vec{F}_c + \vec{F}_f + \vec{F}_p.$$

Die auf den Spanungsquerschnitt bezogene Schnittkraft wird als spezifische Schnittkraft k_c bezeichnet (s. **S 4.2.1**) und ist von einer Reihe von Einflußgrößen abhängig

$$k_c = \frac{F_c}{b \cdot h} = \frac{F_c}{a_p \cdot f}.$$

Aus Versuchen ist bekannt, daß die spezifische Schnittkraft k_c eine Funktion der Spanungsdicke *h* ist. Aus der doppelt-

Tabelle 1. Übliche Größenordnungen der Werkzeugwinkel bei der Stahlzerspanung

Schneidstoff	Schneidteilgeometrie					
	Spanwinkel γ	Freiwinkel α	Neigungswinkel λ	Einstellwinkel κ	Eckenwinkel ε	Eckenradius r_ε
Schnellarbeitsstahl	−6° … +20°	6° … 8°	−6° … +6°	10° … 100°	60° … 120°	0,4 … 2 mm
Hartmetall	−6° … +15°	6° … 8°				
Schneidkeramik	−6° … 0°	6° … 8°	−6° … 0°	45° … 100°		0,8 … 2 mm

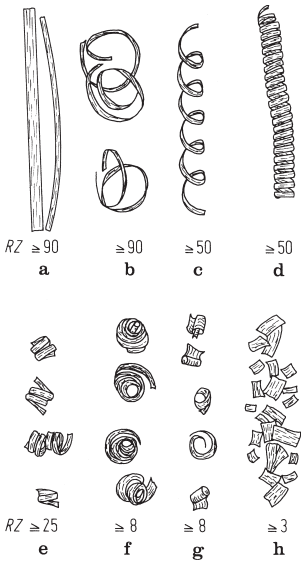


Bild 10a–h. Spanformen (Stahl-Eisen-Prüfblatt 1178-69). **a** Bandspäne; **b** Wirrspäne; **c** Flachwendelspäne; **d** lange, zylindrische Wendelspäne; **e** Wendelspanstücke; **f** Spiralspäne; **g** Spiralspanstricke; **h** Bröckelspäne

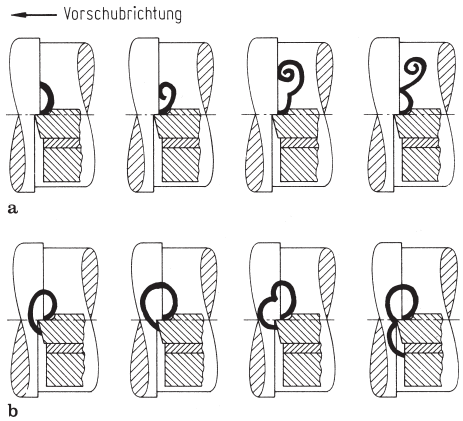


Bild 11a, b. Wirkung von Spanformstufen. **a** Anlaufen an Schnittfläche; **b** Anlaufen an Freifläche

logarithmischen Darstellung (**Bild 14**) kann entnommen werden [7]

$$k_c = k_{c1.1} \cdot \left[\frac{h}{h_0}\right]^{-m_c}.$$

Darin ist $k_{c1.1}$ der „Hauptwert der spezifischen Schnittkraft", also k_c bei $h = 1$ mm (Indices 1.1 wegen $k_{c1.1} = F_c/1 \cdot 1$ bei $b = 1$ mm und $h = 1$ mm). Der Exponent m_c kennzeichnet die Steigung und ist der „Anstiegswert der spezifischen Schnittkraft". Die Kienzlesche Schnittkraftformel kann auch geschrieben werden zu

$$F_c = k_{c1.1} b h^{1-m_c}, \quad (\text{bei } h_0 = 1\,\text{mm}).$$

$k_{c1.1}$ und $1 - m_c$ sind für verschiedene Eisenwerkstoffe in **Anh. S4 Tab. 1** aufgelistet. Ein unmittelbarer Vergleich der $k_{c1.1}$-Werte zur Kennzeichnung der Zerspanbarkeit oder der zum Spanen erforderlichen Energie ist nicht zulässig, denn die

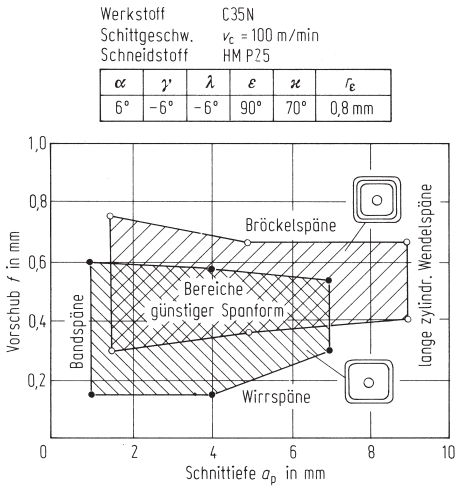


Bild 12. Bereiche günstiger Spanform bei Werkzeugen mit Spanformrillen (nach König)

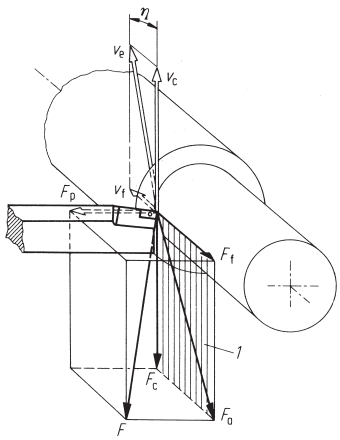


Bild 13. Komponenten der Zerspankraft (DIN 6584). *1* Arbeitsebene

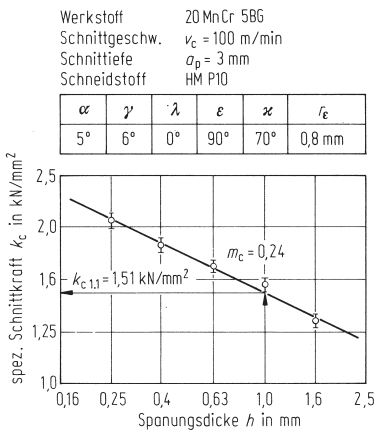


Bild 14. Spezifische Schnittkraft als Funktion der Spanungsdicke

Anstiegswerte m_c können sehr unterschiedlich sein. Aus $m_c < 1$ folgt, daß bei gegebenem Spanungsquerschnitt der Schnittkraft- und Leistungsbedarf mit geringerer Spandicke wächst. Der physikalische Grund liegt in höheren Reibanteilen bei geringeren Spandicken (s. **S 4.2.1**).

Außer vom Werkstoff und der Spandicke hängt k_c von weiteren Größen ab. Es werden daher zusätzliche Einflußfaktoren angesetzt. Die Einflußfaktoren für Schnittgeschwindigkeit K_v, Spanwinkel K_γ, Schneidstoff K_{ws}, Schärfezustand der Schneide K_{wv}, Kühlschmierstoff K_{ks} und Werkstückform K_f sind ebenfalls in **Anh. S 4 Tab. 1** angegeben.

Die *Passivkraft* F_p (**Bild 13**) führt zwar keine Leistung mit sich, ist jedoch für die Maß- und Formgenauigkeit des Systems – Maschine/Werkstück/Werkzeug – von Bedeutung.

Passivkraft F_p und Vorschubkraft F_f lassen sich zur *Drangkraft* F_D zusammenfassen. Für schlanke Spanungsquerschnitte (bh) steht die Drangkraft senkrecht auf der Hauptschneide. Daraus folgt

$$F_f/F_p = \tan\varkappa.$$

Überschlägig kann für übliche Werte von b und h gesetzt werden

$$F_D \approx (0{,}65 - 0{,}75)F_c,$$

womit F_f und F_p zu ermitteln sind. Zur genaueren Bestimmung dienen Exponentialfunktionen entsprechend der Schnittkraftformel. Exponenten und Hauptwerte sind in **Anh. S 4 Tab. 1** angegeben.

Die Oberflächenfeingestalt wird durch das Profil der Schneide, die die Werkstückoberfläche erzeugt, und durch den Vorschub bestimmt. Aus dem Abformen des Schneideckenradius r_ε läßt sich die theoretische Rauhtiefe $R_{t,th}$ geometrisch ermitteln zu $R_{t,th} = f^2/(8r_\varepsilon)$.

Dieser Wert ist als untere Grenze anzusehen, der sich durch Schwingungen insbesondere bei höheren Drehzahlen und Schnittgeschwindigkeiten, bei Bildung von Aufbauschneiden (s. **S 4.2.1**) und bei Verschleißfortschritt der Schneide erhöht.

Das Werkzeug wird mechanisch als Folge der Zerspankraft, thermisch durch Erwärmung und chemisch durch Wechselwirkung von Schneidstoff, Werkstoff und umgebendem Medium beansprucht. Dadurch verschleißt das Schneidenteil (s. **S 4.2.1**). Typische Verschleißformen zeigt **Bild 15**. Zudem können Schneidkantenversatz, Schneidkantenrundung und Riefenverschleiß an der Nebenschneide auftreten. Welche Verschleißform das Standzeitende bestimmt (Standzeitkriterium), richtet sich nach dem Einsatzfall. Schwächung des Schneidkeils durch Kolkverschleiß oder Erhöhung der Reibanteile an der Zerspankraft durch Freiflächenverschleiß sind kritisch beim Schruppen. Schneidkantenversatz führt zu Maßänderungen des Werkstücks und Freiflächenverschleiß oder Riefenverschleiß beeinträchtigen die Oberflächengüte und bestimmen das Standzeitende beim Schlichten. Häufig wird das Standzeitende mit $VB = 0{,}4$ mm oder $KT = 0{,}1$ mm angesetzt. Die Freifläche wird zur genaueren Kennzeichnung des Verschleißes in drei Bereiche unterteilt.

Für eine Schneidstoff-Werkstoff-Kombination und bei gegebenem Standkriterium hängt die *Standzeit* hauptsächlich von der Schnittgeschwindigkeit ab, und zwar nach einer Exponentialfunktion (Taylor-Gerade im doppellogarithmischen Diagramm) [6]

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{v_c}{C}\right)^k.$$

Darin sind T_0 und C Bezugsgrößen, T_0 wird üblicherweise zu $T_0 = 1$ min gesetzt, C ist die Schnittgeschwindigkeit für eine Standzeit von $T_0 = 1$ min.

Zur Aufnahme der Taylor-Gerade dient ein Verschleiß-Standzeit-Drehversuch nach ISO 3685. Dort sind geeignete Einstellgrößen für Schnellarbeitsstahl, Hartmetalle aller Zerspanungs-Anwendungsgruppen (s. **S 4.2.6**) und Schneidkeramik festgelegt. Meist reicht es aus, die Verschleißmarkenbreite VB und/oder die Kolktiefe KT sowie den Kolkmittenabstand KM zu bestimmen. **Tab. 2** zeigt für verschiedene Werkstoffe gebräuchliche Werte des Steigungsexponenten k sowie die Schnittgeschwindigkeit C für eine Standzeit $T = 1$ min bei einer Verschleißmarkenbreite $VB = 0{,}4$ mm.

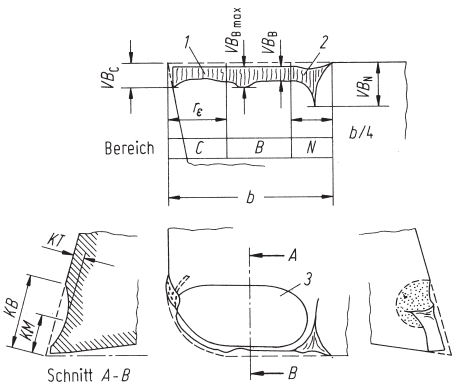


Bild 15. Verschleißformen beim Drehen (ISO 3685). *C*, *B*, *N* Bereich, *KB* Kolkbreite, *KM* Kolkmittenabstand, *KT* Kolktiefe, *VB* Verschleißmarkenbreite im Bereich i, *1* Freiflächenverschleiß, *2* Kerbverschleiß, *3* Kolkverschleiß

Tabelle 2. Koeffizienten zur Ermittlung der Taylor-Geraden (Richtwerttabelle)

Taylor-Funktion $v_c = C \cdot T^{1/k}$	Unbeschichtetes Hartmetall		Beschichtetes Hartmetall		Oxidkeramik (Stahl) Nitridkeramik (Guß)	
	C in $\frac{m}{min}$	k	C in $\frac{m}{min}$	k	C in $\frac{m}{min}$	k
St 50-2	299	−3,85	385	−4,55	1210	−2,27
St 70-2	226	−4,55	306	−5,26	1040	−2,27
Ck 45 N	299	−3,85	385	−4,55	1210	−2,27
16 MnCrS 5 BG	478	−3,13	588	−3,57	1780	−2,13
20 MnCr 5 BG	478	−3,13	588	−3,57	1780	−2,13
42 CrMoS 4 V	177	−5,26	234	−6,25	830	−2,44
X 155 CrVMo 12 1 G	110	−7,69	163	−8,33	570	−2,63
X 40 CrMoV 5 1 G	177	−5,26	234	−6,25	830	−2,44
GG-30	97	−6,25	184	−6,25	2120	−2,50
GG-40	53	−10,0	102	−10,0	1275	−2,78

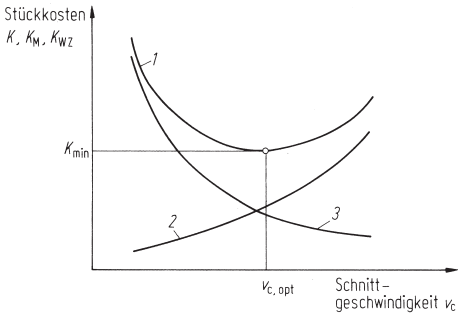


Bild 16. Fertigungskosten als Funktion der Schnittgeschwindigkeit υ_c. *1* Stückkosten *K*, *2* werkzeuggebundene Stückkosten K_{WZ}, *3* maschinengebundene Stückkosten K_M

Die optimale Schnittgeschwindigkeit muß nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten festgelegt werden (**Bild 16**). Die zeitoptimale Schnittgeschwindigkeit ist:

$$\upsilon_{c\,t\,opt} = C(-k-1)t_{wz}^{1/k}.$$

Eine Optimierung der Schnittgeschwindigkeit nach minimalen Stückkosten berücksichtigt neben der Werkzeugwechselzeit t_{wz} auch Werkzeugkosten je Schneide K_{WZ} und den Maschinenstundensatz K_M

$$\upsilon_{c\,k\,opt} = C(-k-1)(t_{wz} + (K_{WZ}/K_M))^{1/k}.$$

4.2.3 Bohren. Drilling and boring

Bohren ist ein spanendes Verfahren mit drehender Schnittbewegung (Hauptbewegung). Das Werkzeug, der *Bohrer*, führt eine Vorschubbewegung in Richtung der Drehachse aus. **Bild 17** zeigt gebräuchliche Bohrverfahren. Beim Einbohren oder Bohren ins Volle können Durchgangs- oder Sackbohrungen erzeugt werden. Als Werkzeug wird meist ein *Spiralbohrer* verwendet (diese übliche Bezeichnung ist unzutreffend, da die Schneide auf einer Schraubenlinie und nicht auf einer Spirale angeordnet

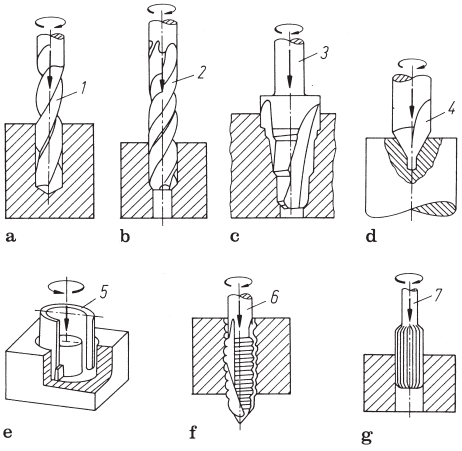


Bild 17a–g. Bohrverfahren in Anlehnung an DIN 8589. **a** Einbohren, Bohren ins Volle, *1* Spiralbohrer; **b** Aufbohren, *2* Spiralsenker, Dreischneider; **c** Senken, *3* Profilsenker; **d** Zentrierbohren, *4* Zentrierbohrer; **e** Kernbohren, *5* Kernbohrer; **f** Gewindebohren, *6* Gewindebohrer; **g** Reiben, *7* Maschinenreibahle

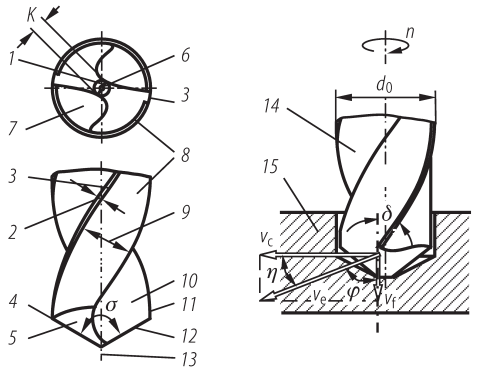


Bild 18. Bezeichnung und Wirkungsweise des Spiralbohrers nach DIN 8589. Drehzahl *n*, Nenndurchmesser d_0, Spitzenwinkel σ, Drallwinkel δ, *1* Querschneide (abgeknickter Teil der Hauptschneide), *2* Fasenbreite *b*, *3* Fase der Nebenfreifläche, *4* Schneidenecke, *5* Hauptfreifläche, *6* Kerndicke *K*, *7* Spannut, *8* Nebenfreifläche, *9* Stegbreite, *10* Spanfläche, *11* Nebenschneide, *12* Hauptschneide, *13* Werkzeugachse, *14* Werkzeug, *15* Werkstück

ist). Beim Aufbohren werden Spiralbohrer bzw. zwei- oder mehrschneidige *Senker* eingesetzt. *Profilsenker* erzeugen abgesetzte Bohrungen. Sie sind meist mehrschneidig, wobei aus Herstellgründen nicht jede Schneide alle Teile der Kontur tragen muß (z. B. kann eine Schneide die Kante eines Absatzes brechen, die danebenliegende eine Planfläche erzeugen). *Zentrierbohrer* sind spezielle Profilbohrer mit dünnerem Zentrierzapfen und kurzer, steifer Auskragung, um gute Zentrierwirkung zu entwickeln. *Kernbohrer* zerspanen den Werkstoff ringförmig; mit dem Ringraum entsteht ein zylindrischer Kern. *Gewindebohrer* erzeugen Gewinde. *Reiben* ist ein Aufbohren mit geringer Spanungsdicke, um maß- und formgenaue Bohrungen mit hoher Oberflächengüte zu erzeugen.

Für das Bohren im Durchmesserbereich von 1 bis 20 mm bei Bohrungstiefen bis zum Fünffachen des Durchmessers ist der Spiralbohrer das am häufigsten verwendete Werkzeug (**Bild 18**). Der Spiralbohrer besteht aus Schaft und Schneidteil. Über den Schaft wird der Bohrer in die Werkzeugmaschine eingespannt und geführt. Er ist zylindrisch oder kegelförmig ausgeführt. Sollen hohe Antriebsmomente übertragen werden, dienen tangentiale Anflächungen zur Kraftübertragung. Der Schneidteil weist eine komplexe Geometrie auf, durch deren Veränderung der Bohrer an die jeweilige Bearbeitungsaufgabe angepaßt werden kann. Wesentliche Größen sind *Profil* und *Kerndicke, Spannutengeometrie* und *Drallwinkel*, d. h. Steigung der Spannuten, *Spitzenanschliff* und *Spitzenwinkel*. Davon sind der Spitzenanschliff und der Spitzenwinkel vom Anwender beeinflußbar. Das Profil des Spiralbohrers ist so gestaltet, daß die Spannuten möglichst großen Raum für den Spantranspsort bieten, andererseits jedoch der Bohrer ausreichend torsionssteif ist. Zu diesen beiden Hauptforderungen können weitere kommen, wie Erzeugen günstiger Spanformen, die zu einer Vielfalt von Sonderprofilen geführt haben und den Bohrprozeß an besondere Randbedingungen anzupassen gestatten. Vor dem Kern des Spiralbohrers muß ebenfalls Werkstoff entfernt werden. Dazu dient die Querschneide, die die beiden Hauptschneiden miteinander verbindet.

Entlang von Haupt- und Nebenschneide ist der Spanwinkel γ als wichtige Einflußgröße auf den Bohrprozeß nicht konstant, sondern verringert sich bereits vor der Hauptschneide von außen nach innen. In **Bild 19** sind die Spanwinkel an drei Schneidenpunkten durch Auftragen der Steigung *h* der Spannut über der Abwicklung der zu den Durchmessern gehörenden Kreise dargestellt [8]. Am Außendurchmesser ist er identisch mit dem

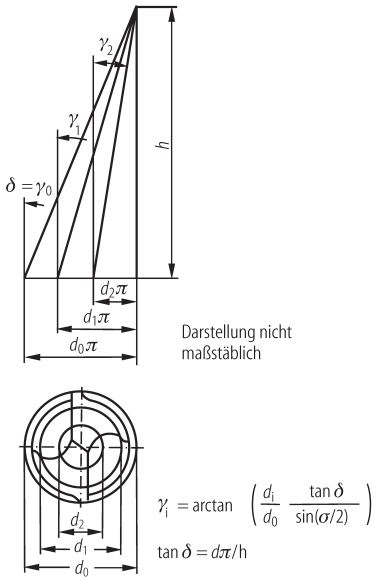


Bild 19. Spanwinkel an der Hauptschneide eines Spiralbohrers. h Steigung der Spannut, σ Spitzenwinkel, δ Drallwinkel, d_0 Bohrerdurchmesser, d_i Durchmesser am betrachteten Schneidenpunkt i, γ_i Spanwinkel am betrachteten Schneidenpunkt i

Drallwinkel δ und nimmt durchmesserproportional ab. Dabei können bereits vor der Hauptschneide negative Spanwinkel auftreten. Vor der Querschneide sind die Spanwinkel stark negativ. Das Werkstückmaterial muß hier in radialer Richtung verdrängt werden. Negativer Spanwinkel und Materialverdrängungseffekt erzeugen hohe Drücke im Bereich der Querschneiden. Um diese Wirkung zu mindern, werden Spiralbohrer ausgespitzt. Der Kern des Bohrers wird durch einen Profilschliff in Richtung der Spannut und zur Bohrerspitze auf einer Kegel- oder ähnlichen Fläche verlaufend geschwächt. So läßt sich der Spanwinkel an der Querschneide vergrößern bzw. die Querschneide verkürzen.

Die wichtigste Verschleißform am Spiralbohrer ist der Freiflächenverschleiß an der Schneidenecke. Dieser hauptsächlich durch Abrasion hervorgerufene Verschleiß ruft eine Steigerung der Torsionsbelastung des Bohrers hervor, da im Eckenbereich höhere Zerspankräfte auftreten. Diese Torsionsbelastung kann zum Bohrerbruch führen. Verschlissene Spiralbohrer werden deshalb nachgeschliffen, bis der beschädigte Bereich der Nebenschneidenfase abgetragen ist.

Zerspankräfte. Zur Berechnung der *Kräfte* und *Momente* beim Bohren wird der Ansatz von Kienzle [7, 9] verwendet. **Bild 20** zeigt die Spanungsgeometrie und die Kräfte beim Bohren. Die auftretenden Kräfte je Schneide, von denen angenommen wird, daß sie in der Schneidenmitte angreifen, werden in ihre Komponenten F_c, F_p und F_f zerlegt. Die Schnittkräfte F_{c1} und F_{c2} ergeben über den Hebelarm r_c das Schnittmoment

$$M_c = (F_{c1} + F_{c2})r_c, \quad F_{c1} = F_{c2} = F_{cZ},$$
$$M_c = F_{cZ}\,2r_c.$$

Die Vorschubkräfte F_{f1} und F_{f2} werden addiert zu F_f

$$F_f = F_{f1} + F_{f2}, \quad F_{f1} = F_{f2} = F_{fZ}, \quad F_f = 2F_{fZ}.$$

Die Passivkräfte F_{p1} und F_{p2} heben einander im idealen Fall, d. h. bei symmetrischem Bohrer, auf. Liegen Symmetriefehler vor, erzeugen F_{P1} und F_{P2} Störkräfte, die die Qualität der Bohrung beeinträchtigen. Die Schnittkraft je Schneide ergibt sich zu

$$F_{cZ} = bh^{(1-m_c)}k_{c1.1}, \quad h = f_z \sin\varkappa, \quad b = (d_0 - d_i)/(2\sin\varkappa).$$

Analog dazu ergibt sich die Vorschubkraft zu

$$F_f = bh^{(1-m_f)}k_{f1.1}.$$

Werte sind **Anh. S 4 Tab. 2** zu entnehmen. Die Vorschubkräfte sind stark abhängig von der Ausbildung der Querschneide. Durch Ausspitzen lassen sie sich stark herabsetzen [10]. Durch Verschleiß steigen sie auf zweifache Werte oder mehr.

Die Oberflächengüte entspricht mit $R_Z = 10$ bis 20 µm beim Bohren mit Spiralbohrern einer Schruppbearbeitung. Durch Reiben kann die Rauhigkeit verringert werden. Eine andere Möglichkeit bietet der Einsatz von Vollhartmetallbohrern. Beim Bohren ins Volle werden Oberflächengüten, Maß- und Formgenauigkeiten wie beim Reiben erreicht.

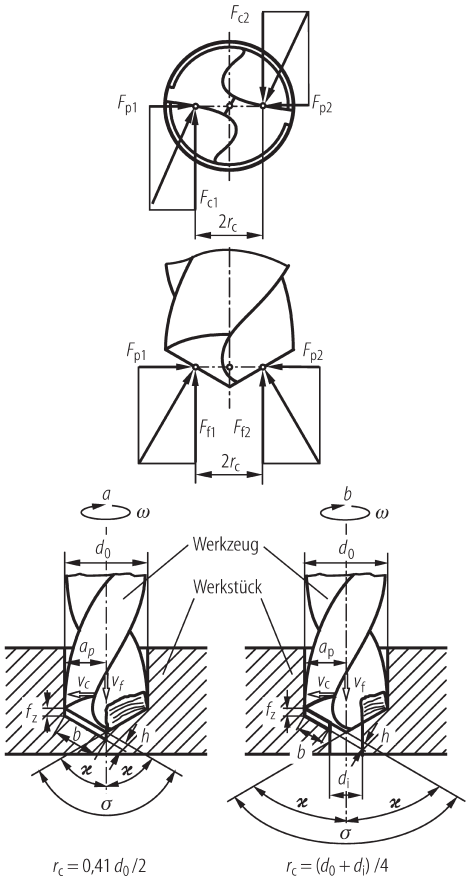


Bild 20 a–c. Spanungsgeometrie und Zerspankräfte beim Bohren. **a** Kräfte; **b** Vollbohren; **c** Aufbohren; *1* Werkzeug, *2* Werkstück, d_0 Bohrerdurchmesser, d_i Durchmesser der Vorbohrung, b Spanungsbreite, h Spanungsdicke, a_p Schnittbreite, f_z Vorschub je Schneide, $\varkappa$ Einstellwinkel

Kurzlochbohren

Das Kurzlochbohren umfaßt mit Bohrungstiefen von $L < 2 \cdot D$ einen großen Teil von Schraubenloch-, Durchgangs- und Gewindebohrungen. Hier können im Durchmesserbereich von 16 bis über 120 mm wendeplattenbestückte Kurzlochbohrer

eingesetzt werden. Ihr Vorteil gegenüber Spiralbohrern ist die fehlende Querschneide und die Erhöhung von Schnittgeschwindigkeit und Vorschub durch Einsatz von Hartmetall- oder Keramik-Wendeschneidplatten. Der Einsatz von Kurzlochbohrern erfordert aufgrund der unsymmetrischen Zerspankräfte der versetzten Schneiden steife Werkzeugspindeln, wie sie an Bearbeitungszentren und Fräsmaschinen üblich sind. Die höhere Steifigkeit des Werkzeugs erlaubt das Anbohren schräger oder gekrümmter Flächen. Es werden ohne nachfolgende Arbeitsgänge Genauigkeiten von IT 7 erreicht [11].

4.2.4 Fräsen. Milling

Einteilung der Fräsverfahren

Beim Fräsen wird die notwendige Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück durch eine kreisförmige Schnittbewegung des Werkzeugs und eine senkrecht oder schräg zur Drehachse des Werkzeugs verlaufende Vorschubbewegung erzielt. Die Schneide ist nicht ständig im Eingriff. Sie unterliegt daher thermischen und mechanischen Wechselbelastungen. Durch den unterbrochenen Schnitt wird das Gesamtsystem Maschine-Werkzeug-Werkstück *dynamisch* belastet.

Die Einteilung der Fräsverfahren erfolgt nach DIN 8589 anhand der Merkmale

- Art der erzeugten Werkstückoberfläche,
- Kinematik des Zerspanvorgangs,
- Profil des Fräswerkzeugs.

Durch Fräsen können nahezu beliebige Werkstückoberflächen erzeugt werden. Ein Verfahrenskennzeichen besteht darin, welcher Schneidenteil die Werkstückoberfläche erzeugt (**Bild 21**): Beim *Stirnfräsen* ist es die an der Stirnseite des Fräswerkzeugs liegende *Nebenschneide*, beim *Umfangsfräsen* ist es die am Umfang des Fräswerkzeugs liegende *Hauptschneide*.

Mit dem Vorschubrichtungswinkel φ läßt sich unterscheiden (**Bild 22**): Beim *Gleichlauffräsen* ist der Vorschubrichtungswinkel $\varphi > 90°$, so daß die Schneide des Fräsers bei der maximalen Spanungsdicke ins Werkstück eintritt. Beim *Gegenlauffräsen* ist der Vorschubrichtungswinkel $\varphi < 90°$, so daß die Schneide des Fräsers bei der theoretischen Spanungsdicke $h = 0$ eintritt. Dadurch kommt es am Anfang zu Quetsch- und Reibvorgängen.

Ein Fräsvorgang kann Anteile von Gleichlauf und Gegenlauf aufweisen. Die wesentlichen Fräsverfahren sind in **Bild 23** zusammengefaßt.

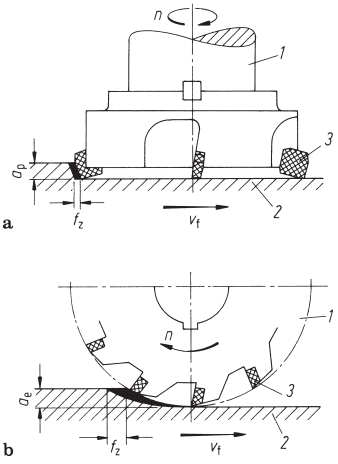
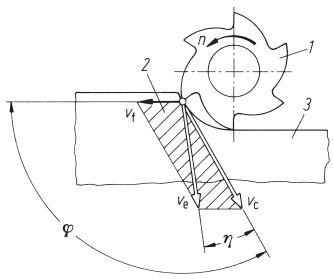
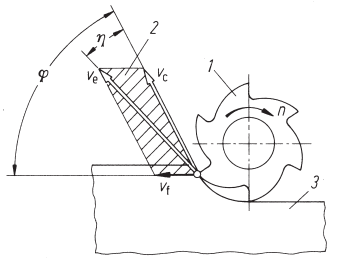


Bild 21 a, b. Gegenüberstellung: Stirnfräsen und Umfangsfräsen. **a** Stirnfräsen: Werkstückoberfläche erzeugt durch Nebenschneide; **b** Umfangsfräsen: Werkstückoberfläche erzeugt durch Hauptschneide; *1* Werkzeug, *2* Werkstück, *3* Schneide





Wirkrichtungswinkel η: $\tan \eta = \dfrac{\sin \varphi}{v_c / v_f + \cos \varphi}$

Bild 22 a, b. Gegenüberstellung: **a** Gleichlauffräsen und **b** Gegenlauffräsen (DIN 6580 E). *1* Fräser, *2* Arbeitsebene, *3* Werkstück

Messerkopf-Stirnplanfräsen

Am Beispiel des Messerkopf-Stirnplanfräsens wird die Zerspanungskinematik und die Zerspankraftbeziehung beim Fräsen behandelt. Weitere Fräsverfahren sind in [12] beschrieben.

Zerspanungskinematik. Zur Beschreibung des Prozesses muß zwischen den Eingriffsgrößen und den Spanungsgrößen unterschieden werden. Die *Eingriffsgrößen*, die auf die Arbeitsebene bezogen werden, beschreiben das Ineinandergreifen von Werkzeugschneide und Werkstück. Die Arbeitsebene wird durch Schnittgeschwindigkeitsvektor v_c und Vorschubsgeschwindigkeitsvektor v_f definiert. Die Eingriffsgrößen sind beim Fräsen (**Bild 24**): Schnittiefe a_p, gemessen senkrecht zur Arbeitsebene; Schnitteingriff a_e, gemessen in der Arbeitsebene senkrecht zur Vorschubrichtung; Vorschub der Schneide f_z, gemessen in Vorschubrichtung.

Zur vollständigen Beschreibung der Zerspanungskinematik sind folgende Angaben notwendig: Fräserdurchmesser D, Zähnezahl des Fräsers z, Werkzeugüberstand $ü$ und Schneidengeometrie (Seitenspanwinkel γ_f, Rückspanwinkel γ_p, Seitenfreiwinkel α_f, Rückfreiwinkel α_p, Einstellwinkel $\varkappa_r$, Neigungswinkel λ_s, Schneidenradius r, Fase).

Infolge des unterbrochenen Schnitts sind die Ein- und Austrittsbedingungen der Schneide, d. h. die Kontaktarten, von besonderer Bedeutung für den Fräsprozeß. Die Kontaktarten beschreiben die Art der ersten bzw. letzten Berührung der Werkzeugschneide mit dem Werkstück. Sie lassen sich aus Eintritts- und Austrittswinkel sowie der Werkzeuggeometrie ermitteln. Besonders ungünstig ist es, wenn die Schneidenspitze als erster Kontaktpunkt auftritt.

Aus den Eingriffsgrößen lassen sich die *Spanungsgrößen* , die die Abmessungen der vom Werkstück abzunehmenden Schicht angeben, ableiten. Spanungsgrößen sind nicht mit den Spangrößen, die die Abmessung der entstandenen Späne beschreiben, identisch. Die Schneiden beschreiben Zykloiden gegenüber dem Werkstück. Da die Schnittgeschwindigkeit wesentlich grö-

S

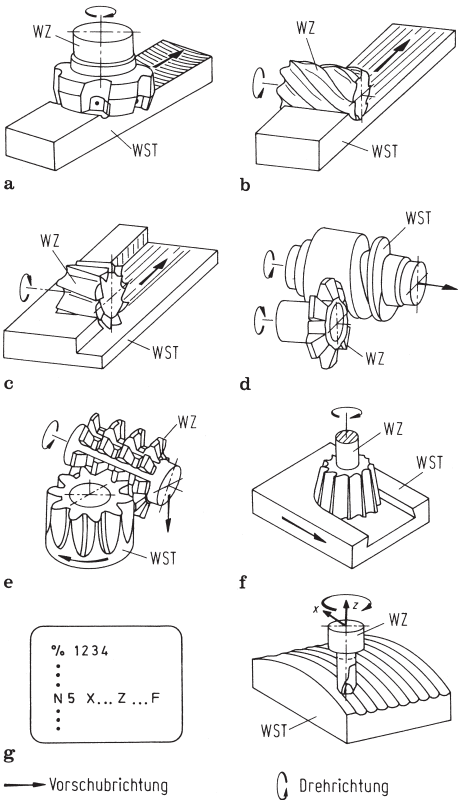


Bild 23a–g. Fräsverfahren (DIN 8589). Planfräsen: **a** Stirnfräsen; **b** Umfangsfräsen; **c** Umfangs-Stirnfräsen; **d** Schraubfräsen; **e** Wälzfräsen; **f** Profilfräsen; **g** Formfräsen; WST Werkstück, WZ Werkzeug

ßer ist als die Vorschubgeschwindigkeit können sie durch Kreisbahnen angenähert werden. Die Spanungsdicke ist bei dieser Betrachtungsweise (**Bild 24**),

$$h(\varphi) = f_z \sin\varkappa \sin\varphi.$$

Mit der Spanungsbreite $b = a_p / \sin\varkappa$ ist der Spanungsquerschnitt

$$A(\varphi) = bh(\varphi) = a_p f_z \sin\varphi.$$

Das Zeitspanvolumen ist $Q = a_e\, a_p\, v_f$.

Die Spanungsdicke ist eine Funktion des Eingriffswinkels φ und damit nicht, wie z. B. beim Drehen, konstant. Für die Beurteilung des Fräsprozesses wird von der mittleren Spanungsdicke

$$h_m = (1/\varphi_c) \int_{\varphi_E}^{\varphi_A} h(\varphi)\, d\varphi = (1/\varphi_c) f_z \sin\varkappa (\cos\varphi_E - \cos\varphi_A)$$

ausgegangen.

Zerspankraftkomponenten. Die für die Spanbildung notwendige Zerspankraft muß von der Schneide und vom Werkstück aufgenommen werden. Nach DIN 6584 kann die Zerspankraft F in eine Aktivkraft F_a, die in der Arbeitsebene liegt, und in eine Passivkraft F_p, die senkrecht zur Arbeitsebene steht, zerlegt werden. Die Richtung der Aktivkraft F_a ändert sich mit dem Eingriffswinkel φ. Die Komponenten der Aktivkraft können auf folgende Richtungen bezogen werden (**Bild 25**):

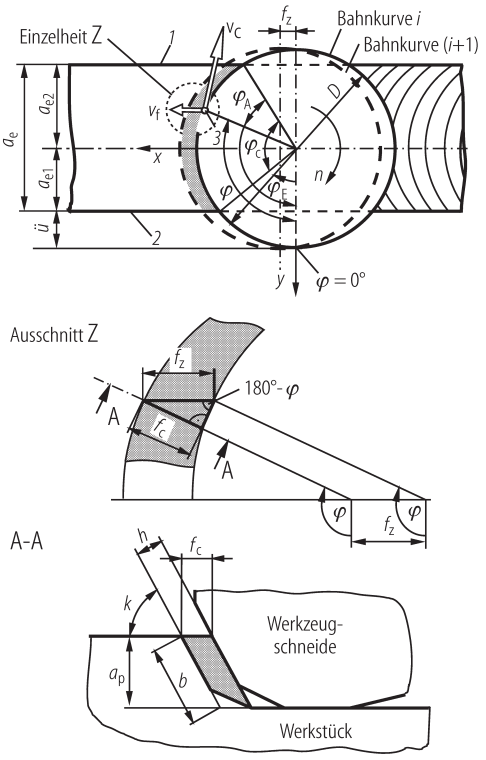


Bild 24. Eingriffsgrößen beim Messerkopf-Stirnfräsen. *1* Austrittsebene, *2* Eintrittsebene, *3* Werkzeugschneide, *4* Werkstück

Richtung der Schnittgeschwindigkeit v_c: Die Komponenten Schnittkraft F_c und Schnitt-Normalkraft F_{cN} beziehen sich auf ein mitrotierendes Koordinatensystem (werkzeugbezogene Komponenten der Aktivkraft).

Richtung der Vorschubgeschwindigkeit v_f: Die Komponenten Vorschubkraft F_f und Vorschub-Normalkraft F_{fN} beziehen sich auf ein feststehendes Koordinatensystem (werkstückbezogene Komponenten der Aktivkraft). Für die Umrechnung der Aktivkraft vom feststehenden Koordinatensystem in ein mitrotierendes Koordinatensystem gilt

$$\begin{aligned} F_c(\varphi) &= F_f(\varphi)\cos(\varphi) + F_{fN}(\varphi)\sin\varphi, \\ F_{cN}(\varphi) &= F_f(\varphi)\sin(\varphi) - F_{fN}(\varphi)\cos\varphi, \\ F_x(\varphi) &= F_f(\varphi), \\ F_y(\varphi) &= F_{fN}(\varphi). \end{aligned}$$

Diese Transformation ist dann von Bedeutung, wenn z. B. die Schnittkraft F_c mit einer 3-Komponenten-Kraftmeßplattform, auf der das Werkstück befestigt ist, gemessen werden soll. **Bild 25** zeigt den Verlauf der Komponenten der Aktivkraft im werkzeugbezogenen und im werkstückbezogenen Koordinatensystem beim mittigen Messerkopffräsen.

Zerspankraftbeziehung. Die Zerspankraftgleichung von Kienzle [7] ist auch für das Fräsen anwendbar. Für die Komponenten der Zerspankraft Schnittkraft F_c, Schnitt-Normalkraft F_{cN} und Passivkraft F_p gilt

$$F_i = Ak_i \quad \text{mit } i = c, cN, p.$$

In dieser Gleichung ist A der Spanungsquerschnitt und k_i die spezifische Zerspankraft. Wegen des weiten Bereichs der Spanungsdicken, der beim Fräsen überdeckt wird (die Spa-

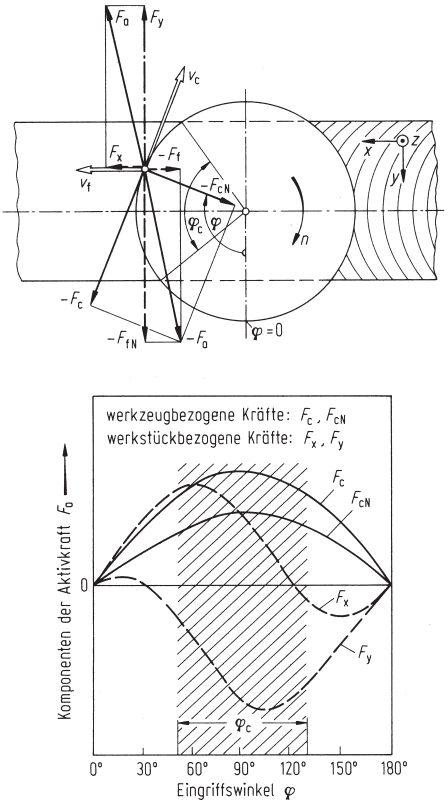


Bild 25. Zerspankraftkomponenten beim Messerkopf-Stirnfräsen

nungsdicke ist von φ abhängig), gilt die Kienzle-Beziehung nur bereichsweise. Der Spanungsdickenbereich von $0{,}001\ \text{mm} < h < 1{,}0$ mm wird in drei Abschnitte eingeteilt (**Bild 26**) [13, 16]. Für jeden Bereich kann eine Gerade ermittelt werden, die durch die Parameter Hauptwert der spezifischen Zerspankraft und Anstiegswert festgelegt wird. Für die spezifische Zerspankraft gilt

$$\begin{aligned} k_i &= k_{i1\cdot0{,}01} \cdot h^{-m_{i\,0{,}01}} && \text{für } 0{,}001\ \text{mm} < h < 0{,}01\ \text{mm} \\ k_i &= k_{i1\cdot0{,}1} \cdot h^{-m_{i\,0{,}1}} && \text{für } 0{,}01\ \text{mm} < h < 0{,}1\ \text{mm} \\ k_i &= k_{i1\cdot1} \cdot h^{-m_i} && \text{für } 0{,}1\ \text{mm} < h < 1{,}0\ \text{mm} \end{aligned}$$

mit $i = c, cN, p$.
Damit ergibt sich für die Zerspankraft beim Messerkopffräsen

$$F_i = b k_{i1\cdot1} \cdot h^{1-m_i} \quad \text{mit} \quad i = c,\ cN,\ p.$$

Die jeweilige Zerspankraftkomponente kann für das Fräsen berechnet werden, wenn der Hauptwert der spezifischen Zerspankraftkomponente und der Anstiegswert für die Werkstoff-Schneidstoffpaarung und die Schnittbedingung vorliegt. Für einige Werkstoffe und Schnittbedingungen sind in **Anh. S 4 Tab. 3** die Zerspankennwerte für das mittige Messerkopf-Stirnplanfräsen angegeben [7, 13, 14]. Häufig wird man jedoch für eine Abschätzung der Zerspankraft beim Fräsen auf Zerspankennwerte zurückgreifen müssen, die beim Drehen erzielt wurden.
Für die Auslegung der Fräsmaschinenleistung wird von der mittleren Zerspankraft

$$F_{im} = b k_{i1\cdot1} \cdot h_m^{1-m_i} K_{ver} K_\gamma K_v K_{ws} K_{wv}$$

mit $i = c, cN, p$ ausgegangen.

Werkstoff Ck 45 N
Schneidstoff HM P25
Schnittbedingungen v_c = 190 m/min

γ_f	γ_p	α_f	α_p	λ_s	$\varkappa_r$	ε	$\varkappa_F$	Fase in mm
-4°	-7°	6°	23°	-6°	75°	90°	60°/30°/0°	1,4/1,0/1,4

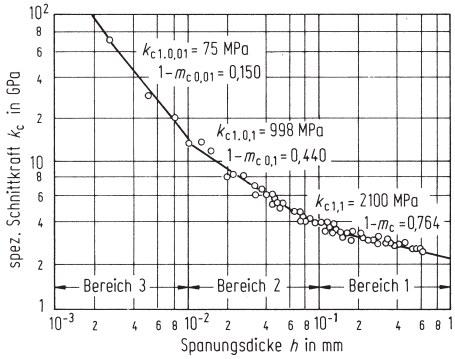


Bild 26. Spezifische Schnittkraft beim Stirnplanfräsen [13]

In dieser Gleichung sind h_m mittlere Spanungsdicke, $K_{ver} = 1{,}2$ bis 1,4 Korrekturfaktor Fertigungsverfahren (der Faktor berücksichtigt, daß die Zerspankennwerte aus Drehversuchen gewonnen wurden), K_γ Korrekturfaktor Spanwinkel (s. **Drehen**), K_v Korrekturfaktor Schnittgeschwindigkeit (s. **Drehen**), K_{wv} Korrekturfaktor Werkzeugverschleiß (s. **Drehen**), K_{ws} Korrekturfaktor Werkzeugschneidstoff (s. **Drehen**).
Untersuchungen beim Stirnplanfräsen zeigen, daß der Einfluß des Verschleißes auf die Zerspankraftkomponenten nicht vernachlässigt werden kann [14].

Schwingungen. Entsprechend dem Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Gesamtsystems Fräsmaschine-Fräswerkzeug-Werkstück treten infolge der Zerspankräfte Schwingungen auf, die die Oberflächengüte und die Werkzeugstandzeit beeinflussen können. Nach ihrer Entstehung unterscheidet man zwischen fremderregten und selbsterregten Schwingungen [s. **O 2**].

Fremderregte Schwingungen. Bei Fremderregung schwingt das Gesamtsystem mit der Frequenz der Anregungskräfte. Durch den unterbrochenen Schnitt sind die Schneiden beim Fräsen nicht ständig im Eingriff. Bei einem mehrschneidigen Fräswerkzeug ist zu berücksichtigen, wieviel Schneiden jeweils im Eingriff sind. Je nach dem Verhältnis von a_e/D sind z_{iE} Schneiden im Eingriff, dabei gilt der Zusammenhang

$$z_{iE} = (\varphi_c/2\pi)z \quad \text{mit} \quad \varphi_c/2 = a_e/D.$$

Die auf das Fräswerkzeug und damit auf die Spindel der Fräsmaschine wirkende mittlere Schnittkraft ist

$$F_{cm} = z_{iE} F_{cmz},$$

wobei F_{cmz} die mittlere Schnittkraft einer Schneide ist.
Die mittlere Schnittkraft wird von einem dynamischen Kraftanteil überlagert. Je größer z_{iE} ist, um so geringer ist die Kraftamplitude, wobei bei einem ganzzahligen Wert von z_{iE} die Schnittkraftamplitude am geringsten ist. Durch den dynamischen Kraftanteil kommt es zwischen Werkstück und Fräswerkzeug zu fremderregten Schwingungen.

Selbsterregte Schwingungen. Bei Selbsterregung schwingt das Gesamtsystem mit einer oder mehreren Eigenfrequenzen, ohne daß von außen eine Störkraft auf das System einwirkt.
Von besonderer Bedeutung sind selbsterregte Schwingungen, die aufgrund des Regenerativeffekts entstehen und auch „rege-

S

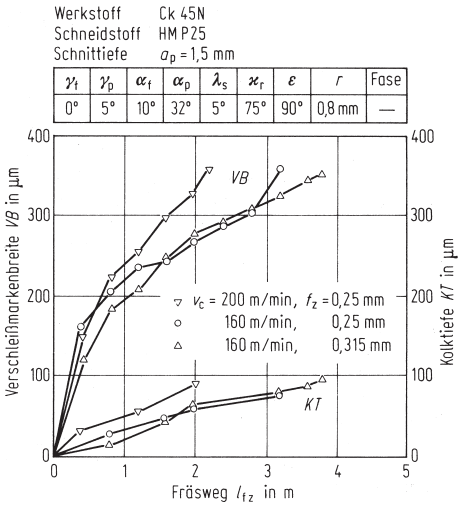


Bild 27. Verschleißentwicklung beim Werkstoff Ck 45 N

nerates Rattern“ genannt werden. Die Ursache des Ratterns sind Schnittkraftschwankungen infolge Spanungsdickenänderungen [15].
Das Rattern kann durch eine Variation von Schnittgeschwindigkeit, Schnittiefe, Vorschub und Schneidengeometrie beeinflußt werden.

Verschleißverhalten. Durch den unterbrochenen Schnitt beim Fräsen unterliegt der Schneidstoff thermischen und mechanischen Wechselbelastungen, so daß neben dem Frei- und Spanflächenverschleiß Rißbildung im Schneidteil standzeitbestimmend sein kann. In **Bild 27** ist der Freiflächenverschleiß der Hauptschneide und die Kolktiefe beim Messerkopf-Stirnplanfräsen dargestellt. Richtwerte für die Wahl der Einstellgrößen sind in **Anh. S 4 Tab. 4** angegeben. Mit der Entwicklung des kubischen Bornitrids ist die Feinbearbeitung gehärteter Werkstoffe durch Fräsen weiterentwickelt worden [18–20]. Je nach den Schnittbedingungen werden Oberflächenrauheiten erzielt, die denen beim Schleifen vergleichbar sind. Beim Schleifen wird die Formgenauigkeit durch Ausfunken erzielt. Da beim Fräsen eine Mindestspanungsdicke vorliegen muß, treten Formfehler auf, die auf folgende Einflußgrößen zurückgeführt werden können [21]: Umgebung, Betriebsverhalten der Fräsmaschine, Härteinhomogenitäten des Werkstücks, Werkstückerwärmung infolge der Zerspanung und Eigenspannungsänderung in der Werkstückrandzone.

S

Formfräsen

Zur Herstellung von Hohlformwerkzeugen wie z. B. Tiefziehwerkzeugen werden spanende und abtragende Verfahren eingesetzt, wobei das Fräsen als gesteuertes Formgebungsverfahren eine zentrale Rolle einnimmt. Wesentliches Merkmal beim Formfräsen sind die Anzahl der aktiv gesteuerten Achsen, entsprechend unterscheidet man *3-Achsenfräsen* und *5-Achsenfräsen* (**Bild 28**). Beim 5-Achsenfräsen wird nicht nur die Fräserspitze, sondern auch die Fräserachsenrichtung relativ zum Werkstückkoordinatensystem kontinuierlich und simultan gesteuert. In der Regel wird beim 3-Achsenfräsen ein Kugelkopffräser und beim 5-Achsenfräsen ein Messerkopf eingesetzt. Das Fräsrillenprofil bestimmt Produktivität und Qualität des Prozesses (geringe Nacharbeit bei geringer Profilhöhe). Es entsteht durch die zeilenweise Bearbeitung einer

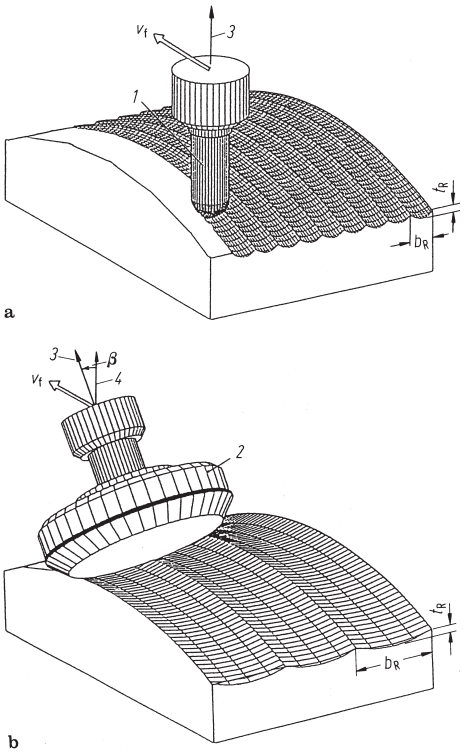


Bild 28 a, b. Formfräsen durch **a** 3-Achsenfräsen und **b** 5-Achsenfräsen. *1* Kugelkopffräser, *2* Messerkopf, *3* WZ-Achsenrichtung, *4* Oberflächennormale

gekrümmten Fläche und hängt von der Fräsergeometrie, der Werkstückgeometrie und dem Bearbeitungsmodus ab. Bei Vorgabe der Rillentiefe t_R ergeben sich durch 5-Achsenfräsen mit einem Messerkopf wesentlich größere Rillenbreiten b_R als durch 3-Achsenfräsen mit einem Kugelkopffräser [17].

4.2.5 Sonstige Verfahren: Hobeln und Stoßen, Räumen, Sägen. Planing and slotting, roaching, sawing

Hobeln und Stoßen

In DIN 8589, T 4 wird unterschieden zwischen Hobeln und Stoßen. Die Spanabnahme erfolgt während des Arbeitshubs durch einen einschneidigen Meißel. Der anschließende Rück- oder Leerhub bringt das Werkzeug wieder in Ausgangsstellung. Der Vorschub erfolgt schrittweise, meist am Ende eines Rückhubs.
Beim *Hobeln* führt das Werkstück die Schnitt- und Rücklaufbewegung aus. Vorschub und Zustellung erfolgen durch das Werkzeug (**Bild 29**). Beim *Stoßen* führt das Werkzeug die Schnitt- und Rücklaufbewegung aus, Vorschub und Zustellung erfolgen durch das Werkstück oder das Werkzeug.
Die oszillierende Bewegung des Werkstücks (beim Hobeln) oder des Werkzeugs (beim Stoßen) bedingt hohe Massenkräfte und begrenzt die Schnittgeschwindigkeit. Als Richtwert für die Schnittgeschwindigkeit hat sich bei Stahlwerkstoffen der Bereich $v_c = 60 \ldots 80$ m/min (Schruppen) bzw. $v_c = 70 \ldots 100$ m/min (Schlichten) für Hartmetallwerkzeuge bewährt.

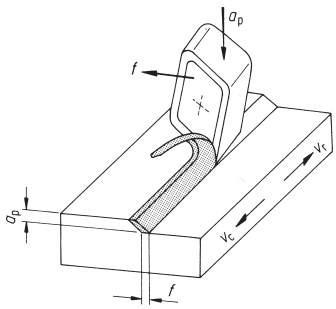


Bild 29. Planhobeln. a_p Schnittiefe, f Vorschub, v_c Schnittgeschwindigkeit, v_r Rücklaufgeschwindigkeit

Häufig angewandte Sonderformen sind das Wälzhobeln und das Wälzstoßen zur Herstellung von Evolventenverzahnungen s. **S 5.2.1.**

Räumen

Beim Räumen (DIN 8589, T 5) wird Werkstoff mit einem mehrzahnigen Werkzeug abgetragen, dessen Schneidzähne hintereinander liegen und jeweils um eine Spanungsdicke gestaffelt sind. Eine Vorschubbewegung entfällt damit, sie ist gewissermaßen im Werkzeug „eingebaut". Die Schnittbewegung ist translatorisch, in besonderen Fällen auch schrauben- oder kreisförmig.

Die Vorteile des Verfahrens liegen in hoher Zerspanleistung und der Möglichkeit, Werkstücke mit einem Werkzeug fertigbearbeiten zu können. Darüber hinaus können hohe Oberflächengüten und Maßgenauigkeiten mit Toleranzen bis IT 7 eingehalten werden. Haupteinsatzgebiete sind aufgrund der hohen Werkzeugkosten die Serien- und Massenproduktion, für jede geänderte Werkstückform ist ein neues Werkzeug erforderlich.

Prinzipiell unterscheidet man das *Innenräumen* und das *Außenräumen* (**Bild 30**). Beim Innenräumen wird das Räumwerkzeug (Räumnadel) durch eine Bohrung gezogen bzw. gestoßen, beim Außenräumen wird es an der Außenfläche vorbeibewegt.

Räumwerkzeuge sind unterteilt in Schrupp-, Schlicht- und Kalibrierzahnung. Übliche Spanungsdicken beim Planräumen von Stahlwerkstoffen liegen zwischen $h_z = 0{,}01 \ldots 0{,}15$ mm zum Schruppen und $h_z = 0{,}003 \ldots 0{,}023$ mm zum Schlichten. Beim Räumen von Gußwerkstoffen werden im Schruppteil $h_z = 0{,}02 \ldots 0{,}2$ mm und im Schlichtteil $h_z = 0{,}01 \ldots 0{,}04$ mm angeschliffen [22].

Schnittgeschwindigkeiten sind begrenzt durch die Warmhärte des gewählten Schneidstoffs und durch die Leistungsfähigkeit der Maschine. Der am häufigsten eingesetzte Schneidstoff Schnellarbeitsstahl (HSS) erlaubt durch die bei etwa 600 °C abfallende Warmhärte nur kleine Schnittgeschwindigkeiten, durch Verwendung von TiN-beschichtetem HSS oder Hartmetall kann die Leistung des Verfahrens gesteigert werden. Man verwendet Schnittgeschwindigkeiten zwischen $v_c = 1 \ldots 30$ m/min, in Einzelfällen werden durch Schnittgeschwindigkeiten bis 60 m/min gefahren. Hohe Schnittgeschwindigkeiten erfordern hohe Antriebsleistungen zum Beschleunigen und Abbremsen von Werkzeug und Räumschlitten, so daß die Anlagenkosten überproportional steigen [23]. Auch Schwingungsprobleme treten verstärkt auf, besonders bei schlanken Innenräumwerkzeugen.

Zur Schmierung und Kühlung im Kontaktzonenbereich, vor allem aber zur Verminderung der Aufbauschneidenbildung sowie zur Späneabfuhr, werden beim Räumen überwiegend Mineralöle als Kühlschmierstoffe verwendet. Sie sind meist additiviert mit EP-Zusätzen (extreme pressure), in jüngster Zeit vorzugweise chlorfrei [22].

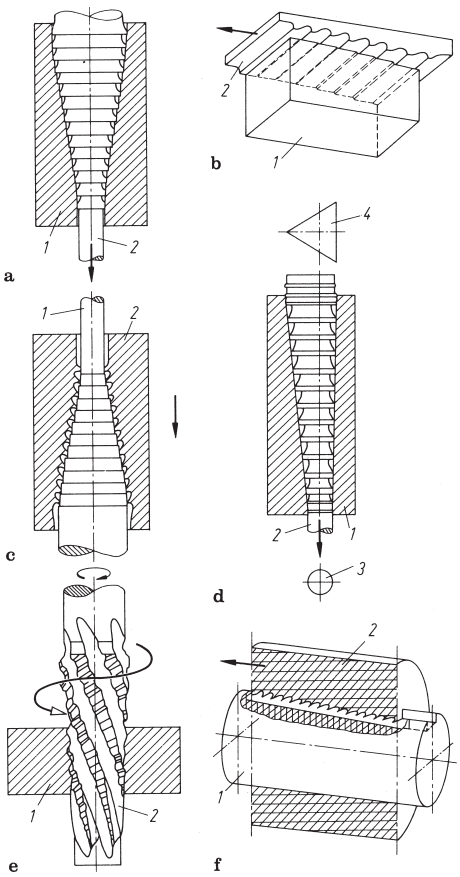


Bild 30 a–f. Räumen. **a** Innen-Rundräumen; **b** Außen-Planräumen; **c** Außen-Rundräumen; **d** Innen-Profilräumen; **e** Innen-Schraubräumen; **f** Außen-Nutenräumen. *1* Werkstück, *2* Werkzeug, *3* Ausgangsquerschnitt, *4* Endquerschnitt

Sägen

Sägen ist Spanen mit einem vielzahnigen Werkzeug von geringer Schnittbreite zum Trennen oder Schlitzen von Werkstücken, die rotatorische oder translatorische Hauptbewegung wird vom Werkzeug ausgeführt (DIN 8589, T 6). Die Zähne des Werkzeugs sind geschränkt. Hierdurch wird die Schnittfuge gegenüber dem Sägeblatt verbreitert und somit die Reibung zwischen Werkzeug und Werkstück vermindert.

Bandsägen ist Sägen mit kontinuierlicher, meist gerader Schnittbewegung eines umlaufenden, endlosen Bands. Bewegungen und Schnittparameter siehe **Bild 31**.

Übliche Schnittgeschwindigkeiten mit Schnellarbeitsstahl-Bandsägen liegen im Bereich $v_c = 6 \ldots 45$ m/min bei Vorschüben je Zahn im Bereich $f_z = 0{,}1 \ldots 0{,}4$ mm. Bei Verwendung von hartmetallbestückten Bändern kann die Schnittgeschwindigkeit bei Stahl auf 200 m/min und bei Leichtmetallen bis auf 2000 m/min gesteigert werden.

Beim *Hubsägen* (Bügelsägen) wird ein Werkzeug endlicher Länge verwendet, das in einen Bügel eingespannt ist. Die Vorschubbewegung erfolgt intermittierend nur im Vorlauf des Werkzeugs oder mit konstanter Normalkraft.

Kreissägen ist Sägen mit kontinuierlicher Schnittbewegung unter Verwendung eines kreisförmigen Sägeblatts. Kinematisch

S

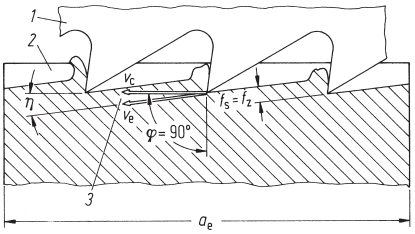


Bild 31. Schnittgrößen beim Bandsägen. *1* Bandsäge, *2* Werkstück, *3* Arbeitsebene, v_c Schnittgeschwindigkeit, f_z Zahnvorschub, v_e Wirkgeschwindigkeit, a_e Eingriffsgröße, f_s Schnittvorschub, η Wirkrichtungswinkel

und zerspantechnisch ist das Kreissägen dem Umfangsfräsen ähnlich.

4.2.6 Schneidstoffe. Cutting materials

Werkzeuge zum Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden bestehen aus Schneid-, Halte- und Spannteil (**Bild 32**). Spann- und Halteteil werden nach konstruktiven und organisatorischen Erfordernissen ausgelegt, wie Anschlußmaßen der Maschine, Art und Umfang der Werkzeugspeicherung und des Werkzeugwechsels, Geometrie des Werkstücks. Der Schneidteil übernimmt die Spanabnahme. Er wird mechanisch, thermisch und chemisch beansprucht. Als Folge dessen verschleißt er (Verschleißarten s. **S 4.2.2**).

Für alle Schneidstoffe gilt ein grundlegender Dualismus: Harte und damit verschleißfeste Schneidstoffe können stoßartige oder zeitlich rasch veränderliche Lasten weniger gut ertragen. Sie sind weniger zäh. Zähe Schneidstoffe hingegen sind unempfindlicher gegen mechanische und thermische Wechselbelastungen, dafür aber weniger verschleißfest. Um diesen beschränkenden Dualismus zu überwinden, werden verschiedene Schneidstoffe als *Verbundwerkstoffe* ausgeführt.

Durch Beschichtungen mit verschleißfesten Karbiden oder Oxiden wird eine *Funktionstrennung* erreicht: Die physikalisch (PVD, physical vapor deposition) oder chemisch (CVD, chemical vapor deposition) aufgedampften Schichten übernehmen den Verschleißschutz, das darunterliegende zähere Substrat die Tragfunktion auch bei instationären Lasten.

Als *Schneidstoffe* werden verwendet: unlegierte und legierte Stähle (noch für handgeführte Werkzeuge von Bedeutung), Schnellarbeitsstähle, Hartmetalle (inkl. Cermets), Keramiken und hochharte Schneidstoffe (Diamant und Bornitrid) (s. **E 3.1.4**):

Schnellarbeitsstähle. Sie werden für Werkzeuge zum Bohren, Fräsen, Räumen, Sägen und Drehen eingesetzt. Gegenüber den Werkzeugstählen haben sie eine erheblich verbesserte (bis ca. 600 °C) Warmhärte (**Bild 33**). Ihre Härte ergibt sich aus dem martensitischen Grundgefüge und aus eingelagerten Karbiden: W-Karbide, W-Mo-Karbide, Cr-Karbide, V-Karbide. Entsprechend lassen sich die Schnellarbeitsstähle in vier Gruppen gliedern (Bezeichnung der Schnellarbeitsstähle S mit W % – Mo % – V % – Co %):

18%ige W-Stähle,	z.B. S 18 – 1 – 2 – 10
12%ige W-Stähle,	z.B. S 12 – 1 – 4 – 5
6%ige W, 5%ige Mo-Stähle,	z.B. S 6 – 5 – 2
2%ige W, 9%ige Mo-Stähle,	z.B. S 2 – 9 – 2 – 8

Schnellarbeitsstähle sind im Stahl-Eisen-Werkstoffblatt 320 genormt. Die Durchhärtbarkeit bei Werkzeugen mit großen Querschnitten wird durch Mo und/oder durch Zulegieren von Cr erhöht. W steigert die Warmhärte, die Verschleißfestigkeit und die Anlaßbeständigkeit, V die Verschleißfestigkeit (ist aber in hartem Zustand schwer schleifbar), Co die Warmhärte und Anlaßbeständigkeit. Schnellarbeitsstähle werden schmelzmetallurgisch hergestellt. Gefügebau und Seigerungen sind dadurch bestimmt. Durch pulvermetallurgische Herstellung (gesinterte Schnellarbeitsstähle) lassen sich diese Nachteile überwinden. PM-Stähle weisen Vorteile in der Kantenfestigkeit und Schneidenhaltigkeit auf. Sie werden für Gewinde- und Reibwerkzeuge eingesetzt. Bei hohen V-Karbidanteilen sind sie besser schleifbar als erschmolzene Schnellarbeitsstähle. Nachteilig sind die höheren Herstellkosten.

Schnellarbeitsstähle werden meist durch PVD (reaktives Ionenplattieren), d. h. bei niedrigen Temperaturen, beschichtet, um unterhalb der Anlaßtemperatur zu bleiben. Einfache Formen wie Wendeschneidplatten lassen sich durch CVD mit anschließendem Nachhärten behandeln. Als Schichtstoff wird Titannitrid (TiN, goldfarben) eingesetzt. Beschichtete Werkzeuge (Bohrer, Gewindebohrer, Wälzfräser, Formdrehmeißel) haben 2- bis 8fache Standzeit.

Hartmetalle. Sie sind zwei oder mehrphasige, pulvermetallurgisch erstellte Legierungen mit metallischem Binder. Als Hartstoffe werden Wolframkarbid (WC: α-Phase), Titannitrid (TiN), Titan- und Tantalcarbid (TiC, TaC: γ-Phase) verwendet. Binder ist Kobalt (Co: β-Phase) mit Anteilen zwischen 5 bis 15 %. Höhere Anteile der α-Phase erhöhen die Verschleißfestigkeit, der β-Phase die Zähigkeit und der γ-Phase die Warmverschleißfestigkeit. Es werden auch Nickel- und Molybdänbinder (Ni, Mo) in den sog. Cermets (auf Titancarbid bzw. -carbonitrid basierende Hartmetalle) eingesetzt. Cermets weisen hohe Kantenfestigkeit, Schneidhaltigkeit und eine höhere Warmhärte als konv. Hartmetalle auf. Sie sind zum Schlichten bei stabilen Schneidverhältnissen geeignet. Durch die pulvermetallurgische Herstellung von Hartmetallen be-

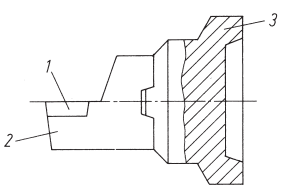


Bild 32. Teile eines spanenden Werkzeugs. *1* Schneidteil, *2* Halteteil, *3* Spannteil

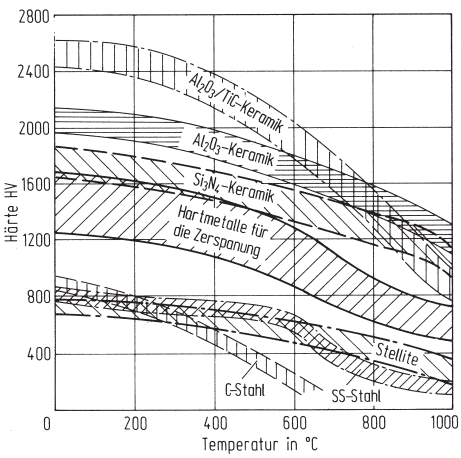


Bild 33. Warmhärte der Schneidstoffe

steht weitgehende Freiheit in der Wahl der Komponenten (im Gegensatz zur Schmelzmetallurgie).

Hartmetalle behalten ihre Härte bis über 1000 °C (**Bild 33**). Sie sind daher bei höheren Schnittgeschwindigkeiten (3fach und mehr) einsetzbar als Schnellarbeitsstähle. Hartmetalle werden nach DIN 4990/ISO 513 in die Zerspanungsanwendungsgruppen P (für langspanende duktile Eisenwerkstoffe), K (für kurzspanende Eisenwerkstoffe und für NE-Metalle) und M als Universalgruppe (für duktile Gußeisenwerkstoffe und für ferritische und austenitische Stähle) eingeteilt. Jede Gruppe wird durch Zahlenzusatz in Zähigkeits- bzw. Verschleißfestigkeitsstufen untergliedert; z. B. steht P02 für sehr verschleißfestes, P40 für zähes Hartmetall. Die Zerspanungsanwendungsgruppen enthalten keine Hinweise auf die Stoffzusammensetzung. Die Klassifizierung wird vom Hersteller vorgenommen.

Beschichtete Hartmetalle sind mit Titancarbid (TiC), Titannitrid (TiN), Aluminiumoxid (Al_2O_3) bzw. chemischen oder physikalischen Kombinationen aus diesen bedampft. Meist werden die Schichten durch CVD aufgebracht. Durch Beschichtungen werden höhere Standzeiten bzw. Schnittgeschwindigkeiten erreicht. Beschichtungen verbreitern den Einsatzbereich einer Sorte (Sortenbereinigung durch Breitbandwirkung). Beschichtete Hartmetalle sind nicht einzusetzen für NE-Metalle, hochnickelhaltige Eisenwerkstoffe und – wegen der herstellungsbedingten Kantenverrundung – in der Fein-/Feinstzerspanung (daher hier vorteilhafter Einsatz von Cermets). Für den unterbrochenen Schnitt und zum Fräsen bedarf es besonderer Haftfestigkeit der Schichten, die durch Prozeßführung bei der Beschichtung beeinflußbar ist.

Schneidkeramiken. Sie sind ein- oder mehrphasige, gesinterte Hartstoffe auf der Basis von Metalloxiden, -karbiden oder -nitriden. Sie unterscheiden sich von Hartmetallen durch Fehlen metallischer Binder und weisen hohe Härte auch bei Temperaturen oberhalb 1200 °C auf. Schneidkeramiken eignen sich daher grundsätzlich für das Spanen bei hoher Schnittgeschwindigkeit, meist oberhalb 500 m/min.

Der Einsatz von *Aluminiumoxidkeramik* wird durch die geringere Biegefestigkeit und Bruchzähigkeit gegenüber Hartmetall begrenzt. Bei Schnittunterbrechung sowie wechselnder mechanischer und thermischer Beanspruchung kommt es zu Mikrorißbildung, Rißwachstum mit Ausbrüchen oder Totalbruch. Dieser Effekt ist stark von der Keramikart und -zusammensetzung abhängig. Durch den Übergang von einphasigen (Al_2O_3) zu mehrphasigen Stoffsystemen (feinverteilte Beimengungen von z. B. ZrO_2 oder TiC → *Dispersionskeramik*) konnten die mech. Eigenschaften wesentlich verbessert werden: Ein Anteil von 10–15 % ZrO_2 erhöht die Zähigkeit der Keramik (Umwandlungsverstärkung [24]). Haupteinsatz: Gußeisen mit Lamellengraphit, Drehen unter stabilen Verhältnissen, Schnittgeschwindigkeit >500 m/min; Drehen von Stahl möglich. Beimengungen von TiC bis 40 % zur Al_2O_3-Keramik (schwarze Mischkeramik) erhöht die Härte und Verschleißfestigkeit. Einsatz zur Hartbearbeitung, Breitschlichtfräsen von Gußeisen.

Die stark kovalente Bindung in Siliciumnitrid (Si_3N_4) führt zu einer hohen Festigkeit, Härte, Oxidationsbeständigkeit, Wärmefestigkeit und Thermoschockbeständigkeit. Hier besteht keine Begrenzung durch mangelnde Bruchzähigkeit. Si_3N_4 wird in drei Varianten als Schneidstoff eingesetzt: gesintertes Si_3N_4 ($\varrho = 3{,}1$ g/cm^{-3}, $R_m = 650$ MPa), heißgepreßtes Si_3N_4 ($\varrho = 3{,}2$ g/cm^3, $R_m = 700$ MPa) und als Stoffsystem Y-Si-Al-O-N. Eingeschränkt sind Herstellung und Einsatz von Si_3N_4 durch bisher notwendige Sinterhilfsmittel (z. B. Magnesiumoxid, Yttriumoxid). Sie bestimmen die Glasphasen in den Schneidstoffen. Bei der Zerspanung von Stahl oder duktilem Gußeisen kommt es zum Versagen durch starken Verschleiß. Si_3N_4 eignet sich dagegen zum Drehen und Fräsen von Grauguß, auch bei stark unterbrochenem Schnitt, und zum Drehen von hochnickelhaltigen Werkstoffen.

Hochharte Schneidstoffe. Hierzu gehören polykristalliner Diamant (PKD) und Bornitrid (PKB). Die Stoffe werden bei hohem Druck und hoher Temperatur synthetisiert. PKD wird als ca. 0,5 mm dicke Schicht auf Hartmetall aufgebracht. Einsatz: Aluminium und Al-Legierungen, insbesondere stark verschleißende AlSi-Legierungen, faserverstärkte Kunststoffe, Graphit, NE-Metalle; wegen des hohen chemischen Verschleißes für Stahl nicht einsetzbar. PKB ist demgegenüber gegen Eisen chemisch stabil. Einsatz: gehärtete Eisenwerkstoffe. Lieferformen als Massivkörper oder als ca. 0,5 mm dicke Auflage auf Hartmetall. Monokristalliner (Natur-)Diamant wird zur Fein- und Feinstbearbeitung (Drehen, Fräsen) von Al- und Cu-Legierungen mit extrem scharfkantigen Schneiden ($r_\beta < 1\,\mu m$) eingesetzt.

4.3 Spanen mit geometrisch unbestimmter Schneide

Cutting with geometrically non-defined tool angles

4.3.1 Grundlagen. Fundamentals

Spanen mit geometrisch unbestimmter Schneide ist Trennen mit mechanischer Einwirkung von Schneiden auf den Werkstoff (DIN 8580, 3. Gruppe der Hauptgruppe Trennen). Die Schneiden werden von unregelmäßig geformten *Hartstoffkörnern* gebildet. Die einzelne Schneide ist geometrisch unbestimmt. Die Unterscheidung zwischen gebundenem und ungebundenem Korn erfolgt in Untergruppen:

- Schleifen mit rotierendem Werkzeug,
- Bandschleifen,
- Hubschleifen,
- Honen,
- Läppen,
- Gleitspanen,
- Strahlspanen (DIN 8200).

Den Verfahren ist gemeinsam, daß die Hartstoffkörner meist mehrere Schneiden bilden. Die für die Spanbildung wichtigen Schneidenwinkel, der *Freiwinkel* α, der *Spanwinkel* γ bzw. der *Keilwinkel* β werden nur mit statistischen Größen wie Mittelwerten oder Verteilungen angegeben. Im Mittel treten stark negative Spanwinkel und große Kontakt- und Reibzonen zwischen Korn und Werkstück auf. Die Schneiden dringen nur wenige Mikrometer in den Werkstoff ein, wobei die Spanungsdickenverteilung von der Lage der Schneiden im Kornverbund (Mikrotopographie des Schneidenraums) und von der Mikrogeometrie der zerspanten Werkstückoberfläche abhängt. Es kommt nicht nur zu einer Spanabnahme, sondern auch zu elastischen und plastischen Verformungen ohne Spanabnahme.

An den überwiegend negativen Spanwinkeln der Schneiden ergeben sich hohe Normalkräfte zwischen Werkzeug und Werkstück. Sie führen zu elastischen Verformungen in der Maschine (Auffederung des Gestells und Spindeldurchbiegung), im Werkzeug und im Werkstück. Die Verformungen können die üblichen geringen Zustellungen deutlich überschreiten. Daher muß zwischen theoretischer und effektiver Zustellung unterschieden werden (**Bild 34**).

Bearbeitungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide werden häufig als Endbearbeitungsverfahren für Werkstücke eingesetzt, an die erhöhte Qualitätsanforderungen gestellt werden. **Bild 35** zeigt einen Vergleich der Arbeitsergebnisse und der Wirtschaftlichkeit für verschiedene Feinbearbeitungsverfahren. Durch Schleifen lassen sich hohe Abtragsraten erzielen, die Verfahren Honen und Läppen vermögen die besten Oberflächenqualitäten zu erzeugen.

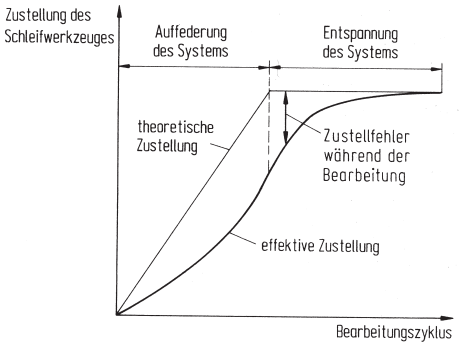


Bild 34. Zustellfehler bei der Feinbearbeitung durch elastische Verformungen im System Maschine-Werkzeug-Werkstück

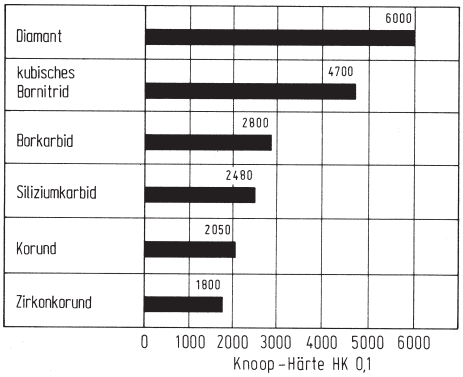


Bild 36. Knoopsche Härte verschiedener Hartstoffe

Als Schneidstoffe für Spanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden kommen sprödharte Hartstoffe wie Zirkonkorund (ZrO_2 mit Al_2O_3), Korund (Al_2O_3), Siliciumcarbid (SiC), Borcarbid (B_4C), Bornitrid (BN) und Diamant (C) zum Einsatz, deren Härte in **Bild 36** dargestellt ist. Diamantkörner weisen die höchste Härte auf. Für die Stahlbearbeitung ist Diamant jedoch nicht geeignet, da zwischen Diamant und Eisen eine hohe chemische Affinität besteht, die oberhalb von 700 °C zu starkem Verschleiß des Werkzeugs führt.

Die Klassierung der Körner nach Größe erfolgt durch Absieben (DIN 69 100). Grundlage aller Standards (s. **Anh. S 4 Tab. 5**) ist die Maschenweite der Siebe (DIN 6916), durch die die Schleifkörner durchtreten. Dabei wird die mittlere Korngröße von der Form des Einzelkorns bestimmt. Unterhalb einer bestimmten Korngröße kann durch Absetzen aus einer aufgeschlämmten Wasser-Korn-Suspension klassiert werden. Die Körner werden zu einem Werkzeug gebunden verwandt (Schleifen, Honen) oder auch in loser Form eingesetzt (Läppen, Strahlen).

Die Bindung wird je nach den Erfordernissen des Bearbeitungsprozesses und denen des Kornmaterials gewählt. Sie hat die Aufgabe, die Schleifkörper im Bindungsverband zu halten und das Herausbrechen von verschlissenen Körnern zu ermöglichen. Es werden anorganische Bindungen (Keramik, Silicat, Magnesit), organische Bindungen (Gummi, Kunstharz, Leim) und metallische Bindungen (Bronze, Stahl, Hartmetall) eingesetzt. Bindungen aus Keramik oder Kunstharz werden überwiegend verwandt. Bei der Herstellung eines Werkzeugs kann dessen Struktur durch Variation der Korn-, Bindungs- und Porenanteile in Grenzen beeinflußt werden.

Der *Spanbildungsmechanismus* beim Einsatz geometrisch unbestimmter Schneiden unterscheidet sich von dem der geometrisch bestimmten Zerspanung (**Bild 37**). Kennzeichnend für diesen Prozeß ist der oftmals stark negative Spanwinkel am Einzelkorn. Hierdurch kommt es in Phase *1* zu elastischen Verformungen des Werkstoffs. In Phase *2* treten plastische Werkstoffverformungen auf, während in Phase *3* die eigentliche Spanabnahme stattfindet. Es treten hohe Reibanteile zwischen Einzelkorn und Werkstoff auf.

Die zugeführte mechanische Energie wird nahezu ausschließlich in Wärme umgesetzt. **Bild 38** zeigt qualitativ die Verteilung der Wärmeströme am Einzelkorn. Der größte Teil der entstandenen Wärmemenge fließt in das Werkstück, ein kleinerer Teil in das Korn, die Bindung und die Umgebung (Kühlschmiermittel, Luft). Durch Temperaturerhöhung im Werkstück kann dessen Randzone beeinträchtigt werden. Dies äußert sich in thermisch bedingten Eigenspannungen, Gefügeänderungen oder Rissen, die das spätere Einsatzverhalten beeinflussen. Bei Verwendung gut wärmeleitender Korn- (CBN, Diamant) und Bindungswerkstoffe wird der in das Werkstück fließende Wärmeanteil vermindert [25].

Beim Spanen mit geometrisch unbestimmter Schneide ist der

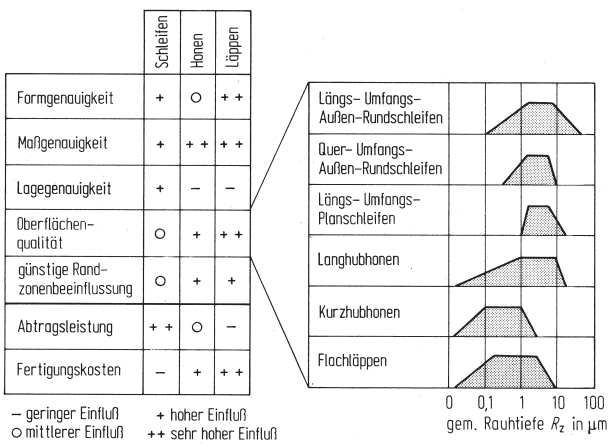


Bild 35. Wirtschaftlicher und technologischer Vergleich verschiedener Feinbearbeitungsverfahren

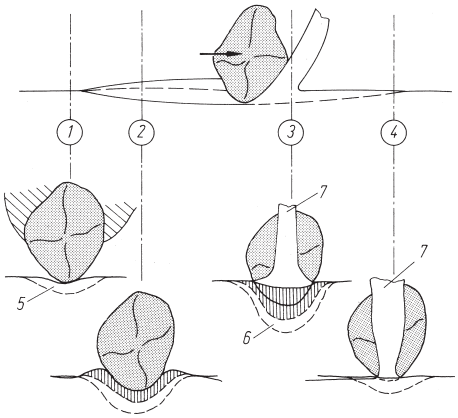


Bild 37. Phasen der Spanbildung. Phasen: *1* elastische Verformung, *2* elastische und plastische Verformung (Pflügen), *3* elastische und plastische Verformung (Pflügen) und Scherverformung des Spans (Trennverformung), *4* elastische Verformung und Scherverformung des Spans, *5* Zone elastischer Verformung, *6* Zone plastischer Verformung, *7* Span

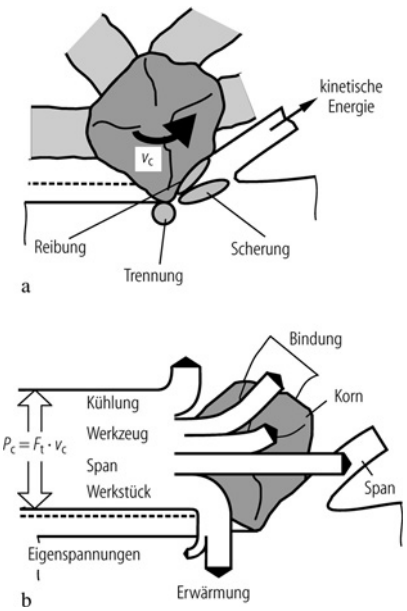


Bild 38 a, b. Energieumsetzung. **a** Effekte der Energieumsetzung; **b** Energieflüsse. *1* Reibung, *2* Trennung, *3* Scherung, *4* Korn, *5* Span, *6* Bindung

Einsatz von *Kühlschmiermittel* für das Arbeitsergebnis von Bedeutung. Durch die Kühl- und die Schmierwirkung kann der Werkzeugverschleiß gesenkt werden. Außerdem wird die Temperatur des Werkstücks gemindert und somit die Gefahr thermischer Randzonenschädigungen verringert. Eingesetzt werden nicht wassermischbare (Öle) und wassermischbare (Emulsionen, Lösungen) Kühlschmierstoffe (DIN 51 385), deren Wirkung durch Additive (polare und EP-Additive zur Verbesserung der Schmierwirkung, Entschäumer, Biozide und Rostinhibitoren) noch verbessert werden kann. Die Schmierwirkung wird durch die tribologischen Kenngrößen des Kühlschmierstoffs beschrieben. Die Kühlwirkung hängt von physikalischen Kenngrößen ab: spezifische Wärmekapazität c in kJ/kg K, Wärmeübergangskoeffizient α in W/m^2 K, Wärmeleitfähigkeit λ in W/m K, Verdampfungswärme l_d in kJ/kg und Oberflächenspannung σ in N/m.

4.3.2 Schleifen mit rotierendem Werkzeug
Grinding with rotating tool

Verfahren. Schleifen wird in DIN 8589 T 11 in sechs Verfahren nach der Form der erzeugten Flächen unterteilt. **Bild 39 a** zeigt die Gliederung und **Bild 39 b–k** Beispiele für verschiedene Bewegungsaufteilungen und Werkzeugformen.

Spanbildung. Der Materialabtrag erfolgt, indem Schleifkörner auf einer flachen Bahn in den Werkstoff eindringen. Wegen der i. allg. ungünstigen Schneidenform und der geringen Spanungsdicken sind die elastischen Anteile an der Formänderung des Werkstoffs nicht vernachlässigbar. Neben der eigentlichen Spanbildung finden Reibungs- und Verdrängungsvorgänge statt. Die Beurteilung des Verfahrens wird durch statistische Größen, z. B. Mittelwerte, Varianzen, Verteilungen vorgenommen. **Bild 40** zeigt vereinfachend, wie durch *die Überlagerung von Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeit* ein kommaförmiger Span entsteht. Während das Korn *1* den Weg *AB* zurückgelegt hat, hat sich der Schleifscheibenmittelpunkt von *0* nach *01* weiterbewegt. Das nachfolgende Korn *2* wird die Bahn *CD* zurücklegen. Die Dicke eines durchschnittlichen Spans steigt dabei von 0 bis auf h_{max} an. Eine einfache Beziehung für die mittlere unverformte Spanungsdicke $\bar{h}$ erhält man durch Anwendung der Kontinuitätsbeziehung $v_{ft}\, a_e\, a_p = v_c\, N_A V_{Sp}\, a_p$:

$$\bar{h} = \frac{v_{ft}}{v_c} \cdot \frac{1}{\bar{b} \cdot N_A} \sqrt{\frac{a_e}{d_{eq}}}$$

mit $\bar{l} = \sqrt{a_e\, d_{eq}}$, $V_{Sp} = \bar{l}\,\bar{b}\,\bar{h}$ und $d_{eq} = d_w \dfrac{d_s}{d_w \pm d_s}$ (+ Außenrundschleifen, – Innenrundschleifen) oder

$$\bar{h} = \sqrt{\frac{v_{ft}}{v_c} \cdot \frac{1}{r N_A} \sqrt{\frac{a_e}{d_{eq}}}} \quad \text{mit} \quad r = \frac{\bar{b}}{\bar{h}}.$$

Hierin sind: $\bar{h}$ mittlere (unverformte) Spanungsdicke, $\bar{l}$ mittlere (unverformte) Spanungslänge, $\bar{b}$ mittlere (unverformte) Spanungsbreite, v_{ft} Werkstück-Vorschubgeschwindigkeit, v_c Schnittgeschwindigkeit, a_e Schnittiefe, Zustellung, a_p Eingriffsbreite (Schleifbreite), d_{eq} äquivalenter Schleifscheibendurchmesser, d_s Schleifscheibendurchmesser, d_w Werkstückdurchmesser ($\to \infty$ beim Planschleifen), N_A Anzahl der aktiven Schneiden pro Flächeneinheit der Schleifscheibe, r Verhältnis mittlere Spanungsbreite zu mittlerer Spanungsdicke. Die maximale Spanungsdicke h_{max} beträgt das Doppelte der so ermittelten mittleren Spanungsdicke $\bar{h}$.
Wegen meßtechnischer Schwierigkeiten bei der Bestimmung der Kornzahl und -verteilung wird häufig die äquivalente Spanungsdicke h_{eq} als Kenngröße zur Beurteilung des Schleifprozesses verwendet [26, 27]:

$$h_{eq} = a_e v_{ft} / v_c .$$

Schleifscheibenaufbau. Eine Schleifscheibe besteht aus *Korn, Bindung* und *Poren*. Die Spezifikation einer Schleifscheibe ist nach DIN 69 100 genormt. Schleifscheiben aus Diamant oder kubischem Bornitrid (CBN) sind in dieser Norm nicht berücksichtigt. Sie bestehen aus einem Grundkörper, auf den der Schleifbelag aufgebracht ist. Übliche Belagdicken liegen zwischen 2 und 5 mm.
Verschleiß an der Schleifscheibe kann am Korn und an der Bindung auftreten. Durch Druckerweichen und Abrasion werden Schneidkörner verrundet. Absplittern führt zur Bildung neuer Schneidkanten. Für das Ausbrechen ganzer Körner aus dem Bindungsverband sind die Haltekräfte der Bindung (Bindungsart) maßgebend. Verschiedene Verschleißarten und Möglichkeiten der Schärfung zeigt **Bild 41**.

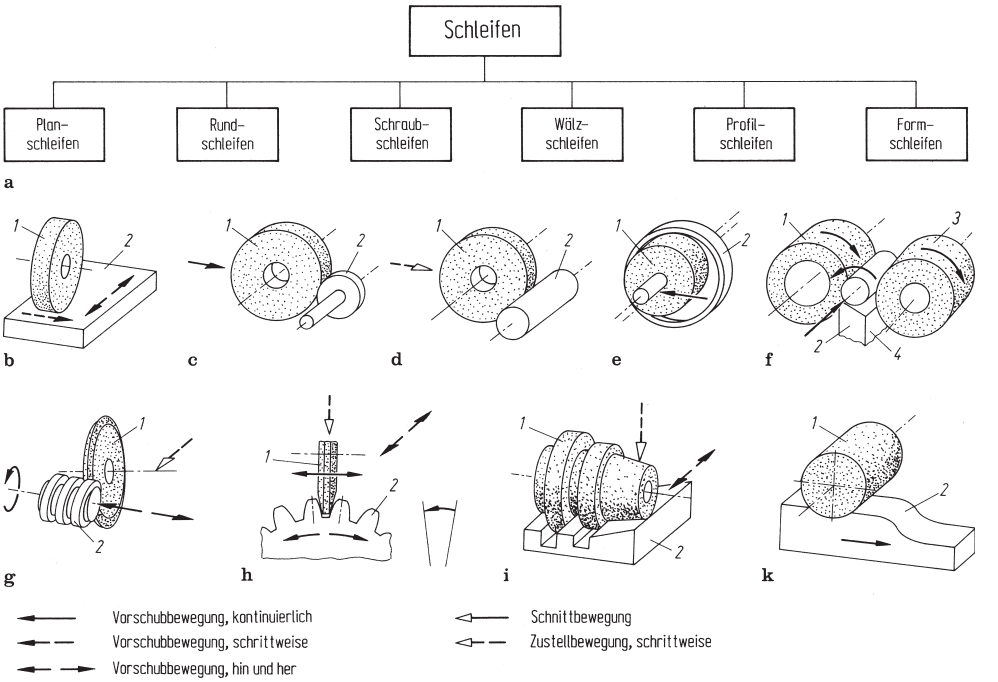


Bild 39a–k. Schleifverfahren, schematisch (DIN 8589). **a** Gliederung; **b** Längs-Umfangs-Planschleifen; **c** Quer-Umfangs-Außen-Rundschleifen; **d** Längs-Umfangs-Außen-Rundschleifen; **e** Quer-Umfangs-Innen-Rundschleifen; **f** Spitzenlos-Durchlaufschleifen; **g** Längs-Außen-Schraubschleifen; **h** diskontinuierliches Außen-Wälzschleifen; **i** Längs-Außen-Profilschleifen; **k** Nachformschleifen. *1* Schleifscheibe, *2* Werkstück, *3* Regelscheibe, *4* Auflage

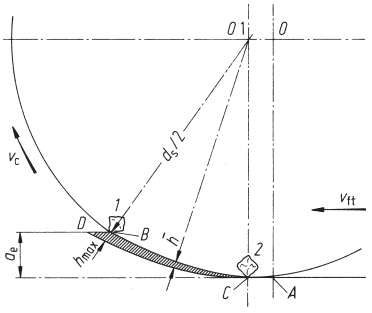


Bild 40. Eingriffsverhältnisse beim Planschleifen (Erläuterungen im Text)

Verfahrensgrenzen. Beschränkungen des Verfahrens ergeben sich, wenn die Ausgangsgrößen wie *Maß- und Formgenauigkeit, Oberflächengüte* sowie *Werkstückrandzonenbeschaffenheit* nicht innerhalb der geforderten Grenzen liegen. Das Zusammenwirken der unterschiedlichen Einflußgrößen, wie Werkstück, Maschineneinstellgrößen, Werkzeug, Kühlschmierung etc. kann dabei außerordentlich vielfältig sein.

Eine mechanische oder thermische Überlastung des Werkstoffs im Schleifprozeß kann die Eigenschaften eines geschliffenen Bauteils negativ beeinflussen [28]. Typische Schleiffehler, die auf eine fehlerhafte Prozeßführung hinweisen, sind Rattermarken, Zugeigenspannungen [29], Schleifbrand und Risse am Werkstück.

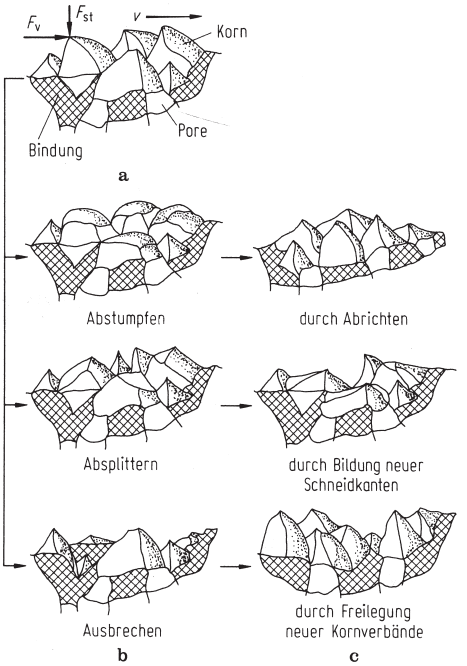


Bild 41a–c. Verschleißarten und Möglichkeiten des Schärfens. **a** scharfe Schleifscheibe; **b** Verschleißarten; **c** Möglichkeiten der Schärfung

Konditionieren. Ziel des Konditionierens ist es, der Schleifscheibe das geforderte *Profil* und den nötigen *Rundlauf* zu geben (Profilieren), die notwendige *Schleifscheibentopographie* mit schneidfähigen Körnern (Schärfen) zu erzeugen sowie Ablagerungen in den Spanräumen der Scheibe zu entfernen (Reinigen). In der Regel werden die Vorgänge Profilieren und Schärfen (Abrichten) in einem Arbeitsgang durchgeführt, indem ein Abrichtwerkzeug an der Schleifscheibenoberfläche vorbeibewegt wird. In [30] ist eine Übersicht über gebräuchliche *stehende* und *rotierende* Abrichtwerkzeuge enthalten. Wesentlicher Bestandteil der Abrichtwerkzeuge sind mit Diamantkörnern belegte Körper, es gibt aber auch diamantfreie Stahl- und Keramikkörper bzw. -flächen. Galvanisch gebundene, mit nur einer Kornschicht belegte Schleifwerkzeuge sind nicht abrichtbar. Ihr Standzeitende ist erreicht, wenn diese Kornschicht verbraucht ist.
Eine Sonderstellung nimmt das Schleifen mit kontinuierlichem Abrichten ein (CD-Schleifen = continuous dressing) (**Bild 42**). Hierbei ist das Abrichtwerkzeug, in der Regel eine Diamant-Abrichtrolle, während des Schleifens im Eingriff und wird kontinuierlich radial zur Schleifscheibe zugestellt. Dadurch läßt sich durch ein konstantes Schleifscheibenprofil und eine gleichmäßige Schleifscheibentopographie mit scharfen Schneiden das Zeitspanvolumen erheblich steigern [31]. Die Durchmesserabnahme der Schleifscheibe infolge des erhöhten Verschleißes beim CD-Schleifen muß durch die Maschinensteuerung kompensiert werden.

Entwicklungstendenzen. Das Schleifen hat sich vom traditionellen Feinbearbeitungsverfahren zur Verbesserung von Maß, Form und Oberflächengüte zu einem sehr vielseitigen und leistungsfähigen Fertigungsverfahren entwickelt.
Neue Schleifverfahren wie Tiefschleifen, Hochgeschwindigkeitsschleifen, Schnellhub-Schleifen (Keramikbearbeitung) und Schleifen mit kontinuierlichem Abrichten (CD-Schleifen), der zunehmende Einsatz der superharten Schleifmittel Diamant und kubisches Bornitrid (CBN) sowie die CNC-Technik und Sensorik haben gleichermaßen zur Leistungssteigerung dieses Fertigungsverfahrens beigetragen.

4.3.3 Bandschleifen. Belt grinding

Dies ist ein Schleifen mit Werkzeugen auf einer Unterlage (DIN 8589). Nach den herstellbaren Flächen läßt sich das Bandschleifen entsprechend **Bild 43** gliedern.
Das *Plan-Bandschleifen* überwiegt in der industriellen Anwendung (**Bild 44**). Üblich ist das Bandschleifen mit konstanter Normalkraft F_n (Anpreßkraft). Damit lassen sich wahlweise hohe Oberflächengüten oder große Zeitspanvolumina erreichen. Das Zeitspanvolumen stellt sich je nach Schärfe des Bands (der aktiven Schneiden) und der bezogenen Normalkraft ein. Beim Bandschleifen mit konstantem Arbeitseingriff a_e wird ein

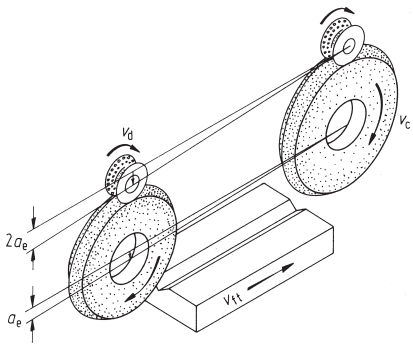


Bild 42. Prinzip des Schleifens mit kontinuierlichem Abrichten. v_c Schnittgeschwindigkeit, v_{ft} tangentiale Vorschubgeschwindigkeit, v_d Abrichtgeschwindigkeit, a_e Arbeitseingriff

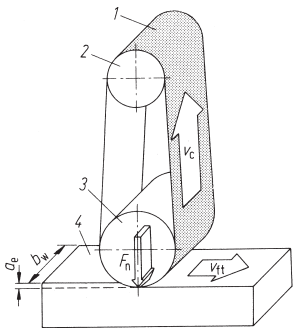


Bild 44. Prinzipielle Darstellung der Verfahrensvarianten beim Plan-Bandschleifen. Schnittgeschwindigkeit v_c, Werkstückgeschwindigkeit v_{ft}, Arbeitseingriff a_e, Schleifbreite b_w, Normalkraft F_n, *1* Schleifband, *2* Umlenkrolle, *3* Kontaktrolle, *4* Werkstück

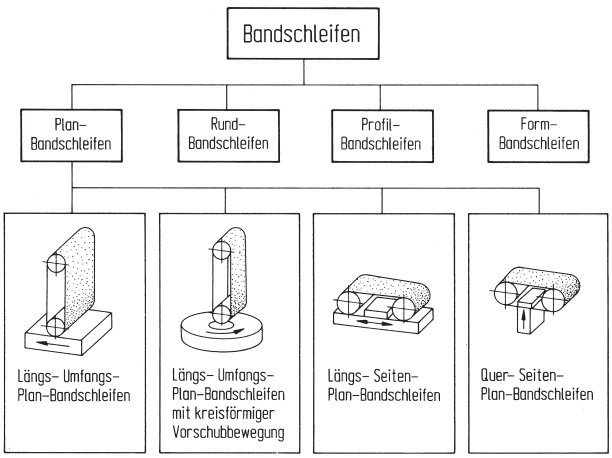


Bild 43. Übersicht der Bandschleifverfahren mit Feingliederung des Plan-Bandschleifens (DIN 8589, T 12)

S

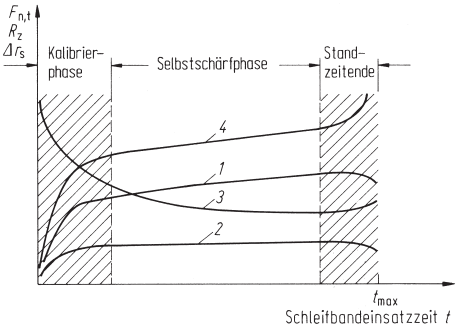


Bild 45. Prozeßverhalten eines Schleifbands während der Einsatzzeit. *1* Normalkraft F_n, *2* Tangentialkraft F_t, *3* gemittelte Rauhtiefe R_z, *4* Radialverschleiß Δr_s

gleichbleibendes Zeitspanvolumen abgespant. Oberflächengüten stellen sich in Abhängigkeit vom Schneidenzustand ein. Das Verfahren eignet sich zum Erlangen hoher Maß- und Formgenauigkeiten [33].

Das instationäre Verhalten der Prozeßgrößen beim Bandschleifen mit konstantem Arbeitseingriff hängt von der Veränderung der Schneiden während des Einsatzes ab. Im Gegensatz zu Schleifscheiben bestehen Schleifbänder i. allg. aus einem einlagigen Schleifbelag. Daher ändert sich durch fortschreitenden Korn- und Bindungsverschleiß der Schneidenraum und die Belagsdicke über der Einsatzzeit.

Über die *Standzeit* des Schleifbands lassen sich drei typische Phasen unterscheiden (**Bild 45**). In der Kalibrierphase läuft ein sich schnell verändernder Einschleifvorgang ab. Die wenigen am weitesten aus dem Schneidenraum herausragenden Körner, bedingt durch den Herstellungsprozeß der Bänder, brechen sehr schnell aus. Dadurch steigt der Radialverschleiß anfänglich stark an, und es kommen tiefer liegende Körner in Eingriff. Die Zunahme der aktiven Schneiden bewirkt ein Ansteigen der Schleifkräfte und eine Abnahme der gemittelten Rauhtiefe R_z.

Die Selbstschärfphase ist durch kontinuierlichen Verschleiß, verbunden mit ständiger Neuschneidenbildung, gekennzeichnet. Die Zunahme der aktiven am Zerspanprozeß beteiligten Körner führt zu einem gleichmäßigen Anstieg der Schleifkräfte und einer Abnahme der Rauhtiefe. Das Standzeitende ist gekennzeichnet durch schnell fortschreitenden Korn- und Bindungsverschleiß, der letztendlich zum Schleifbandausfall führt.

Schleifbänder bestehen aus den vier Komponenten Unterlage (Papier, Gewebe), Grund- und Deckbinder (Phenolharze) und Körnung (Korund, Zirkonkorund, Siliciumcarbid, Diamant). Die Streuung des Kornmaterials auf den Grundbinder erfolgt in einem elektrostatischen Feld. Dadurch wird eine senkrechte Ausrichtung der Schleifkörner gewährleistet. Gegenüber der konventionellen Schwerkraftstreuung kann eine gleichmäßige Verteilung der Schleifkörner und damit eine größere Schneidfähigkeit und eine hohe Reproduzierbarkeit bei der Herstellung der Bänder erreicht werden [32].

Das Schleifband wird in der Eingriffszone durch Kontaktelemente unterstützt. Beim Umfangsschleifen arbeitet man mit einer Kontaktscheibe, beim Seitenschleifen mit einem Kontaktschuh oder -balken. Harte Kontaktrollen aus Aluminium oder Stahl sind besonders für die Schruppbearbeitung mit Schleifbändern grober Körnung (Korn 36; 50) zum Übertragen der relativ hohen Schleifkräfte geeignet. Weiche, gummierte Kontaktrollen werden beim Schlichten mit Schleifbändern feiner Körnung eingesetzt. Sie dämpfen die durch den Schleifbandverschluß auftretenden Stöße [33].

Konventionelle Einsatzgebiete des Bandschleifens sind das Schleifen von Blechplatten und Blechcoils, das Entgraten sowie das Abschleifen von Schweißnahtüberhöhungen. In neuerer Zeit wird das Hochleistungsbandschleifen als Substitutionsverfahren zur Dreh- und Fräsbearbeitung bei Bauteilen aus Grauguß oder Aluminiumlegierungen u. a. in der Automobilindustrie erfolgreich eingesetzt [32, 33]. In **Anh. S 4 Tab. 6** sind einige wesentliche Schleifdaten angegeben.

4.3.4 **Honen.** Honing

Honen wird mit einem vielschneidigen Werkzeug aus gebundenem Korn mit einer aus zwei Komponenten bestehenden Schnittbewegung ausgeführt, von denen mindestens eine oszillierend ist. Die wesentlichen Honverfahren sind das Außenrund-, das Innenrund- und das Planhonen. Nach der Größe der Oszillationsamplitude können weiterhin zwei Hauptgruppen, das Langhubhonen und das Kurzhubhonen, unterschieden werden (**Bild 46**) [34].

Beim *Langhubhonen* wird mit großer Oszillationsamplitude und geringer Frequenz gearbeitet; beim *Kurzhubhonen* wird die Oszillationsbewegung mit geringer Amplitude und entsprechend hoher Frequenz ausgeführt. Die Bahnkurven in **Bild 46** geben die Bewegung einer Honleiste auf einer abgewickelten Werkstückoberfläche wieder.

Aufgrund der überlagerten Bewegung beim Honen zeigt die Werkstückoberfläche gekreuzte Spuren der schneidenden Körner, wobei beide Spuren einen Winkel α einschließen (**Bild 47**). Die Größe des Überschneidungswinkels α wird durch die Wahl des Verhältnisses der axialen (v_a) und der tangentialen (v_t) Schnittgeschwindigkeitskomponente bestimmt. Für Werkstücke ohne Längs- und Quernuten wird der Winkel α i. allg. mit 45° angesetzt. Die Schnittgeschwindigkeit v_c läßt sich durch die genannten Geschwindigkeitskomponenten beim Honen nach $v_c = (v_a^2 + v_t^2)^{1/2}$ berechnen. Üblicherweise ist die Schnittgeschwindigkeit nicht höher als $v_c = 1{,}5$ m/s [35, 36].

Während der Schnittbewegung werden die Honleisten mit der Honnormalkraft F_n, die durch unterschiedliche Vorschubsysteme erzeugt werden kann, an die zu bearbeitende Werkstückfläche gepreßt (**Bild 48**). Bei kraftabhängigem Vorschub wird ein definierter Hydraulikdruck $p_{öl}$ an der Maschine ein-

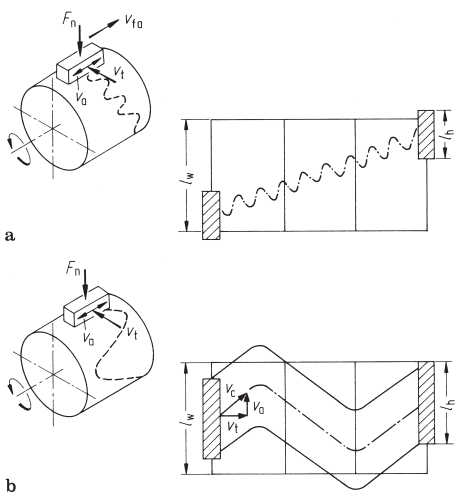


Bild 46a, b. Geometrie und Kinematik **a** beim Kurz- und **b** Lang hub-Außenrundhonen [34]. v_{fa} axiale Vorschubgeschwindigkeit, v_a axiale Schnittgeschwindigkeit, v_t tangentiale Schnittgeschwindigkeit, v_c Schnittgeschwindigkeit, F_n Normalkraft, l_w Werkstücklänge, l_n Länge der Honleiste

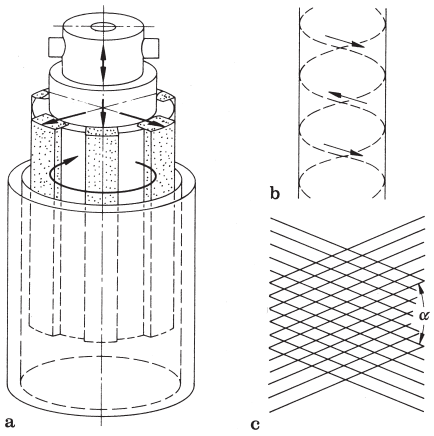


Bild 47 a–c. Arbeitsvorgang beim Langhubhonen. **a** Arbeitsprinzip; **b** Honbewegung des Werkzeugs; **c** Oberflächenstruktur (α Überschneidungswinkel)

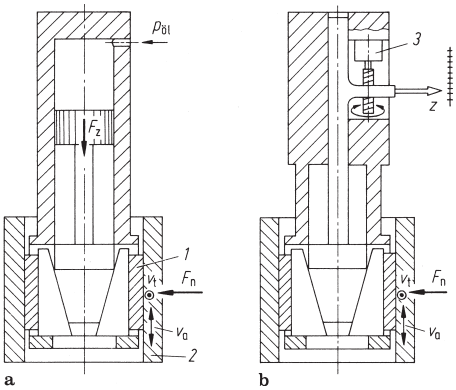


Bild 48 a, b. Kraft- und wegabhängige Vorschubeinrichtung zum Honen [37]. **a** kraftabhängig; **b** wegabhängig. *1* Honleiste, *2* Werkstück, *3* Schrittmotor

gestellt. Die daraus resultierende Zustellkraft F_z wird über einen Zustellstift und Konen auf die Honleisten übertragen. Bei wegabhängigem Vorschub werden definierte Vorschubwege, z. B. durch einen Schrittmotor, erzeugt, aus denen die Normalkraft F_n an den Honleisten resultiert [37].

Wichtige Einflußgrößen auf das Arbeitsergebnis des Honprozesses sind Kornart, Korngröße, Bindungsart, Härte und Tränkung der Honleisten. Die Kornarten lassen sich in die konventionellen Kornwerkstoffe Korund und Siliciumcarbid sowie in die superharten Kornwerkstoffe Diamant und kubisch kristallines Bornitrid (CBN) unterteilen. Die Korngröße hat einen Einfluß auf das Zeitspanvolumen und die Oberflächenqualität. Die erreichbaren Rauhtiefen liegen bei $R_z = 1\,\mu m$ für das Langhubhonen beziehungsweise $R_z = 0{,}1\,\mu m$ für das Kurzhubhonen. Dabei werden Maß und Formgenauigkeiten von 1 bis 3 µm an den bearbeiteten Werkstücken erzielt. Im Gegensatz zum Schleifen werden die in der Honleiste gebundenen Körner durch die Oszillationsbewegung mehrachsig beansprucht. Daher sind Honwerkzeuge selbstschärfend.

Wie beim Schleifen wird auch beim Honen Kühlschmiermittel eingesetzt. Aufgrund der geringen Schnittgeschwindigkeit tritt allerdings eine geringe Erwärmung auf, so daß die Kühlwirkung eine untergeordnete Rolle spielt. Die Flächenberührung zwischen Honstein und Werkstück erfordert vielmehr eine reibungsmindernde Schmierwirkung. Deshalb wird i. allg. reines Öl, gegebenenfalls mit Zusätzen verwendet.

Die Anwendungsbereiche des Honens sind ebenfalls nach Lang- und Kurzhubhonen zu unterteilen. Das Langhubhonen wird i. allg. für innenzylindrische Werkstücke, z. B. Kolbenlaufbahnen in Verbrennungsmotoren, eingesetzt. Das Kurzhubhonen wird vornehmlich zur Bearbeitung kleiner, zylindrischer Bauteile, wie z. B. Laufbahnen an Wälzlagerinnen- und Außenringen oder Wälzlagerrollen, eingesetzt [34].

4.3.5 Sonstige Verfahren: Läppen, Innendurchmesser-Trennschleifen

Lapping, inner diameter cut-off grinding

Läppen

Nach DIN 8589 ist Läppen definiert als Spanen mit losem, in einer Paste oder Flüssigkeit verteiltem Korn, dem Läppgemisch, das auf einem meist formübertragenden Gegenstück (Läppwerkzeug) bei möglichst ungeordneten Schneidbahnen der einzelnen Körner geführt wird. Bei den Läppverfahren wird nach Plan-, Rund- und Bohrungsläppen sowie Schwingläppen unterschieden (**Bild 49**).

Beim *Plan-* bzw. *Planparallelläppen* wird mit Ein- oder Zweischeibenläppmaschinen gearbeitet. Die Läppscheiben dienen als Träger des Läppmittels. Sie werden überwiegend aus perlitischen Gußwerkstoffen oder gehärteten Stahllegierungen gefertigt.

Das Läppmittel setzt sich aus dem Läppulver und dem Trägermedium im Verhältnis 1 : 2 bis 1 : 6 zusammen. Als Läppulver werden Körner aus Siliciumcarbid, Korund, Borkarbid oder Diamant verwendet. Welche Kornart im einzelnen Anwendungsfall einzusetzen ist, richtet sich nach dem zu bearbeitenden Werkstoff. Im allgemeinen wird mit Korngrößen von 5 bis 40 µm gearbeitet. Als Trägermedium wird neben dickflüssigen Ölen oder ähnlichen Flüssigkeiten in den letzten Jahren immer häufiger Wasser mit entsprechenden Zusätzen verwendet. Die Läppflüssigkeiten haben u. a. die Aufgabe, das Werkstück zu kühlen und den Spänetransport aus der Wirkzone zu gewährleisten.

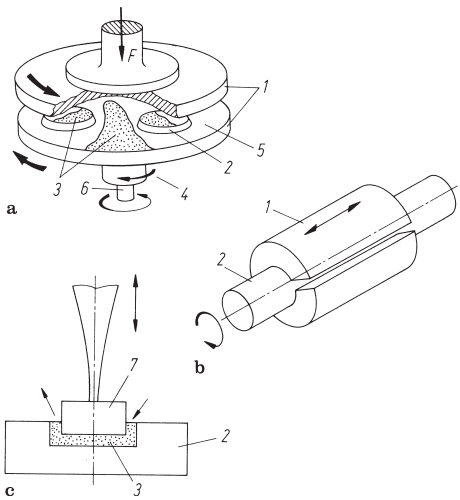


Bild 49 a–c. Läppverfahren (DIN 8589, T 15). **a** Planparallelläppen; **b** Läppen von Außenzylindern; **c** Schwingläppen. *1* Läppmittelträger, *2* Werkstück, *3* Läppmittel, *4* Läppscheibenantrieb, *5* Läppkäfig, exzentrisch, gelagert, *6* Käfigantrieb, *7* Schwingrüssel

Läppen ist ein Fein- bzw. Feinstbearbeitungsverfahren zur Erzeugung von Funktionsflächen höchster Oberflächenqualität. Dabei werden Rauhtiefen bis $R_t = 0{,}03$ µm, Ebenheiten $< 0{,}3$ µm/m und Planparallelitäten bis zu 0,2 µm erzielt. Typische Anwendungsgebiete der Läppverfahren sind die Bearbeitung von Präzisions-Hartmetallwerkzeugen, Kalibrierlehren oder Hydraulikkolben. Eine Sonderform der Läppverfahren stellt das Ultraschall-Schwingläppen dar, das sich besonders für die Bearbeitung sprödharter Werkstoffe, z. B. fertiggesinterte Keramikbauteile, eignet [38, 39].

Innendurchmesser-Trennschleifen

Das Innendurchmesser-(ID-)Trennschleifen, in der industriellen Praxis auch „Innenlochsägen" genannt, ist ein hochpräzises Feinbearbeitungsverfahren für sprödharte Werkstoffe. Es dient zum Aufteilen von stabförmigen Werkstücken in dünne Scheiben (**Bild 50**).

Neben optischen Werkstoffen (Gläser, Glaskeramiken), magnetischen Materialien (Samarium-Kobalt, Neodym-Eisen-Bor), Keramiken und Kristallen für Festkörperlaser werden vor allem Halbleitermaterialien bearbeitet. Von Silicium-Einkristallstäben werden dünne Scheiben, sog. Wafer, abgetrennt (s. **S 5.3**).

Im Vergleich zu herkömmlichen Trennschleifverfahren kann mit dem ID-Trennschleifen der Materialverlust im Schneidspalt durch eine geringe Schnittbreite um ca. 80 % verringert werden. Besonders für teure und hochwertige Werkstoffe bedeutet dies einen entscheidenden Vorteil.

Der Werkzeuggrundkörper besteht aus einer hochfesten kaltgewalzten Edelstahlronde mit einer Dicke zwischen 100 und 170 µm.

Am Innenrand des Trennblatts ist galvanisch ein Diamantbelag in einer Nickelbasisbindung aufgebracht, der die tropfenförmige Schneidkante bildet. Die gebräuchlichen Korngrößen bewegen sich zwischen 45 und 130 µm. Mit dem Verfahren lassen sich Schnittbreiten von 0,29 bis zu 0,7 mm realisieren. Als Schneidstoff wird in der Regel Naturdiamant verwendet. Für spezielle Anwendungsfälle kann auch CBN eingesetzt werden. Werkstückdurchmesser bis 200 mm können bearbeitet werden.

Um die für den Trennprozeß notwendige Steifigkeit an der Schneidkante zu erhalten, wird das Trennblatt, einem Trommelfell vergleichbar, mit einer speziellen Spannvorrichtung am Außenrand aufgespannt. Das ID-Trennblatt wird dabei radial aufgeweitet, bis am Innenrand die tangentialen Spannungen Werte im Bereich von etwa 1800 N/mm² erreichen. Beim Trennschleifprozeß wird das Werkstück in einer radialen Vorschubbewegung relativ zum rotierenden Werkzeug bewegt [40, 41]. Beim Stabstirn-Trennschleifen, einer Erweiterung des ID-Trennschleifens, ist dem Trennvorgang ein Planschleifprozeß überlagert. Damit lassen sich plane Trennflächen (Referenzflächen) erzeugen.

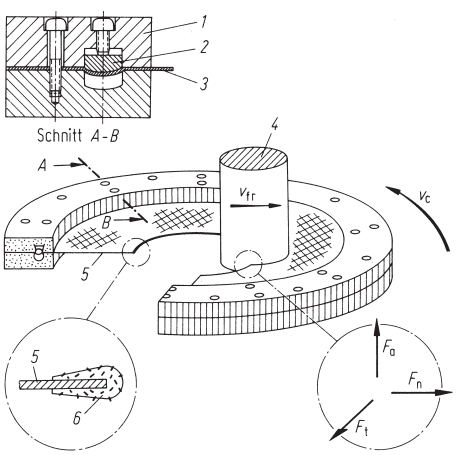


Bild 50. Prinzip des ID-Trennschleifens. *1* Klemmring, *2* Spannring, *3* ID-Trennblatt, *4* Si-Kristall, *5* Blattkern, *6* Schneidkante mit Diamantbelag, v_c Schnittgeschwindigkeit, v_{fr} radiale Vorschubgeschwindigkeit, F_n, F_t, F_a Prozeßkräfte

4.4 Abtragen. Erosion

4.4.1 Gliederung. Survey

Spanende Verfahren arbeiten mit mechanischer Einwirkung von Schneiden auf das Werkstück. Sie sind daher von den Werkstoffeigenschaften wie Festigkeit, Härte, Verschleißwiderstand oder Zähigkeit abhängig. Abtragende Verfahren nutzen *thermische, chemische* oder *elektrochemische Prozesse* zur Formgebung. Sie sind von den mechanischen Eigenschaften der Werkstoffe unabhängig. Sie sind für das Spanen schwer oder gar nicht bearbeitbarer Stoffe eingeführt (hochvergütete Werkzeugstähle, Nickelbasislegierungen oder hochharte Werkstoffe wie Diamant oder kubisches Bornitrid). Sie werden auch für die Bearbeitung komplexer, schwer zugänglicher oder sehr kleiner (Mikrotechnologie) Flächen und Konturen eingesetzt.

Nach DIN 8590 ist Abtragen Fertigen durch Abtrennen von Stoffteilchen von einem festen Körper ohne mechanische Einwirkung (s. **S 5 Bild 43**).

Der *thermische Abtragprozeß* ist durch das Abtrennen von Werkstoffteilchen in festem, flüssigem oder gasförmigem Zustand unter Wärmeeinwirkung bestimmt. Das Entfernen der abgetrennten Teilchen wird durch mechanische und/oder elektromagnetische Kräfte bewirkt. Nach dem Energieträger, durch den die für den Trennvorgang notwendige Wärme von außen zugeführt wird, erfolgt die weitere Unterteilung dieser Untergruppe.

Das Wirkprinzip des *chemischen Abtragens* beruht auf der chemischen Reaktion des Werkstoffs mit einem Wirkmedium zu einer Verbindung, die flüchtig ist oder sich leicht entfernen läßt. Die Stoffumsetzung kommt durch eine direkte chemische Reaktion zustande.

Das *elektrochemische Abtragen* ergibt sich aus der Reaktion von metallischen Werkstoffen mit einem dissoziierten elektrisch leitenden Wirkmedium unter der Einwirkung elektrischen Stroms zu einer Verbindung, die im Wirkmedium löslich ist oder ausfällt. Der Stromfluß wird durch eine äußere Spannungsquelle initiiert.

4.4.2 Thermisches Abtragen mit Funken (Funkenerosives Abtragen)

Electro discharge machining (EDM)

Durch funkenerosives Abtragen werden elektrisch leitende Werkstoffe in einem Dielektrikum bearbeitet. Dazu werden Entladungen zwischen einer Elektrode und dem Werkstück in schneller Folge auf- und abgebaut [42] (**Bild 51**): In der 1. Phase tritt an der Stelle geringsten Abstands (größte Feldstärke) Ionisation des Dielektrikums auf (t_1). Es bildet sich lawinenartig (Stoßionisation) ein Entladekanal. Der Entladestrom baut sich auf, und die Spannung fällt auf die physikalisch bedingte Spaltspannung von ca. 25 V ab (t_2). In der 3. Phase wird das Plasma im sich erweiternden Entladekanal aufgeheizt. Durch Einschnürung der Entladung treten Temperaturen von ca. $10 \cdot 10^3$ K auf. An den Lichtbogenenden (Elektrode und Werkstück) werden kleine Volumina aufgeschmolzen (t_3). Bei Impulsende verdampft die überhitzte Schmelze explosionsartig (t_4). Die Energie je Puls bestimmt

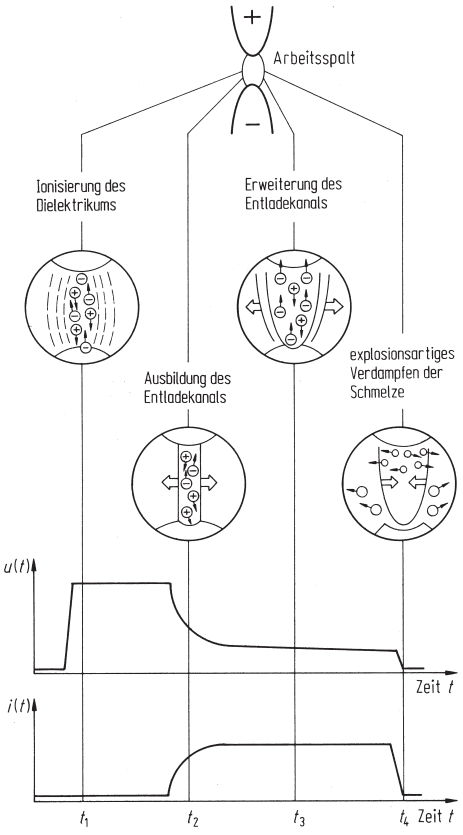


Bild 51. Phasen der Funkenentladung [44]

die Kratergröße und die Beeinflussung der Randzone am Werkstück [43].

Das *Dielektrikum* hat folgende Aufgaben: Isolation von Werkstück und Elektrode, Einstellung günstiger Ionisierungseigenschaften, Einschnürung des Entladekanals, Abtransport der Abtragpartikel und Kühlung von Elektrode und Werkstück. Als Dielektrikum werden Kohlenwasserstoffe verwendet.

Die Funkenenergie wird von einem Generator erzeugt (heute ausschließlich statische Impulsgeneratoren). Der Impuls wird durch einen elektrischen Schalter gesteuert. Die Strombegrenzung erfolgt durch die Impedanz Z, die Impulsdauer t_i ist von 1 bis 2000 µs einstellbar. Das Tastverhältnis $T = t_i/t_p$ ist zwischen 0,1 bis 0,5 variierbar, die Leerlaufspannung von $U_i = 60\,\text{V} \ldots 300\,\text{V}$ und der Impulsstrom $I_e = 1 \ldots 300\,\text{A}$ umschaltbar (t_p Pausendauer).

Funkenerosives Abtragen kann in verschiedenen Varianten betrieben werden (**Bild 52**). Beim *Senkerodieren* ist das Werkzeug eine Elektrode mit der Negativform der zu erzeugenden Gravur. Eine Senkerodiermaschine besteht aus Werkzeugmaschine, Generator, Steuerungseinheit für die Achsantriebe und das Dielektrikumsaggregat (**Bild 53**). Antriebe in drei Raumrichtungen übernehmen die Positionierung und die Vorschubbewegung der Elektrode. Durch Überwachung der elektrischen Größen am Funkenspalt wird dessen Weite hochdynamisch dem Sollwert (ca. 10 bis 80 µm) nachgeregelt. Die Vorschubgeschwindigkeit richtet sich nach dem Fortschritt des Abtragsprozesses und kann nicht vorgegeben werden [45].

Produktivität und Arbeitsergebnis werden durch Elektrodenmaterial, das Dielektrikum und die elektrischen Einstellgrößen (Strom, Pulsdauer, Tastverhältnis und Polung) bestimmt. Die Bearbeitung wird in mehrere Schrupp- und Schlichtvorgänge unterteilt. Beim Schruppen werden Abtragsraten von $Q_w = 600\,\text{mm}^3/\text{min}$ bei $I_e = 60\,\text{A}$ und geringem relativem Verschleiß (2 bis 5 %) erreicht. Beim Schlichten wird mit geringen Strömen und geringen Entladedauern gearbeitet. Oberflächengüten von $R_a = 0{,}3$ µm und Maß- und Formabweichungen von weniger als 10 µm lassen sich erreichen. Der thermische Abtragsprozeß beeinflußt die Werkstückrandzone in einer Dicke von 5 bis 50 µm. Dort kann amorphes Gefüge auftreten. In der

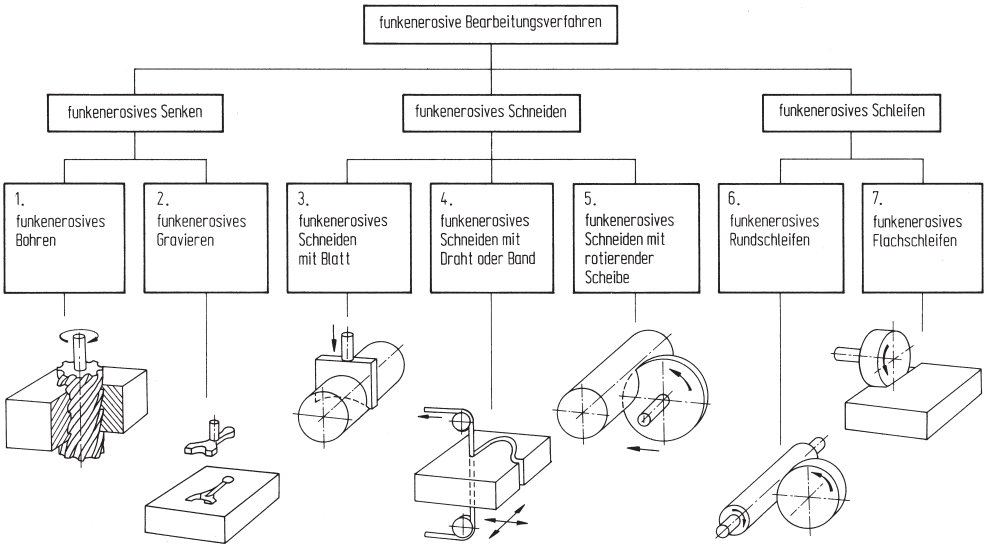


Bild 52. Einteilung der funkenerosiven Verfahren (nach VDI-Richtlinie 3400)

S

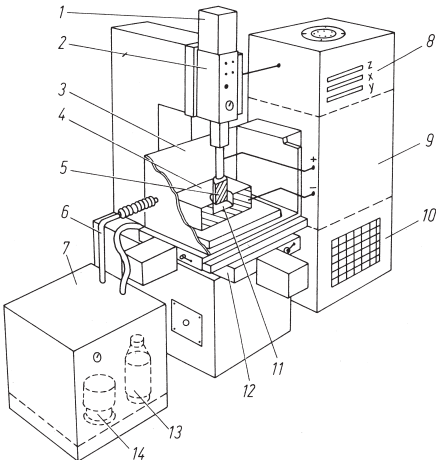


Bild 53. Aufbau einer Senkerodiermaschine [45]. *1* Vorschubantrieb, *2* Arbeitskopf, *3* Arbeitsbehälter, *4* Werkstück, *5* Elektrode, *6* Rückfluß, *7* Versorgungseinheit für Dielektrikum, *8* Steuerung der Achsantriebe, *9* Generator, *10* Energieversorgung, *11* Funkenspalt, *12* Kreuztisch mit Servomotorantrieb, *13* Filter, *14* Pumpe

oberflächennahen Schicht treten Zugeigenspannungen auf, dadurch ergibt sich eine Minderung der Schwingfestigkeit. Elektroden werden aus Werkstoffen mit hohem Schmelzpunkt bzw. hoher Wärmeleitfähigkeit gefertigt. Gebräuchlich sind Kupfer und Graphit, in Sonderfällen Wolfram-Kupfer-Sinterwerkstoffe [44], **Anh. S 4 Tab. 7**.

Senkerodieren wird zur Herstellung von Hohlformen für Ur- und Umformwerkzeuge eingesetzt. Ursprüngliches Senkerodieren mit nur einer senkrechten Vorschubbewegung wurde erweitert auf Planetärerodieren und bahngesteuertes Erodieren (**Bild 54**). Beim Planetärerodieren wird der Senkbewegung eine Umlaufbewegung der Elektrode überlagert. Damit wird eine verbesserte Spülung, eine gleichmäßige Verteilung des Elektrodenverschleißes und ein einheitliches Untermaß von Schrupp- und Schlichtelektroden erreicht. Erweiterte Möglichkeiten bieten sich durch bahngesteuertes Erodieren: einfach geformte Elektroden können durch Steuerung komplexe Formen erzeugen.

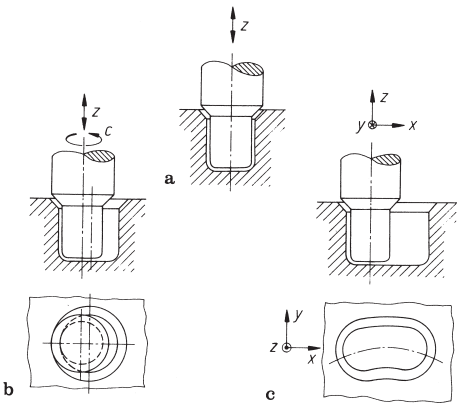


Bild 54. a Senkerodieren; **b** Planetärerodieren; **c** bahngesteuertes Erodieren. *x*, *y*, *z*, *c*: Relative Elektrodenbewegung

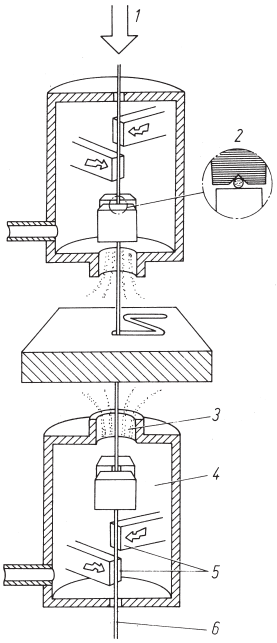


Bild 55. Verfahrensprinzip des funkenerosiven Schneidens [44]. *1* Drahtvorschub, *2* Prismenführungsprinzip, *3* Spüldüse, *4* Spülkammer, *5* Stromanschluß, *6* Schneiddraht

Beim *Schneiderodieren* wird eine ablaufende Drahtelektrode auf einer Bahnkurve gegenüber dem Werkstück bewegt. Der Schneidspalt wird durch Funkenerosion erzeugt. In plattenförmigen Bauteilen werden Ausschnitte beliebiger Kontur erzeugt (**Bild 55**). Für schräg prismatische Ausschnitte können die Drahtführungen gegeneinander verschoben werden. Eine Schneiderodiermaschine besteht aus der eigentlichen Werkzeugmaschine mit der Drahtversorgung, dem Generator, der Steuerung für die Achsantriebe und der Dielektrikumsaufbereitung. Das Arbeitsergebnis hängt wesentlich vom Schneiddraht ab. Üblich sind Drähte von 0,25 mm Durchmesser. Drahtablaufgeschwindigkeit bis 300 mm/s. Generatorströme zwischen 15 und 100 A, Flächenraten bis 350 mm^3/min, Maß- und Formgenauigkeit besser als 0,01 mm, Rauhtiefen von $R_a = 0{,}3$ µm. Schneiderodieren wird im Werkzeugbau z. B. zur Herstellung von Stanz-, Spritzgieß- und Strangpreßwerkzeugen eingesetzt.

4.4.3 Lasertrennen. Laser cutting

Beim Lasertrennen wird Lichtenergie in einem optischen Resonator erzeugt (*L*ight *A*mplification by *S*timulated *E*mission of *R*adiation = Lichtverstärkung durch induzierte Emission von Strahlung) und durch Absorption in Form von Wärme an den Werkstoff abgegeben.

Für den Einsatz des Lasers als Trennwerkzeug werden wegen der erforderlichen hohen Strahlleistungen ausschließlich CO_2-, Nd: YAG- und neuerdings auch Excimer-Hochleistungslaser eingesetzt [46–48]. Die für die Materialbearbeitung bedeutenden Strahleigenschaften dieser Laser sind in **S 5 Tab. 2** zusammengefaßt.

Zum Lasertrennen von metallischen Werkstoffen werden Intensitäten von $> 10^6$ W/cm^2 benötigt, die durch Fokussierung der Laserstrahlung mit Hilfe von Linsen oder Spiegeln erzielt werden [49]. Der in die Tiefe des Materials gerichtete thermi-

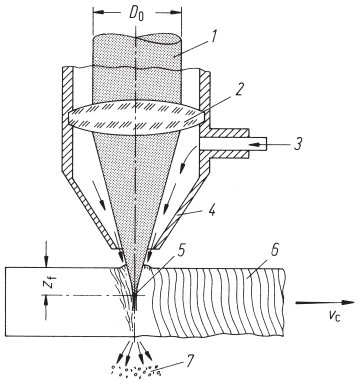


Bild 56. Prinzip des Lasertrennens. v_c Schneidgeschwindigkeit, z_f Fokuslage, *1* Laserstrahl (Wellenlänge λ, Laserleistung P_L, Mode, Pulsfrequenz f_p, Pulsdauer t_i), *2* Fokussierlinse (Brennweite f), *3* Schneidgas (Gasdruck p_g, Gasart), *4* Schneiddüse (Form, Durchmesser), *5* Brennfleckdurchmesser d_f, *6* Werkstück, *7* ausgetriebenes Material

sche Abtragsvorgang bewirkt bei einer Vorschubbewegung eine Schnittfuge im Material. Das Prinzip des Lasertrennens ist in **Bild 56** dargestellt.

Das im Brennpunkt der Laserstrahlung je nach Intensität und Wechselwirkungszeit aufgeschmolzene (*Laser-Schmelzschneiden*), verbrannte (*Laser-Brennschneiden*) oder verdampfte (*Laser-Sublimierschneiden*) Material wird durch einen koaxial zur optischen Achse von einer Düse geformten austretenden Gasstrahl aus der Schnittfuge getrieben. Darüber hinaus hat das Schneidgas auch die Aufgabe, die empfindliche Fokussieroptik vor aufspritzendem Material zu schützen.

Beim Laser-Brennschneiden wird als Schneidgas Sauerstoff bzw. sauerstoffhaltiges Gas verwendet, das durch exotherme Reaktion zusätzliche Energie bereitstellt und so zu höheren Schneidgeschwindigkeiten, aber auch zu einer Oxidation der Schnittflächen führt. Hingegen finden als Schneidgas für die anderen o. g. Laser-Schneidverfahren inerte Gase (z. B. Argon, Stickstoff) Verwendung mit der Folge einer geringeren Schneidgeschwindigkeit, die jedoch einen oxidfreien Schnitt ermöglichen [50].

Die zur Erzeugung einer kontinuierlichen Schnittfuge erforderliche Relativbewegung zwischen Laserstrahl und Werkstück wird in der Praxis auf unterschiedliche Arten realisiert. Zum Lasertrennen kleiner, einfach handzuhabender Bauteile wird dieses vorzugsweise unter dem ortsfesten Laserstrahl beispielsweise mit Hilfe eines *X*/*Y*-Koordinatentisches bewegt. Zur Laserbearbeitung größerer Werkstücke wird wahlweise die Laserquelle einschließlich Schneidkopf über dem ruhenden Werkstück bewegt, oder ein bewegliches Spiegelsystem zusammen mit dem Schneidkopf („fliegende Optik") zwischen ortsfestem Lasergerät und Werkstück geführt. Für den Nd: YAG-Laser können zur Strahlführung auch flexible Lichtleitfasern eingesetzt werden [51, 52].

Der Bearbeitungsprozeß wird von einer Vielzahl unterschiedlicher Prozeßparameter beeinflußt, von denen die wesentlichen einschließlich deren Definition in **Bild 57** angegeben sind. Die in Abhängigkeit von der Laserleistung und der Materialstärke erreichbare maximale Schneidgeschwindigkeit ist in **Bild 58** repräsentativ für Baustahl St 37 unter Verwendung eines CO_2-Lasers dargestellt. Hierbei handelt es sich um Werte, die aus den Angaben unterschiedlicher Anwender gemittelt wurden. Darüber hinaus sind in **Tab. 3** die erreichbaren Schneidgeschwindigkeiten weiterer metallischer sowie nichtmetallischer Werkstoffe für eine (CO_2-)Laserleistung von $P_L = 500$ W zusammengefaßt.

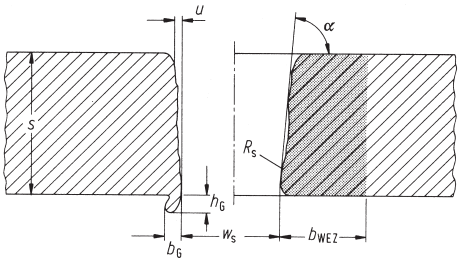


Bild 57. Kenngrößen an Schnittflächen beim Laserstrahlschneiden nach VDI-Richtlinie 2906. s Blechdicke, α Flankenwinkel, u Neigungsfehler, w_s Schnittspaltweite, b_G Gratbreite, h_G Grathöhe, R_s Rauheit der Schnittfläche, Angabe meist durch R_z nach DIN, b_{WEZ} Wärmeeinflußzone

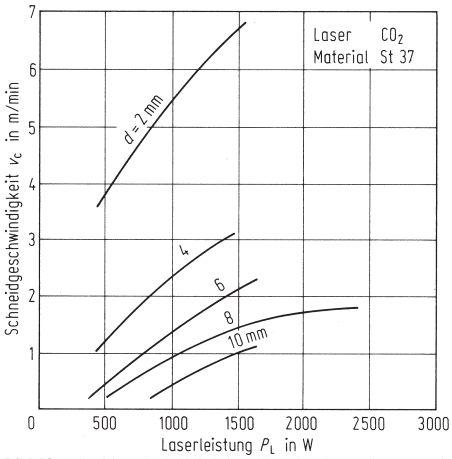


Bild 58. Schneidgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Laserleistung für unterschiedliche Materialdicken

Tabelle 3. Bearbeitungsparameter für das Lasertrennen unterschiedlicher Werkstoffe. Laser CO_2/500 W, Linsenbrennwerte $f = 5''$

Werkstoff	Dicke mm	Schneidgas/ Druck in MPa	Schneidgeschwindigkeit m/min
PMMA (Plexi)	4	Luft / 0,06	3,5
Gummi	3	N_2 / 0,3	1,8
Asbest	4	Luft / 0,3	1,6
Sperrholz	3	N_2 / 0,15	5,5
Eternit	4	Luft / 0,3	0,8
Al Ti-Keramik	8	N_2 / 0,5	0,07
Aluminium	1,5	O_2 / 0,2	0,4
Titan	3	Luft / 0,5	2
Cr Ni-Stahl	2	O_2 / 0,45	1,9
Elektroblech	0,35	O_2 / 0,6	7
GG	3	N_2 / 1	0,9

Die Beurteilung der Qualität von Laserschnittflächen ist in DIN 2310 Teil 5 und der VDI-Richtlinie 2906 genormt. Die wesentlichen Kenngrößen sind in **Bild 57** [53] dargestellt. Ergänzend zu den genannten Größen ist noch die Schnittspaltweite als Qualitätskriterium maßgeblich.

Hochleistungslaser der o. g. Art gehören i. allg. zur Laser-(Schutz-)Klasse 4 mit der höchsten Gefahrenstufe (eine Aus-

S

nahme bilden Laserbearbeitungssysteme mit geschlossener Bearbeitungskammer, die mit zusätzlichen Schutzeinrichtungen wie beispielsweise Interlocksysteme und strahlungsabsorbierendem Schutzfenster ausgestattet sind). Die Einstufung in diese Sicherheitsstufe bedeutet Gefährdung für die Haut und das menschliche Auge bereits durch diffus reflektierte Laserstrahlung. Umfassende Vorschriften zur Strahlungssicherheit von Lasern sind in DIN VDE 0837 und der Unfallverhütungsvorschrift 46.0 (VBG 93) festgelegt.

4.4.4 Elektrochemisches Abtragen
Electro chemical machining (ECM)

Das Grundprinzip des elektrochemischen Abtragens entspricht einer elektrolytischen Zelle. Zwischen Werkstück (Anode) und Werkzeug (Kathode) strömt Elektrolytlösung mit hoher Geschwindigkeit, der Abstand zwischen den Elektroden beträgt 0,05 bis 1 mm. An der Kathode werden Wasserstoffionen entladen. Metallionen reagieren an der Anode mit OH-Ionen des Wassers unter Bildung von Metallhydroxidverbindungen, die sich als Schlamm absetzen. Verbreitet ist das Formentgraten (**Bild 59**). Die Werkzeugelektrode muß an das Werkstück angepaßt werden. Der Grat wird wegen der dort vorhandenen maximalen Stromdichte bevorzugt abgetragen.

4.4.5 Chemisches Abtragen. Chemical machining

Chemisches Abtragen ergibt sich aus einer chemischen Reaktion des Werkstoffs mit einem flüssigen oder gasförmigen Medium. Das Reaktionsprodukt ist gasförmig oder leicht entfernbar. Ein Beispiel für chemisches Abtragen ist das thermische Entgraten (TEM). Es setzt sich aus einer thermischen (Aufheizen des Werkstoffs) und einer chemischen Komponente (Verbrennen des Werkstoffs) zusammen. Beim TEM-Prozeß werden metallische oder nichtmetallische Werkstücke mit einem Schließteller unter eine glockenförmige Entgratkammer gepreßt (**Bild 60**). In die Kammer werden Sauerstoff und Brenngas (Erdgas, Methan oder Wasserstoff) dosiert zugeführt. Gasdruck und Mischungsverhältnis bestimmen die Abtragsleistung.
Während des Abbrennens des Gemisches entstehen kurzzeitig Temperaturen von 2500 bis 3500 °C. Teile des Werkstücks mit großer Oberfläche und kleinem Volumen (geringe Wärmekapazität) werden verbrannt (oxidiert). Die Grate müssen dünner als dünnste Werkstückbereiche sein. Nach dem Entgraten sind die Werkstücke 100 °C bis 160 °C warm.

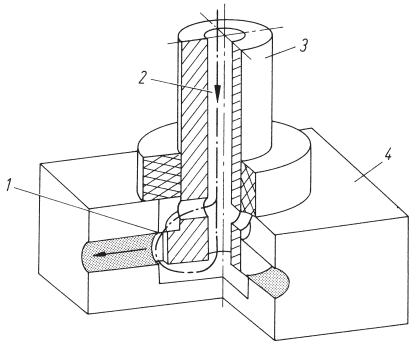


Bild 59. Elektrochemisches Formentgraten (nach DIN 8590). *1* Grat, *2* Strömung der Elektrolytlösung, *3* Werkzeugelektrode (Kathode), *4* Werkstück (Anode)

4.5 Scheren und Schneiden
Shearing and blanking

K. Siegert und **J. Ladwig**, Stuttgart

4.5.1 Systematik. Systematics

Nach DIN 8588 unterscheidet man bei den Verfahren des Zerteilens – mechanisches Trennen von Werkstücken ohne Entstehen von formlosem Stoff – *Scherschneiden, Messerschneiden, Beißschneiden, Spalten*, *Reißen* und *Brechen* (**Bild 61**). Speziell in der Blechbearbeitung kommt überwiegend das Scherschneiden (kurz: Schneiden) zum Einsatz, das häufig als Vorbereitung oder als Nach- oder Zwischenbearbeitung zum Umformen durchgeführt wird. Eine gewisse Verwandtschaft zu den Umformverfahren ist dadurch gegeben, daß die Schneidvorgänge mit einer plastischen Verformung verbunden sind.
Grundsätzlich werden beim Schneiden die Benennungen am Werkzeug von der Stammsilbe *Schneid-* (Schneide, Schneidfläche), jene am Werkstück von *Schnitt-* (Schnittkante, Schnittfläche) abgeleitet (**Bild 62**).
Die Scherschneidverfahren werden entsprechend der Art der Schnittlinie in Verfahren mit *geschlossener* und *offener Schnittlinie* unterteilt (**Bild 63**). Während der geschlossene Schnitt unter Einsatz von Schneidstempeln und Schneidmatrizen auf Pressen erfolgt, arbeitet man bei der Erzeugung offener Schnittlinien außer mit den genannten Werkzeugen auch mit Lang- und Kreismessern auf Spezialmaschinen (s. **T 3**). Zu den Verfahren mit geschlossener Schnittlinie gehören das Ausschneiden und Lochen (**Bild 64 a, b**). Durch *Ausschnei-*

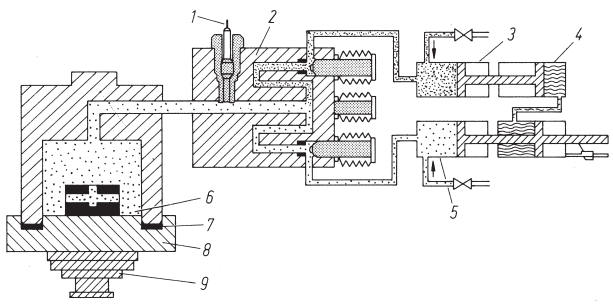


Bild 60. Aufbau einer TEM-Anlage (nach Thilow). *1* Zündkerze, *2* Mischblock, *3* Dosierzylinder Brenngas, *4* Gaseinstoßzylinder, *5* Dosierzylinder Sauerstoff, *6* Entgratkammer, *7* Dichtung, *8* Werkstückaufnahme, *9* Schließteller

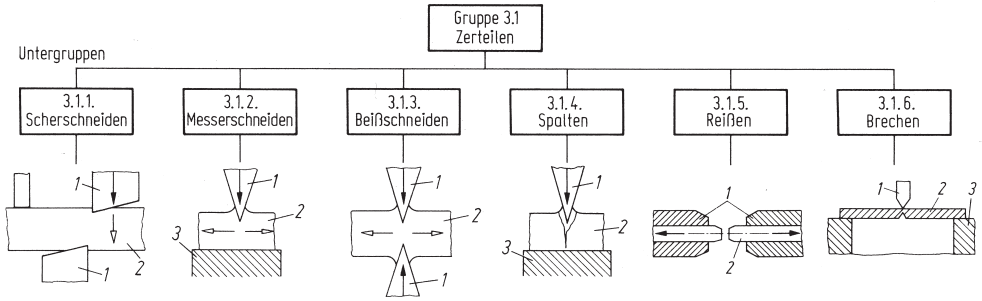


Bild 61. Verfahren des Zerteilens (DIN 8588). *1* Werkzeug, *2* Werkstück, *3* Auflage

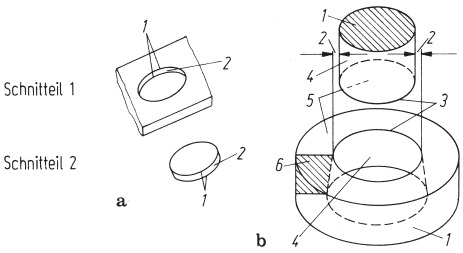


Bild 62 a, b. Scherschneiden: Bezeichnungen an Werkstück und Werkzeug (DIN 8588). **a** Werkstück, *1* Schnittkanten, *2* Schnittfläche; **b** Werkzeug, *1* Werkzeug, *2* Schneidspalt, *3* Schneide, *4* Freifläche, *5* Druckfläche, *6* Schneidkeil

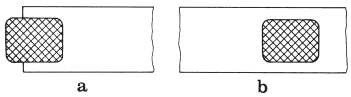
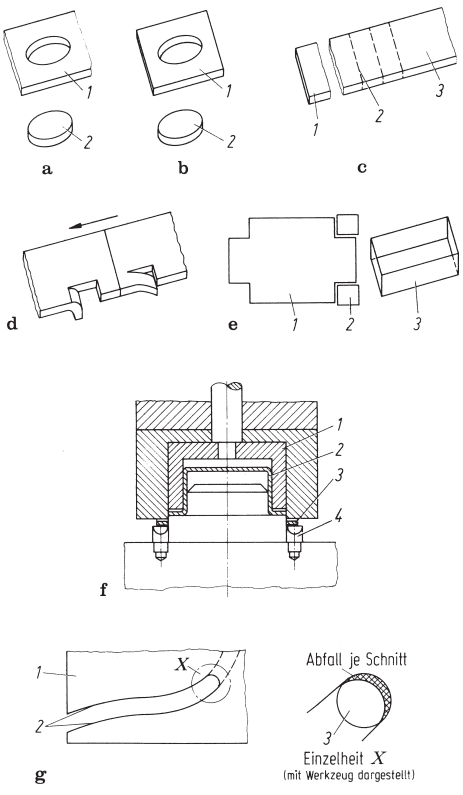


Bild 63. a Offen Schneiden; **b** geschlossen Schneiden



◀ **Bild 64. a** Ausschneiden: *1* Abfall, *2* Ausschnitt; **b** Lochen: *1* Schnitteil, *2* Abfall; **c** Abschneiden: *1* Schnitteil, *2* Schnittlinie, *3* Blechstreifen; **d** Einschneiden; **e** Ausklinken: *1* Schnitteil, *2* Abfall, *3* Fertigteil; **f** Beschneiden: *1* Auswerfer, *2* Fertigteil, *3* Abfall, *4* Randtrenner; **g** Knabberschneiden oder Nibbeln: *1* Werkstück, *2* Schnittkanten, *3* Werkzeug. [55]

den wird die gesamte Außenform in einem Arbeitsgang erzeugt. Durch *Lochen* wird eine Innenform am Werkstück erzeugt.
Zu den Verfahren mit offener Schnittlinie zählen neben dem Abschneiden auch das Ausklinken, das Einschneiden und das Beschneiden (**Bild 64 c–f**).

Abschneiden ist Abtrennen eines Teils vom Rohteil (Blech, Band, Streifen) oder vom Halbfertigteil.

Ausklinken ist ein Herausschneiden von Flächenteilen an einer inneren und äußeren Umgrenzung.

Einschneiden ist ein teilweises Trennen des Werkstücks ohne Entfernen von Werkstoff. Es dient i. allg. als Vorbereitung für einen Umformvorgang.

Beschneiden dient zum Abtrennen von am Werkstück befindlichem Werkstoff, der am Fertigteil nicht mehr vorhanden sein soll.
Eine Sonderstellung nimmt das Knabberschneiden oder Nibbeln ein (**Bild 64 g**). Beim *Knabberschneiden* wird mit Hilfe eines einfachen Stempels das Werkstück längs einer beliebig geformten Schnittlinie stückweise abgetrennt.

4.5.2 Technologie. Technology

Krafteinleitung. Die Scherkräfte wirken nicht linienförmig entlang den Schneidkanten, sondern flächig in einem schmalen Bereich, in dem ungleichmäßig verteilte Druckspannungen

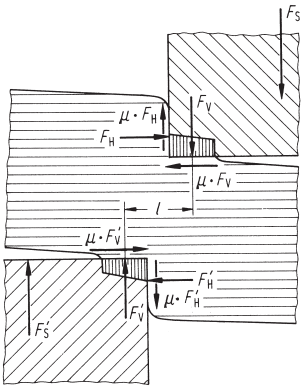


Bild 65. Kraftwirkung beim Scherschneiden, Erläuterungen im Text [54]

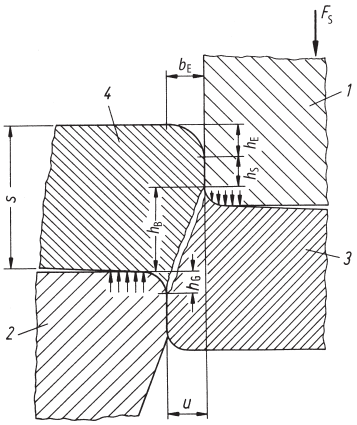


Bild 66. Schneidvorgang beim Scherschneiden [54]. *1* Schneidstempel, *2* Schneidplatte, *3* Ausschnitt (Ausschneiden) bzw. Abfall (Lochen), *4* Blechstreifen, u Schneidspalt, b_E, h_EKanteneinzugsbreite, -höhe, h_S Glattschnitthöhe, h_B Bruchzonenhöhe, h_G Schnittgrathöhe, s Blechdicke, F_S Schneidkraft (Stempelkraft)

herrschen (**Bild 65**). Die Druckspannungen werden zusammengefaßt in den resultierenden Vertikalkräften F_V und F'_V. Aufgrund des Abstands l der Angriffspunkte dieser Kräfte entsteht ein Moment, das ein Durchbiegen des Werkstücks und die Horizontalkräfte F_H und F'_H hervorruft. Die Kräfte F_V und F'_V führen zu radial gerichteten Reibungskräften ($\mu \cdot F_V$ bzw. $\mu \cdot F'_V$) in den Stirnseiten von Stempel und Matrize, die Kräfte F_H und F'_H zu axial gerichteten Reibungskräften ($\mu \cdot F_H$ bzw. $\mu \cdot F'_H$), die zusammen mit den Vertikalkräften F_V bzw. F'_V die Schneidkraft F_S (Stempelkraft) bilden.

Ablauf des Schneidvorgangs und Ausbildung der Schnittflächen. Diese sind abhängig von der Werkzeuggeometrie – Schneidspalt u (**Bild 66**), Schneidkantenabrundung bzw. -abstumpfung sowie dem Werkstoff und den Rohteileigenschaften – Blechdicke s, Festigkeitseigenschaften, chem. Zusammensetzung und Gefüge.

Der Ablauf des Schneidvorgangs ist durch folgende Phasen gekennzeichnet (**Bild 67**):

Aufgrund des Einflusses der Vertikalkraft erfolgt zuerst eine elastische Deformation, das Blech wölbt sich unter dem Stempel durch und hebt teilweise von der Stirnfläche der Schneidmatrize ab. Danach wird das Blech örtlich plastisch verformt, so daß sich eine bleibende Durchwölbung des Blechs ergibt. Es entsteht der Kanteneinzug an der Blechoberseite und am Ausschnitt. In der nächsten Schneidphase wird der Werkstoff abgeschert, wobei der glattgeschnittene Teil der Schnittfläche entsteht. Im Restquerschnitt steigen die Schubspannungen weiter an. Sobald sie die Schubbruchgrenze erreichen, bilden sich – zunächst an der Schneidkante der Matrize, später auch an der Schneidkante des Stempels – Anrisse im Blech [55], die bei geeigneter Wahl des Schneidspalts aufeinander zu laufen, und die vollständige Werkstofftrennung bewirken.

Beim Ausschneiden von Teilen aus Blech wird möglichst eine weitgehende Ausnutzung des Blechbandes angestrebt (**Bild 68**). Anfangs- und Endstücke von Blechstreifen ergeben in der Regel zusätzlichen Abfall; man versucht daher direkt vom Coil (Blechrolle) auszuschneiden. Es sind eine Reihe von CAD-Systemen verfügbar, die eine rechnerunterstützte Optimierung des Platinenschnitts erlauben (Schachtelpläne).

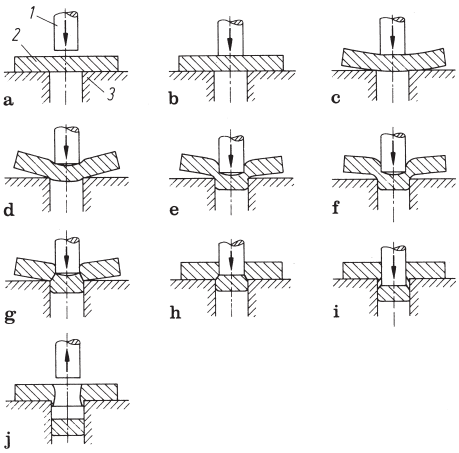


Bild 67a–j. Vorgangsablauf beim Scherschneiden [55]. *1* Stempel, *2* Blech, *3* Matrize

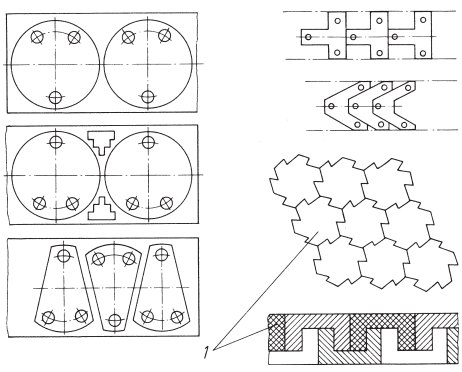


Bild 68. Werkstoffausnutzung beim Schneiden [55]. *1* Flächenschlüssige Formen

4.5.3 Kräfte und Arbeiten. Forces and energies

Zu den wichtigsten Kenngrößen für die Auslegung bzw. die Auswahl von Pressen gehört die maximal auftretende Schneidkraft. Die maximale Schneidkraft wird beeinflußt von

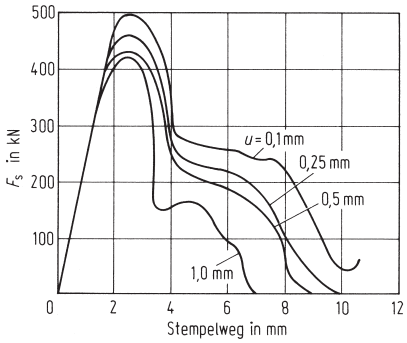


Bild 69. Schneidkraft F_S in Abhängigkeit vom Stempelweg bei Variation des Schneidspalts u (Werkstoff C 10, Blechdicke $s = 10$ mm) [54]

Tabelle 4. Einflußgrößen auf die Schneidkraft

Einflußgröße nimmt zu	Max. Schneidkraft $F_{S\,max}$ bzw. spez. Schneidkraft k_S
Schneidspalt u	k_S sinkt
Blechdicke s	k_S sinkt
Stempeldurchmesser d_S	k_S sinkt
Zugfestigkeit R_m	Faustformel: $k_S = 0{,}8 \cdot R_m$
Werkzeugverschleiß	F_S steigt bis auf das 1,6fache

der Blechdicke, der Stempelgeometrie, der Zugfestigkeit des Blechwerkstoffes, vom Werkzeugverschleiß und vom Schneidspalt u (**Bild 69**). Dabei ist zu beachten, daß auch die Grathöhe h_G vom Schneidspalt abhängt.

Bestimmung der max. auftretenden Schneidkraft (Stempelkraft) nach empirischer Gleichung mit $k_S \approx 0{,}8\,R_m$ und $A_S = l_S s$:

$$F_{S\,max} = A_S k_S .$$

Hierbei ist k_S die spezifische Schneidkraft, l_S die Schnittlinienlänge, s die Blechdicke und R_m die Zugfestigkeit des Werkstoffs.

Angaben der Einflußfaktoren auf die maximale Schneidkraft können **Tab. 4** entnommen werden. Die maximal auftretende Schneidkraft kann reduziert werden, indem die wirkende Schnittlinie l_S verringert wird. Auch kann der Eingriff der Schneidstempel zeitlich versetzt erfolgen (**Bild 70**). Als Folge der horizontalen Kräfte zwischen Blech und Schneidstempel entstehen beim Zurückziehen des Stempels Rückzugskräfte, die von Schneidspalt, Stempelabmessung, Blechdicke und den Festigkeitseigenschaften des Blechs beeinflußt werden (**Tab. 5**).

Die Schneidarbeit wird in weit größerem Maße als die maximale Schneidkraft von der Werkzeuggeometrie und den Werkstückeigenschaften beeinflußt. Sie nimmt mit zunehmendem Schneidspalt ab und steigt mit zunehmender Blechdicke.

4.5.4 Werkstückeigenschaften. Workpiece properties

Die geschnittenen Teile können eine Reihe von Fehlern aufweisen (**Bild 71**) [56]: Die *Formfehler* Kanteneinzug, Bruchzonenwinkel und Grat sowie – bei Teilen mit im Verhältnis zur Blechdicke kleinen Außenabmessungen – Abweichungen von der Ebenheit. Das Ausmaß des Kanteneinzugs ist abhängig vom Schnittlinienverlauf. Besonders ungünstig sind ausspringende Ecken mit kleinen Radien. Der Bruchzonenwinkel ist abhängig vom Schneidspalt und vom Werkstoff. Die Gratbildung ist eine Folge des Verschleißes der Schneidkanten und der daraus resultierenden Veränderung des Rißverlaufs.

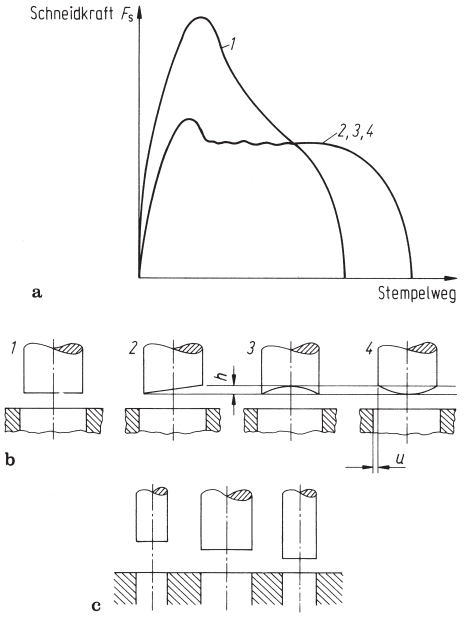


Bild 70. a Schneidkraft-Weg-Verlauf in Abhängigkeit von der Schneidkantenausbildung (**b**); **c** zeitlich versetzter Eingriff der Schneidstempel. [54]

Tabelle 5. Verhältnisse der Kräfte beim Schneiden

Seitenkraft/Schneidkraft	0,02 …0,2
Rückzugskraft/Schneidkraft	0,01 …0,4
Auswerferkraft/Schneidkraft	0,005

MaßfehlerSchneidenMaßfehler treten bei Maßungenauigkeiten der Werkzeuge und/oder bei Folgewerkzeugen als Folge von Vorschubfehlern auf. Die *Lagefehler*, meist Parallelversatz, werden verursacht durch eine fehlerhafte Lage der Werkzeugelemente zueinander. Diese können entstehen durch Fertigungsungenauigkeiten bei der Herstellung der Werkzeuge, Pressenstößelkippung und -schiebung oder durch Vorschubfehler bei Folgewerkzeugen. Die *Winkelfehler* der Schnittflächen (Glattschnittwinkel) sind eine Folge der Winkelauffederung, die besonders stark bei C-Gestell-Pressen auftritt.

Aufgrund der plastischen Verformung zu Vorgangsbeginn tritt eine Verfestigung unmittelbar an den Schnittflächen auf (**Bild 71**). Die Höhe der Verfestigung sowie der verfestigte Bereich hängen vom Werkstoff ab. Verschiedene Untersuchungen zeigen, daß sich bei Stahlblechen eine Härtesteigerung auf das 2,0- bis 2,2fache der Ausgangshärte in einem Abstand von 30 bis 50 % der Blechdicke von der Schnittfläche ergeben kann. Werkstoffe s. **E 3.1.4**.

4.5.5 Werkzeuge. Tools

Bauarten. Schneidwerkzeuge werden nach der Art der Führung der schneidenden Elemente zueinander als Frei-, Plattenführungs- und Säulenführungsschneidwerkzeuge bezeichnet (**Bild 72**). Diese eignen sich in der genannten Reihenfolge für kleinere, mittlere und große Stückzahlen (**Tab. 6**). Hierbei ist jedoch auch die Führungsgenauigkeit der Presse von wesentlichem Einfluß auf die Schnittgüte.

S

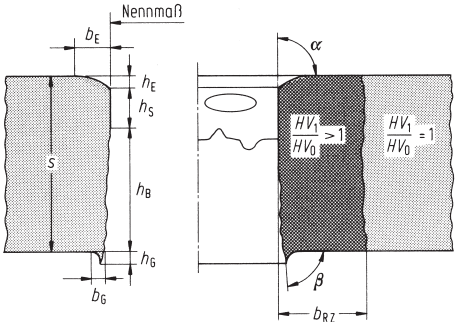


Bild 71. Schnittflächenkenngrößen beim Scherschneiden (*VDI 2906*). b_E, h_E Kanteneinzugsbreite, -höhe; h_S Glattschnitthöhe; α Glattschnittwinkel; h_B Bruchzonenhöhe; β Bruchzonenwinkel; b_G, h_G Schnittgratbreite, -höhe; b_{RZ} beeinflußte Randzone (HV_0 Grundhärte; HV_1 Härte nach dem Schneidvorgang); s Blechdicke

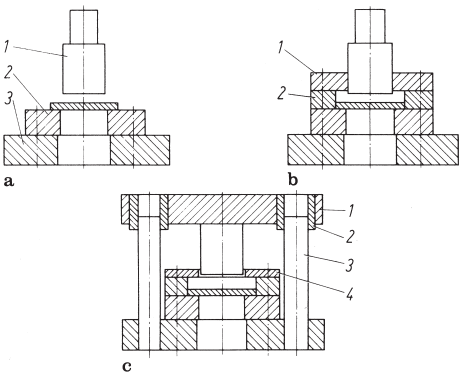


Bild 72a–c. Bauarten von Schneidwerkzeugen. **a** Freischnitt: *1* Stempel, *2* Schneidplatte, *3* Grundplatte; **b** Plattenführungsschnitt: *1* Stempelführungsplatte, *2* Führungsleiste; **c** Säulenführungsschnitt: *1* Oberteil, *2* Führungsbüchse, *3* Führungssäule, *4* Abstreifer

Je nach den Erfordernissen des Schnitteils wird dieses in einer oder mehreren Stationen aus einem Blechstreifen ausgeschnitten. Demzufolge unterscheidet man zwischen *Einstufen-* oder *Gesamtschneidwerkzeugen* und *Mehrstufen-* oder *Folgeschneidwerkzeugen.* Bei Kombinationen von Schneid- und Umformvorgängen spricht man von *Folgeverbundwerkzeugen.*

In einem *Gesamtschneidwerkzeug* werden alle Schnittflächen in einem Arbeitsgang erzeugt. Dies ist in der Regel bei einfachen Schnitteilen möglich. Es entsteht somit bei jedem Pressenhub ein fertiges Schnitteil. Die Präzision des Schnitteils wird durch die Genauigkeit des Werkzeugs bestimmt.

Bei schwierigen Teilen mit schmalen Stegen wird das Werkstück in der Regel im *Folgeschneidwerkzeug* in mehreren Stationen gefertigt. Das Teil bleibt beim Durchlauf durch die Stationen mit dem Blechstreifen verbunden und wird erst in der letzten Station ausgeschnitten. Die Präzision des Schnittteils wird beim Folgeschneidwerkzeug außer von der Genauigkeit des Werkzeugs noch durch die Exaktheit des Bandvorschubs bestimmt. Um diese zu gewährleisten, werden Seitenschneider oder Suchstifte eingesetzt [57].

Lage der Werkzeuge in der Presse. Die Positionierung der Werkzeuge sollte nach Möglichkeit so erfolgen, daß die Resultierende der Einzelkräfte durch die Pressenmitte verläuft. Damit werden durch exzentrische Belastung bedingte Momente und daraus folgende Ungenauigkeiten der Werkstücke sowie erhöhter Werkzeugverschleiß vermieden. Bei der Konstruktion geht man davon aus, daß die Resultierende im Linienschwerpunkt der Schnittlinien angreift. Der Schneidspalt, der die Ausbildung der Schnittflächen und den Schneidkraft-Wegverlauf beeinflußt, wird nach den an die Schnittfläche gestellten Anforderungen – Aussehen, Genauigkeit, Weiterbearbeitung, Funktion – festgelegt [58]. Richtwerte: **Anh. S 4 Tab. 8**.

Schneidende Werkzeugelemente. Die Stempel werden sowohl auf Druck als auch gegen Knicken (beim Lochen) berechnet. Stempelausführungen, s. **Bild 73**. Durchbrüche

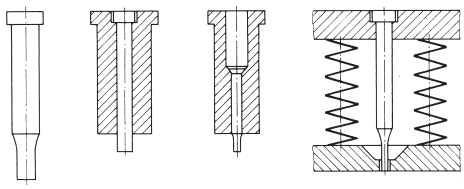


Bild 73. Ausführungen von Lochstempeln und Stempelführungen

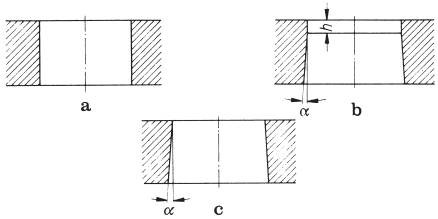


Bild 74a–c. Durchbruchformen an Schneidplatten [55]. Erläuterungen im Text

Tabelle 6. Bauarten von Schneidwerkzeugen

	Freischneidwerkzeug	Plattenführungsschneidwerkzeug	Säulenführungsschneidwerkzeug
Führung	Pressenstößel	Führungsplatte Pressenstößel	Säulenführungsgestelle (DIN 9812, 9814, 9816, 9819, 9822)
Vorteil	billig, wegen einfacher Bauart	keine Lagefehler; geringe Gefahr des Ausknickens bei dünnen Stempeln; höhere Werkzeugstandzeit	sehr genaue Werkstücke, geringer Verschleiß; keine Lagefehler; einfaches und billiges Einrichten
Nachteil	schwieriges Einrichten in der Presse; großer Verschleiß bei ungenauem Einbau	schneidendes Werkzeugelement (Stempel) wird als Führungselement verwendet	Verschiebekräfte und Kippmomente bei nicht mittiger Einspannung, teure Werkzeuge notwendig
Einsatz	kleine Stückzahlen	größere Stückzahlen	große Stückzahlen

(**Bild 74**) an Schneidplatten sind unter 90° zur Auflagefläche auszuführen, wenn das ausgeschnittene Teil entgegen der Schneidrichtung ausgeworfen werden muß. Sonst sind Freiwinkel je nach Blechdicke von $15' \leqq \alpha \leqq 5°$ (Durchbruchform nach **Bild 74b**) bzw. $5' \leqq \alpha \leqq 1°$ (Durchbruchform nach **Bild 74c**) gebräuchlich. Die Höhe des 90°-Durchbruchs (**Bild 74b**) beträgt zwischen 2 und 15 mm. Bei der Konstruktion ist die Möglichkeit des Nachschleifens der schneidenden Werkzeugelemente vorzusehen. Werkstoffe für Schneidwerkzeuge: **Anh. S 4 Tab. 9**.

4.5.6 Sonderschneidverfahren
Special blanking processes

Werden ebene Teile mit glatten, rißfreien Schnittflächen und mit hoher Maßgenauigkeit gefordert, so müssen die ausgeschnittenen Teile entweder nachgearbeitet oder mit Hilfe von Sonderverfahren ausgeschnitten werden.

Nachschneiden. Dieses Verfahren preßt die nachzuschneidenden Werkstücke durch eine Schneidplatte, deren Durchbruchmaße um ca. die zweifache Dicke der abzuschälenden Werkstoffschicht kleiner als das Werkstück sind (**Bild 75**).

Feinschneiden (Genauschneiden). Dieses Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, daß unmittelbar vor dem Schneiden des Werkstücks je nach Blechdicke von einer Seite oder von beiden Seiten eine Ringzacke in geringem Abstand von der Schnittlinie in das Blech eingepreßt wird. Während des Schneidens verhindert ein als Gegenhalter dienender Auswerfer das beim normalen Schneiden übliche Verwölben der Ausschnitte [60] (**Bild 76**).

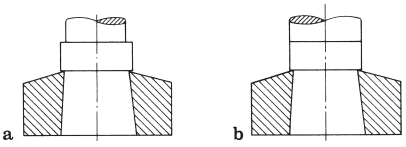


Bild 75a, b. Nachschneiden geschnittener Teile nach [59]. **a** Stempel kleiner als Schneidplatte; **b** Stempel größer als Schneidplatte

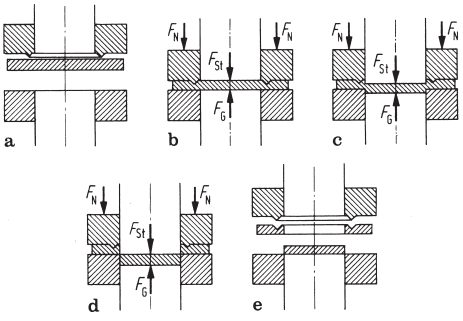


Bild 76a–e. Vorgangsablauf beim Genauschneiden [59]. **a** Ausgangsstellung; **b** Einpressen der Ringzacke; **c** Schneiden mit Gegenhalten durch den Gegenhalter; **d** Ende des Schneidvorgangs; **e** Blech abgestreift und Ausschnitt ausgeworfen. F_N Ringzackenkraft, F_G Gegenhalterkraft, F_{St} Schneidstempelkraft

Wesentlich ist die Wirkung der Ringzacken: Sie erzeugen im Scherbereich senkrecht zur Schnittrichtung Druckspannungen. Dadurch wird der Schnittflächenanteil der plastischen Scherverformung vergrößert und die Schnitteilgenauigkeit verbessert.
Wegen der zusätzlich zur Schneidkraft aufzubringenden Ringzacken- und Gegenhalterkraft ist zum Feinschneiden eine dreifachwirkende Presse erforderlich.
Allgemein sind Aluminium und -legierungen, Kupfer, Messing mit einem Cu-Gehalt $\geqq 63\%$, unlegierte Stähle mit $C \leqq 1\%$, Einsatzstähle, niedriglegierte Vergütungsstähle sowie ferritische und austenitische nichtrostende Stähle feinschneidbar.

Konterschneiden. Hier wird mit zwei oder drei gegenläufigen Schneidstufen gearbeitet (**Bild 77**). In der ersten Stufe wird soweit angeschnitten, daß gerade noch kein Anriß auftritt. Durch den zweiten, gegenläufigen Teilvorgang, erzielt man auch auf der anderen Seite des Werkstücks einen Kanteneinzug. Gegebenenfalls wird auch in diesem zweiten Vorgang nur angeschnitten und erst in der dritten Stufe durchgeschnitten. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, daß sowohl am Außen- als auch am Innenteil gratfreie Schnittflächen entstehen und beide Teile Verwendung finden können. Allerdings ist hierzu grundsätzlich entweder ein Gesamt- oder ein Folgeschneidwerkzeug notwendig.

Stauchschneiden. Mit dem Stauchschneiden ist es möglich, glatte und gratfreie Schnittflächen zu erzielen. Zunächst erfolgt gemäß **Bild 78** ein kombiniertes Stauchen und Scheren durch den Stauch- und den Schneidstempel. Die Restblechdicke wird anschließend durch den eigentlichen Schneidstempel getrennt und schließlich das geschnittene Werkstück mit dem Auswerfer ausgestoßen. Das Verfahren eignet sich auch zum Trennen von Schichtpreßstoffen aus Phenol- oder Epoxidharz sowie für Kunststoffe, die mit Glasfasern verstärkt sind.

Strahlschneiden. Bei den Strahlschneidverfahren wird durch Einwirkung eines zu einem Strahl gebündelten Wirkmediums bzw. einer strahlförmig zur Verfügung gestellten Wirkenergie der Werkstoff entlang einer zu bearbeitenden Werkstückkontur abgetragen. Die Verfahren mit *Wirkmedium* arbeiten mit einem massebehafteten Strahl als „Werkzeug“ (*Plasmastrahlschneiden* und *Wasserstrahlschneiden*, **Bild 79**), die Verfahren mit *Wirkenergie* dagegen mit einem quasi masselosen Strahl (*Lasertrennen* s. **S 4.4.3**).

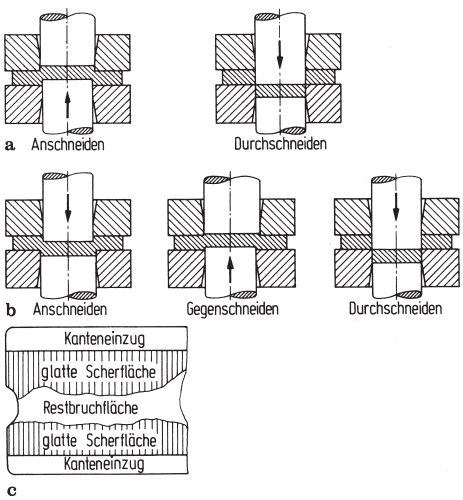


Bild 77a–c. Konterschneiden [55]. **a** Zweistufig; **b** dreistufig; **c** Schnittfläche

S

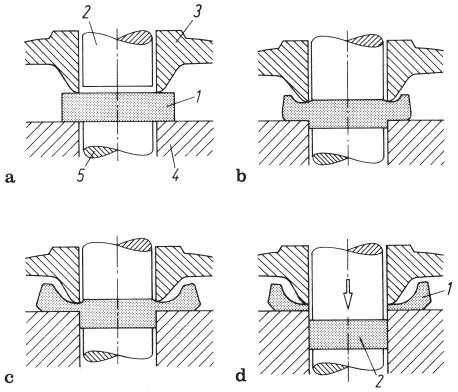


Bild 78 a–d. Stauchschneiden [55]. **a** Aufsetzen der Stempel: *1* Blech, *2* Schneidstempel, *3* Stauchstempel, *4* Schneidplatte, *5* Auswerfer; **b** Stauchschneiden; **c** Ende des Stauchschneidens; **d** Ausschneiden: *1* Abfall, *2* Ausschnitt (Werkstück)

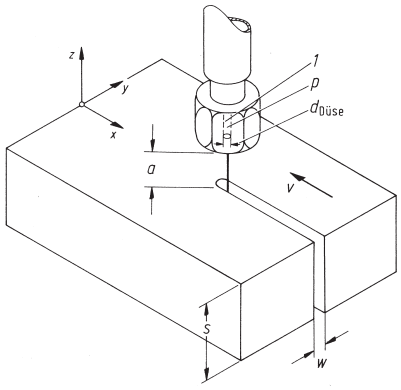


Bild 79. Hochdruck-Wasserstrahlschneiden, *1* Schneiddüse, *p* Pumpendruck, $d_{Düse}$ Düsendurchmesser, *a* Abstand Düse – Werkstück, *s* Werkstückdicke, *w* Schnittfugenbreite, *v* Vorschubgeschwindigkeit (vgl. [55])

5 Sonderverfahren
Special technologies

5.1 Gewindefertigung. Thread production

G. Spur und **E. Uhlmann**, Berlin

5.1.1 Gewindedrehen. Single point thread turning

Gewindedrehen ist ein Schraubdrehen zur Erzeugung eines Gewindes mit einem einprofiligen Meißel. Es können Außen- und Innengewinde gefertigt werden. Bei Anwendung von Universaldrehmaschinen erfolgt der Vorschubantrieb über eine Leitspindel

$$n_w P_w = n_L P_L .$$

Hierin sind: n_w Drehzahl des Werkstücks, P_w Gewindesteigung des Werkstücks, n_L Drehzahl der Leitspindel, P_L Steigung der Leitspindel.

Konventionell gesteuerte Drehautomaten sind zur Einleitung der Vorschubbewegung mit Leitvorrichtungen (Vorschubkurven, Leitpatronen) ausgestattet. Bei numerisch gesteuerten Drehmaschinen ist der Vorschubantrieb vom Hauptantrieb getrennt. Die Vorschubbewegung erfolgt rechnergesteuert unter Verwendung einer Kugelumlaufspindel. Da das Gewinde in mehreren Schritten gefertigt wird, muß das Werkzeug mehrmals an gleicher Stelle des Werkstückumfangs zugestellt werden. Die Winkellage der Hauptspindel wird hierfür an konventionell gesteuerten Werkzeugmaschinen mit mechanischen Vorrichtungen und an numerisch gesteuerten mit digitalen Gebern erfaßt.

Die *Gewindedrehmeißel* entsprechen dem *Gewindeprofil* . Es gibt *Schaftprofilmeißel, Rundprofilmeißel* und *hinterdrehte Rundprofilmeißel* (**Bild 1**). Der Werkzeug-Seitenspanwinkel beträgt i. allg. $\gamma_f = 0°$, die Spanfläche wird auf die Mitte des Werkstücks eingestellt. Um den erforderlichen Werkzeug-Seitenfreiwinkel von $\alpha_f = 6 \ldots 8°$ beim Rundprofilmeißel zu erhalten, liegt die Werkzeugmitte um ein bestimmtes Maß *h* über der Werkstückmitte (**Bild 1 b**). Der Rundprofilmeißel muß an dieser Stelle das gewünschte Gewindeprofil aufweisen. Beim hinterdrehten Rundprofilmeißel wird der erforderliche Werkzeug-Seitenfreiwinkel durch die Hinterdrehung

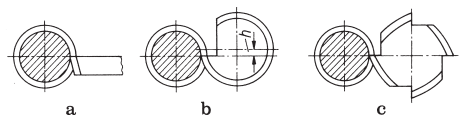


Bild 1 a–c. Einprofilige Gewindedrehwerkzeuge. **a** Schaftprofilmeißel; **b** Rundprofilmeißel; **c** hinterdrehter Rundprofilmeißel

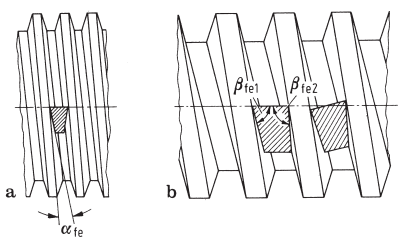


Bild 2 a, b. Ausbildung des Schaftprofilmeißels bei unterschiedlichen Gewindesteigungen. **a** Bei kleinen Gewindesteigungen; **b** bei großen Gewindesteigungen

erzeugt (**Bild 1 c**). Der Nachschliff erfolgt an der Spanfläche, wobei diese radial zur Werkzeugachse liegt.

Der Wirk-Seitenfreiwinkel beträgt $\alpha_{fe} = 3 \ldots 5°$ (**Bild 2**). Er ist von der Steigung des Gewindes abhängig. Für kleinere Steigungen genügt ein symmetrischer Anschliff (**Bild 2 a**). Bei größeren Steigungen muß der Schaftprofilmeißel unterschiedlich angeschliffen sein (**Bild 2 b**). Dadurch ergeben sich unterschiedliche Wirk-Seitenkeilwinkel β_{fe1} und β_{fe2}, die zu ungünstigen Schnittbedingungen führen können. Um dieses zu umgehen, wird der Schaftprofilmeißel schräg gestellt (**Bild 2 b**). Es ergeben sich aber Profilverzerrungen, die durch entsprechende Profilierung des Schaftprofilmeißels ausgeglichen werden müssen. Zur Fertigung genauer Gewinde dienen zwei Meißel, die jeweils eine Flanke bearbeiten.

5.1.2 Gewindestrehlen. Thread chasing

Dabei handelt es sich um ein Schraubdrehen zur Erzeugung eines Gewindes mit einem Werkzeug, das in Vorschubrich-

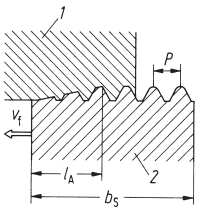


Bild 3. Gewindestrehler. l_A Anschnittlänge; v_f Vorschubgeschwindigkeit, b_s Strehlerbreite, *P* Steigung, *1* Werkstück, *2* Strehler

tung mehrere Profilschneiden besitzt. An der Einlaufseite weist der *Strehler* meist einen Anschnitt auf (**Bild 3**). Der Strehler kann in radialer oder tangentialer Richtung angestellt werden. Häufige Anwendung findet das Strehlen auf Revolverdrehmaschinen und Drehautomaten unter Verwendung einer Leiteinrichtung. Hierbei wird der Strehler von einer Leitpatrone oder einer Strehlkurve geführt. Es können ein- und mehrgängige Innen- und Außengewinde gestrehlt werden. Über Wechselradgetriebe lassen sich mehrere Gewindesteigungen mit der gleichen Strehlkurve drehen [1].

5.1.3 Gewindeschneiden. Thread cutting with dies

Es ist ein Schraubdrehen zur Erzeugung eines Gewindes mit einem Werkzeug, das *mehrere* Strehlerbacken besitzt. *Schneideisen* und *Schneidkluppen* werden i. allg. zum Schneiden von Hand und bei Gewinden mit geringen Genauigkeitsanforderungen verwendet. Das Schneideisen (**Bild 4**) kann geschlitzt oder geschlossen sein. Die Schneidkluppe besitzt meist vier radial oder tangential angeordnete Backen. Diese sind für unterschiedliche Gewindedurchmesser und Steigungen verstell- und auswechselbar und nach dem Schneidvorgang zu öffnen, so daß ein Zurückdrehen wie beim Schneideisen entfällt.
Für die Serienfertigung werden selbstöffnende Gewindeschneidköpfe mit radial oder tangential verstellbaren Backen verwendet. Fährt der Schneidkopf gegen einen die Gewindelänge begrenzenden Anschlag, so öffnen sich die Backen selbsttätig.

5.1.4 Gewindebohren. Tapping

Dieses ist Schraubbohren mit einem Gewindebohrer zur Erzeugung eines Innengewindes.
Die geometrische Schneidenform eines Gewindebohrers ist in **Bild 5** dargestellt. Um die Reibarbeit herabzusetzen, werden Gewindebohrer hinterschliffen. Der Rückfreiwinkel (Hinterschliffwinkel) beträgt $\alpha_p = 1 \ldots 5°$, der Rückspanwinkel für Grauguß $\gamma_p = 0 \ldots 3°$, für Stahl $\gamma_p = 3 \ldots 15°$, für Aluminiumlegierungen $\gamma_p = 12 \ldots 25°$.

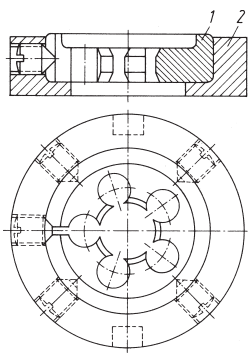


Bild 4. Gewindeschneideisen im Halter. *1* Gewindeschneideisen, *2* Halter

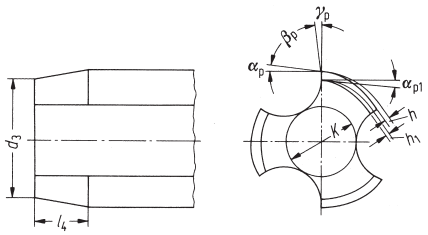


Bild 5. Schneidenform eines Gewindebohrers. α_p Rückfreiwinkel (Flankenhinterschliffwinkel), α_{p1} Rückfreiwinkel am Anschnitt, β_p Rückkeilwinkel, γ_p Rückspanwinkel, *h* Hinterschliff, h_1 Hinterschliff am Anschnitt, d_3 Anschnittdurchmesser, l_4 Anschnittlänge, *K* Kerndurchmesser

Der Anschnitt übernimmt den Hauptteil der Zerspanung, während der übrige Teil weitgehend der Führung dient und sich leicht (1: 1000) verjüngt.
Es werden Hand- und Maschinengewindebohrer verwendet. Handgewindebohrer bestehen aus einem Satz mehrerer Bohrer. Die Auswahl erfolgt je nach zu zerspanendem Werkstoff. Üblicherweise werden Sätze aus drei Gewindebohrern verwendet. Die Zerspanarbeit verteilt sich auf die einzelnen Satzgewindebohrer etwa wie folgt: Vorschneider 50 %, Mittelschneider 30 % und Fertigschneider 20 %. Maschinengewindebohrer werden meist als Einschnittgewindebohrer verwendet. Schlechte Spanabfuhr und dadurch verursachte Werkzeugbruchgefahr sowie ungünstige Reibungsverhältnisse bedingen auch beim maschinellen Gewindebohren niedrige Schnittgeschwindigkeiten.

Bild 6 zeigt übliche Ausführungsformen von Maschinengewindebohrern. Für kurzspanende Werkstoffe wird vornehmlich der Gewindebohrer mit geraden Nuten verwendet. Durch den Schälanschnitt wird bei der Bearbeitung durchgehender Bohrungen eine bessere Spanabfuhr erreicht. Für das Gewindebohren in Blechen werden Gewindebohrer mit kurzen, nicht durchgehenden Nuten eingesetzt. Für eine gute Spanabfuhr bei der Bearbeitung von Grundbohrungen mit geringem Auslauf ist der mit stark verdrallten Nuten versehene Gewindebohrer (**Bild 6d**) vorteilhaft [2].

5.1.5 Gewindefräsen. Thread milling

Langgewindefräsen. Hierbei ist die herstellbare Gewindelänge unabhängig vom Werkzeug (**Bild 7**). Es werden scheibenförmige, hinterdrehte *Profilfräser* verwendet, deren Profil bei großen Steigungen korrigiert werden muß. Je nach Gewindesteigung wird die Fräserachse zur Werkstückachse geschwenkt. Liegt der Teilflankenwinkel unter 10 °, ergeben sich Profilverzerrungen durch das seitliche Freischneiden des Fräsers. Es kann im Gleichlauf oder Gegenlauf gefräst werden. Das Langgewindefräsen wird bei längeren Gewindespindeln angewendet. Die

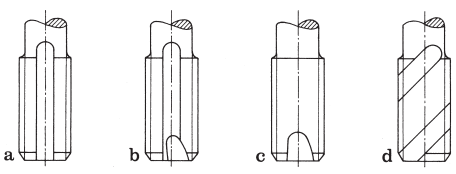


Bild 6a–d. Ausführungsformen für Gewindebohrer. Gewindebohrer mit: **a** geraden Nuten, **b** Schälanschnitt, **c** nicht durchgehenden Nuten, **d** verdrallten Nuten

S

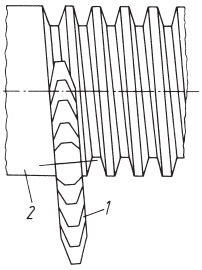


Bild 7. Langgewindefräsen. *1* Werkzeug, *2* Werkstück

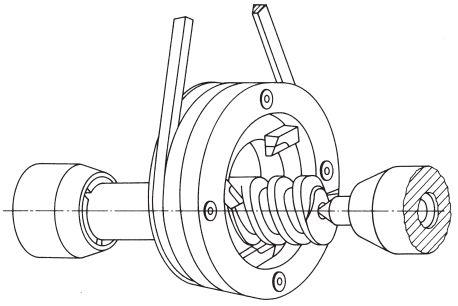


Bild 8. Prinzip des Gewindewirbelns

Schnittgeschwindigkeiten von hinterdrehten Profilfräsern aus Schnellarbeitsstahl liegen für Stahl je nach Zugfestigkeit bei $v_c = 4 \ldots 20\,\mathrm{m/min}$ [2].

Das *Gewindewirbeln* (Thread whirling) ist ein weiteres Verfahren des Langgewindefräsens. Das Prinzip des Gewindewirbelns – auch *Gewindeschälen*, Einzahn- oder Schlagzahnfräsen genannt – geht aus **Bild 8** hervor. Ein bis vier zum Drehmittelpunkt des Halters weisende Meißel umlaufen auf einem Flugkreis exzentrisch das Werkstück. Dabei ist der Wirbelkopf um den Steigungswinkel zum Werkstück geneigt. Die Anordnung der Werkzeuge kann radial oder tangential erfolgen. Derartige Gewindewirbeleinrichtungen können auch auf Zug- und Leitspindel-Drehmaschinen benutzt werden. Beim

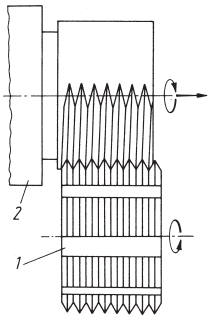


Bild 9. Kurzgewindefräsen. *1* Werkzeug, *2* Werkstück

Gewindewirbeln mit Hartmetall liegt für Stahl, je nach Zugfestigkeit, die Schnittgeschwindigkeit im Bereich von $v_c = 100 \ldots 125\,\mathrm{m/min}$ [3]. Die Werkstückumfangsgeschwindigkeiten liegen zwischen 0,5 und 4 m/min. Das Gewindewirbeln kann im Gegenlauf oder Gleichlauf erfolgen. Der einzustellende Flugkreisdurchmesser soll bei Innengewinden 2 bis 5 mm kleiner als der Kerndurchmesser gewählt werden. Bei Innengewinden und Außengewinden mit geringen Gewindetiefen wird nur mit einem Werkzeug gearbeitet.

Kurzgewindefräsen. Bei diesem werden walzenförmige Gewindefräser eingesetzt (**Bild 9**). Sie besitzen nebeneinanderliegende Gewindeprofile ohne Steigung, deren Abstand der Gewindesteigung entspricht. Mit einem Werkzeug können nur Gewinde gleicher Steigung, aber auf unterschiedlichem Durchmesser gefertigt werden. Während etwa $^1/_6$ *Umdrehung* des Werkstücks wird der Fräser auf die erforderliche Gewindetiefe radial zugestellt und während einer weiteren Werkstückumdrehung axial verschoben.

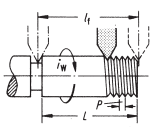
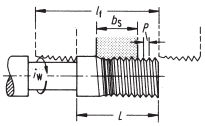
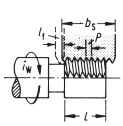
Mehrgängige Gewinde mit großen Profilen, beispielsweise Schnecken, können wirtschaftlich durch Wälzfräsen gefertigt werden. Das Werkzeug wälzt sich auf einer zur Drehachse parallelen Linie am Umfang des Werkstücks ab.

5.1.6 Gewindeschleifen. Thread grinding

Die drei wichtigsten Gewindeschleifverfahren sind in **Tab. 1** dargestellt.

S

Tabelle 1. Arbeitsverfahren und -genauigkeiten beim Gewindeschleifen [4]

	Längsschraubschleifen mit einprofiliger Schleifscheibe	Längsschraubschleifen mit mehrprofiliger Schleifscheibe	Querschraubschleifen mit mehrprofiliger Schleifscheibe
			
Vorschubweg l_f	$l_f > L$	$l_f > L + b_S$	$l_f > P$
Werkstückumdrehungen i_W	$i_W = l_f / P$	$i_W = l_f / P$	$i_W > 1$
Schleifscheibenbreite b_S	—	—	$b_S > L + P$
Genauigkeiten: Flankendurchmesser	± 2 µm	Schlichten ± 4 … 5 µm Schruppen ± 10 … 15 µm	± 10 … 20 µm
Teilflankenwinkel	± 5′	± 5′ … 10′	± 10′
Steigung auf 25 mm Länge	± 2 … 3 µm	± 5 µm	± 5 µm (25 mm Scheibenbreite)
Steigung auf 300 mm Länge	± 5 µm	± 10 µm	

Längsschraubschleifen. Mit *einprofiliger* Schleifscheibe werden die Gewindegänge nacheinander geschliffen. Dabei wird die Schleifscheibe entsprechend der Gewindesteigung zur Werkstückachse geneigt. Es können alle vorkommenden Steigungen geschliffen werden. Die geringen Zerspankraftkomponenten begünstigen die hohe erreichbare Genauigkeit bei jedoch relativ langer Schleifzeit.

Beim *mehrprofiligen* Längsschraubschleifen befinden sich entsprechend der Gewindesteigung mehrere Gewindeprofile nebeneinander auf der Schleifscheibe. Im Anschnitt sind diese Profile abgestuft. Der Vorschubweg ergibt sich aus der Gewindelänge und der Schleifscheibenbreite. Gewinde mit Bund können nicht gefertigt werden. Der Steigungsbereich beträgt $P = 0{,}8 \ldots 4\,\text{mm}$.

Querschraubschleifen. Beim mehrprofiligen Querschraubschleifen wird während einer $^1/_4$ Umdrehung des Werkstücks die Schleifscheibe auf volle Gewindetiefe vorgeschoben. Während einer weiteren Umdrehung wird bei gleichzeitiger axialer Verschiebung um den entsprechenden Steigungsbetrag das Gewinde fertiggeschliffen. Die Zerspankraftkomponenten sind relativ groß. Es können nur Gewindelängen bis etwa 40 mm geschliffen werden. Der Steigungsbereich beträgt $P = 0{,}8$ bis 4 mm. Für das mehrprofilige Querschraubschleifen ergeben sich die kürzesten Schleifzeiten.

Das *spitzenlose Gewindeschleifen* kann im Durchlaufverfahren oder im Querschleifverfahren erfolgen. Die profilierte Schleifscheibe wird entsprechend dem Steigungswinkel des Flankendurchmessers geschwenkt.

Die Schleifscheiben müssen am Umfang durch Abrichten mit dem gewünschten Gewindeprofil versehen werden. Einprofilige konventionelle Schleifscheiben werden durch Diamantabrichter mit Einzelkorn, mehrprofilige Schleifscheiben mit Profilrollen aus gehärtetem Werkzeugstahl oder mit umlaufenden Diamantprofilrollen abgerichtet.

5.1.7 Gewindeerodieren

Electrical Discharge Machining of threads

Gewindeerodieren wird bei schwer zerspanbaren Werkstoffen meist für die Herstellung von Innengewinden eingesetzt. Die Werkzeugelektrode, bestehend aus Messing, Kupfer oder Stahl, besitzt das Gewindeprofil und schraubt sich in das meist mit einer Kernbohrung vorbearbeitete Werkstück.

5.1.8 Gewindewalzen. Thread rolling

Beim Gewindewalzen mit Flachwerkzeugen (**Bild 10a**) besitzt das Backenpaar das Gewindegegenprofil mit dem Steigungswinkel des Gewindes, wobei eine Backe fest und die andere beweglich angeordnet ist. Das Werkstück wird unter Einwirkung von Reibungskräften abgerollt, so daß am ganzen Umfang das Gewinde entsteht. Die Walzbacken besitzen einen angeschrägten Ein- und Auslauf sowie einen geraden Kalibrierteil.

Das Gewindewalzen mit Rundwerkzeugen (**Bild 10b–d**) kann im Einstech- oder Durchlaufverfahren erfolgen. Es können Kurz- oder Langgewinde auch bis an den Bund gewalzt werden. Beim Einstechverfahren besitzen die Rollen das entsprechende Gewindeprofil mit dem gleichen Steigungswinkel, aber entgegengesetzter Drallrichtung. Das Werkstück wird entweder mit einem Lineal gehalten (spitzenlos) oder zwischen Spitzen gespannt. Abgesehen von leichten Ausgleichsbewegungen bleibt das Werkstück beim Walzvorgang axial ruhig. Da das Verhältnis Rollen- zu Werkstückdurchmesser und die Gangzahl genau aufeinander abgestimmt sein müssen, kann ein Rollenpaar nur für ein ganz bestimmtes Gewinde eingesetzt werden. Beim Durchlaufverfahren weisen die Rollen nebeneinanderliegende, steigungslose Gewindeprofile auf. Sie werden um den erforderlichen Steigungswinkel um ihre horizontale Längsachse geschwenkt. Dadurch wird bei einer Umdrehung der axiale Vorschub des Werkstücks um den Steigungsbetrag erzeugt. Die Rollen können im beschränkten Maße auch für verschiedene Werkstückdurchmesser eingesetzt werden. Bei diesem Verfahren ergibt sich aber im Vergleich zum Einstechverfahren eine geringere Steigungsgenauigkeit.

Selbstöffnende Gewinderollköpfe besitzen meist drei Rollen. Sie werden axial an das Werkstück herangeführt und ziehen sich durch die Schrägstellung der Rollen selbsttätig auf das Werkstück. Wird die vorgesehene Gewindelänge erreicht, öffnet sich der Rollenkopf selbsttätig und kann zurückgezogen werden.

5.1.9 Gewindefurchen. Thread forming

Gewindefurchen ist Eindrücken eines Gewindes in ein Werkstück mit einem Werkzeug mit schraubenförmiger Wirkfläche. Das Verfahren (**Bild 11**) ähnelt kinematisch dem Gewindebohren. Das Werkzeug besitzt aber keine Spannuten und hat im Querschnitt die Form eines abgerundeten Polygons mit drei oder mehr Formstegen. Die aufzubringenden Drehmomente liegen wesentlich höher als beim Gewindebohren und sind u. a. vom Furchlochdurchmesser und dem angewandten Kühlschmierstoff stark abhängig [6]. Zwecks besserer Kühlschmierstoffzufuhr können die Werkzeuge mit Schmiernuten versehen werden.

5.1.10 Gewindedrücken. Thread pressing

Gewindedrücken (**Bild 12**) wird meist zur Herstellung von Rundgewinden in dünneren Blechen angewendet. Das Gewinde wird dabei durch zwei profilierte Walzen in das Werkstück gedrückt.

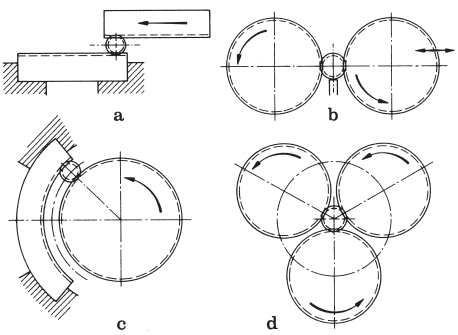


Bild 10a–d. Gewindewalzverfahren [5] (Erläuterungen im Text)

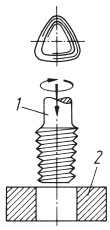


Bild 11

Bild 11. Gewindefurchen. *1* Gewindefurcher, *2* Werkstück

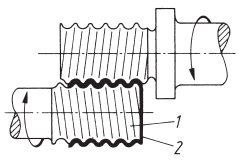


Bild 12

Bild 12. Gewindedrücken. *1* Drückwalze, *2* Werkstück

5.2 Verzahnen. Gear cutting

M. Weck, **J. Hemmelmann** und **B. Kempa**, Aachen

5.2.1 Verzahnen von Stirnrädern
Cutting of cylindrical gears

Grundlagen

Bild 13 zeigt eine Zusammenstellung der Verfahren zur Zahnradherstellung. Zum Vorverzahnen werden hauptsächlich eingesetzt: Wälzfräsen, Wälzstoßen und Räumen. Für große Verzahnungen: Wälzhobeln. Als Feinbearbeitungsverfahren vor der Wärmebehandlung wird das Schaben eingesetzt. Feinbearbeitungsverfahren nach Wärmebehandlung: Wälzschleifen, Formschleifen, Honen, Schälwälzfräsen. Die Verfahren werden unterteilt in Formverfahren und Wälzverfahren (**Bild 14**).

Formverfahren. Werkzeuge haben Profil der Zahnlücke. Die Zahnlücken werden einzeln gefertigt (*Scheiben-* oder *Fingerfräser, Stoßstahl, Schleifscheibe*), komplett (*Räumnadel*) oder kontinuierlich (*Globoidschleifschnecke*) gefertigt. Zur Bearbeitung der nächsten Zahnlücke wird Werkrad beim Einzelteilverfahren um Zahnteilung weitergedreht. Für jede Werkradauslegung (Zähnezahl, Modul, Eingriffswinkel, Schrägungswinkel, Profilverschiebung, Zahnkorrektur) ist

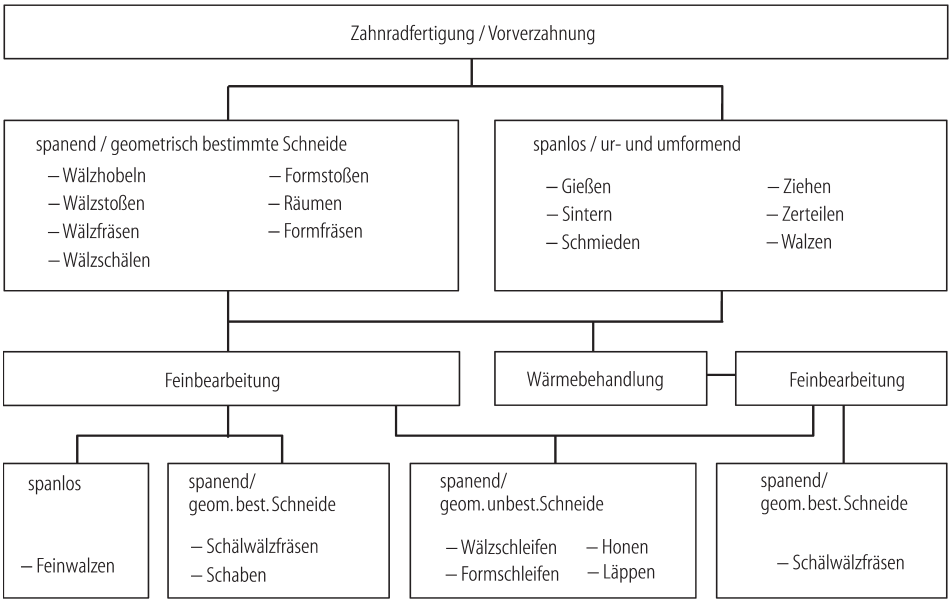


Bild 13. Verfahren zur Zahnradherstellung

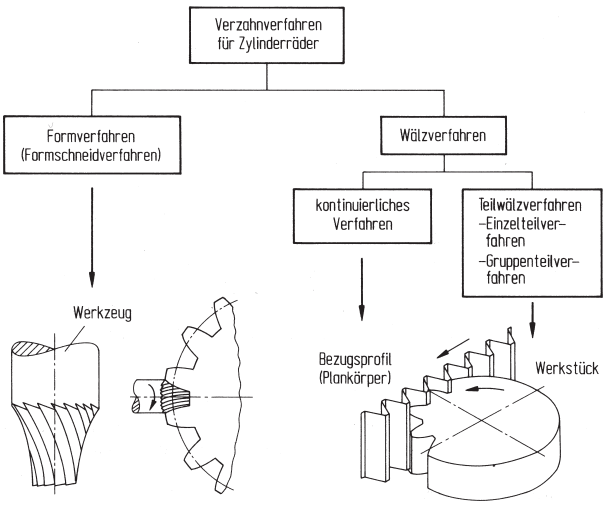


Bild 14. Verfahren zur Herstellung von Zylinderrädern

entsprechendes Werkzeugprofil erforderlich (s. **G 8.1**). Werkzeugprofilierung für Schrägverzahnungen ist kompliziert, da Kontaktlinie zwischen Werkrad und Werkzeug Raumkurve ist, die sich nicht auf einfache Weise vom Werkrad-Stirnschnittprofil ableiten läßt (auch Abhängigkeit vom Werkzeugdurchmesser). Schleifscheibenprofil muß mit Rechner ermittelt werden.

Wälzverfahren. Zwischen Werkrad und Werkzeug wird während der Bearbeitung durch kinematische Kopplung (elektronischer Regelkreis, geschlossener Getriebezug) Wälzbewegung realisiert. Flankenform (Evolvente) entsteht als Einhüllende der geradflankigen Werkzeugschneide (**Bild 15**) (s. **G 8.1.7**). Die Evolventenform entsteht durch Wälzkopplung einer Linearbewegung (translatorische Wälzkomponente) mit der Werkstückdrehung (rotatorische Wälzkomponente). Werkzeuge sind dabei: *Wälzfräser, Hobelkamm, Teller-* und *Kegelschleifscheibe, Schleifschnecke* . Werkzeuge sind bei Evolventenprofil universeller einsetzbar als beim Formverfahren (keine Abhängigkeit von Zähnezahl, Schrägungswinkel, Profilverschiebung). Durch schneckenförmiges Werkzeug (*Wälzfräser, Schleifschnecke*) oder zahnradförmiges Werkzeug (*Schneidrad, Schälrad, Schabrad*) ist kontinuierliches Wälzen möglich. Mit *Hobelkamm, Teller-, Plan-* oder *Kegelschleifscheibe* werden eine oder mehrere Zahnlücken bearbeitet (Teil-Wälzverfahren). Nach Bearbeitung des Eingriffsbereichs Drehung um eine oder mehrere Zahnteilungen, und Wälzvorgang wird wiederholt (Reversieren).

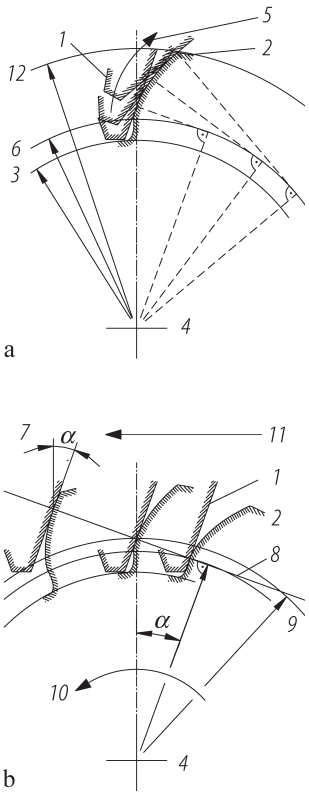


Bild 15 a, b. Erzeugung der evolventischen Zahnflanke. **a** Theoretisches Erzeugungsprofil; **b** Erzeugungsprinzip in der Maschine. *1* Werkzeugkontur, *2* Zahnprofil, *3* Fußkreis, *4* Zahnraddrehpunkt, *5* Wälzbewegung, *6* Grundkreis, *7* Profilwinkel, *8* Eingriffslinie, *9* Wälzkreis, *10* Rotationsanteil, *11* Translationsanteil, *12* Kopfkreis

Formfräsen

Anwendung. Werkräder mit großer Teilung oder großem Durchmesser. Werkräder mit Profilen, die nicht wälzbar sind. Werkräder mit großen Verzahnungstoleranzen. Zur Vorbearbeitung. In Einzelfertigung (Geradverzahnungen können auf gewöhnlichen Universalfräsmaschinen mit Teilkopf gefertigt werden).

Maschine. Werkzeugmotor treibt Formfräser direkt an. Genaue Teileinrichtungen erforderlich. Für Schrägverzahnungen wird von der Werkzeug-Vorschubbewegung die Werkrad-Drehbewegung abgeleitet. (Erzeugung einer Schraubbewegung im werkradfesten Koordinatensystem.) Schraubbewegung ist abhängig vom Werkrad-Schrägungswinkel.

Werkzeug. *Finger-* oder *Scheibenfräser* (auch mit Hartmetall-Messern bestückt). Bei Werkzeugprofilierung wird Schleifscheibe durch Schablone, mechanisches Kurvengetriebe oder numerische Steuerung geführt. Hohe Zerspanungsleistung, da Werkzeug auf ganzer Profillänge schneidet.

Wälzhobeln

Grundlagen. Oszillierender Hobelkamm wälzt mit dem Werkrad (**Bild 16**). Schnittbewegung durch Hubbewegung des Hobelkamms. Vorschubbewegung durch radiales Eintauchen oder durch tangentiales Einlaufen des Hobelkamms und durch Wälzbewegung des Werkrads. Beim Rückhub findet Abhebebewegung des Hobelkamms statt. Wälzvorschub erfolgt zyklisch im oberen Leerhubbereich des Werkzeugs. Es kann jeweils nur eine Gruppe von Zähnen bearbeitet werden. Der Hobelkamm wird dann zurückgeführt und das Werkrad um die entsprechende Zähnezahl weitergeteilt (Gruppen-Teilwälzverfahren).

Anwendung. Vor- und Fertigverzahnen von Gerad- und Schrägverzahnungen großer Abmessung, hoher Werkstoffestigkeit, großer Zahnbreite.

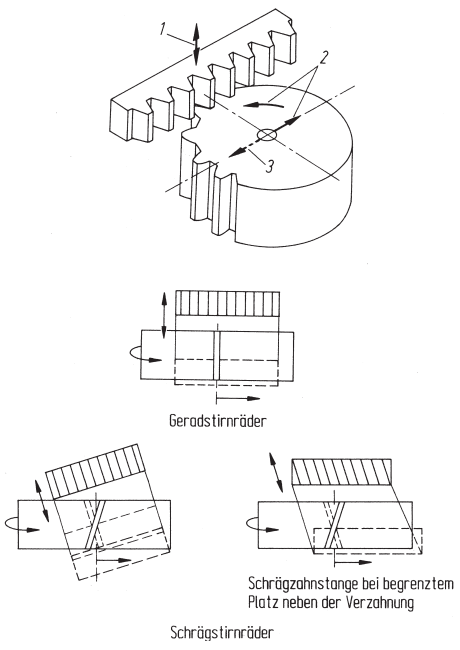


Bild 16. Prinzip des Wälzhobelns. *1* Schnittbewegung, *2* Vorschubbewegung, *3* Reversierbewegung

S

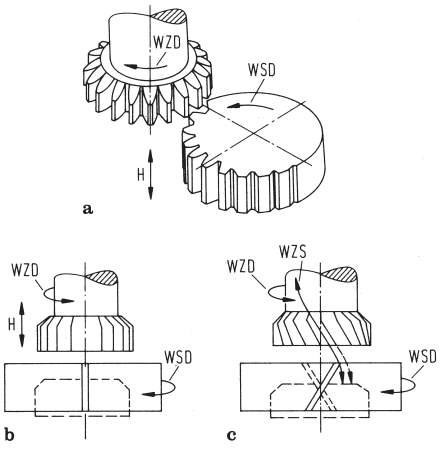


Bild 17a–c. Prinzip des Wälzstoßens. Schneidrad mit geradverzahntem Werkrad im Eingriff, H Werkzeughub, WZD Werkzeugdrehung, WSD Werkstückdrehung, WZS Werkzeugschraubbewegung beim Herstellen von Schrägverzahnungen. **a** Prinzip; **b** Geradstirnräder; **c** Schrägstirnräder

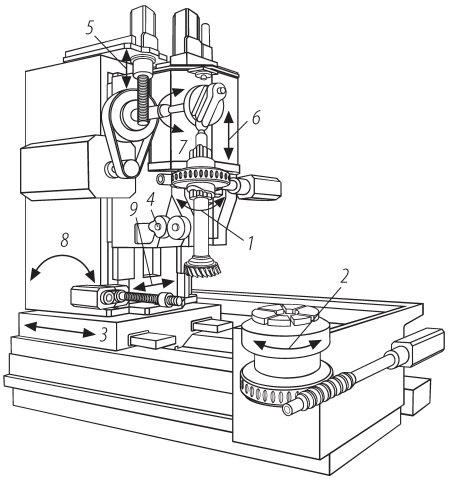


Bild 18. Maschinenkonzept einer Wälzstoßmaschine (Lorenz). *1* Werkzeugdrehung, *2* Werkstückdrehung, *3* Radialzustellung, *4* Abhebenocken, *5* Hublageverstellung, *6* Hubbewegung, *7* Hubantrieb, *8* Konuswinkeleinstellung, *9* Ständerseitenverschiebung

Maschine. Hobelkamm ist auf einem in Schrägungsrichtung der Verzahnung schwenkbaren Schlitten angebracht. Wälzbewegung erfolgt über Wälzschlitten und Rundtisch. Wälzvorschub wird vom Stößelhubmotor über Wälzvorschubkurbel und Wälzgetriebe zum Wälzschlitten und Rundtisch geleitet. Bei kleineren Maschinen wird Werkzeughub durch Kurbeltrieb realisiert.

Werkzeug. Für Evolventenverzahnung hinterarbeitete, geradflankige Zahnstange, Spanwinkelanpassung durch Hohlschliff der Spanfläche. Kostengünstig und einfach mit Flachschleifmaschine herzustellen. Gutes Verschleißverhalten, einfacher Werkzeugwechsel.

Wälzstoßen

Grundlagen. Drehung des zahnradförmigen Werkzeugs (Schneidrad) wird durch kinematische Kopplung der Drehung des Werkrads so angepaßt, als würden beide Elemente wie Zahnräder im Zylinderradgetriebe wälzen (**Bild 17**). Schnittbewegung durch Hubbewegung des Schneidrads. Vorschubbewegung durch radiale Zustellung bis auf Tauchtiefe und durch Wälzbewegung (Wälzgeschwindigkeit in Relation zur Hubzahl).
Beim Rückhub des Schneidrads muß zur Vermeidung von Kollision zwischen kontinuierlich wälzendem Schneidrad und Werkrad Abhebebewegung stattfinden (Werkradflanke ist noch nicht voll profiliert, daher nicht wälzfähig, kontinuierliche radiale Zustellung während Hubbewegung). Abheberichtung kann in Bezug auf Werkradflanke durch tangentiales Versetzen der Schneidrad-Werkradachsen bestimmt werden. Bei Schrägverzahnungen muß der Hubbewegung eine Schraubbewegung entsprechend des Schrägungswinkels überlagert werden.

Anwendung. Vor- und Fertigverzahnen von Innenverzahnungen, Verzahnungen mit zu kleinem axialen Werkzeugüberlaufweg für Wälzfräsen (Bund nach der Verzahnung, Stufenräder), kurze Verzahnungen.

Maschine (Bild 18). *NC-gesteuerter Antrieb:* Jede Achse hat einen eigenen Antrieb. Die Wälzkopplung erfolgt elektronisch in der Steuerung. Abhebenocken-Antrieb ist elektronisch mit oszillierender Hubbewegung gekoppelt, welche durch einstellbaren Exzenter erzeugt wird. Schraubbewegung wird mechanisch über eine Schrägführungsbuchse realisiert. Sowohl bei NC-gesteuertem als auch bei mechanischem Antrieb muß die Schrägführungsbuchse an den Werkstückschrägungswinkel angepaßt werden.

Mechanischer Antrieb: Wälzantrieb treibt Werkzeug- und Werkrad an. Die kinematische Zuordnung des Wälzvorschubes von Schneidrad und Werkrad erfolgt über Tischwechselräder. Ein separater Hubantrieb erzeugt über Exzenter oszillierende Stößelbewegung. Abhebebewegung wird an den Hubantrieb gekoppelt über Abhebenocken gesteuert.

Werkzeug. Schneidrad aus HSS, Beschichtung aus TiN, Ti(C, N) oder Ti(Al, N). Schneidradschrägungswinkel abhängig vom Werkradschrägungswinkel. Bei Schrägverzahnungen wird Spanfläche häufig so geschliffen, daß sie senkrecht auf Schrägungsrichtung steht (Treppenschliff). Freiflächenhinterarbeitung der Schneidradzähne so, daß Schneidrad in jedem Stirnschnitt (d. h. nach jedem Nachschliff der Spanfläche) gewünschtes Werkradprofil erzeugen kann.

Wälzfräsen

Grundlagen. Drehung des Werkrads wird durch kinematische Kopplung der Drehung des schneckenförmigen Werkzeugs (Wälzfräser) so angepaßt, als würden beide Elemente wie Getriebeschnecke mit Schneckenrad wälzen. Durch zusätzliche Überlagerung einer Vorschubbewegung (axial, radial, radial-axial, tangential oder axial-tangential zum Werkradzylinder) zerspant Wälzfräser Werkstoff der Zahnlücken. **Bild 19** zeigt den Eingriff des Wälzfräsers im Werkrad. Wälzbewegung entsteht durch Überlagerung der Werkraddrehbewegung mit ideeller Tangentialbewegung der Fräserzähne (bei einer Fräserumdrehung kommen nacheinander tangential versetzte Fräserzähne des Schneckengangs zum Eingriff). Werkradprofil setzt sich polygonartig aus Hüllschnitten zusammen.

Axialverfahren. Fräservorschubrichtung axial zum Werkradzylinder. Am häufigsten angewendetes Verzahnverfahren für Zylinderräder auf Wälzfräsmaschine.

Diagonalverfahren. Fräservorschubrichtung zugleich axial und tangential zum Werkradzylinder. Anwendung für Zylin-

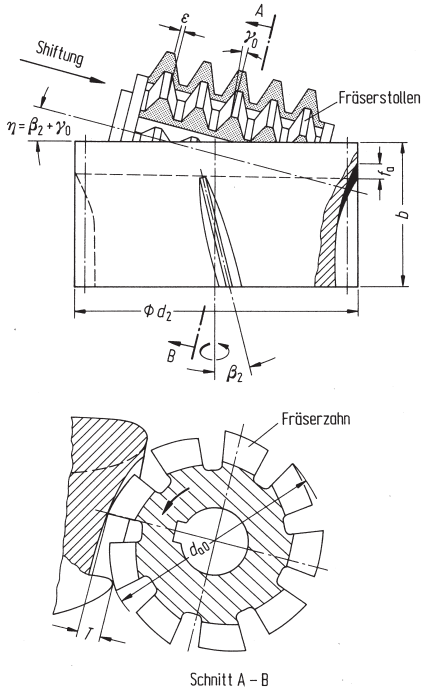


Bild 19. Bezeichnungen an der Paarung Fräser-Werkstück. Rad: d_2 Raddurchmesser, z_2 Zähnezahl, β_2 Schrägungswinkel, b Radbreite. Fräser: d_{a0} Fräserdurchmesser, z_0 Gangzahl, γ_0 Steigungswinkel, ε Axialteilung, i Stollenzahl. Bearbeitung: η Schwenkwinkel $\eta = \beta_2 \pm \gamma_0$, f_a Axialvorschub, T Tauchtiefe

derräder. Tangentialbewegung des Fräsers muß durch gleich große Zusatzdrehung des Werkrads ausgeglichen werden (analog: Zahnstange wälzt mit Werkrad).

Tangentialverfahren. Fräservorschubrichtung tangential zum Werkradzylinder. Anwendung für Schneckenräder. Kinematik wie beim Diagonalverfahren (kein Axialvorschub).

Radialverfahren. Fräservorschubrichtung radial zum Werkradzylinder. Anwendung für Schneckenradverzahnen, Verzahnen von sehr schmalen Rädern.

Anwendung. Vorverzahnungen von Automobilgetrieberädern in Serienfertigung. Vor- und Fertigverzahnen von weichen, vergüteten und gehärteten (mit Hartmetall-Schälwälzfräser) Großverzahnungen bis ca. 4000 mm Außendurchmesser, Vor- und Fertigverzahnen von Schneckenrädern und Sonderverzahnungen (Axialverdichter-Rotoren, Kerb- und Keilwellenverzahnungen, Kettenräder).

Maschine (Bild 20 und Bild 21). *NC-gesteuerter Antrieb:* Alle Achsen werden von eigenen Motoren angetrieben. Die kinematische Kopplung erfolgt über den Steuerungsrechner. **Bild 22** zeigt das Antriebsschema einer NC-gesteuerten Wälzfräsmaschine. Aus den Winkelinformationen des Fräserwinkel-Meßsystems sowie den Weginformationen des Axialantrieb- und des Shiftantrieb-Meßsystems wird im Rechner die Sollvorgabe für die Tischdrehung ermittelt. Verglichen mit den Informationen der Werkstückbewegung ergibt sich eine Differenz, die über den Tischantrieb ausgeregelt wird. Die Werkraddrehung des zu erzeugenden Zahnrads verhält sich zur Fräserdrehung wie die Fräsergangzahl zur Werkstückzähnezahl. Zum Herstellen von Schrägverzahnungen muß der Axialvorschub mit der Werkstückdrehung und der Fräserdrehung gekoppelt werden. Je nach Steigungsrichtung der Werkradverzahnung resultiert daraus eine vergrößerte oder verkleinerte Tischdrehzahl.

Mechanischer Antrieb: Alle Bewegungen werden von einem Hauptmotor abgeleitet. Über ein stufenloses Getriebe wird eine Variation der Wälzfräserdrehzahl (Schnittgeschwindigkeit) möglich. Die Fräserdrehung ist über Teilwechselradgetriebe mit der Werkraddrehung gekoppelt. Anpassung an Werkradzähnezahl und Fräsergangzahl durch Austausch der Wechselräder. Axialvorschub wird stufenlos einstellbar vom Tischantriebstrang abgenommen. Zum Herstellen von Schrägverzahnungen wird der Axialvorschub mit der Werkstückdrehung und der Fräserdrehung über ein Differentialgetriebe gekoppelt und als Zusatzdrehung der Tischdrehung überlagert.

Werkzeug. Für Evolventenverzahnungen ist Hüllfläche des Wälzfräsers geradflankige Evolventenschnecke, die quer zu

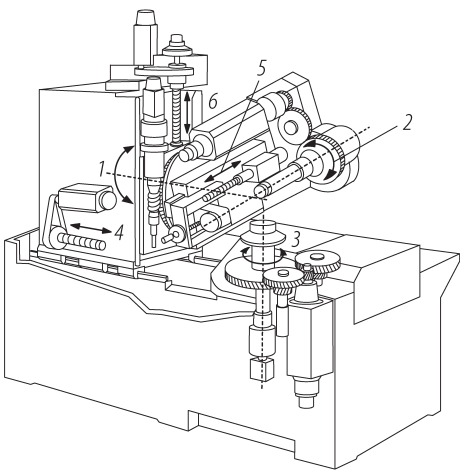


Bild 20. Maschinenkonzept einer Wälzfräsmaschine (Liebherr). *1* Werkzeugschwenkwinkel, *2* Fräskopfachse, *3* Werkstückspindelachse, *4* Radialzustellung, *5* Tangentialvorschub (Shiftachse), *6* Axialschlitten

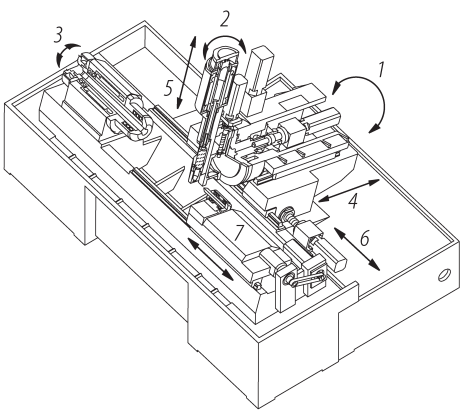


Bild 21. Maschinenkonzept einer Wälzfräsmaschine (Pfauter). *1* Werkzeugschwenkwinkel, *2* Fräskopfachse, *3* Werkstückspindelachse, *4* Radialzustellung, *5* Tangentialvorschub, *6* Axialschlitten, *7* Reitstockzustellung

S

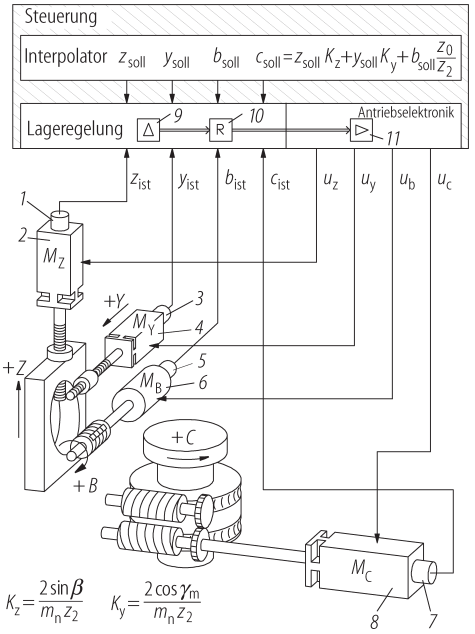


Bild 22. Elektronisches Wälzmodul einer NC-Wälzfräsmaschine (Pfauter). *1* Winkelmeßsystem *Z*, *2* Axialantrieb, *3* Winkelmeßsystem V, *4* Shiftantrieb, *5* Winkelmeßsystem *B*, *6* Fräserantrieb, *7* Winkelmeßsystem *C*, *8* Tischantrieb, *9* Differenzbildung, *10* Regler, *11* Verstärker, β Schrägungswinkel, γ_m Mittensteigungswinkel, m_n Normalmodul, z_0 Fräsergangzahl, z_2 Werkstückzähnezahl

Schneckengängen von Spannuten unterbrochen ist. Die Zähne sind so hinterarbeitet, daß an Zahnkopf und Zahnflanken Freiflächen entstehen, die Nachschleifen der Spanfläche unter konstantem Spanwinkel bei gleichbleibendem Zahnprofil gestatten (radiales Nachschleifen). Zahnprofile sind als Bezugsprofile (=Normalschnitt der Zahnstange) in DIN 3972 genormt.

Blockwälzfräser – aus einem Stück gefertigt, HSS oder HM mit Beschichtung aus TiN, Ti (C, N), Ti (Al, N).

Kippstollenwälzfräser – Schneidstollen werden in Hilfsvorrichtung wie Evolventenschnecke geschliffen, dann Kippen der Schneidstollen in Arbeitsstellung im Grundkörper, so daß Kopf- und Flankenfreiwinkel entstehen. Schneidstollen HSS oder HM; Grundkörper Werkzeugstahl.

Schneidenbelastung ist entlang des Eingriffsbereichs zwischen Fräser und Werkrad unterschiedlich, daher keine gleichmäßige Verschleißverteilung in Fräserlängsrichtung. Abhilfe: Schrittweise Tangentialverschiebung des Fräserarbeitsbereichs (Shifting), wenn Fräser nach Erreichen der zulässigen Verschleißmarkenbreite außer Eingriff ist oder kontinuierliches tangentiales Verschieben durch Diagonalverfahren.

Feinbearbeitung von Verzahnungen

Feinbearbeitung erfolgt in weichem Zustand (vor der Wärmebehandlung) durch *Schaben* und bei gehärteten Rädern durch *Schleifen, Schälwälzfräsen* oder *Schälwälzstoßen.* Hauptaufgabe der Feinbearbeitung ist die Beseitigung der geometrischen Abweichungen wie Hüllschnitt- und Vorschubmarkierungen (**Bild 23**) an den Werkrädern. Größere Bedeutung kommt vermehrt dem Anbringen von Zahnflankenkorrekturen zu. Wie **Bild 24** zeigt, läßt sich durch Zurücknehmen des

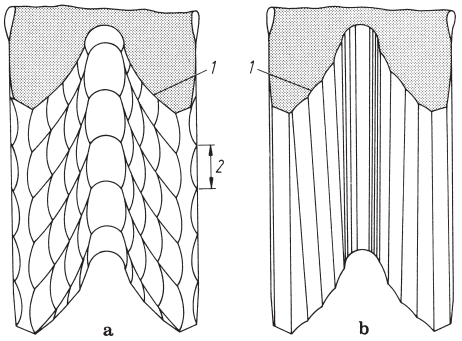


Bild 23a, b. Hüllschnittabweichungen der Vorverzahnung. **a** Wälzgefräste Zahnflanken; **b** wälzgestoßene Zahnflanken. *1* Hüllschnittabweichungen, *2* Axialvorschub

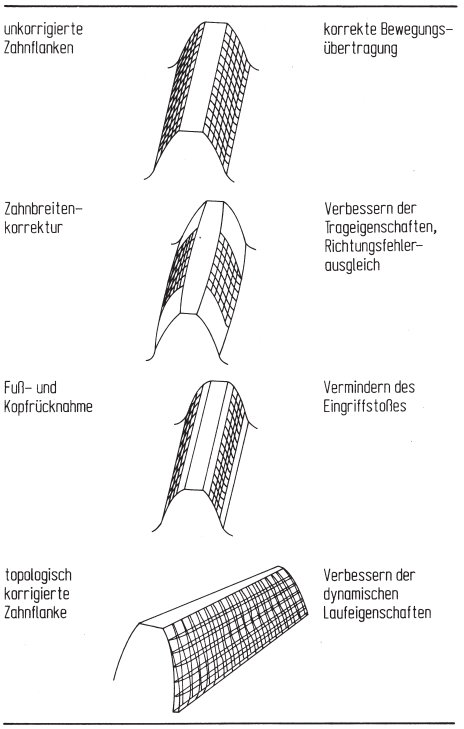


Bild 24. Korrektur der Zahnflankengeometrie

Kopfbereichs oder Korrekturen in Zahnbreitenrichtung das Lauf- und Beanspruchungsverhalten der Zahnräder verbessern. Durch topologische Korrekturen sind die dynamischen Laufeigenschaften gezielt zu beeinflussen.

Schaben mit Schabrad

Grundlagen. Vorverzahntes Werkrad wälzt unter gekreuzten Achsen ohne oder mit kinematischer Kopplung mit zahnradförmigem Werkzeug (Schabrad). Ohne kinematische Kopplung treibt Schabrad das Werkrad an. Durch Achskreuzung (Bedingungen wie beim Schraubradgetriebe) entsteht Gleitung der Schabrad- auf der Werkradzahnflanke in Zahnhöhen- und -längsrichtung.

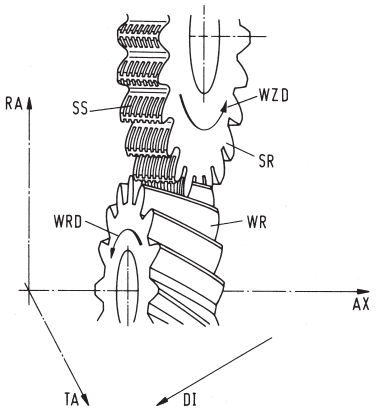


Bild 25. Schabrad SR mit schrägverzahntem Werkrad WR im Eingriff. WRD Werkraddrehbewegung, WZD Werkzeugdrehbewegung, SS Schneidstollen, AX Richtung axial zum Werkrad, TA Richtung tangential zum Werkrad, RA Richtung radial zum Werkrad, DI Richtung diagonal zum Werkrad

Durch Nutung der Schabradflanke in Profilrichtung entstehen Schneidstollen. Läuft Schabradflanke unter Kraftwirkung über Werkradflanke, erfolgt Spanabnahme. Vorschubbewegung erfolgt axial zum Werkradzylinder (Parallel-Schaben), tangential (Quer-Schaben), diagonal (Diagonal-Schaben), radial (Tauch-Schaben). Bei kinematischer Kopplung zwischen Schabrad und Werkrad (Leistungs-Schaben) ist größere Zustellung möglich und keine Drehrichtungsumkehr für gleichmäßige Bearbeitung beider Flanken erforderlich. **Bild 25** zeigt den Eingriff zwischen Schab- und Werkrad.

Anwendung. Feinbearbeitung von vorverzahnten, weichen Gerad- und Schrägverzahnungen, Serienfertigung von Automobilgetrieberädern, Verbesserung der Oberflächenrauheit und der Verzahnungsfehler, Härteverzugkompensation durch Vorkorrigieren der Werkradflanken.

Verzahnungsschleifen

Grundlagen. Fertigbearbeitung von meistens gehärteten oder vergüteten Verzahnungen (Verbesserung der Oberflächenrauheit und der Verzahnungsfehler. Beseitigen des Härteverzugs, Korrekturschleifen). Analog zu den Vorverzahnverfahren erfolgt die Einteilung der Schleifverfahren in jeweils diskontinuierliches und kontinuierliches Profil- und Wälzschleifen (**Bild 26**). Bewegungsabläufe entsprechen prinzipiell denen der Vorverzahnverfahren. Wegen geringeren Schnittkräften und höheren Schnittgeschwindigkeiten muß Maschinenkonzeption diesen Verhältnissen angepaßt sein. Als Werkzeuge werden Korund- und CBN-Schleifscheiben eingesetzt.

Profilschleifen. Kinematik: diskontinuierliches Profilschleifen mit Teilbewegung wie Profilfräsen, kontinuierliches Profilschleifen wie Wälzfräsen ohne Axialvorschub. Schleifscheibe für diskontinuierliches Profilschleifen wird entsprechend der Soll-Kontaktlinie zum Werkradprofil abgerichtet. **Bild 28** zeigt einen Maschinenaufbau mit 6 NC-Achsen. Kontinuierliches Profilschleifen mit globoidförmiger Schnecke, die durch ein diamantbelegtes Zahnrad mit der Geometrie des Werkrads abgerichtet wird. Vorteil beider Verfahrensvarianten ist hohe Abtragsleistung wegen Linienkontakt. Teilendes Profilschleifen ist für Innenverzahnungen geeignet.

Teilwälzschleifen. Schleifscheibenflanke verkörpert Flanke einer ideellen Zahnstange, die mit zu erzeugender Werkradflanke wälzt. Die Kinematik ist mit dem Wälzhobeln vergleichbar

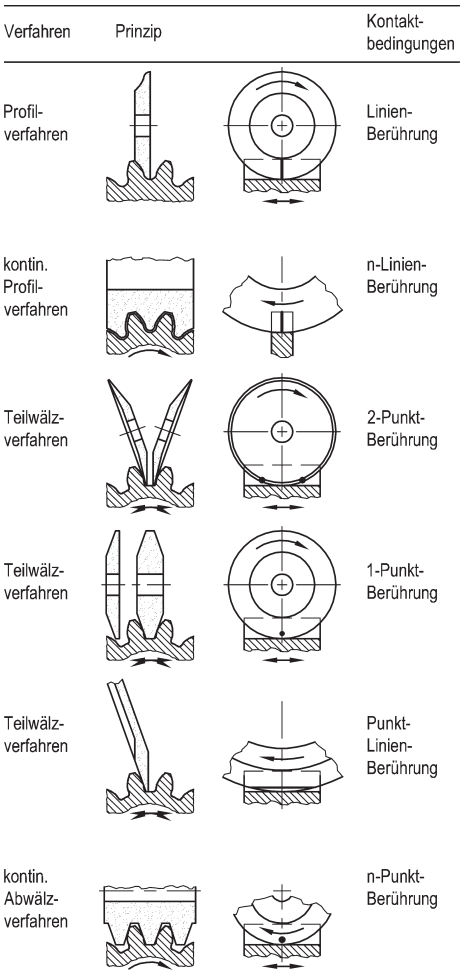


Bild 26. Arten des Verzahnungsschleifens

(**Bild 16**), der Wälzvorschub ist aber während des Schleifens kontinuierlich. Das Verfahren wird in der Klein- und Mittelserienfertigung sowie für das Schleifen von Großverzahnungen eingesetzt.

Verzahnungshonen (Schabschleifen). Ein innenverzahnter Honstein wälzt unter gekreuzten Achsen mit einem außenverzahnten Stirnrad. **Bild 27** zeigt den Maschinenaufbau. Durch den Achskreuzwinkel zwischen Honstein und Werkstück entstehen Relativbewegungen, die von Werkradkopf und -fuß schräg in Richtung Wälzkreis verlaufende, zahnhöhenorientierte Bearbeitungsspuren erzeugen. Einsatz des Verfahrens im Anschluß an Härtung oder Hartfeinbearbeitung zur Reduzierung der Rauhigkeit, zur Erzeugung geräuschgünstiger Oberflächenstruktur und zur Erzeugung von Zahnflankenkorrekturen.

Kontinuierliches Wälzschleifen. Ähnliche Bedingungen wie beim Wälzfräsen, jedoch an Stelle des Wälzfräsers eine im Durchmesser größere Schleifscheibe, deren Außenmantel als zylindrische Evolventenschnecke abgerichtet ist. Maschinenaufbau entspricht weitgehend dem einer Wälzfräsmaschine (**Bild 20** und **Bild 21**). Als Werkzeuge werden Korund-Schleifschnecken oder CBN-Schleifschnecken verwendet. Durch An-

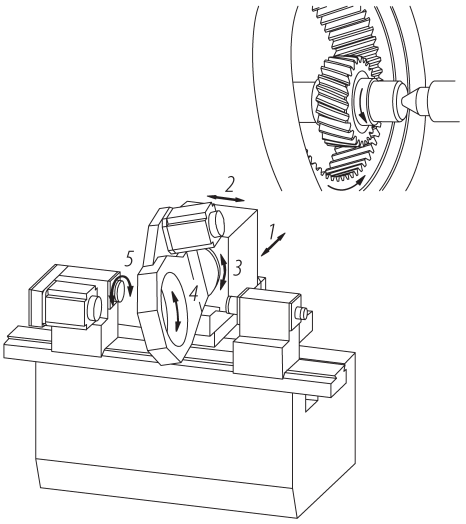


Bild 27. Bewegungsachsen einer Zahnradhonmaschine (Fässler). *1* Querachse Kreuzschlitten, *2* Längsachse Kreuzschlitten, *3* Achskreuzungswinkel, *4* Werkzeugspindelachse, *5* Werkstückspindelachse

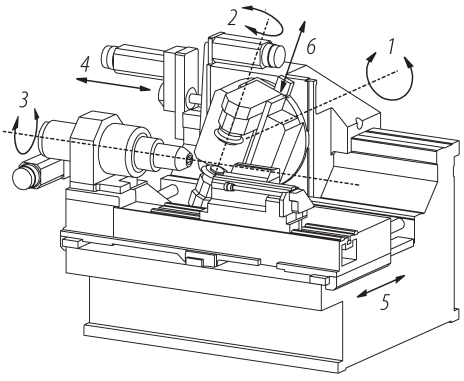


Bild 28. Maschinenkonzept einer diskontinuierlich arbeitenden Profilschleifmaschine (Kapp). *1* Werkzeugschwenkwinkel, *2* Schleifspindelachse, *3* Werkstückspindelachse, *4* Axialvorschub, *5* Radialzustellung, *6* Schleifscheibenpositionierung

Bezeichnung	Bild	Werkzeuge und Werkzeug-Anstellung bei der Schneckenherstellung
Flankenform A (ZA-Schnecke)	Achsschnitt A–A; gerade Flanken; A; A; Drehmeißel	Drehmeißel mit Trapezprofil Anstellung im Achsschnitt parallel zur Achse
Flankenform N (ZN-Schnecke)	Normalschnitt N–N; gerade Flanken; N; N; Drehmeißel	Drehmeißel mit Trapezprofil Anstellung im Normalschnitt senkrecht zum Lückenverlauf
Flankenform I (ZI-Schnecke)	Normalschnitt N–N; bauchig gekrümmt; N; N	Wälzfräser bzw. Schleifscheibe mit Geradflankenprofil Anstellung wie beim Herstellen von Schrägstirnrädern mit Evolventenverzahnung
Flankenform K (ZK-Schnecke)	Normalschnitt N–N; bauchig gekrümmt; N; N	Scheibenfräser bzw. Schleifscheiben mit Trapezprofil Anstellung im Normalschnitt sekrecht zum Lückenverlauf

Bild 29. Nach DIN 3975 genormte Flankenformen von Zylinderschnecken

wenden des Diagonalverfahrens (gleichzeitig Axial- und Tangentialvorschub) können mit Hilfe von über der Schneckenganglänge veränderlichem Profilverlauf Zahnflankenkorrekturen in Zahnhöhen- und -breitenrichtung erzielt werden. Das Einsatzgebiet des kontinuierlichen Wälzschleifens liegt in der Großserienfertigung.

5.2.2 Verzahnen von Schnecken. Cutting of worms

Grundlagen

Nach DIN 3975 sind vier Arten der Flankenformen von Zylinderschnecken genormt (**Bild 29**):

Flankenform A. Trapezförmige Werkzeugschneiden liegen in Achsschnittebene, Schnecken-Achsschnittprofil ist geradflankig und trapezförmig.

Flankenform N. Trapezförmige Werkzeugschneiden liegen in Normalschnittebene, Schnecken-Normalschnittprofil ist geradflankig und trapezförmig.

Flankenform K. Achsschnittprofil von scheibenförmigem, kegeligem Rotationswerkzeug liegt in Normalschnittebene. Wegen räumlicher Kontaktlinie zwischen Werkzeug- und Schneckenflanke wird nicht Werkzeug-Achsschnittprofil in Schnecken-Normalschnittebene abgebildet, daher bei geradflankigem Werkzeugprofil gewölbtes Schnecken-Normalschnittprofil.

Flankenform I. Entspricht schrägverzahntem Zylinderrad. In Stirnschnittebene Evolventenprofil. Flankenerzeugung der Schnecken im Form- oder Wälzverfahren.

Formfräsen und Formschleifen mit scheibenförmigem Werkzeug

Gleiche Bedingungen wie bei schrägverzahnten Zylinderrädern. Bei kegeliger, geradflankiger Werkzeugprofilierung nur Flankenform K möglich (**Bild 30**). Die anderen Flankenformen, wenn Werkzeugprofil Kontaktverhältnisse zu Schneckenflanke berücksichtigt. Bei planem Werkzeug Flankenform I möglich, wenn Werkzeugachse in Schnecken-Normalschnittebene geschwenkt und um Erzeugungswinkel gekippt ist.

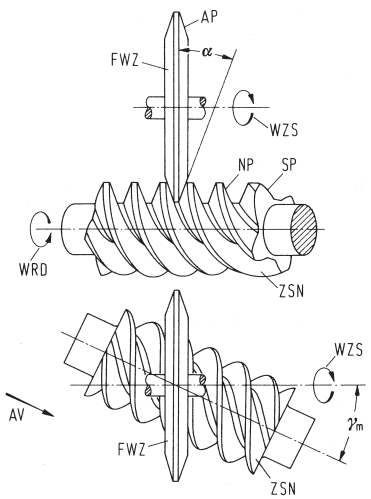


Bild 30. Scheibenförmiges, kegeliges Formwerkzeug FWZ mit Zylinderschnecke ZSN im Eingriff (DIN 3975). α Erzeugungswinkel, γ_m Mittensteigungswinkel der Schnecke; AP geradflankiges, trapezförmiges Werkzeugschnittprofil, NP leicht gewölbtes Schnecken-Normalschnittprofil, WRD Werkraddrehbewegung, AV Axial-Vorschubbewegung der Schnecke

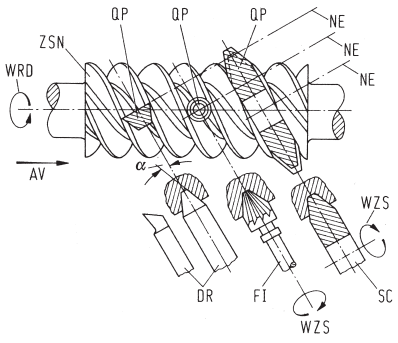


Bild 31. Trapezförmige, geradflankige Formwerkzeuge (DR Drehmeißel, FI Fingerfräser, SC Scheibenfräser) mit Zylinderschnecke ZSN im Eingriff (DIN 3975). α Erzeugungswinkel, NE Schnecken-Normalschnittebene, OP Werkzeug-Querschnittprofil, WZS Werkzeugschnittbewegung, WRD Werkraddrehbewegung, AV Axial-Vorschubbewegung der Schnecke

Formdrehen

Für Flankenform A oder N werden trapezförmige Drehmeißelschneiden DR in Schnecken-Achsschnitt- oder Normalschnittebene mit zur Schneckendrehung gekoppelter Axialbewegung (Erzeugen einer Schraubbewegung im werkradfesten Koordinatensystem) geführt (**Bild 31**). Flankenform I dann, wenn trapezförmige Drehmeißelschneiden in Ebene liegen, die Grundzylinder der Evolventenschnecke tangiert. Flankenform N läßt sich auch mit geradflankigem Fingerfräser FI oder Scheibenfräser SC, mit kleinem Durchmesser annähern.

Wälzfräsen und Wälzschälen

Gleiche Bedingungen wie beim Wälzfräsen schrägverzahnter Zylinderräder. Flankenform I. In Wälzmaschinen wird Schnekkenrohling statt Wälzfräser und Werkzeug (Schälrad) statt Werkrad eingespannt, Zylinderschnecke macht Tangentialbewegung. Schneckendrehung, Tangentialbewegung und Schälraddrehung sind kinematisch gekoppelt.

Bei Globoidschnecke wird Schälrad in Radialrichtung der Wälzfräsmaschine zugestellt. Flankenform A oder I möglich. Globoidschnecke ist Krümmung des Schneckenradumfangs angepaßt. Bei Fertigung muß sich Werkzeugschneide mit Schnekkendrehbewegung kinematisch gekoppelt um Schneckenrad-Mittelpunkt drehen. **Bild 32** zeigt Bewegungszusammenhänge.

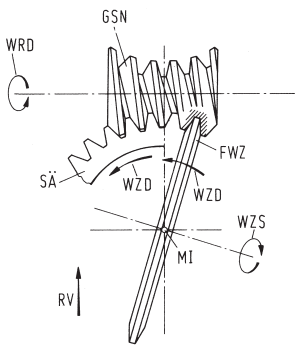


Bild 32. Scheibenförmiges, kegeliges Formwerkzeug FWZ und Schälrad SÄ mit Globoidschnecke GSN im Eingriff (nach Thomas, A. K.: Zahnradherstellung. München: Hanser 1965). WRD Werkraddrehbewegung, WZD Werkzeugdrehbewegung, MI Drehmittelpunkt = Schnekkenradmitte, WZS Werkzeug-Schnittbewegung, RV Radial-Vorschubbewegung

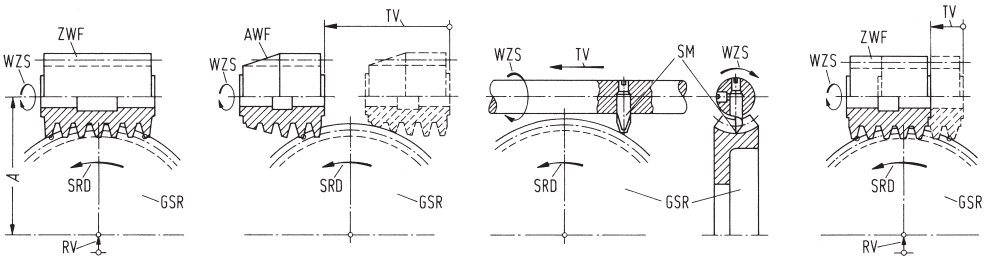


Bild 33a–d. Schneckenrad-Verzahnverfahren. **a** Radialverfahren; **b, c** Tangentialverfahren; **d** Radial-Tangential-Verfahren. SRD Schneckenraddrehbewegung, WZS Werkzeugschnittbewegung, A Achsabstand Schnecke-Schneckenrad, ZWF zylindrischer Wälzfräser, AWF Wälzfräser mit Anschnitt, SM Schlagmesser, TV Tangentialvorschubbewegung, RV Radialvorschubbewegung, GSR Globoid-Schneckenrad

5.2.3 Verzahnen von Schneckenrädern

Cutting of worm gears

Grundlagen

Schneckenradflanke ist Schraubenfläche, Grundkörper *globoidförmig*. Flanken werden im Wälzverfahren erzeugt, wobei Werkzeughüllkörper der Schnecke entspricht, mit der Schneckenrad gepaart werden soll.

Radialverfahren

Zylindrischer Wälzfräser taucht mit Radialvorschub in Schneckenrad, bis Achsabstand Schnecke-Schneckenrad erreicht ist. Nutzbare Fräserlänge muß Schneckenrad-Profilausbildungszone überdecken. Nur für Schneckenräder bis 8° Steigungswinkel geeignet. Bei größeren Steigungswinkeln schneidet Wälzfräser vor Erreichen des endgültigen Achsabstands Flankenteile weg, die bei voller Tauchtiefe zur Schraubenfläche gehören (**Bild 33a**).

Tangentialverfahren

Wälzfräser mit Anschnitt (=kegeliger Teil des Wälzfräsers; Zweck: Aufteilen der Schneidenbelastung durch Steigerung der Fräserkopfhöhe. Verkürzen des tangentialen Einlaufwegs) wird mit gleichem Achsabstand wie Schnecke-Schneckenrad tangential am Schneckenrad-Fußkreiszylinder vorbeigewälzt. Es muß nur ein Fräserzahn ganzes Profil haben. Daher besteht Möglichkeit, Schneckenrad mit einem Schlagzahnmesser im Tangentialverfahren zu fertigen (**Bild 33b, c**).

Radial-Tangentialverfahren

Vereinigt Vorteile vom Radialverfahren (kurzer Vorschubweg) und Tangentialverfahren (exakte Flankenausbildung). Radial-Tauchen bis Achsabstand Schnecke-Schneckenrad, dann Tangentialvorschub. Fräser ohne Anschnitt und kürzer als Schneckenradprofilausbildungszone möglich (**Bild 33d**).

5.2.4 Verzahnen von Kegelrädern. Bevel gear cutting

Grundlagen

Kegelräder werden zur Bewegungsübertragung zwischen einander schneidenden oder kreuzenden Achsen verwendet. Theoretische Grundkörper bei Radpaaren ohne Achsversatz sind *Kegel*; bei achsversetzten Rädern *Hyperboloide*. Beliebige Achswinkel sind möglich; in der Praxis jedoch meistens Achswinkel=90°. Bei Herstellung wälzen (Wälzverfahren) jeweils beide Räder einer Kegelradpaarung mit dem gedachten Erzeugerrad (Planrad), Werkzeug verkörpert eine Zahnflanke, einen Zahn oder mehrere Zähne des Erzeugerrades. Verzahnung wird in Zahnhöhenrichtung durch Profillinien und in Zahnlängsrichtung durch Flankenlinien beschrieben. Werkradprofil (Summe der Profillinien) hängt von Werkzeugprofil und Relativbewegung zwischen Werkzeug und zu fertigendem Werkrad ab. Flankenlinien ergeben sich aus der Kinematik des Erzeugungsprozesses (gerade, kreisbogenförmige, epizykloidenförmige, evolventenförmige Zähne). Die Schnittbewegung erfolgt in Zahnlängsrichtung.

Profilverfahren

Werkzeug (Messerkopf, Hobelstahl, Scheiben-, Fingerfräser, Schleifscheibe) hat Profil der Zahnlücke. Die Zahnlücken werden einzeln oder kontinuierlich durch gerade oder kurvenförmige Schnittbewegung *4* gefertigt (**Bild 34**).

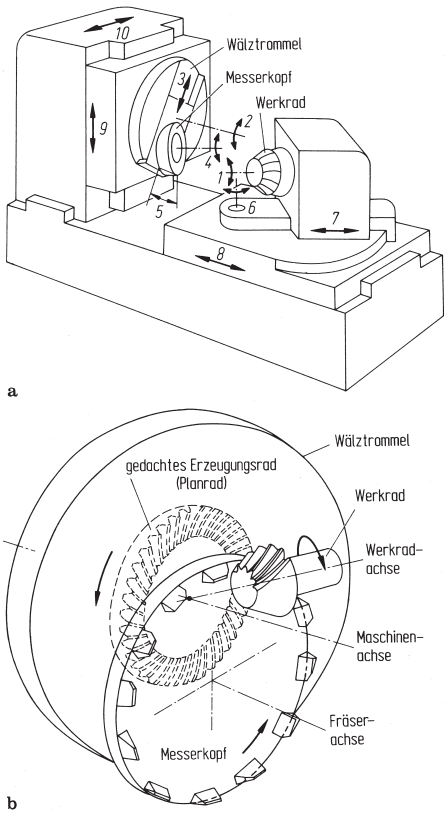


Bild 34a, b. Prinzipielle Systemkonfiguration zum Profil- und Wälzfräsen von Kegelrädern. **a** Freiheitsgrade für Maschinen-Einstellungen und -Bewegungen; **b** Konfiguration Werkrad-Erzeugerrad-Werkzeug. *1* Werkraddrehbewegung, *2* Erzeugerrad-(Wälztrommel-)drehbewegung, *3* Messerkopf-Exzentrizitätseinstellung, *4* Messerkopfschnittbewegung, *5* Messerkopf-Neigungswinkeleinstellung, *6* Maschinenachswinkel-Einstellung, *7* Werkradaxial-Einstellung, *8* Vorschubbewegung, *9* Achsversatz-Einstellung

Wälzverfahren

Werkradprofil entsteht als Einhüllende der Werkzeugschneiden. Drehbewegung *1* des Werkrades und *2* des Erzeugerrades werden durch kinematische Kopplung so angepaßt, als würden Werkrad und Erzeugerrad wie ein Kegelradgetriebe wälzen. Von Korrekturen abgesehen, geradflankiges Werkzeugprofil. Mit mehrgängigem Messerkopf oder kegeligem Wälzfräser (Kegelschnecke) ist kontinuierliches Wälzen möglich. Messerkopf mit kreisförmig angeordneten Messern, Hobelstahl, Scheibenfräser, Teller- oder Topfschleifscheibe arbeiten im Teilwälzverfahren.

Kegelradverzahnungsverfahren

Wälzhobeln. Für Fertigung gerad- oder schrägverzahnter Kegelräder. Ein oder zwei Hobelmeißel (geradflankige Schneidkante möglich) führen hin- und hergehende Schnittbewegung aus. Hobelschlitten ist statt Messerkopf (**Bild 34**) auf Wälztrommel. Wälzbewegung erfolgt durch Drehung der Wälztrommel und ausgleichende Drehung des Werkrads. Nach Fertigstellung einer Zahnlücke wird geteilt und Wälztrommel kehrt in Ausgangslage zurück (Teilwälzverfahren).

Wälzfräsen mit Messerkopf. *Kreisbogenverzahnung* (Gleason). Für Fertigung kreisbogenverzahnter Kegelräder. Messerkopf mit geradflankigen oder sphärischen Schneidkanten. Wälzbewegung und Teilung wie beim Wälzhobeln (Teilwälzverfahren).

Zyklo-Palloid-Verfahren (Klingelnberg). Für Fertigung spiralverzahnter Kegelräder. Flankenlinien am Erzeugerrad sind Epizykloiden (**Bild 36**). Schnittbewegung *4* des Messerkopfes und kontinuierliche Teilbewegung des Werkrads (**Bild 34**) erfolgt im Verhältnis der Werkradzähnezahl zur Messerkopfgangzahl. Drehbewegung der Wälztrommel *2* und Zusatzdrehung des Werkrads erfolgt im Verhältnis der Werkrad- zur Erzeugerradzähnezahl. Längsballigkeitserzeugung durch geteilten Messerkopf mit unterschiedlichen Radien.

Spiroflexverfahren (Oerlikon). Für Fertigung spiralverzahnter Kegelräder, Flankenlinien und Erzeugung analog Zyklo-Palloidverfahren, jedoch kein geteilter Messerkopf, statt dessen Längsballigkeitserzeugung durch Messerkopfneigung *5* (**Bild 34**).

Den Aufbau einer universell einsetzbaren NC-Kegelrad-Wälzfräsmaschine mit allen räumlichen Bewegungs-Freiheitsgraden zeigt **Bild 35**.

Wälzfräsen mit Kegelschneckenfräser. *Palloidverfahren* (Klingelnberg). Für Fertigung spiralverzahnter Kegelräder. Kegelschneckenfräser ist an Stelle des Messerkopfs auf Wälztrommel. Flankenlinien am Erzeugerrad sind Evolventen (**Bild 37**), die aus kinematischer Kopplung zwischen Fräserschnittbewegung WZS und Werkraddrehung WRD entstehen, Teilbewegung des Werkrades erfolgt kontinuierlich. Wälzvorschub so, daß Fräser von der Stellung *1* ausgehend in das Werkrad bis Stellung *2* eintaucht und zur Stellung *3* ausläuft.

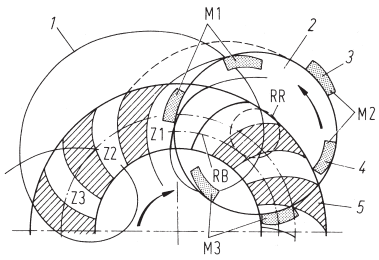


Bild 36. Entstehung der epizykloidischen Flankenlinie am Erzeugerrad (kontinuierliches Wälzverfahren) aus den Messerbahnen durch Abrollen des Rollkreises RR auf dem Grundkreis RB. Aus Außen- und Innenmesser bestehende Messergruppen M1, M2, M3 schneiden aufeinanderfolgende Zahnlücken Z1, Z2, Z3. *1* epizykloidische Flankenlinie des Erzeugerrades, *2* dreigängiger Messerkopf, *3* Außenmesser, *4* Innenmesser, *5* Erzeugerplanrad

Schleifen von Kegelrädern

Zur Verbesserung der Oberflächenqualität, Beseitigung des Härteverzugs und der Verzahnungsfehler. Prinzip: Beim Schleifen von gerad- und schrägverzahnten Kegelrädern verkörpert

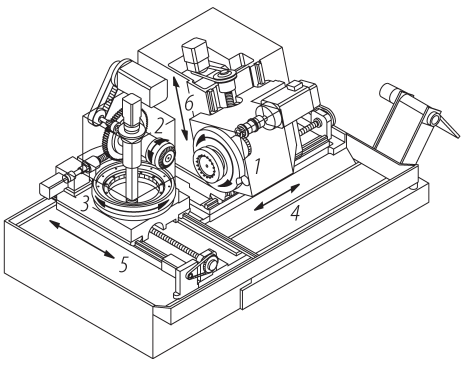
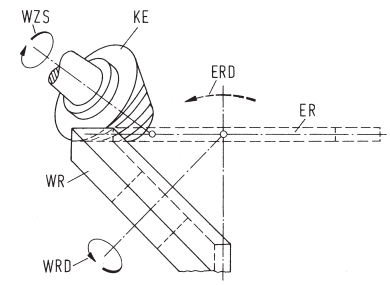


Bild 35. Aufbau einer universellen Kegelrad-Wälzfräsmaschine mit NC-geregelten Maschinenachsen (Klingelnberg/Oerlikon). *1* Werkzeugspindelachse, *2* Werkstückspindelachse, *3* Schwenkachse, *4* Zustellachse, *5* Werkstückpositionierachse, *6* Werkzeugpositionierachse



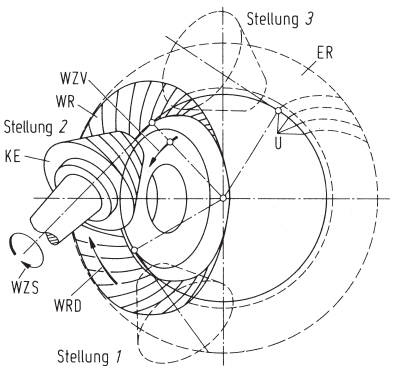


Bild 37. Kegelschnecken-Wälzfräser KE mit spiralverzahntem Werkrad WR im Eingriff (Palloidverfahren, nach Fa. Klingelnberg). ER Erzeugerrad. WZS Werkzeugschnittbewegung. WRD Werkraddrehbewegung. ERD ideelle Drehbewegung des Erzeugerrades. WZV Werkzeug-Wälzvorschubbewegung. U Ursprungspunkt der Evolvente

Schleifscheibenprofil (Tellerschleifscheibe) Profil des ideellen Erzeugungszahns. Für Kegelräder mit kurvenförmigen Flankenlinien entspricht Schleifscheibenkörper (Topfschleifscheibe, Schleifschnecke) dem Hüllkörper des Fräswerkzeugs. Bewegungszusammenhänge prinzipiell wie bei Kegelrad-Fräsverfahren.

5.3 Fertigungsverfahren der Feinwerk- und Mikrotechnik

Manufacturing in precision engineering and microtechnology

L. Kiesewetter, Cottbus

5.3.1 Einführung. Introduction

Die Feinwerktechnik muß im Zuge fortschreitender *Miniaturisierung* Probleme besonderer Art lösen, und zwar in konstruktiver als auch in fertigungstechnischer Hinsicht. Sie ist nicht eine Art „verkleinerter Maschinenbau“, sondern besitzt ein eigenständiges technisches Gepräge, das sich aus der Kleinheit der Teile, der hohen absoluten Präzision, der signalorientierten Funktionsweise und aus der typisch hier anzutreffenden Massenfertigung herleitet. Diese Merkmale bedingen den Einsatz spezifischer Funktionselemente, Fertigungsverfahren und Werkstoffe mit hohem Veredelungsgrad. Dementsprechend besteht häufig eine enge Verflechtung mit anderen Wissensdisziplinen, insbesondere mit der Physik, der Optik und der Elektronik (**Bild 38**). Die Konstruktion und Fertigungstechnik auf diesen Gebieten befaßt sich mit kleinen Gegenständen, wie Instrumenten, Bauelementen der Meß- und Regelungstechnik, Datenverarbeitungsgeräten, Uhren, Waagen, Kleinantrieben bis hin zu Spielzeugen. Der Trend innerhalb der Feinwerktechnik geht in Richtung *Mikrotechnik*, worunter Bauelemente und Systeme verstanden werden, die mit Fertigungsmethoden der Halbleitertechnik hergestellt werden, in ihrer Funktion aber die Strukturierung in Richtung der dritten Dimension wesentlich stärker berücksichtigen [10, 11].

Die Produktpalette der Feinwerktechnik reicht also von Geometriekörpern mit engsten Toleranzen und hohen Oberflächengüten bis hin zum Massenartikel der Gerätetechnik und weiterhin zur höchstpräzisen aber in den Abmessungen extrem reduzierten Mikrotechnik. Die zugehörige Fertigungstechnik muß die Bereiche erfassen, die einerseits zu höchstgenauen Unikaten, andererseits zu hochpräzisen Massenartikeln führen. Ersteres gipfelt in allen Verfahren der *Feinbearbeitung* [12, 13].

Mit hochgenauen Maschinen und Werkzeugen führen klassische Bearbeitungstechniken zu extrem genauen Oberflächen und engen Toleranzen. Daneben werden verkleinerte Baugrößen schon sehr lange als Feinmechaniker-Maschinen eingesetzt. Für den Fertigungsprozeß *Drehen* stehen u. a. Tischmaschinen und Drehstühle ohne eigenes Gestell zur Verfügung. Für hohe Stückzahlen setzt man Drehautomaten ein, die von der Stange arbeiten und bei extrem hohen Stückzahlen Drahtrollen verwenden. Eine Analyse der Bewegungsabläufe läßt zu, daß Maschinen in Art einer totalen Umkehrkonstruktion nach **Bild 39** realisierbar sind, bei denen das Werkstück im Sinne eines Vorschubs eine Translationsbewegung ausführt, und die Werkzeuge in einer steifen Werkzeugebene die radialen und rotatorischen Bewegungen ausführen. Ausgangsmaterial in Coilform ist bis zu 30 % preiswerter als Stangenmaterial.

Moderne Fertigungsverfahren der Feinwerktechnik beruhen aber häufig auf der Anwendung neuartiger *physikalischer* Effekte [14, 15]. Um diese Fertigungsverfahren verstehen zu können, müssen deshalb die als Basis dienenden physikalischen Effekte bekannt sein.

Es ist eine vordringliche Aufgabe im Bereich der feinwerktechnischen Massenfertigung, die Produkte optimal einer wirtschaftlichen Produktion anzupassen.

Da bis zu 70 % der Herstellkosten eines feinwerktechnischen Produkts auf die *Montage* und zugehörige *Qualitätssicherung* entfallen, ist besonderer Wert innerhalb der Produktgestaltung auf *handhabungsgerechte* Konstruktion zu legen. Kostenvergleiche für Alternativlösungen dürfen nicht bei der Fertigung der Einzelteile enden, sie müssen vielmehr bis zu dem Zustand reichen, bei dem das Bauteil in endgültiger Position funktionsfähig ist. Dazu müssen die *Lagewahrscheinlichkeiten* der Bauelemente berechnet, die *Zubringefunktionen* und *Zubringeeinrichtungen* ausgewählt [16] und der *Automatisierungsgrad* der Fertigungsaufgabe genau angepaßt werden.

Der technische Fortschritt wird besonders in der *Mikrominiaturisierung* erwartet. Dabei ist eine Synthese aus Innovationen auf den Gebieten der Konstruktionswissenschaft und der Werkstofftechnik in Verbindung mit neuentwickelten und neu zu entwickelnden, unkonventionellen Fertigungsmethoden zu erarbeiten [17].

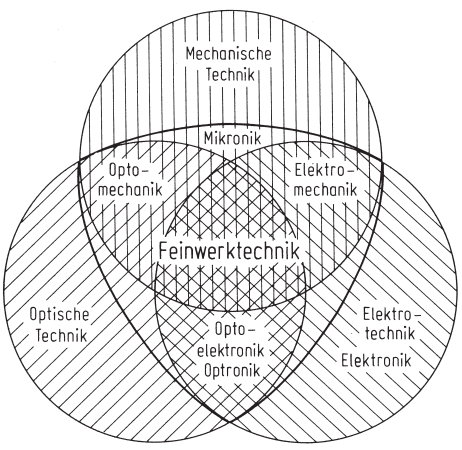


Bild 38. Schematische Darstellung des Anwendungssektors wichtiger Disziplinen innerhalb der Feinwerktechnik

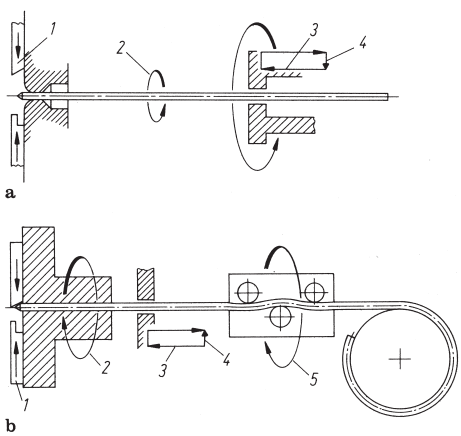


Bild 39 a, b. Langdrehen und Drehen vom Coil. *1* Werkzeug, *2* Schnitt-Winkelgeschwindigkeit, *3* Vorschubschritt ≙ Bauteillänge, *4* Spannschritt, *5* Winkelgeschwindigkeit für das Richten

5.3.2 Laserstrahlverfahren. Laser beam processing

Physikalische Grundlagen

1960 gelang es Th. H. Maiman (USA), eine Inversion der Besetzungszahlen diskreter Energieniveaus mit Verweilzeiten im ms-Bereich zu erreichen. Damit war der erste LASER (Akronym für Light Amplification by stimulated Emission of Radiation) erfunden.

Im Gegensatz zu thermischen Strahlern emittiert ein Laser verstärktes und entsprechend intensives, gut monochromatisches Licht von hoher örtlicher und zeitlicher Kohärenz. Der fast parallele Lichtstrahl hat die Eigenschaft scharfer Bündelbarkeit, großer Kohärenzlänge, hoher Fokussierbarkeit bis fast herab zu einer Wellenlänge und extreme Leistungsdichten. Diese sind bis zu Werten von 10^{15} W/cm^2 nur dann erreichbar, wenn die gespeicherte Energie des Lasers gepulst entnommen und auf kleine Brennflecke fokussiert wird. Der Wert 10^6 bis 10^7 W/cm^2 ist die Leistungsdichte, bei der die meisten Materialien verdampfen. Damit zeichnet sich die Fertigungstechnik als bevorzugter Anwendungsbereich des Lasers ab [14, 18–20].

Ein Laser ist ein Gerät zur Erzeugung der Inversion von Besetzungszahlen in unterschiedlichen Energieniveaus mit Verweilzeiten im Millisekundenbereich im metastabilen Band. Gepumpt werden derartige Systeme mit kontinuierlich oder impulsförmig zugeführtem Licht bzw. mit Gleich- oder Wechselspannungen zur Erzeugung einer Gasentladung. Zum Aussenden von Laserlicht werden genau definierte Absorptions- und Emissionsbande der Energieniveaus durchlaufen, was bei breiter Anregung einerseits zu dem hier anzutreffenden schlechten Wirkungsgrad, bei Emission zu sehr eng begrenzten Frequenzspektren und damit zur definierten Wellenlänge des Lichtstrahls führt.

Anwendungen. Für die Anwendungen in der Fertigungstechnik kommen vorzugsweise *Festkörper-* und *Gaslaser* in Betracht, s. **Tab. 2** [21]. Bei den Festkörpern sind besonders Rubin (Al_2O_3 als Wirtsmaterial mit Cr^{3+}-Ionen dotiert, $\lambda = 0{,}69\,\mu m$), ferner Glas und Granat ($Y_3Al_5O_2$, kurz YAG als Wirtsmaterial, dotiert mit aktiven Nd-Ionen, $\lambda = 1{,}06\,\mu m$) zu nennen, während der CO_2-Laser die herausragende Stellung unter den Gaslasern einnimmt (CO_2 mit N-Pumpatomen gemischt, $\lambda = 10{,}6\,\mu m$). Beide können kontinuierlich oder gepulst betrieben werden. Neuerdings finden verstärkt sog. *Excimerlaser* Eingang in die Fertigung. Excimer sind zweiatomige angeregte Moleküle im Hochdruckgas, die aus einem Edelgas- und einem Halogenatom bestehen. Beim Zerfall senden sie Licht besonders kurzer Wellenlängen von 193 bis 248 nm, also im UV-Bereich, aus. Sie sind demnach für die Bearbeitung noch feinerer Abmessungen prädestiniert.

Licht dieser kurzen Wellenlänge trägt Kunststoffe nicht thermisch ab, vielmehr werden dadurch Polymerbrücken aufgebrochen. Da die Resorption des Lichtes hoch ist, können mit dieser Bearbeitungstechnik enge Toleranzen von $R_Z = 0{,}1\,\mu m$ in der Tiefe erreicht werden. Als Alternative zur LIGA-Technik können tiefenlithographische Strukturen direkt mit dem Excimerlaser in die Kunststoffschicht geschrieben werden, die dann, dünn metallisch beschichtet und galvanisch verstärkt, das Produkt selbst oder als Werkzeug zur Abformung von Produkten wird.

Für die Fertigungstechnik wird der Laserstrahl häufig mit den Wellenlängen angepaßten Linsensystemen fokussiert und über Strahlablenksysteme oder Faseroptiken der Wirkstelle zugeführt.

Als *„Werkzeug"*, das keinem Verschleiß unterliegt, eignet sich der Laser zum Schweißen, Ritzen, Gravieren, Schneiden, Bohren sowie zur Eigenschaftsänderung verschiedener Werkstoffe wie Metall, Glas, Silicium, Diamant, Keramik, Kunststoffe, Papier und Textilien.

Bei den oft geringen Energien sind hohe Leistungsdichten nur bei kleinen Wirkbereichen erzielbar. Parallel dazu führt die Entwicklung zu CO_2-Lasern mit 25-kW-Strahlleistungen für Anwendungen im Maschinenbau. Diese besitzen dann gekühlte Spiegel und aerodynamische Auskoppelfenster zur Vermeidung von Wärmeverlusten im Abschottungsbereich zum Niederdruck.

Schweißen. Gearbeitet wird in Luft oder Schutzgas überwiegend mit Nd- oder CO_2-Lasern. Die Schweißanlagen, insbesondere für Mikroschweißungen, sind ausgereift, es wird Naht- und Punktschweißen im ms-Bereich durchgeführt [22]. Es kommt besonders auf Abstimmung von Geometrie, Werkstoffauswahl und Fertigungstechnik an, um die zu Beginn der Bearbeitung hohen Reflexionsverluste in den Oberflächen zu minimieren. Zudem muß vermieden werden, daß der Laserstrahl in sich selbst zurückreflektiert. Auch durch lichtdurchlässige Wände hindurch, z. B. hinter Glas, läßt sich der Laserstrahl einsetzen. Das *Mikrolöten* gilt als besonders feinfühlig auszuführender Prozeß beim Kontaktieren von Mikrokontakten mit hoher Pakkungsdichte in der Mikrotechnik. In diesem recht komplexen Vorgang wird mit Infrarotsensoren die beim Schmelzen des Lots erhöhte Absorption des Laserlichtes aus der Messung der Wärmestrahlung sensiert und der Laserstrahl in Bruchteilen von 0,1 s geschaltet [23].

Bohren. Es lassen sich praktisch alle Werkstoffe, auch härtere Materialien wie Glas, Korund und Diamant bei Leistungsdichten von 10^7 bis 10^8 W/cm^2 und Bearbeitungszeiten von 10^{-4} bis 10^{-6} s bohren [24]. Aufgrund der Strahlkaustik sind zylindrische Bohrungen nur bei begrenzten Aspektverhältnissen möglich. Das Material muß verdampfen, die Plasmaformation darf aber nicht den Laserstrahl abschirmen. Infolge geringer Photonenmasse dringt der Strahl nur Bruchteile von µm in die Oberfläche ein, es wird also schichtenweise abgetragen.

Schneiden Für das Schneiden ist der CO_2-Laser prädestiniert. Wegen hoher Dauerstrichleistung oft unter Verwendung von Gasen wie Inertgas oder Sauerstoff, lassen sich die meisten technisch genutzten Werkstoffe trennen, bei Leistungsdichten von 10^8 W/cm^2 und bei Geschwindigkeiten von 6 m/min bis zu 5 mm dicke Bleche. Schneidbar sind neben Stählen und Metall-Legierungen auch organische Werkstoffe und Keramiken. Vorzugsweise letztere beiden Werkstoffe lassen sich mit dem Laser gut ritzen, indem durch Aneinanderreihen von Löchern Spannungen in die Werkstücke dergestalt einge-

Tabelle 2. Laserarten und ihre Anwendungen in der Fertigungstechnik

Lasertyp	Leistungsbereich in W	Betriebsart	Anwendung
Excimer-Laser (0,193 µm/ 0,248 µm)	$5\cdot10^6 \ldots 3\cdot10^7$	gepulst (15 … 30 ns)	Abtragen, Ritzen, Fotochemie, Spektroskopie
He-Ne-Laser (0,632 µm)	$<10^0$	kontinuierlich	Meßtechnik
Rubin-Laser (0,693 µm)	$1\cdot10^4 \ldots 4\cdot10^4$ $1\cdot10^2 \ldots 2\cdot10^2$	gepulst (1 … 10 ms) kontinuierlich	Abtragen
Nd-YAG (1,06 µm)	10^6 $1{,}5\cdot10^3$	gepulst (1 … 10 ns) kontinuierlich	Abtragen Fügen
CO_2-Laser (10,6 µm)	$<5\cdot10^6$ $2 \ldots 2{,}5\cdot10^4$	gepulst ($1 \ldots 1\cdot10^5$ µs) kontinuierlich	Trennen, Fügen, Abtragen, Oberflächenbehandlung

bracht werden, daß bei späterer Biegung die Bruchkanten in gewünschten Richtungen verlaufen.

Abtragen. Als präzises, materialabtragendes Werkzeug nutzt man den Laserstrahl zum Trimmen, z. B. zum Abstimmen von Stimmgabeln und Quarzen, oder zum Abgleichen von Widerständen und Kondensatoren in Hybridschaltweise auf ihre Sollwerte. Anfangstoleranzen von -10% lassen sich bei Widerständen auf 1 % trimmen, bei Quarzstimmgabeln werden durch Verdampfen dünnster Goldschichtbereiche dagegen Genauigkeiten von 10^6 erreicht. Extrem genaues Abtragen von Kunststoffen geschieht z. B. mit Excimerlasern bis 250 W im Impulsbetrieb. Polymere Schichtwerkstoffe werden auf photochemischem Wege entfernt, ohne die Grundwerkstoffe thermisch auch in engen Randzonen zu belasten. Abtragen im Sinne des Verdampfens von 4-Komponenten-Sinterkörpern, die sich drehend in einer Vakuumkammer befinden, kann auch mit Excimerlasern bei 30 Hz und 40 ns Impulsdauer und $\lambda = 248$ nm geschehen. Mit 5 min Taktzeit für das Evakuieren, Hochheizen, Bedampfen und Ausbauen lassen sich Substrate aus Sr, Ti, O_3 für Rechnerchips mit supraleitenden polykristallinen Filmschichten versehen, die aus Yttrium-Barium-Kupfer-Oxid ($YBa_2Cu_2O_7$) bestehen und bei 77 K Stromdichten bis 1,5 kA/cm^2 tragen.

Beschichten. Strukturiert beschichten lassen sich Keramiksubstrate mit Metallen in Art der LCVD-Technik (Laser-Chemical-Vapour-Deposition) [25]. Hier werden in einer Kammer mit niederem Druck UV-Laser eingesetzt, die die Metallatome im Oberflächenbereich durch direktes programmiertes Schreiben oder über Schablonen aus gasförmigen metallorganischen Verbindungen durch Pyrolyse oder Photolyse freisetzen. Metalle wie Au, Rn, Pd, Os gelangen hier zur Anwendung. Ein weiterer Schwerpunkt für Laser ist das *Umschmelzbeschichten*. Hier werden vorzugsweise mit CO_2-Lasern bei 500 W die Oberflächen von Werkstücken komplett oder speziell derart behandelt, daß vorher durch thermisches Beschichten oder Aufbringen von Pulvern, Pasten oder massiven Körpern vorhandene Schichtmaterialien in die Oberfläche einlegieren oder diffundieren. Eine wirtschaftliche Methode zur Herstellung von dreidimensionalen Prototyp-Formteilen aus Polymerwerkstoffen scheint die Methode der Stereolithographie, das Rapid-Prototyping fertigungstechnisch vielleicht besser als Multilayer-Laserpolymerisation bezeichnet, zu werden. Mit HeCd-Lasern werden nur die oberen 0,05 bis 0,15 mm dicken flüssigen Monomerschichten durch Laserbelichtung beschrieben, dabei zu ca. 70 % vernetzt. Danach wird das Bauteil um die Schichtdicke im Monomerbad abgesenkt und die nächste Schicht mit definierten Geometriedaten strukturiert. Das Raumteil erhält man abschließend durch Nachhärten unter UV-Licht in einem Ofen.

S

5.3.3 Elektronenstrahlverfahren
Electron beam processing

Physikalische Grundlagen

Beim Bearbeiten von Werkstücken mit Elektronenstrahleinrichtungen werden im Vakuum stark beschleunigte Elektronen in gebündeltem Strahl auf die Wirkstelle gelenkt. Erstaunlich ist, daß die Wirkung oft ähnlich der des Laserstrahls ist, obwohl allein schon die Ruhemasse von Elektronen $3 \cdot 10^5$mal größer als die eines Photons ist, und gleiche Energie schon durch Beschleunigungsspannungen von ca. 2 V erreicht werden. Mit Beschleunigungsspannungen in Elektronenstrahlerzeugern, die aber bei 200 kV liegen, ist damit der *Tiefschweißeffekt* zu erklären und die Abhängigkeit der Fertigungsverfahren von der Dichte des zu bearbeitenden Materials. Der Strahlerzeuger setzt sich aus einer Glühkathode, einer Anode und der Steuerelektrode (Wehneltzylinder) zusammen [26, 27]. Letztere fokussiert und schaltet die Strahlintensität bis zu Leistungsdichten von 10^9 W/cm^2 im Brennfleck. Der Strahl kann auf dem Weg zur Wirkstelle geformt und durch elektrostatische oder elektromagnetische Ablenkeinrichtungen trägheitslos geführt und abgelenkt werden. Kleinste Brennfleckdurchmesser liegen unter 1 µm.

Anwendungen. Man unterscheidet drei Arten von Elektronenstrahlmaschinen: *Hochvakuum-*, *Halbvakuum-* und *Atmosphärenmaschinen.* Für die Serienfertigung werden Kammermaschinen, Taktmaschinen mit Rundtellern und diskontinuierlich betriebene Durchlaufmaschinen verwendet. Die Steuerbarkeit von Leistung, Fokusfläche und Strahlrichtung in Verbindung mit dem selbsttätigen Auffinden der Wirkstelle durch Intensitätsbestimmung rückgesteuerter Elektronen ermöglicht ein weites Spektrum der Anwendungen gerade im Bereich der Feinwerktechnik. Hier lassen sich im Vakuum präziseste *Punkt-* und *Nahtschweißungen* ausführen, genauso wie das *Abtragen* von Material im Sinne des *Schneidens, Bohrens, Perforierens, Gravierens* und *Schmelzritzens* [28, 29]. Als Werkstoffe kommen Metalle, Legierungen, Keramik, Edelsteine und dergleichen zum Einsatz. Dabei erfolgt nur geringe thermische Belastung in der Umgebung der Wirkstelle, und durch das Arbeiten im Vakuum bleibt eine hohe Reinheit der Werkstoffe erhalten. Die Zeiten für die Positionierung des Strahls und die Wirkdauer z. B. für das punktförmige Fügen oder Abtragen liegen im Bereich von ms.

Eine Hauptanwendung für den Elektronenstrahl ist das Bedampfen in Vakuum (**Bild 40**), [14]. *Dünne Schichten* für optoelektronische Bauelemente, in der Halbleitertechnik, für Filmkondensatoren, großflächige Beschichtungen von Fenstergläsern und dergleichen werden so hergestellt. Das Verdampfen mit Elektronenstrahlen zeigt hier die Vorteile der geringsten Tiegelkontamination und die Möglichkeit der Variation in den Schichteigenschaften bei Einsatz von unterschiedlichem Verdampfungsgut in mehreren Tiegeln, die intensitätsmäßig und zeitlich individuell vom Elektronenstrahl angesteuert werden müssen. Verdampfungsraten, die von 1 g/h bis 100 kg/h reichen, erlauben hohe Arbeitsgeschwindigkeiten beim Erreichen auch dickerer Schichten von mehr als 10 µm [30, 31].

Eine nicht-thermische Anwendung des Elektronenstrahls findet man in der Elektronenstrahllithographie, bei der mit dem Strahl Maskenstrukturen in lichtempfindliche Schichten geschrieben werden. Es ist das wichtigste Verfahren zur Herstellung der Muttermasken in der IC-Technik und Mikromechanik.

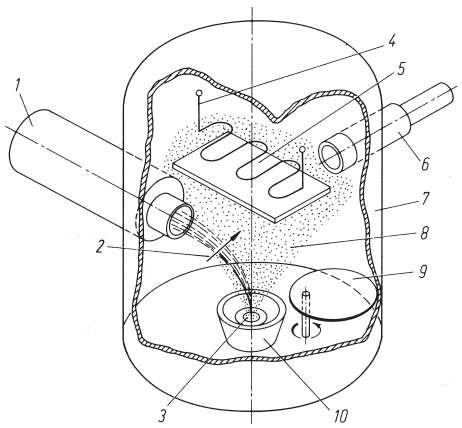


Bild 40. Prinzip der Elektronenstrahlverdampfung. *1* Elektronenkanone, *2* Magnetfeld $\vec{B}$, *3* Verdampfungsgut, *4* Substratheizung, *5* Substrat, *6* Vakuumpumpe, *7* Rezipient, *8* Dampfstrom, *9* Verdampferblende, *10* Tiegel (gekühlt)

5.3.4 Ultraschallverfahren. Ultrasonic processing

Physikalische Grundlagen

Ultraschall ist eine elastomechanische Schwingung oberhalb der Hörgrenze. Sie reicht von 20 kHz bis über den MHz-Bereich hinaus und wird aus elektrischer Energie mit *piezoelektrischen* oder *magnetostriktiven Schallwandlern* erzeugt.

Anwendungen. Im Bereich der Fertigungstechnik findet der Ultraschall Anwendung zum *Reinigen* und *Fügen* wie *Schweißen, Nieten, Einbetten,* in der Meßtechnik und in der Medizin. Mit keinem anderen Verfahren lassen sich Reproduzierbarkeit, Reinigungsgrad von 100 % und Schnelligkeit in Sekunden- bis Minutenzeiträumen erreichen. Man verwendet hierzu mit Reinigungsflüssigkeit gefüllte V2A-Wannen im 20- bzw. 40-kHz-Betrieb, an denen Schwinger befestigt sind, die zu einem möglichst homogenen Schallfeld führen. Dessen Hauptwirkung besteht in der Kavitation, die bei 20 W/l bevorzugt an verunreinigtem Gut auftritt und Drücke von mehr als 1 000 bar hervorruft [32–34].

Zum *Bearbeiten* in definiertem Wirkbereich der Werkstücke bedient man sich der Ultraschalleinrichtungen nach **Bild 41**. Ein im Schwingungsknoten gelagerter Schallkopf überträgt seine Resonanzschwingung auf einen Verstärker (Booster) und zur Amplitudenvergrößerung durch eine Sonotrode in den Werkzeugwirkbereich der Maschine. Hier entstehen Amplituden von 5 bis 35 µm bei 20 bis 40 kHz. Beim *Schweißen* von Metallen nutzt man die Scherwirkung der Fügepartner, beim *Fügen* von Kunststoffen die Druck- und Zugphasen innerhalb der Thermoplaste aus. Bevorzugte Metalle sind Aluminium, dessen Oxidhaut bis zur völligen Zerstörung hohe Reibarbeit leistet. So werden in großem Maßstab ICs mit 27 µm starken Aluminiumdrähten mit „wedge-bonding" kontaktiert [35].

Das Phänomen Ultraschall bietet folgende Vorteile: kurze Schweiß- und Nachhaltezeiten von etwa 1 s, Möglichkeiten des Fügens von Teilen sehr unterschiedlicher Wandstärke, hohe Festigkeiten, keine Vorbehandlung, keine Strukturveränderungen im Material. Bei Kunststoffen erfolgt Fügen im Nahfeldbereich von 6 mm und darüber hinaus im Fernfeldbereich [36].

Ultraschallsenken, ein auch mit *Ultraschallbohren* bezeichnetes Verfahren, beruht auf der Zerspanung von harten, spröden Materialien durch eine Schleifmittelsuspension, die im Wirkbereich zwischen dem Werkstück und dem als Werkzeug ausgebildeten Sonotrodenende angreift. Mit relativem Werkzeugverschleiß von 1 % erreicht man Abtragsraten von 1200 mm^3/min vorzugsweise bei harten, nichtleitenden Materialien, bei denen, sonst als fertigungstechnische Alternative, die Funkenerosion versagt [14]. Es gelangen Glas, Diamant, Materialien der Edelstein- und Halbleiterindustrie zur Bearbeitung. Die Vorschubkraft in Schwingungsrichtung muß so gewählt werden, daß in der Dekompressionsphase das Werkzeug abhebt, um Freiraum für das Wegschwemmen des abgetragenen Werkstoffs und das Heranführen neuer Schleifmittelsuspension, wie Oxide und Carbide, zu schaffen.

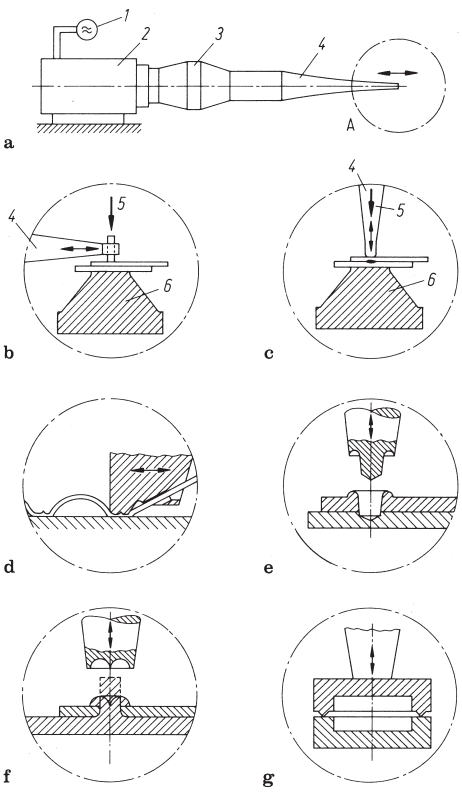


Bild 41. a Schematischer Aufbau einer Ultraschalleinrichtung und die wichtigsten Anwendungen, *1* vom HF-Generator, *2* Schallkopf, *3* Booster, *4* Sonotrode, *5* Kraft, *6* Amboß; **b** Prinzip des Ultraschall-Metallschweißens; **c** Prinzip des Ultraschall-Kunststoffschweißens; **d** Prinzip des Ultraschall-Keilschweißens; **e** Prinzip des Ultraschall-Punktschweißens; **f** Prinzip des Ultraschall-Nietens; **g** Prinzip des Ultraschall-Fernfeldschweißens

5.3.5 Funkenerosion, Elysieren, Metallätzen
Electric discharge machining, electrochemical machining, metaletching

In der Übersicht der Fertigungsverfahren DIN 8580 (s. **S 1**) lassen sich die abtragenden Verfahren DIN 8590 nach **Bild 42** einordnen. Die in der Feinwerktechnik interessantesten sind mit einem Stern gekennzeichnet; der Ultraschall ist dabei ein rein mechanisch wirkendes Verfahren, die Verfahren mit Strahlen finden ihren Wirkmechanismus häufig in thermischen Effekten. Für die Formgebung kleiner Teile kommen zusätzlich oft noch die in VDI-Richtlinie 3400 und 3401 aufgeführten Verfahren der *Funkenerosion,* des *Elysierens* und *Metallätzens* zur Anwendung. Gemeinsamkeit besteht darin, daß elektrischer Strom, teilweise in „örtlicher Elementbildung", für die Wirkung verantwortlich ist. Diese Vorgänge finden im Gegensatz zu trokkenen Verfahren – wie dem Ionenstrahlätzen – in flüssigen Wirkmedien statt [37–40].

Funkenerosion. Da Lichtbogenerodieren nur zu ungenauer Abbildungstreue führt, wendet man unter dem Begriff der *Elektroerosion* häufig die *Funkenerosion* an, die in Form eines Materialabtrags oder einer Materialwanderung zwischen elektrisch leitenden Kontakten bekannt ist. VDI-Richtlinie 3402 definiert: „Elektroerosion umfaßt durch elektrische Entladungsvorgänge zwischen Elektroden unter einem Arbeitsmedium hervorgerufenes Abtragen von elektrisch leitenden Werkstoffen zum Zwecke der Bearbeitung." Die Elektroden sind formgebendes Werkzeug und zu bearbeitendes Werkstück. Die Elektroerosion stellt demnach die elektrische Alternative zum Ultraschall dar. Zu beachten ist die Polung von Werkstück und Werkzeug, um gezielt niedrigen relativen Werkzeugverschleiß zu erhalten. Die Funken in einem Erosionsspalt stellen zeitliche und örtliche Entladungen dar, deren Wirkung auf der Werkstückoberfläche durch *Abtragstrichter* (Pinch-) und *Abtragskrater* (Skineffekt) gekennzeichnet sind. Die mit Impuls- oder Relaxationsgeneratoren betriebenen Maschinen können die Verfahren des *Senkens, Drahterodierens, Schleifens* und *Sägens* realisieren [41].

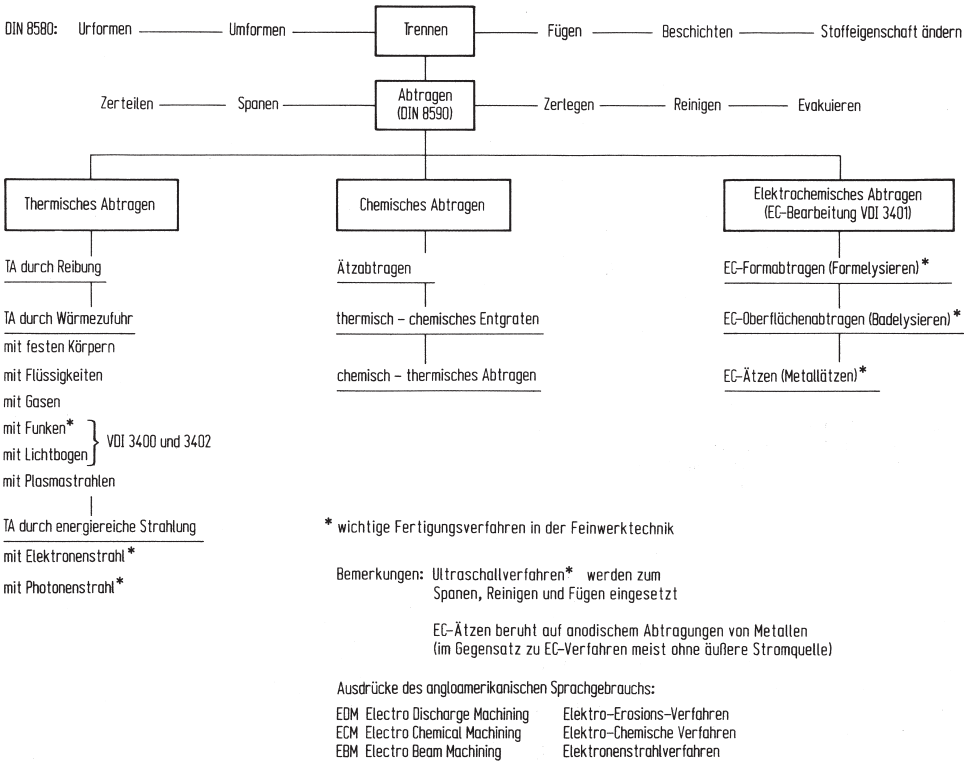


Bild 42. Einordnung der abtragenden Fertigungsverfahren nach DIN 8580 und 8590, VDI-Richtlinie 3400, 3401 und 3402

Elysieren. Dieses ist ein elektrochemisches Verfahren, bei dem unter Einfluß einer Gleichspannung von etwa 20 V in wäßrigen Lösungen von Salzen oder Säuren als Elektrolyten Metallatome der Anode in Lösungen gehen. Es ist die Umkehrung der Galvanisierung, bei der eine Materialwanderung von einem Grammäquivalent durch 96 487 C hervorgerufen werden. Zur Geometriebestimmung wird dazu der Elektrolyt durch eine isolierte Düse auf eine Geschwindigkeit bis 30 m/s gebracht und erreicht bei Stromdichten von 250 A/cm^2 sehr hohe Abtragsraten. Maschinen- und anwendungsspezifisch lassen sich die Verfahren in *elektrochemisches Ätzen, Oberflächenabtragen* bis zu 40 cm^3/min und in Anlehnung und in Verbindung mit spanabhebenden Verfahren in *elektrochemisches Formabtragen* (wie EC-Schleifen) einteilen. Damit sind es gleichzeitig Verfahren zur Erzielung von Geometrien und Oberflächen der Bauteile mit Rauhigkeiten bis herab zu $R_t = 0{,}5$ µm bei Gratfreiheit [42].

Metallätzen. Dieses erfolgt mit äußerer Stromquelle am Werkstück bei Polung als Anode. Elektrische Elementbildung findet aber im Elektrolyten auch lokal statt, z. B. bei Kupferteilen im HCL- oder $FeCl_3$-Bad. Weitere Ätzlösungen sind u. a. Ammoniumpersulfat, Schwefelsäure, Salpetersäure, Flußsäure, Kupferchlorid und Natronlauge. Die Auflösung erfolgt dann durch direkte Reaktion der Ätzmittel mit dem Bauteilwerkstoff, oft unter Wasserstoffentwicklung oder Sauerstoffreaktion. Häufig wird dieses Verfahren zum Herstellen komplizierter Formteile in Form von Folien oder Blechteilen oder zur Leiterbahnstrukturierung gedruckter Schaltungen (Folienätzen, Formteilätzen) angewendet. Geätzt wird in *Tauchbädern,* mit *Schleuder- oder Sprühätzeinrichtungen,* wobei Ätzgeschwindigkeiten bis zu 50 µm/min erreicht werden. Definierte Strukturen sind erreichbar, wenn die nicht zu ätzenden Flächen mit Abdeckschichten (Ätzresist) versehen werden. Isotrop wirkende Ätzen lassen dabei den Resist unterätzen, was zu schmaleren Teilen oder zu Vorhaltegeometrien führt. Genauere Blechteile erhält man demnach bei beidseitiger Beschichtung und beidseitigem Ätzen, wobei auf Deckungsgleichheit (Overlay) zu achten ist. Wirtschaftlich ist dieses Verfahren vorzugsweise bei Schichtdicken bis 0,2 mm und hohen Anforderungen an Geometrie und Gratfreiheit oder bei kleinen Stückzahlen.

5.3.6 Herstellen von Schichten. Coating processes

Beschichten dient normalerweise der *Dekoration* und dem *Schutz* von Oberflächen [14, 43–45]. In der Feinwerktechnik wird aber oft die Schicht – zumal wenn sie strukturiert wird – zum Träger der *Funktion,* das beschichtete Material demzufolge zum *Substrat*. Es werden je nach Anforderung elektrisch leitende, halbleitende, isolierende, supraleitende, weich- und hartmagnetische, verschleißfeste und selbstschmierende Schichten benötigt. Beschichten nach DIN 8580 ist das Aufbringen einer festhaftenden Schicht aus formlosem Stoff auf einem Werkstück. In Anbetracht fertigungstechnischer Möglichkeiten, gerade zum Herstellen von Schichten, muß hier auch das Einbringen (Implantieren) oder Vergraben von Schichtmaterial verstanden werden.

Hinsichtlich Funktion und Herstellung unterscheidet man in dünne von 0,01 nm bis 1 µm und in die darüber liegenden dicken Schichten, wobei alle Aggregatzustände für das Beschichtungsmaterial vorliegen können, so aus der Gasphase, der flüssigen Phase (Galvanik [46]) und dem festen Partikelmaterial [47]. Eine interessante Variante des großflächigen

Beschichtens in monomolekularer Schichtdicke stellt das *Langmuir-Blodgett-Verfahren* dar, bei dem das auf einer Flüssigkeit schwimmende, fein verteilte Schichtmaterial das Substrat beim Herausheben aus dem Flüssigkeitsspiegel vollständig und gerichtet benetzt [48].

Bei allen Verfahren, insbesondere beim Beschichten dünnwandiger Substrate, kommt es auf geringe innere Spannungen an, die aus Unordnungen bzw. dem Einbringen von Fremdatomen und von unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten herrühren können. Des weiteren ist ein wichtiges Beurteilungskriterium die Haftfestigkeit der Schicht, die sich aus den Bindungskräften zwischen Schichtmaterial und Substrat ergibt. Bei Glas- oder Keramiksubstraten lassen sich die Bindungskräfte zur gewünschten Metallbeschichtung mittels reaktiver Metall-Zwischenschichten in Art von Haftvermittlerschichten aus Ti bzw. Cr gezielt erhöhen.

Beim Herstellen dünner Schichten bedient man sich der PVD- und CVD-Prozesse. Das physikalische Abscheiden aus der *Gasphase (PVD)* umfaßt die Verfahren des Bedampfens, Sputterns und Ionenimplantierens sowie deren reaktive Varianten.

Beim *Bedampfen* schlägt sich Schichtmaterial bei geradliniger Ausbreitung vom Verdampfer zum Substrat in einer Vakuumkammer nach einem cosinus-Verteilungsgesetz nieder.

Sputtern ist ein rein mechanischer Prozeß, bei dem in der Vakuumkammer Gasionen, die in einem AC- oder DC-Feld beschleunigt werden, auf das Beschichtungsmaterial (Target) aufschlagen und die Atome „heraushebeln". Die Zerstäubungsrate ist bei einem Einfallswinkel der aufprallenden Gasionen zwischen 45° und 60° am größten. Im **Bild 43** ist eine Magnetronanlage dargestellt, bei der freigesetzte Elektronen vom Substrat durch gerichtete Magnetfelder ferngehalten werden. Damit wird Sputtern bei tieferen Temperaturen des Substrats erreicht.

Beim *Ionenimplantieren* werden Ionen im elektrischen Feld derart stark beschleunigt, daß sie tief in die Substratoberfläche eindringen und damit die Werkstoffeigenschaften verändern; man erkennt, daß bei leicht geänderten technischen Bedingungen sehr schnell zwischen den Hauptgruppen der DIN 8580 innerhalb der Verfahren gesprungen werden kann.

Chemische Verfahren (CVD) beschreiben die Abscheidung von Schichtmaterial aus der Dampfphase mit den Aktivierungsenergien in Art thermischer CVD, Plasma-CVD, Photonen-CVD und laserinduziertem CVD. Zum Beispiel lassen sich Siliciumschichten nach der Reaktionsgleichung $SiH_4 \rightarrow Si + 2H_2$ bei Raten von 0,5 µm/min herstellen.

Oft stellt sich die Aufgabe, Metalle oder isolierende Substrate mit Kunststoffen zu beschichten. **Tab. 3** gibt einen Überblick über die gebräuchlichsten Fertigungsmethoden. Interessant ist dabei das Verfahren des Lackschleuderns, bei dem z. B. für die Lithographietechnik fotoempfindlicher Lack mit einem Dispenser auf die Mitte des zu beschichtenden Substrats mit Überschuß gegeben wird und durch anschließendes Zentrifugieren je nach Drehzahl und Dauer definierte Schichtdicken der trockenen Schicht in einigen Sekunden erreicht werden. Anwendungsbereiche sind hier die IC-Technik, Mikrotechnik und die Flüssigkristalltechnik [49].

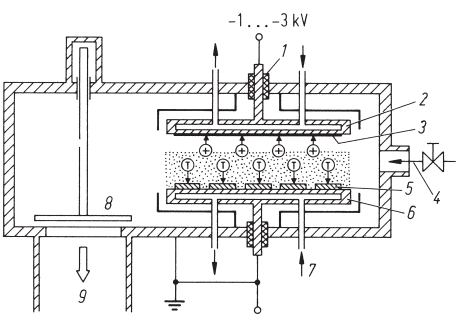


Bild 43. Schema einer Dioden-Bestäubungsanlage. *1* Isolation, *2* Kathode mit Magnetfeld, *3* Target, *4* Argon, *5* Substrate, *6* Aufnahmevorrichtung, *7* Kühlung, *8* Ventil, *9* Pumpensystem

Tabelle 3. Verfahren zum Beschichten von Metallen mit Kunststoffen

Ausgangsmaterial: Kunststoff-		
-Lack	-Pulver	-Folie
Lackieren	Pulverbeschichtung	Walzenbeschichtung
Streichen	Wirbelsintern	Kalandern
Spritzen	Elektrostatisches Wirbelsintern	Walzenschmelzverfahren
Tauchen	Flammspritzen	Extrusionsbeschichten
Lackgießen	Elektrostatisches Pulverbeschichten (Beflocken)	Folienkaschieren
Schleudern		

5.3.7 Herstellen planarer Strukturen

Production of plane surface structures

Die Herstellbarkeit planarer Strukturen ist für die Produkte der Feinwerktechnik ein bestimmender Faktor für die hohe zu erreichende *Packungsdichte* [14, 50]. Kennzeichnend ist immer die Aufgabe, eine Fläche bzw. deren Beschichtung in Flächenelemente oder Bahnen so zu strukturieren, daß sich deren Eigenschaften zu denen der Umgebung grundsätzlich und eindeutig unterscheiden. Diese Binäraussage kann sich auf beliebige chemische und physikalische Eigenschaften beziehen, ein einfaches Beispiel ist die elektrische Leiterplatte [51, 52]. Immer ist aber davon auszugehen, daß sich planare Strukturen auf oder innerhalb eines Substrats befinden und die lateralen Ausdehnungen des Gesamtlayouts wesentlich größer sind als ihre Abmessungen in der dritten Dimension, der Höhe. Unabhängig davon kennt die Praxis Beispiele, bei denen innerhalb einer Querschnittsfläche die Tiefenabmessungen größer als die der Breiten sind (vertikaler Aufbau). Folgt man der DIN 8580, so werden planare Strukturen durch Beschichten, Abtragen und Stoffeigenschaftsändern erreicht. Älteste Beispiele findet man in der Herstellung von Schreib- und Druckerzeugnissen mit den Verfahren des *Hoch-, Tief-, Flach-* und *Siebdrucks*, neue Verfahren in allen *Lithographie-* und *Abformprozessen* zum Erzeugen von Bildplatten, Leiterplatten, Dick- und Dünnschichtschaltungen, Festkörperschaltungen und speziell zur Herstellung von Masken für die Durchführung dieser Fertigungsverfahren.

Beim *Siebdruck* wird eine Rakel über eine Gazeschablone geführt und drückt dabei Farbe bzw. elektrisch leitende Pasten durch diejenigen Flächenbereiche, deren Maschen offen sind [53, 54]. Damit lassen sich 2 bis 3 µm dicke und 200 µm breite Kleberahmen in der LC-Fertigung genauso exakt erstellen wie die gedruckten Goldleiterbahnen auf Keramiksubstraten zur Herstellung von Viellagenschaltungen (Multilayer) auf Keramiksubstraten mit abwechselnden Leiterbahnebenen und Keramikisolatorlagen [55]. Besondere Aufmerksamkeit muß bei paßgenauen Viellagentechniken den Problemen des Overlay gewidmet werden. Bei *Impact-Druckverfahren* wird die kontrasterzeugende Farbe mit mechanischem Druck auf das Papier übertragen, *Thermodruckverfahren* als sog. *Nonimpactverfahren* übertragen das Strukturmaterial durch Einwirkung von Wärme bei nur geringem mechanischen Druck. Ganz frei in der Gestaltung der Struktur und nur abhängig von der Software ist man beim Drucken mit *Laserdruckern*, die elektrostatische Ladungsbilder erzeugen und somit dem Flachdruck zuzuordnen

S

sind. Mit der Verwendung von Licht kommt man aber ganz neuen Techniken und der Herstellbarkeit noch wesentlich feinerer Strukturen näher.

Die Techniken der *Fotolithographie* benutzen hochgenaue Masken mit der maßstabgetreuen Abbildung der Strukturdaten in optischen Strahlengängen auf lithographische Beschichtungen des Substrats im Kontaktverfahren oder mit geringstem Maskenabstand (proximity). Das Prinzip der Fotolithographie (Fotoresisttechnik), wie es zur Erzeugung von elektrischen Leiterplatten bis zur Herstellung von Strukturen im Sub-µm-Bereich der Siliciumtechnik angewendet wird, ist im **Bild 44** dargestellt. Das Verfahren **b** ist auch in einer reziproken Variante möglich, bei dem in lift-off-Technik die metallisierten Fotoschichten abgehoben werden.

Die Grenzen der fotolithographischen Verfahren liegen in der erzeugbaren Kantenschärfe und der gewünschten Feinheit der Strukturen, beide sind durch die Wellenlänge des Lichts, auftretende Beugung und Interferenz [56] begrenzt oder damit erst zu erreichen [57]. Mit speziellen lichtempfindlichen Farbstoffen, die in einer Dicke von 0,3 µm auf die Fotolackschicht aufgebracht werden, erscheint eine Steigerung der Gradation möglich. Die Erfüllung des Wunsches nach immer feineren Strukturen (Megabit-chip) mit Bahnbreiten von Bruchteilen von µm ist Aufforderung und Ansporn an die Fertigungstechnik, ist doch die „Packungsdichte“ auf einem Substrat umgekehrt proportional zum Quadrat der Strukturbreite. Technische Umstände wie Abbildungsfehler, Temperaturausdehnung und Eigenspannungen durch „Festhalten“ der Substrate gestatten eine hinreichend genaue Zuordnung von Maske und Substrat nur innerhalb begrenzter Flächenbereiche. Große Ganzfelder sind demnach nur durch „Feldheften“ kleiner Teilfelder mit step-and-repeat-Verfahren möglich. Mit Lasersystemen werden Positioniergenauigkeiten auf wenige nm erreicht.

Die *Röntgenstrahllithographie* nutzt ein „Wellenlängenfenster“ von 0,2 bis 4 nm für die Belichtung spezieller Fotolacke auf PMMA-Basis zur Erzeugung von Strukturbreiten von unter 0,5 µm. Als Anwendungsbeispiel ist in **S 5.3.8** dieses Verfahren beschrieben. Im Bild des Dualismus Welle-Korpuskel kommen dem Elektronenstrahl noch kürzere Wellenlängen zu, $\lambda < 0{,}1$ nm [58].

Elektronenstrahlverfahren sind für die Lithographie noch aus einem anderen Grunde von fundamentaler Bedeutung. Wenn bei der Elektronenstrahl-Kathodenprojektion im Abbildungsmaßstab 1: 1 die Elektronen durch UV-Licht direkt aus der Maske freigesetzt werden, wird in der Elektronenstrahlprojektion der Abbildungsmaßstab durch weitere elektronenoptische Systeme verkleinert.

Die interessanteste Variante der Anwendung ist die des *Elektronenstrahlschreibers*. Sie bietet die Möglichkeit, mit den Elektronenstrahlen softwaregesteuert und mit einstellbarer Brennfleckgröße direkt zu schreiben, einmal zur Erzeugung der anderweitig benötigten hochgenauen Masken, andererseits zum „Direktschreiben“ von Strukturen und Substraten für die Erstellung von Prototypen bzw. kleinen Serien zur Produkterprobung.

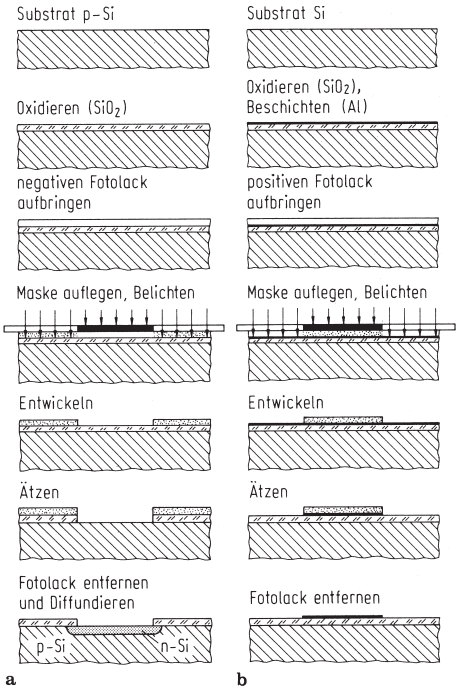


Bild 44a, b. Prinzip der Fotolithographie. **a** Selektives Ätzen und Diffundieren mit Negativlack; **b** selektives Metallbeschichten mit Positivlack

5.3.8 Verfahren der Mikrotechnik

Manufacturing of microstructures

Für die Realisierung von Mikrosystemen haben sich drei Techniken herauskristallisiert, die alle dem Grundsatz folgen, mikrotechnische Komponenten mit denen der Mikroelektronik möglichst auf einem Substrat bzw. Chip hochintegrativ zu erstellen.

In der Bulk-Technik werden in Teilen des Elektronik-Chips durch Freiätzen der Rückseite Membranen mit und ohne seismische Massen eingebracht, die mit Widerstands- oder kapazitiven Meßtechniken auf der Vorderseite als Beschleunigungs- oder Drucksensoren in der Kfz-Technik millionenfach Anwendung finden.

In der Oberflächen-Mikromechanik werden auf der Substratoberfläche nacheinander in vielen Schritten Beschichtungs- und Strukturierungsvorgänge durchgeführt mit Schichtmaterialien, die im späteren Ätzprozeß Funktionsteile ergeben. So liegen unter künftigen Spiegelschichten und innerhalb von Gelenkbügeln verlorene Schichten, die im letzten Ätzprozeß die beweglichen Teile für den Aufklapp- und Bewegungsprozeß freigeben [59].

Die dritte Technik ist die später beschriebene LIGA-Technik, die in Metall-, Keramik- oder Kunststofftechnik direkt auf den Elektronik-Chip konfektioniert wird und demnach selbst als Substratmaterial Silicium besitzt. Auch hier können verlorene Schichten zu definierten Freiräumen und zur Beweglichkeit der Bauelemente führen.

In [60] wurde ein Verfahren zur Herstellung von Quarz-Stimmgabeln für Kleinuhren beschrieben, die in Art eines „Wafer-batch-processing“ im Nutzen aus einer 125 µm dicken SiO_2-Platte bei 85 °C chemisch herausätzbar sind [61]. Das Bad aus Flußsäure und Ammoniumfluorid ätzt den Quarz dabei, abhängig von den Richtungen der Kristallachsen, stark anisotrop. Das heißt, daß mit einer Ätzgeschwindigkeit von etwa 4 µm/min in z-Richtung eine extrem kleine Unterätzung in x- und y-Richtung erreicht werden kann. Durch „Vorhalten“ in definierten Achsrichtungen sind damit bei Ätzteilen nicht nur die lateralen Dimensionen, sondern auch die Auswirkungen in der dritten Dimension vorherbestimmbar und für die Geometriekonzepte der Mikroteile nutzbar. Mikroelemente und Baugruppen daraus sind Produkte der Mikrotechnik, die sich selbst wieder zusammensetzen aus Elementen der *Mikroelektronik, Mikromechanik* und der *Mikrooptik*. Zu

den mikrotechnischen Produkten gehören demnach *Halbleiterschaltkreise, integrierte optische* und *optoelektronische Systeme, Sensoren* aus *Silicium, Mikrodüsen, Mikroaktoren, subminiaturisierte mechanische, elektrische* und *optische Verbindungen* und *Schalter.* Alle Teile zeichnen sich aus durch extrem kleine Abmessungen im Sub-µm-Bereich, durch integrierten Aufbau und durch einen hier extrem stark geforderten Systemgedanken. Elektronische Systemteile werden als integrierte Schaltungen schon seit vielen Jahren realisiert, und so lag es im Sinne einer monolithischen oder hybriden Integration nahe, die hier verwendeten Materialien und Technologien auch für die mikromechanischen Teile anzuwenden [17, 62–65].

Die Mikrotechnik umfaßt in der Fertigungstechnik spezielle *Beschichtungs-, Lithographietechniken* und *Ätz-, Spritz- und Prägeverfahren*.

Siliciumtechnik

Von herausragender Bedeutung ist der einkristalline Werkstoff *Silicium,* der durch mechanische Eigenschaften, wie geringste Dämpfung, keinerlei Ermüdung, höchste Kristallreinheit, durch Dotierung bestimmbare elektrische Leitfähigkeit, Ätz- und Beschichtungsfähigkeit besticht. Das Wichtigste für diesen Werkstoff ist aber die Möglichkeit, mit speziellen *selektiven* und *anisotropen Ätzmitteln* in Abhängigkeit von der Kristallorientierung mikromechanisch die dritte Dimension, und zwar die der *Tiefe, räumlich* zu erschließen. Dieses anisotrope und isotrope Ätzen, die Erstellung feinster Strukturen und Masken nicht nur mit dem Laser, sondern auch mit Elektronen- und Röntgenstrahlen und neben den Abtragsverfahren auch mit galvanischen Beschichtungsverfahren begründen die großen Anstrengungen der Mikrotechnik [66]. Ausgangsmaterial für die Siliciummechanik ist ein *Wafer*, aus dem im „batch-processing" eine Vielzahl gleichartiger Elemente realisiert werden. Für den Aufbau und die Strukturierung des Wafers bedient man sich der unterschiedlichsten Fertigungsverfahren und Fertigungseinrichtungen, die, meist aus der IC-Technologie her bekannt, speziell an die Dickenverhältnisse angepaßt werden müssen [67]. Je feiner die lateralen Strukturen aufgelöst werden sollen, desto höhere Anforderungen sind an die Lithographieverfahren zu stellen, dabei werden sämtliche Strahlungsarten, wie Licht-, Röntgen- und Korpuskularstrahlung benutzt.

Neben Verfahren mit fokussiertem Strahl, wie z. B. dem Elektronenstrahl, kommen für noch feinere Auflösungen im Sub-µm-Bereich Röntgenstrahlen zur Anwendung, die tangential an den Beschleunigungsstrecken von Elektronen-Synchrotrons entstehen und in Vakuumröhren geführt werden. Sie treten in Form eines breiten Strahlschlitzes aus einem mit Folie bespannten Fenster mit gaußscher Intensitätsverteilung auf ca. 10 mm Höhe aus.

Damit lassen sich lithographische Belichtungen durch Beryllium-Masken hindurch mit Absorberbereichen im Proximityverfahren direkt oder bei größerer Höhe in vertikaler Richtung gemeinsam oszillierend, realisieren.

Zur Strukturierung in Richtung der Schichtdicke, also zur Geometriebestimmung für die Bauelemente innerhalb der Siliciumscheibe, werden *Additivtechniken* und *Subtraktivtechniken* angewendet. Erstere gestatten den Aufbau von Isolationsschichten, z. B. SiO_2 bzw. Si_3N_4, oder dotierter Halbleiterschichten, genauso wie die Beschichtung mit Metallen wie Al, Al/Si, Al/Si/Cu oder organischem Material und Gläsern. Als Technologien dazu sind zu nennen: Epitaxieverfahren für einkristallines Silicium, Verfahren der chemischen Abscheidung aus der Gasphase und Kondensation der Zersetzungsprodukte CVD, thermische Oxidation oder Aufdampfen und Sputtern.

Zur Durchführung gezielten *Materialabtrags* von Silicium und Schichtstrukturen bedient man sich der *naßchemischen Ätzprozesse*, die isotrop sind und damit gleiche Ätzgeschwindigkeiten in allen Raumrichtungen, auch starkes Unterätzen, ergeben. Wichtige Einflüsse auf die Ätzung folgen aus der Art und Defektfreiheit des Ätzguts, den Maskierungen und der Orientierung zu den Kristallachsen, den Ätzmitteln hinsichtlich Temperatur und Alter und den äußeren Einflüssen wie Sauberkeit. Die Vorteile der *Trockenätzverfahren* liegen zum einen in der oft höheren Abtragsrate, der ausgezeichneten Strukturauflösung und einer oft zu beobachtenden Anisotropie oder Richtungsabhängigkeit.

Materialabtragung kann ferner durch *Ionenbeschuß* in Kammern mit niederen Druck erfolgen. Ein Hauptvertreter dieser Geräteklassen ist eine *Sputterätzeinrichtung*, die in umgekehrter Funktionsweise als Beschichtungseinrichtung bekannt ist. Hier wird im Niederdruckplasma aus einem chemisch nicht reaktiven Gas wie Argon das zu ätzende Teil auf negatives Potential gelegt. Die positiven Argonionen schlagen Moleküle und Atome aus dem Substrat heraus, das an anderen Stellen partiell durch Fotolack geschützt wird. Bei Ionenbeam-milling wird in einer Kammer ein Argonionenstrahl gebildet, der auf 0,5 bis 1 keV beschleunigt und unter Hochvakuumbedingungen auf das Substrat auftrifft. Unter Zufügen einer chemisch reaktiven Komponente wird mit Initialisierung durch den Ionenbeschuß dieser Vorgang zum *reaktiven Ionenstrahlätzen*. Mit O_2-Zugaben lassen sich vorzugsweise Kunststoffe strukturieren, z. B. Stege mit 1,5 µm Breite bei 30 µm Dicke. Gut lassen sich bislang Si, SiO, Al bearbeiten mit Ätzraten von 0,1 bis 1 µm/min und einstellbaren Profilen oder Steigungen der Seitenwände und Aspektverhältnissen von 10 : 1. Unter den Aspektverhältnissen versteht man immer die in Bearbeitungsrichtung liegende Tiefe zur Kanal- oder Stegbreite der Struktur.

Anisotrope Siliciumätztechnik. Silicium hat nach **Bild 45** einen Gitteraufbau wie Diamant [17]. Mit Miller-Indizierung der orientierten Einkristalle gibt es bevorzugte Ebenen, die mit anisotrop abtragenden Ätzlösungen, wie den Alkalilaugen KOH

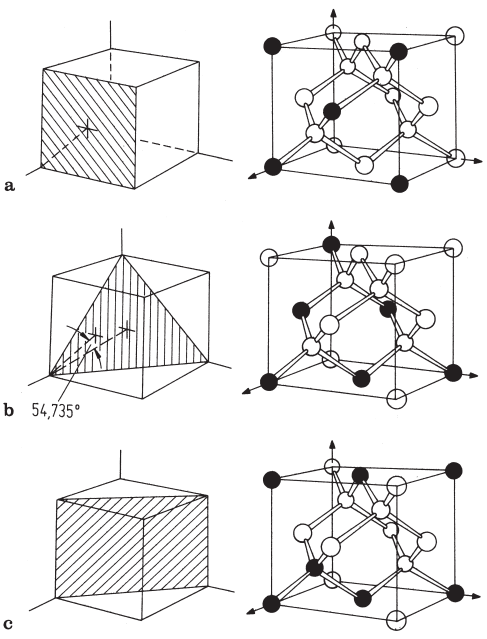


Bild 45 a–c. Gitteraufbau von Silicium und Kennzeichnung der **a** 100-, **b** 111-, **c** 110-Ebene

S

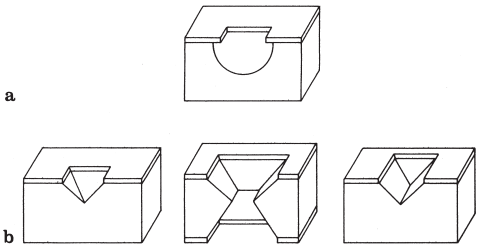


Bild 46. a Isotropes und **b** anisotropes Ätzen von Silicium

und NaOH oder Ethylendiamin mit Brenzkatechin und Wasser bzw. Hydrazin und Wasser sehr unterschiedlich schnell abgetragen werden. Dieses anisotrope Verhalten wird durch den Gitteraufbau des Kristalls und den damit verbundenen unterschiedlichen Bindungskräften hervorgerufen. Da der Energieaufwand für die Auslösung eines Siliciumatoms in Richtung der 111-Ebene am größten ist, bleibt diese Richtung bevorzugt erhalten. Die Abtragsraten sind hier mehr als 100mal so klein wie in den anderen Kristallrichtungen 100 und 110. Für den Fertigungstechniker ergibt sich nunmehr die Aufgabe, die Waferoberfläche so zur Richtung der Kristallachsen zu legen, daß beim Ätzen gewünschte Geometrien erreicht werden. Ein charakteristischer Winkel von 54,735° wird dabei sehr häufig die Geometrie der Bauteile bestimmen. Es ist der Winkel zwischen den 111- und 100-Ebenen mit den sehr unterschiedlichen Ätzraten. Bildet nämlich die Oberfläche des Wafers die 100-Ebene, so entstehen in einem Ätzfenster vier Flächen, die je nach Ätztiefe und Waferdicke zu einer Spitze auslaufen können. Beidseitiges Ätzen mit genauem Overlay führt dann zu doppeltkonischen Durchbrüchen (**Bild 46**). Bei Ätzraten von 5 bis 150 µm/h in der gewünschten Ätzrichtung dauern die Prozesse sehr lang. Deshalb werden die Maskierungsschichten aus SiO_2 oder Si_2N_4 hergestellt. Auch bordotiertes Silicium mit 10^{20} Boratome/cm^3 sind gegen derartige Ätzlösungen resistent. Sollten aber freitragende Zungen und dergleichen zu realisieren sein, so muß beachtet werden, daß Bor eine andere Gitterkonstante oder anderen Atomradius als Silicium hat und dieser Dotiervorgang zum Einbringen von inneren Spannungen – bei Bor zu Druckspannungen – führt. Es sind aber Verfahren bekannt geworden, diese inneren Verspannungen durch Dotieren z. B. mit Ge-Atomen zu kompensieren [68]. Da generell der „Kristall bestimmt", was fertigungstechnisch machbar ist, kommt es extrem darauf an, daß die Maskenstrukturen auch innerhalb der Waferebene zur Kristallrichtung ausgerichtet sind. Eine Lösung wird bislang darin gesehen, am „flat" des Wafers in anisotropen Ätzversuchen die Richtung der Kristallachsen exakt zu bestimmen. Zur Verdeutlichung stelle man sich in diesem Zusammenhang vor, daß eine beliebig geformte Fensteröffnung auf dem Wafer bei langdauerndem Ätzen immer zu einer Ätzgeometrie führt, deren Gestalt durch die Tangenten an die Fensteröffnung in Richtung der Kristallachsen liegen. Innenecken bilden sich scharfkantig heraus, konvexe Strukturen werden dagegen unterätzt (**Bild 47**). Vertikal in die Waferdicke hinein zeigende Ätzwände werden dann erreicht, wenn diese durch 111-Ebenen des Kristalls gebildet werden.

Mikroelemente aus Silicium müssen in ein geometrisches Konzept zur Bauteilperipherie passen. Zum Fügen von Mehrschichtsystemen, z. B. aus Silicium und Glas, ist das Verfahren des Anodic-Bonding bekannt geworden, bei dem sich die Glassorte Pyrex mit Silicium bei ca. 300 °C unter geringem Druck und elektrischer Spannung durch Leitendwerden im Fugenspalt chemisch fügt. Mit dem anisotropen Ätzen können aus einem massiven 0,5 bis 0,8 mm dicken Siliciumwafer her-

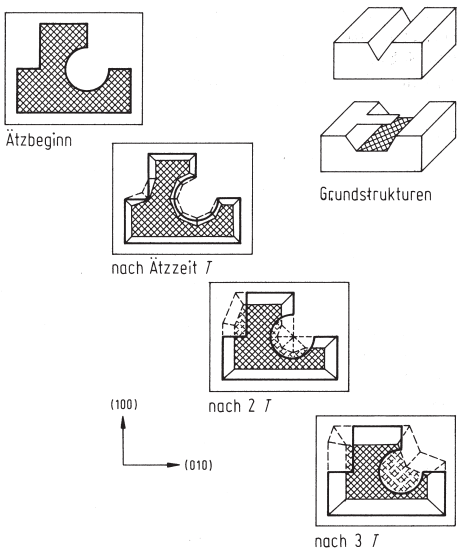


Bild 47. Unterätzungen an konvexen Ecken (Si-Technik)

aus dreidimensionale Mikroelemente durch Abtragen erzielt werden.

Eine wichtige Voraussetzung für Konstruktion, Dimensionierung und Fertigung von Mikrostrukturen ist die Kenntnis von mechanischen Eigenschaften der Materialien. In [69] konnte nachgewiesen werden, daß Bruchbelastungen von Siliciumelementen einer Weibullverteilung folgen. Die Probandengeometrie hat in [70] zu neuen Bauformen von Aktuatoren geführt.

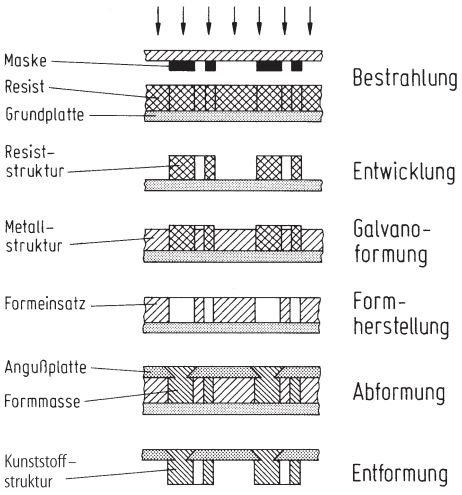
Andere Werkstoffe

Silicium, auch in der 300-mm-Wafertechnik verwendet, ist und bleibt ein teurer Substratwerkstoff. Unablässig wird deshalb in den Mikrotechniken danach gesucht, preiswerte Grundwerkstoffe als Substrat und Schichtmaterialien einzusetzen. Spezielle Gläser sind mit der Möglichkeit des anisotropen Bondens ein wichtiger Werkstoff, der zudem durch lateral strukturierte Teilkristallisation ebenso wie Silicium Anisotropien in den Ätztechniken zeigt [71]. In derart gefertigte Ätznuten mit konischem Querschnittsprofil lassen sich z. B. Cu-Spulen „vergraben".

Zur Herstellung extrem präziser Teile aus Metallen und Kunststoffen in etwa gleichen Dickenabmessungen in einer *„Aufbautechnik"* dient das *LIGA-Verfahren*, abgeleitet aus den Fertigungsschritten Lithographie, Galvanoformung und Abformung [72].

Im **Bild 48** ist die Prozeßfolge dargestellt, bei der zunächst eine strahlenphysikalisch leicht veränderbare Resiststruktur über eine Maske in ca. 40 µm Proximity-Abstand mit hochintensiver, paralleler Röntgenstrahlung über mehrere Stunden hinweg bestrahlt wird. Je nach Resistwerkstoff werden die bestrahlten und unbestrahlten Bereiche durch Entwickeln selektiv entfernt, und es verbleiben Strukturen, die durch die Kurzwelligkeit der Röntgenstrahlung extrem fein aufgelöst werden. Bei wenigen µm Lateralabmessungen sind Schichtdicken von mehreren hundert µm realisierbar. In galvanischen Bädern lassen sich die Lücken oder Freiräume, nunmehr exakt abgebildet, mit Metallen wie z. B. Nickel füllen. Gleiche Höhe wird durch mechanisches Überarbeiten erreicht. Nach Entfernen des Resists existiert nun eine Metallform, die als Abspritzform beliebiger Kunststoffteile verwendet werden kann.

S



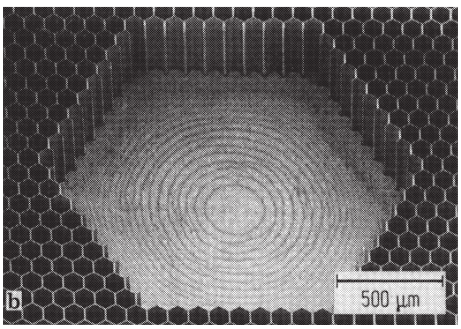


Bild 48a, b. LIGA-Verfahren. **a** Fertigungsschritte; **b** Wabenstruktur aus Kunststoff. Die Wandstärke beträgt 4 µm, die Strukturhöhe 350 µm (Foto KfK)

Die Kunststoffelemente können selbstverständlich wiederum als Werkzeug für weitere Galvanoformung gelten.

5.4 Beschichten. Surface coating

H. K. Tönshoff und **B. Denkena**, Hannover

Beschichten ist das Aufbringen einer *fest haftenden Schicht* aus *formlosem Stoff* auf ein Werkstück (DIN 8580).
Schicht und Substrat (Unterlage) bilden einen *Verbundkörper* aus unterschiedlichen Stoffen. Damit wird eine Funktionstrennung möglich: die *Schicht* übernimmt Kontaktfunktionen wie Schutz gegen chemischen oder korrosiven Angriff und gegen Tribobeanspruchung, beeinflußt das Reibverhalten oder dient optischen oder dekorativen Zwecken. Das *Substrat* übernimmt häufig Tragfunktionen, wobei seine Eigenschaften der spezifischen Beanspruchung ohne Rücksicht auf das Kontaktverhalten angepaßt werden können. In diesem Freiheitsgrad, der durch Eigenschaftskombination von Schicht und Substrat gewonnen wird, liegt der Grund für das steigende Interesse an der Beschichtungstechnik.
Durch *Mehrfachschichten* werden weitere Eigenschaftsvorteile erreicht, z. B. Herabsetzen des Reibwerts mit der obersten Kontaktschicht, gefolgt von Diffusion sperrenden Schichten und Schichten zur Erhöhung der Haftfestigkeit mit dem Substrat.

Tabelle 4. Beispiele für Beschichtungen

Verfahren	Schicht			Anwendung
	Stoff	Dicke in µm	Härte (HV)	
PVD, Ionenplattieren	TiN	3…8	2300	Bohrer, Fräser Schneidwerkzeuge Umformwerkzeuge
CVD	TiC	7	3500	Wendeplatte
CVD	TiC	4	3500	Wälzlager/ Nukleartechnik
Plasmaspritzen	Hartmetall	50…300	1600	Nuklearkomponenten
stromlose Abscheidung	Ni-Dispersion	10…100	550	Zylinderbuchsen
galvanisieren	Cr	10…50	900	Kolbenstangen

Grundsätzlich sind drei Bereiche zu unterscheiden: der Schichtbereich, der Haftbereich zur Verbindung von Schicht und Unterlage und das Substrat als formgebender, tragender Körper. Beschichtet werden Metalle, Keramiken, Einkristalle, Gläser und Kunststoffe. Schicht- und Haftbereich sind je nach stofflicher Zusammensetzung und nach dem angewandten Beschichtungsprozeß in fast beliebiger Vielfalt ausführbar (**Tab. 4**).
Nach dem Aggregatzustand des aufzubringenden formlosen Stoffs wird unterschieden: Beschichten aus dem *gas-* oder *dampfförmigen* Zustand, dem *flüssigen, pulverförmigen* (oder festen) sowie aus dem *ionisierten* Zustand mit Schichtdicken zwischen weniger als 1 µm und mehr als 100 µm. Beschichten aus dem gas- oder dampfförmigen Zustand kann durch *physikalische* Vorgänge (PVD, physical vapour deposition) oder *chemische* Vorgänge (CVD, chemical vapour deposition) erfolgen.
Bei *PVD-Verfahren* sind drei Phasen zu unterscheiden [73]: 1. Verdampfen des Schichtstoffs, 2. Transportieren von der Quelle zum Substrat, 3. Kondensieren auf dem Substrat. Der gasförmige Zustand wird durch Erhitzen – *Verdampfen* – (Austrittsenergie der Teilchen gering, <0,5 eV; Vakuum für den Transport hoch, 10^{-4} Pa) oder durch Teilchenbeschuß – *Zerstäuben* (Sputtern) – (Austrittsenergie groß, <40 eV, Vakuum für den Transport geringer, 1 bis 10^{-3} Pa) erreicht (**Bild 49**). Beim Aufdampfen erfolgt die Kondensation ohne große Temperaturänderung des Substrats, beim Aufstäuben kommt es wegen der hohen kinetischen Energie der Teilchen zu einer starken Temperaturänderung. Das *Ionenplattieren* verknüpft Vorteile des Aufdampfens und Sputterns (**Bild 49c**). Das Substrat führt ein negatives Potential, das Plasma entsteht durch Glimmentladung bei einem Vakuum von 1 bis 10^{-1} Pa und einer Teilchenenergie zwischen 10 bis 100 eV. Die hohe Auftreffenergie entfernt gleichzeitig Fremdschichten. Für alle PVD-Verfahren gilt: Prozeßtemperaturen < 500 °C, Entwicklung zu niedrigeren Prozeßtemperaturen, um Beeinflussung des Trägerstoffs zu vermeiden.

CVD-Verfahren (**Bild 49d**) beruhen auf chemischen Reaktionen von Gasen. Die Prozeßtemperaturen liegen oberhalb 700 bis 1500 °C. Die Entwicklung bewegt sich auch hier zu niedrigeren Temperaturen. Die Reaktion verläuft zwischen Metallverbindungsgas (wie z. B. $TiCl_4$) und reaktivem Gas (wie CH_4), wobei das Substrat (z. B. Hartmetall) als Katalysator wirken kann. Ein drittes inertes oder reduzierendes Gas sorgt für den Transport der Reaktionsgase. (Im Beispiel wird TiC abgeschieden [74].) Die Energiezufuhr erfolgt beim CVD-Beschichten

S

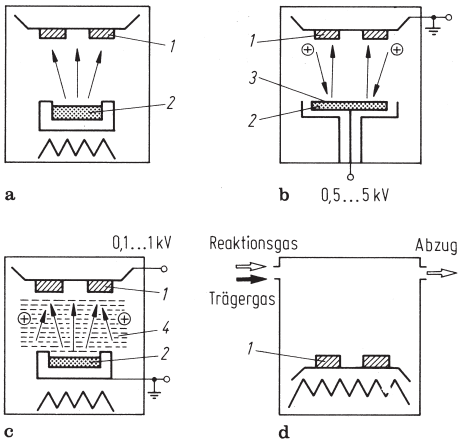


Bild 49a–d. Beschichten aus der Dampfphase. **a** Aufdampfen (PVD); **b** Zerstäuben (PVD); **c** Ionenplattieren (PVD); **d** chemisches Abscheiden (CVD). *1* Substrat, *2* Schichtstoff, *3* Kathode, *4* Plasma

durch Erhitzen des Substrats (Erwärmung durch Strahlung) und neuerdings auch durch Plasmaentladung oder über Laser. Durch einen gesteuerten Laserstrahl sind Schichtmuster erzeugbar und dadurch örtliche Eigenschaftsveränderungen möglich.

Zum Beschichten aus dem flüssigen Zustand gehören das Aufbringen von organischen Überzügen durch Anstreichen oder Spritzlackieren, das Tauchemaillieren, das Auftragsschweißen und das Laserbeschichten. Das Explosionsplattieren, Walzplattieren und Pulveraufspritzen gehören zum Beschichten aus dem festen oder pulverförmigen Zustand. Die *Pulverbeschichtung* dient als Korrosionsschutz oder zur optischen Oberflächenbehandlung. Im elektrostatischen Feld werden Duroplaste (auf der Basis von Epoxid-Polyester- und Acrylharz) auf Werkstücke aufgetragen, Pulver bei Temperaturen von 150 bis 220 °C eingebrannt. Beim *Wirbelstromsintern* werden erwärmte Werkstücke in aufgewirbeltes Pulver (auf Basis von Polyamid, Polyvinylchlorid, Polyethylen) eingetaucht. Das Pulver verschmilzt zu einer Schutzschicht, die Dicke ist durch die Tauchzeit bestimmt.

Beim *Galvanisieren* wird aus dem ionisierten Zustand beschichtet, Schichtstoffe sind Cr, Ni, Sn, Zn, Cd u. a. Reine Metalle oder auch Legierungen werden aus wäßriger Lösung (Ausnahme z. B. Aluminium aus nichtwäßriger Lösung) elektrolytisch abgeschieden. An der Kathode werden Metallionen entladen und abgeschieden, an der Anode gehen sie (bei löslicher Anode) in Lösung. Die Abscheidung erfolgt nach dem Faradayschen Gesetz: $m = k\,I\,t$ mit der abgeschiedenen Masse m, dem Strom I und der Zeit t, k ist eine Stoffkonstante. Die Abscheidungsgeschwindigkeit liegt bei 0,2 bis 1 µm/min.

5.5 Rapid Prototyping

G. Spur und **E. Uhlmann**, Berlin

Die Bedeutung von Rapid-Prototyping-Verfahren für die Anwendung in der Produktentwicklung insbesondere zur Verkürzung der Produktentwicklungszeiten und die Unterstützung des Simultaneous Engineering hat in den letzten Jahren immer mehr zugenommen. Die Vorteile von Rapid-Prototyping-Systemen liegen in der schnellen und kostengünstigen Herstellung von Prototypen. Darüber hinaus haben diese Verfahren das Potential zur direkten Herstellung von Werkzeugen und Formen für den Prototypenbau sowie für die Vor- und Kleinserienfertigung.

Als Werkstoffe für das Rapid Prototyping sind derzeit Kunststoffe, Wachse, Papier, Sande und Metalle verfügbar. Die industrielle Herstellung von Prototypen zur Visualisierung und Prüfung von Produkten, von Modellen für den Feinguß sowie von Funktionsmodellen erfolgt zur Zeit aus organischen Werkstoffen, wie Kunststoffen und Wachsen. In den letzten Jahren konnte darüber hinaus ein Trend zum Rapid Tooling festgestellt werden. Hierunter wird das Herstellen von Werkzeugen und Formen mit Hilfe von Rapid-Prototyping-Verfahren unter Verwendung einer Kombination von metallischen Werkstoffen und niedrigschmelzenden Bestandteilen, wie z. B. polymerbeschichtetem Metallpulver verstanden. Unterschieden werden dabei Prozesse, bei denen das Werkstück direkt mit dem Rapid-Prototyping-Verfahren fertiggestellt wird, und Verfahren, bei denen nach der Anwendung des Rapid Prototyping ein Wärmebehandlungsprozeß folgt. Während des Wärmebehandlungsprozesses wird der Polymeranteil ausgetrieben und das Werkstück mit einem Metall, wie z. B. Bronze, infiltriert. Die Anwendungsbereiche metallischer Rapid-Prototyping-Produkte liegen derzeit im Bereich Pulverspritzguß und Druckguß. Weiterhin werden metallische Bauteile über die Schmelzphase durch das Lasergenerieren erzeugt [77]. Darüber hinaus existiert eine Vielzahl von Forschungsansätzen, die sich mit keramischen Werkstoffsystemen für Rapid-Prototyping-Verfahren befassen [76].

Gemeinsames Merkmal aller Rapid-Prototyping-Systeme ist der schichtweise Aufbau des Werkstücks. Hierfür werden 3 D-CAD-Daten zunächst in Querschnitte zerlegt, um daraus im eigentlichen Herstellungsprozeß das Werkstück aufzubauen. Die Rapid-Prototyping-Verfahren lassen sich nach dem Aggregatzustand des Ausgangsmaterials und den physikalischen Prinzipien der Verfestigung klassifizieren [75]:

- Verfestigung flüssiger Materialien durch Polymerisationsverfahren,
- Generieren aus der festen Phase:
  - Ausschneiden aus Folien oder Platten,
  - An- oder Aufschmelzen von festen Materialien oder Pulvern,
  - Verkleben von Granulaten oder Pulvern durch zusätzliche Binder und
- Abscheiden aus der Gasphase.

Ausgehend von diesen physikalischen Prinzipien haben sich die Stereolithographie, das Selektive Lasersintern, das Fused Deposition Modelling und das Laminated Object Manufacturing als die vier bisher führenden Rapid-Prototyping-Verfahren entwickelt.

Stereolithographie (SL)

Die Laser-Stereolithographie ist das älteste RP-Verfahren. Dabei werden die Querschnitte durch lokales Aushärten eines UV-lichtempfindlichen, flüssigen Photopolymers hergestellt. Ein Ultraviolett-Laser belichtet entsprechend der Querschnittsgeometrien die geforderten Konturen und Schnittflächen [78]. Das Werkstück wird entweder auf einer absenkbaren Plattform in einem Photopolymerbad aufgebaut oder auf einer stationären Plattform mit einem Außenkasten aus ausgehärtetem Photopolymer umgeben. Werden überstehende Geometrien generiert, so müssen diese teilweise von unten durch zusätzliche Verrippungen abgestützt werden, damit sie nicht in der Flüssigkeit absinken. In der Stereolithographie werden Photopolymere auf Epoxid- oder Acrylharzbasis eingesetzt. Insbesondere bei hohen Anforderungen an die Maßgenauigkeit und bei sehr filigranen Werkstücken, wie z. B. Elektronik-Steckern, werden die Stärken der Stereolithographie deutlich. Bei Epoxidharz-Werkstücken können mit neuen Strategien bei der Belichtung inzwischen hohe Genauigkeiten erreicht werden, so daß 90 % der im CAD-Modell festgelegten Konturwerte innerhalb einer Toleranz von 0,1 mm liegen [79]. Neben der Belichtung der Photopolymere mit dem Laser

ist beim *Solid Ground Curing-(SGC-)*Verfahren auch die Belichtung über eine Maske mittels UV-Lampe realisiert.

Selektives Lasersintern (SLS)

Unter dem Verfahren des Selektiven Lasersinterns, auch als Lasersintern bezeichnet, wird das lokale Erhitzen von pulverförmigem Ausgangsmaterial auf Sinter- bzw. Schmelztemperatur verstanden. Das Material wird durch einen CO_2-Laser entsprechend der Geometrie der einzelnen Querschnittsschichten teilweise oder vollständig aufgeschmolzen und verfestigt nach dem Erkalten. Ein klassischer diffusionsgesteuerter Sinterprozeß findet dagegen nicht statt. Insgesamt entsteht auf diese Weise eine lasergesinterte Schicht. Anschließend wird der Bauraum entsprechend der jeweiligen Schichtdicke um etwa 0,1 bis 0,3 mm abgesenkt und eine neue Pulverschicht aufgetragen. Die nächste Schicht wird gesintert und das Bauteil Schicht für Schicht generiert. Somit können Modelle und Werkzeuge mit komplizierten Geometrien wie Hinterschneidungen hergestellt werden [83]. Stützkonstruktionen wie beispielsweise bei der Stereolithographie sind nicht notwendig, da das Bauteil von der umgebenden Pulverschicht gehalten wird. Als Werkstoffe für dieses Verfahren sind unter anderem Polycarbonat, Polystyrol, Polyamid, Feingußwachs, Formsande und metallische Werkstoffe erhältlich. Bei metallischen Bauteilen, an die höhere Anforderungen bezüglich der Festigkeit gestellt werden, reicht der SLS-Prozeß allein nicht aus, um ein gebrauchsfähiges Werkstück herzustellen [82]. Ein nachfolgender Wärmebehandlungsprozeß ist notwendig (**Bild 50**).

Fused Deposition Modelling (FDM)

Beim FDM-Verfahren werden die Querschnittschichten der Werkstücke über einen dreidimensionalen Plottermechanismus generiert, der den auf Schmelztemperatur erhitzten Werkstoff entsprechend den Schichtgeometrien aufbringt (**Bild 51**). Als Materialien stehen verschiedene Wachse, ein nylonähnlicher Kunststoff sowie Acrylnitril-Butadien-Styrol (ABS) zur Verfügung. Die Werkstoffe werden als dünnes Filament auf Rollen geliefert. FDM Maschinen können im Gegensatz zu vielen anderen RP-Anlagen durchaus in einem Büro, also z. B. in der Entwicklungsabteilung, installiert werden [75]. Im Rahmen des Prozesses entstehen keine toxischen Substanzen, und die Maschinen sind in ihren Abmaßen mit größeren Kopiergeräten vergleichbar.

Laminated Object Manufacturing (LOM)

Dieses auch als *Layer Laminate Manufacturing (LLM)* bezeichnete Verfahren erzeugt die Werkstücke aus vielen zweidimensional konturierten Schichten, die anschließend zu einem dreidimensionalen Modell zusammengefügt werden [75]. Das Schichtverfahren ist weitgehend materialunabhängig. In der Regel wird Papier verwendet, welches auf der Unterseite mit temperatursensitivem Klebstoff beschichtet und mit einer heißen Andruckrolle auf den bereits vorhandenen unteren Teil des Werkstückes geklebt wird. Anschließend wird mit einem CO_2-Laser die für diese Schicht geforderte Querschnittkontur ausgeschnitten. Der den Werkstückquerschnitt umgebende Teil der Arbeitsfläche wird mit dem Laser in ein Karomuster zerschnitten. Dadurch wird es möglich, das eigentliche Werkstück aus dem geschlossenen Papierblock nach dem Abschluß des Bauprozesses zu entformen.

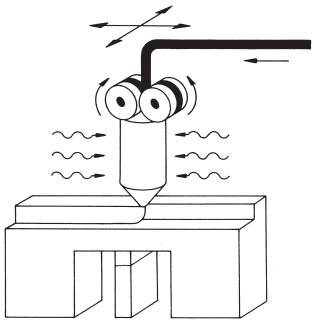


Bild 51. Prinzip des FDM-(Fused Deposition Modelling-)Verfahrens [75]

Weitere Rapid-Prototyping-Verfahren

Beim *3 D-Printing* werden Pulverteilchen durch einen externen Binder miteinander verklebt, der dazu definiert eingespritzt wird. In einem nachgeschalteten Prozeß muß das Modell entbindert und nachgesintert werden [75].

Die Technik des *Lasergenerierens* wurde von dem thermischen Beschichten mit dem Laser und dem Laserstrahlumschmelzen abgeleitet [77]. Zur Verarbeitung werden metallische Pulver eingesetzt. Beim Lasergenerieren werden Substratoberfläche und das zugeführte Pulver gleichzeitig aufgeschmolzen. Das Pulver wird mit einer speziellen Dosiervorrichtung auf die Substratoberfläche in den Brennpunkt des Laserstrahls zugeführt (**Bild 52**).

Ein weiteres RP-Verfahren für die Herstellung metallischer Bauteile ist das *3 D-Auftragsschweißen*, bei dem das Bauteil aus einem drahtförmigen oder pulverförmigen Werkstoff mit WIG- oder Plasma-MIG-Schweißen erzeugt wird [80].

Mit dem *LCVD-(Laser Chemical Vapor Deposition-)Verfahren* können Aluminiumoxidteile für die Mikrosystemtechnik mit Abmessungen von 5 bis 20 µm hergestellt werden. Sich kreuzende Laserstrahlen lösen dabei in einem aluminium- und sauerstoffhaltigen Gas eine chemische Reaktion aus, welche zur Abscheidung des Al_2O_3 führt [81].

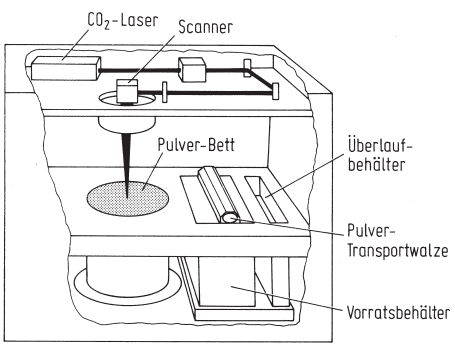


Bild 50. Prinzip des Selektiven Lasersinterns [75]

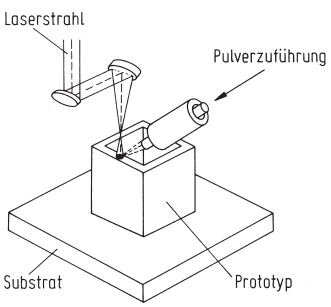


Bild 52. Prinzip des Lasergenerierens [77]

S

6 Montage und Demontage
Assembly and disassembly

G. Seliger, Berlin

6.1 Begriffe. Definitions

Montieren. Gesamtheit aller Vorgänge, die dem Zusammenbau von geometrisch bestimmten Körpern dienen. Dabei kann zusätzlich formloser Stoff zur Anwendung kommen [1, 2]. Als Hauptfunktion der Montage ist das Fertigungsverfahren *Fügen* zu sehen, das den eigentlichen Prozeß des Schaffens einer Verbindung zwischen mehreren Teilen bewirkt.

Fügen. Es ist nicht mit Montieren gleichzusetzen. Montieren wird zwar stets unter Anwendung von Fügeverfahren durchgeführt, es schließt jedoch die Nebenfunktionen *Handhaben, Justieren, Kontrollieren* sowie *Sonderoperationen* ein. Als Hauptgruppe 4 im Gesamtsystem der Fertigungsverfahren nach DIN 8580 ist das Fügen in neun Gruppen unterteilt (**Bild 1**) [3].

Handhaben. Dieses ist nach VDI-Richtlinie 2860, Bl. 1 (Entwurf), *Schaffen*, definiertes *Verändern* oder vorübergehendes *Aufrechterhalten* einer vorgegebenen räumlichen Anordnung von geometrisch bestimmten Körpern in einem Bezugskoordinatensystem. Die räumliche Anordnung eines geometrisch bestimmten Körpers im Bezugskoordinatensystem ist definiert durch seine *Orientierung* und *Position*. Die Orientierung eines Körpers ist die Winkelbeziehung zwischen den Achsen des körpereigenen Koordinatensystems und dem Bezugskoordinatensystem. Die Position eines Körpers ist der Ort, den ein bestimmter körpereigener Punkt im Bezugskoordinatensystem einnimmt [4]. Handhaben wird in folgende Funktionen eingeteilt (**Bild 2**):
- Speichern (Halten von Mengen),
- Mengen verändern,
- Bewegen (Schaffen und Verändern einer definierten räumlichen Anordnung),
- Sichern (Aufrechterhalten einer definierten räumlichen Anordnung) und
- Kontrollieren (Messen und Prüfen vollzogener Handhabungsoperationen) [4].

Justieren. Gesamtheit aller während oder nach dem Zusammenbau von Erzeugnissen planmäßig notwendigen Tätigkeiten zum *Ausgleich* fertigungstechnisch unvermeidbarer *Abweichungen* mit dem Ziel, geforderte Funktionen, Funktionsgenauigkeiten oder Eigenschaften von Erzeugnissen innerhalb vorgegebener Grenzen zu erreichen [1].

Kontrollieren. Wird in *Messen* und *Prüfen* unterteilt. Prüfen ist das Feststellen, ob bestimmte Eigenschaften oder Zustände erfüllt sind. Das Ergebnis hat binären Charakter, beispielsweise in der Form von gut/schlecht oder ja/nein. Man spricht von Messen, wenn Eigenschaften oder Zustände durch einen Wert als Vielfaches der vorgegebenen Bezugsgröße beschrieben werden. Kontrollieren tritt als Teilfunktion in allen Fertigungsfolgen und -schritten auf [4].

Sonderoperationen. Diese umfassen Tätigkeiten, die nicht direkt einer der oben genannten Funktionen zuzuordnen sind, trotzdem aber noch als notwendiger Bestandteil der Montage gelten. Beispiele dafür sind das Auftragen von Flußmitteln oder das Lacksichern von Muttern [1, 2].

Demontieren. Gesamtheit aller geplanten Vorgänge, die der Vereinzelung von Mehrkörpersystemen zu Baugruppen, Bauteilen und/oder formlosem Stoff dienen. Als Hauptfunktion der Demontage ist das Fertigungsverfahren Trennen zu sehen, das den eigentlichen Prozeß des Lösens einer Verbindung zwischen mehreren Teilen bewirkt.

Trennen. Das Trennen ist nicht mit dem Demontieren gleichzusetzen. Demontieren wird zwar stets unter der Anwendung von Trennverfahren durchgeführt, es schließt jedoch die Nebenfunktionen Handhaben und Kontrollieren sowie Sonderoperationen ein. Das Trennen nach DIN 8580 E umfaßt Prozesse, die geeignet sind, den Zusammenhalt eines oder mehrerer fester Körper örtlich aufzuheben und im ganzen zu vermindern (**Bild 3**) [5].

Verwendung. Die Verwendung ist durch die (weitgehende) Beibehaltung der Produktgestalt gekennzeichnet [6]. Bei dieser Recyclingform wird das Produkt oder Komponenten davon verwendet.

Verwertung. Nach Auflösung der Produktgestalt wird das Material verwertet.

Beseitigung. Unter Beseitigung wird das Deponieren und Verbrennen ohne Energiegewinnung verstanden. Beseitigungsverfahren sind im Anhang II A KrW-/AbfG beispielhaft genannt [7].

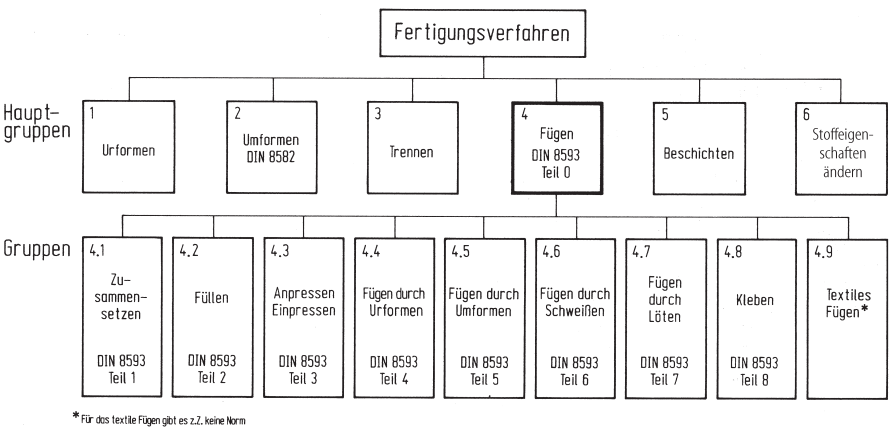
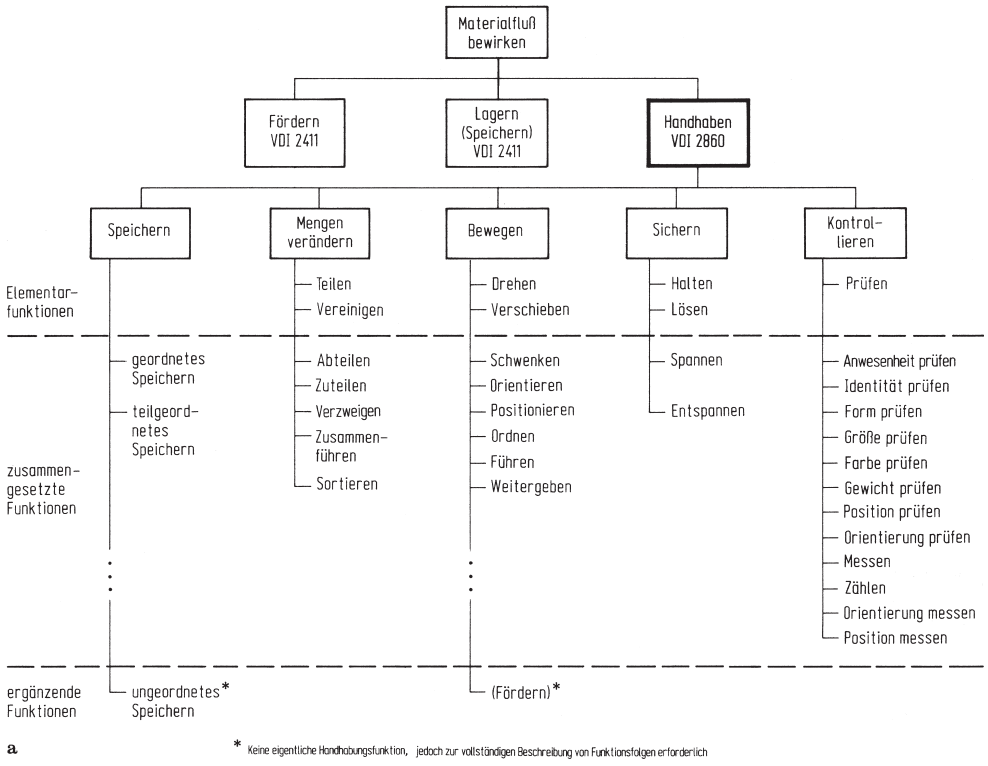


Bild 1. Einordnung und Unterteilung des Fertigungsverfahrens Fügen nach DIN 8593



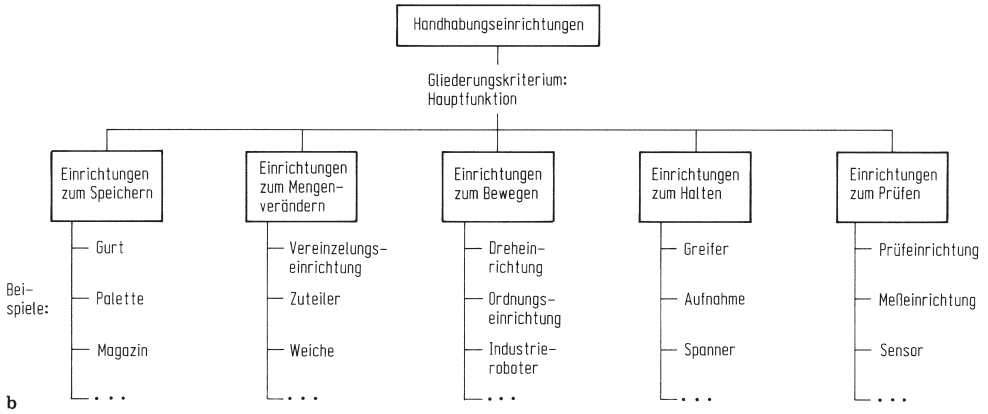


Bild 2a, b. Einordnung des Handhabens nach VDI-Richtlinie 2860, Bl. 1 (Entwurf). **a** Teilfunktionen; **b** Gliederung von Handhabungseinrichtungen in Gruppen nach Hauptfunktionen

6.2 Aufgaben der Montage und Demontage
Tasks of assembly and disassembly

Montage

An der Schnittstelle zu Entwicklung und Vertrieb wird die Montage als letzte Stufe des Herstellungsprozesses zu einem *logistischen* Orientierungspunkt des Fabrikbetriebs. In der Montage erfolgt eine technologie- und ablaufbezogene Koordination der produktiven Faktoren. *Technologisch* erweist sich in der Montage die Funktionsfähigkeit der Produkte. *Organisatorisch* erweist sich in der Montage die Elastizität der Produktion gegenüber Nachfrageschwankungen am Markt. In der montagegerechten Produktgestaltung und Betriebsmittelplanung liegen große Rationalisierungspotentiale. **Bild 4** zeigt die Einbettung der Montage zwischen Markt, Entwicklung, Konstruktion und Fertigung [8].

Montage in der Produktion ergibt sich aus unterschiedlichen Gründen wie der

- Herstellung funktionsbedingter Beweglichkeit,
- Kombination verschiedener Materialeigenschaften,
- Vereinfachung der Fertigung,
- Ersetzbarkeit von Verschleißteilen,

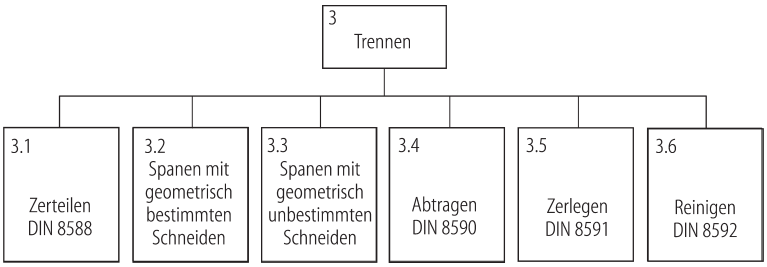


Bild 3. Unterteilung des Fertigungsverfahrens Trennen nach DIN 8580E

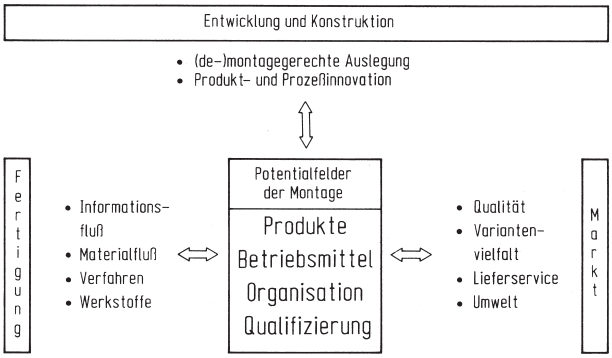


Bild 4. Stellung der Montage zwischen Markt, Entwicklung, Konstruktion und Fertigung

– Realisierung bestimmter Produktfunktionen,
– Kostensenkung der Fertigung,
– Prüfbarkeit,
– Erhöhung der Variantenvielfalt sowie
– Gewichtsersparnis [9].

Demontage

Neben den bekannten Einsatzgebieten für die Demontage wie Wartung, Inspektion und Instandsetzung wird die Demontage zunehmend in Recyclingprozesse integriert. Dabei steht sie in Konkurrenz zu anderen Prozessen wie Shreddern, Pressen oder verfahrenstechnischen Lösungen. Gegenüber diesen Verfahren ermöglicht die Demontage den Ausbau und Austausch abgenutzter oder veralteter Komponenten zur Reparatur oder Erneuerung des Produktes, die Rückgewinnung funktionsfähiger Bauteile und Baugruppen zur physischen Verwendung sowie die sortenreine Separierung von Schadstoffen und wertvollen Werkstoffen zur stofflichen Verwertung [10]. Die Demontage leistet somit einen wichtigen Beitrag zur Kreislaufwirtschaft.

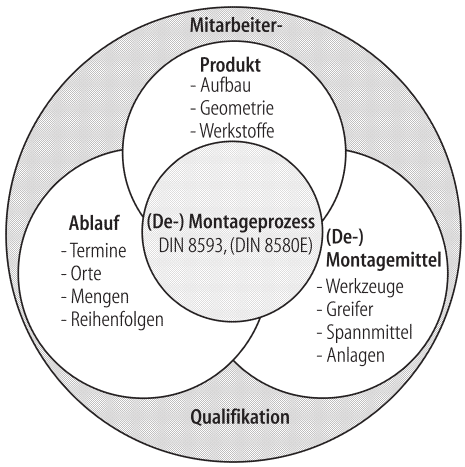


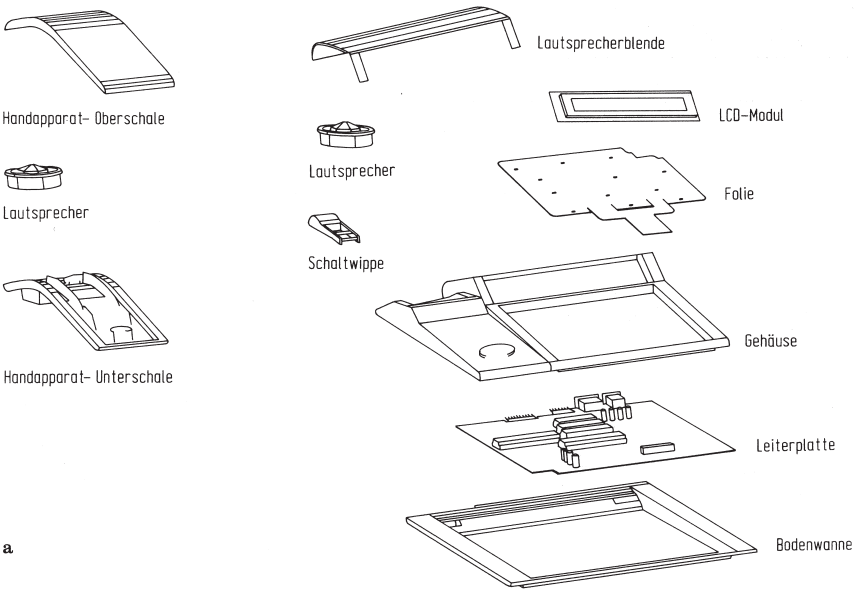
Bild 5. Objekte der Planung von (De-)Montage

6.3 Durchführung der Montage und Demontage
Realization of assembly and disassembly

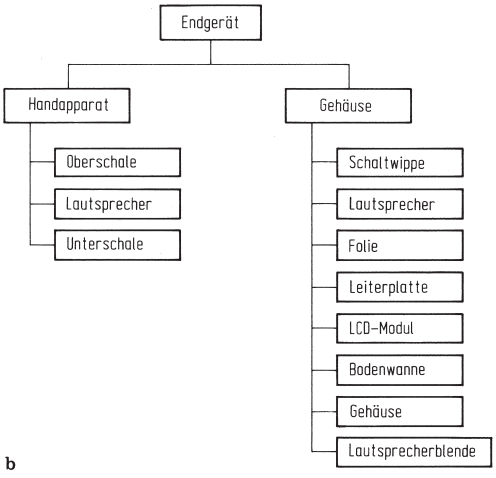
Montageprozeß

Dieser vollzieht sich im Zusammenwirken von produkt-, (de)montagemittel- und ablaufbezogenen Kriterien (**Bild 5**). Die Qualität hängt dabei entscheidend von den Mitarbeitern und ihrer Qualifikation ab.

Das Produkt wird durch Stücklisten sowie die geometrischen und technologischen Eigenschaften der zu montierenden Bauteile und Baugruppen beschrieben. Der Ablauf ist technologisch durch die einzelnen Montageverrichtungen und ihre Abhängigkeiten bestimmt. Diese können mit Hilfe des Vorranggraphen graphisch dargestellt werden. Der Vorranggraph ist eine netzplanähnliche Darstellung von Teilverrichtungen der Montage und ihrer Reihenfolgebeziehung (**Bild 6**). Organisatorisch wird die Ablaufstruktur durch das *Produktionsprogramm* und die *Montagesteuerung* bestimmt. Dabei bezieht sich die Montagesteuerung auf die Koordination und Regelung des Ablaufs, um die Endprodukte in der geforderten Menge und Qualität termingerecht fertigzustellen. Die Betriebsmittel umfassen alle Funktionsträger in ihrem Zusammenwirken bei der Erfüllung der Montageaufgaben.



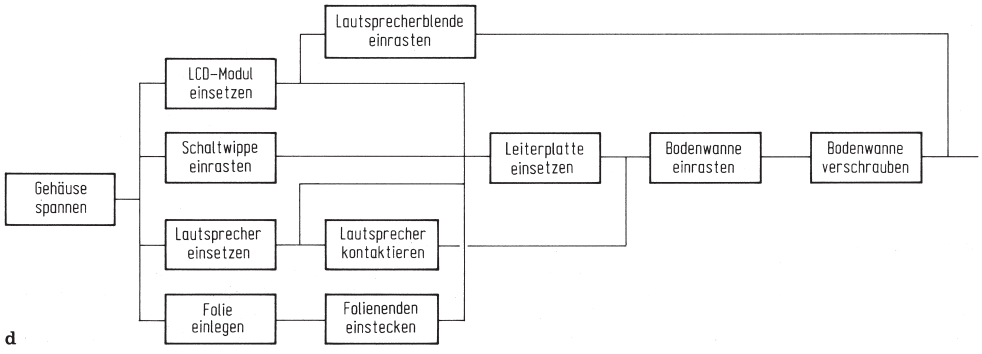
a



b

Nr.	Verrichtung
1	Schaltwippe einrasten
2	Lautsprecher einsetzen
3	Folie einlegen
4	Leiterplatte einsetzen
5	LCD-Modul einsetzen
6	Folienenden einstecken
7	Bodenwanne einrasten
8	Bodenwanne verschrauben
9	Gehäuse in Vorrichtung spannen
10	Lautsprecher kontaktieren
11	Lautsprecherblende einrasten

c



d

Bild 6a–d. Montageaufgabe am Beispiel eines Kommunikationsendgeräts (Telefon). **a** Explosionsdarstellung; **b** Strukturstückliste; **c** Verrichtungen zur Montage des Gehäuses; **d** Vorranggraph zur Gehäusemontage

S

Die Montage läßt sich in Primär- und Sekundärmontage unterteilen. Unter Primärmontage sind Vorgänge zu verstehen, die der unmittelbaren Wertschöpfung dienen, wie Fügeoperationen bei der Herstellung eines Produktes. Unter Sekundärmontage sind die aufgrund des gewählten Montageprinzips erforderlichen Vorgänge zu verstehen, die nicht unmittelbar zur Wertschöpfung beitragen. Beispiele sind Transportieren, Wenden und Greifen. Die Anteile an Primär- und Sekundärmontagevorgängen sind ein Maß für die Produktivität und Wirtschaftlichkeit des jeweiligen Montageprozesses [2].

Demontageprozeß

Demontageprozesse bestehen in der Regel aus einer Kombination zerstörungsfreier und zerstörender Trennverfahren, bei denen nur ausgewählte, wirtschaftlich nutzbare oder toxische Werkstoffe, Bauteile und Baugruppen eines Produktes demontiert werden. Die verbleibenden Materialien werden verfahrenstechnischen Prozessen zugeführt.

Die Produkt- und Variantenvielfalt, der nutzungsbedingte Verschleiß sowie die Gebrauchsverfremdungen der zu demontierenden Objekte führen zu erschwerten Prozeßbedingungen. Für eine rationelle Demontage müssen gegenüber der Geometrievielfalt der Verbindungselemente unempfindliche oder sensorunterstützte Demontagewerkzeuge verwendet werden.

Der Produktaufbau kann demontageorientiert in einem Rückgewinnungsgraphen dargestellt werden. Die Knoten repräsentieren demontierbare Produkte oder Baugruppen, die Linien nach unten verweisen auf Baugruppen und Bauteile die durch Demontageverrichtungen entstehen (**Bild 7**). An jedem Knoten ist zu klären, ob der Aufwand weiterer Demontage durch die Erlöse der demontierten Komponenten wirtschaftlich zu rechtfertigen ist. Zur Erlöserzielung ist zwischen Aufarbeitung zur Verwendung der Komponenten, Verwertung der Werkstoffe mit oder ohne Aufbereitung und eingesparten Kosten zur Beseitigung zu entscheiden. So kann aus dem Rückgewinnungsgraph der Demontageumfang und -ablauf nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien ermittelt werden.

Erheblichen Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit des Demontageprozesses hat die recyclinggerechte Produktentwicklung [6]. Eine demontagegerechte Gestaltung von Produkten erleichtert den Demontageprozeß und ermöglicht eine mechanisierte und automatisierte Demontage.

Montageplanung

Ziel einer systematischen Montageplanung ist die Unterstützung des Planers in den einzelnen Planungsphasen von der Analyse, über den Entwurf, die Gestaltung bis zur Einführung von Montagesystemen. Informationstechnische Werkzeuge können zur Modellierung von Montageprozessen verwendet werden, um die Planungssicherheit und Produktivität zu erhöhen.

Organisationsformen der Montage

Diesbezüglich lassen sich Montagesysteme nach der *Bewegung* des Montageobjekts in örtlich konzentrierte sowie auf mehrere Stationen verteilte Systeme aufgliedern (**Bild 8**) [1]. Man unterscheidet zwischen *Mengen-* und *Artenteilung*. Mengenteilung vollzieht sich in der parallelen Durchführung gleicher Montageverrichtungen, Artenteilung in der sequentiellen Durchführung unterschiedlicher Montageverrichtungen an den jeweiligen Kapazitätsstellen.

Montagesysteme

Die Vielfalt der Bauteile, deren Fügeverhalten und unterschiedliche Aufgaben in der Montage führen zu einem differenzierten Spektrum von Montagesystemen [9]. In Abhängigkeit von der zu produzierenden *Stückzahl* und dem *Aufbau* des Produkts wird die gesamte Montageaufgabe mengen- oder artenteilig gegliedert. Dabei sind nach wirtschaftlichen Kriterien *Flexibilität* und *Automatisierungsgrad* anzupassen (**Bild 9**). Für die Montage unterschiedlicher Produkte auf einem Montagesystem ist ein niedriger Flexibilitätsbedarf wünschenswert. Durch montagegerechte Produktgestaltung können Fügeverhalten, Füge- und Handhabungskinematiken, Bereitstellungsarten, Bauteile und Baugruppen sowie Fügereihenfolgen bei dem zu montierenden Produktspektrum weitgehend standardisiert werden.

Automatisierte Montage

Mit der Automatisierung der Montage sollen *Wirtschaftlichkeit* und *Produktivität* erhöht werden. Daneben sind die Reduzierung der Belastungen der Mitarbeiter sowie eine Steigerung der Produktqualität wesentlich. Automatische

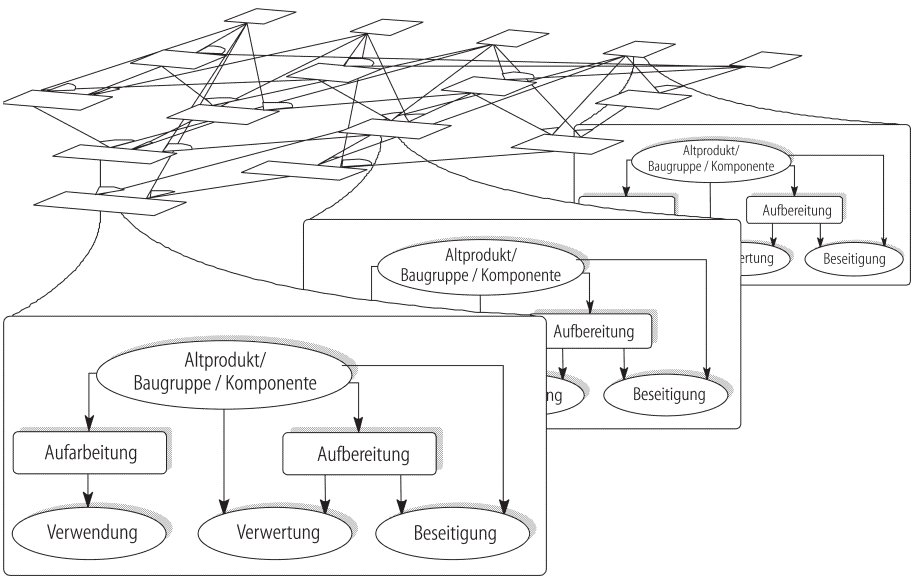


Bild 7. Rückgewinnungsgraph [10]

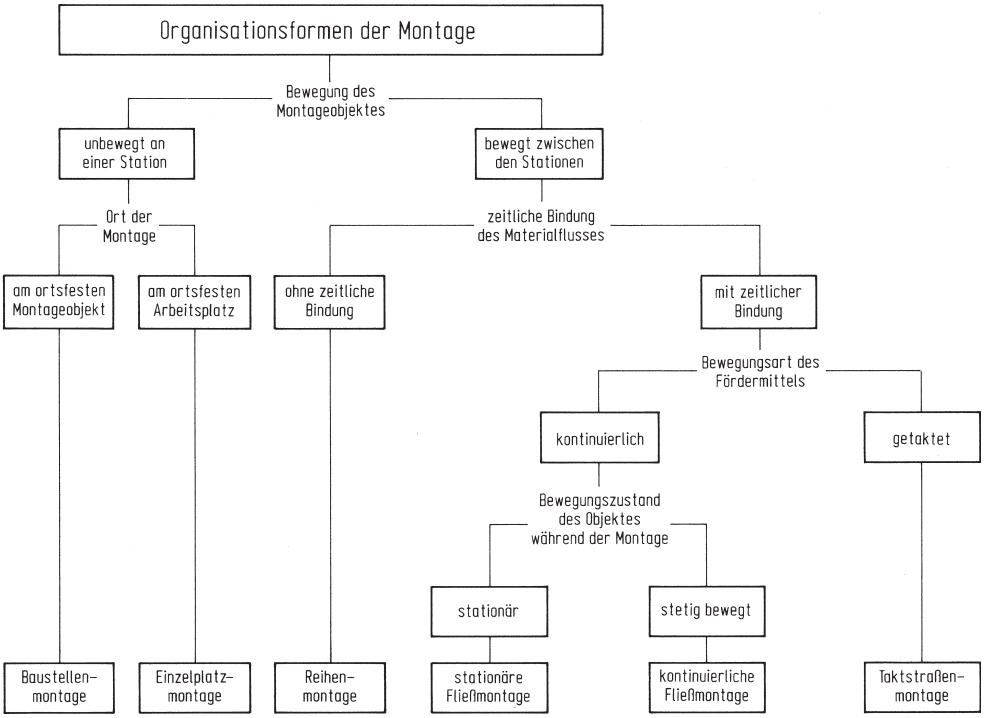


Bild 8. Organisationsformen der Montage [1]

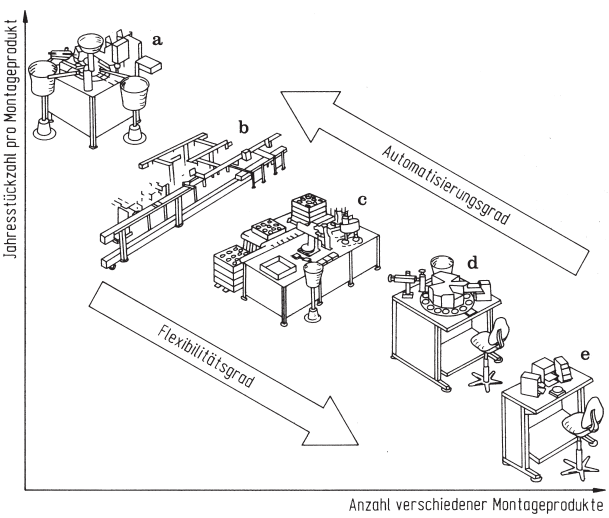


Bild 9a–e. Einsatzbereiche unterschiedlicher Montagemittel [9]. **a** Montageautomat; **b** flexibel automatisierte Montagelinie; **c** flexibel automatisierte Montageinsel; **d** mechanisierter Einzelarbeitsplatz; **e** manueller Einzelarbeitsplatz

Montagemittel sind technische Einrichtungen, mit denen Montagevorgänge vollständig oder mit manueller Unterstützung automatisiert ausgeführt werden können [2]. Automatisierte Montagesysteme bestehen aus Montagestationen, ihrer Verkettung und der Peripherie. Kennzeichen automatisierter Montagesysteme sind:

- die Art des Aufbaus,
- die Flexibilität, die mit dem Montagesystem realisiert wird und
- der Umfang der automatisierten Bereiche [1].

Für eine wirtschaftliche Integration manueller und automatisierter Montagestationen ist die *Standardisierung des*

Materialflusses Voraussetzung. Bei räumlich getrennter manueller und automatisierter Montage sind einheitliche Transportbehälter für die direkte Weitergabe ohne zwischengeschaltete Handhabung der Teile erforderlich (**Bild 10**). Abfrageelemente für die Positionserkennung sowie Kodiermöglichkeiten mit mobilen Datenträgern oder *Barcode* ermöglichen automatisierten Transport. Durch die Nutzung einheitlicher Transfersysteme läßt sich ein integrierter Materialfluß realisieren. Produktspezifische Vorrichtungen erleichtern eine automatisierte Positionierung und Orientierung der Werkstücke.

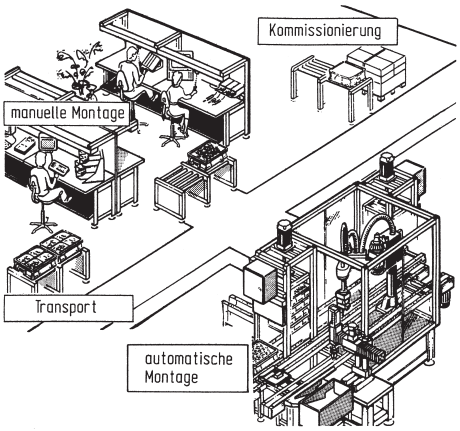


Bild 10. Integrierte manuelle und automatisierte Montage (Bosch GmbH)

7 Fertigungs- und Fabrikbetrieb
Production and works management

E. Westkämper, Stuttgart, **M. Stolz**, Stuttgart
und **J. Niemann**, Stuttgart,

7.1 Management der Produktion
Production management

Definition: Das Ziel eines Produktionsbetriebs ist das Erzielen von Wertschöpfung an einer Sachleistung (Produkt).
Damit erfährt der klassische Begriff der Produktion eine Erweiterung in Richtung eines ganzheitlichen Produktlebenszyklusses (Product-Life-Cycle), der von der Herstellung über den Betrieb/Service bis zum Recycling führt (**Bild 1**) [1].
Die Betrachtung des Produktlebenslaufes erfordert ein ganzheitliches Management der Produktion (**Bild 2**), das den neuen Erfordernissen an das Unternehmen Rechnung trägt.
Dieses Managementsystem kann in die folgenden Bereiche unterteilt werden:

Auftrags-/Kundenmanagement. Mit dem Wandel der Absatzmärkte vom reinen Verkäufermarkt hin zum segmentierten und anspruchsvollen Käufermarkt wird die Kundenorientierung für Unternehmen immer wichtiger. Deshalb ist die Einbeziehung des Kunden in die betriebliche Leistungserstellung eine Aufgabe, die in der Struktur des Managements berücksichtigt werden muß.

Datenmanagement. Durch die Informationsrevolution bekommen betriebliche Informationssysteme immer größere

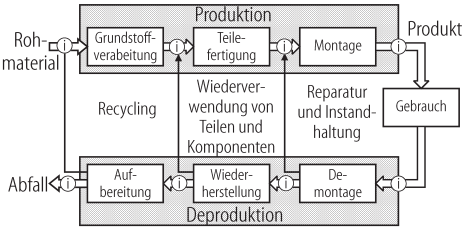


Bild 1. Materialkreisläufe der Produktion

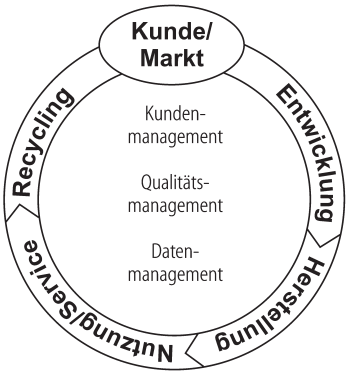


Bild 2. Management der Produktion

Bedeutung. So wird das Management der Daten und das Wissen des Unternehmens um Produkte, Verfahren und Prozesse zum wettbewerbsentscheidenden Faktor.

Qualitätsmanagement. Das Qualitätsmanagement umfaßt alle Tätigkeiten und Zielsetzungen zur Sicherung der Prozeß- und Produktqualität, d. h. man versteht heute unter Qualität nicht nur die Qualität von Produkten, sondern auch die von Prozessen, Abläufen und Strukturen mit dem Ziel Qualität zu produzieren und nicht wie früher zu „erprüfen".

7.2 Qualitätsmanagement. Quality management

7.2.1 Aufgaben des Qualitätsmanagements
Scope of quality management

Qualitätsmanagement umfaßt alle Tätigkeiten und Zielsetzungen zur Sicherung der Prozeß- und Produktqualität. Zu berücksichtigen sind hierbei Aspekte der Wirtschaftlichkeit, Gesetzgebung, Umwelt und Forderungen des Kunden [2]. Nach DIN EN ISO 8402 und der DGQ (Deutsche Gesellschaft für Qualität e. V.) [3] erfüllt das Qualitätsmanagement folgende Aufgaben:

Qualitätsplanung. Sie wählt Qualitätsmerkmale aus, klassifiziert und gewichtet sie und konkretisiert alle Einzelforderungen an die Beschaffenheit einer Einheit. Hierdurch wird die Qualitätsforderung an die Einheit geplant und weiterentwickelt.

Qualitätsprüfung. Sie stellt fest, inwieweit eine Einheit die Qualitätsforderung erfüllt. Die Qualitätsforderung kann in Lastenheften, Spezifikationen, Zeichnungen u. ä. dokumentiert sein. Zur Qualitätsprüfung gehört insbesondere das Planen und Ausführen von Prüfungen.

Qualitätslenkung. Sie erfüllt vorbeugende, überwachende und korrigierende Aufgaben, um die Qualitätsforderung zu erfüllen. Dabei analysiert sie in der Regel die Ergebnisse der Qualitätsprüfung und korrigiert Prozesse.

Qualitätsverbesserung. Sie identifiziert und realisiert in allen Unternehmensbereichen Maßnahmen, um die Effektivität und Effizienz von Prozessen zu erhöhen.

7.2.2 Qualitätsmanagement-System
Quality management system

Ein Qualitätsmanagement-System umfaßt die Aufbau- und Ablauforganisation, Verfahren, Prozesse und Mittel zur Umsetzung des Qualitätsmanagements. Forderungen an derartige Systeme sind in Branchenstandards, wie VDA 6 (Teil 1) und in den Normen DIN EN ISO 9001 bis 9003 festgelegt. Qualitätsmanagement-Systeme werden üblicherweise in Qualitätsmanagement-Handbüchern dokumentiert.

7.2.3 Umfassendes Qualitätsmanagement
Total quality management

Umfassendes Qualitätsmanagement versteht sich als Managementmethode, die ausgehend von der obersten Leitung, die Qualität in den Mittelpunkt jeglicher Geschäftstätigkeit stellt. Es bezieht alle Stellen und Hierarchieebenen ein und ist auf die Erfüllung der Qualitätsforderung aller geschäftlichen Ziele ausgerichtet. Einen verbreiteten Orientierungsrahmen für die Umsetzung stellt das EFQM Excellence Modell (**Bild 3**) dar [4].

7.2.4 Werkzeuge und Methoden
Tools and methods

Zur systematischen Unterstützung des Qualitätsmanagements werden Werkzeuge und Methoden eingesetzt. Während die Anwendung der Werkzeuge nahezu über alle Phasen des Produktlebenslauf möglich ist, lassen sich die Methoden oftmals nur bestimmten Phasen des Produktlebenslaufes zuordnen. Eine phasenbezogene Darstellung der Anwendung der gebräuchlichsten QM-Methoden gibt **Bild 4** wieder.

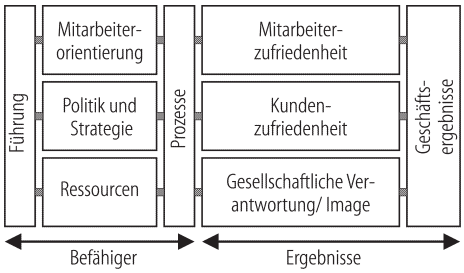


Bild 3. EFQM Excellence Modell

Unter *Werkzeuge* werden elementare Hilfsmittel zur Problemlösung verstanden. Zu den 7 elementaren Werkzeugen des Qualitätsmanagements zählen:

Fehlersammelliste. Die Fehlersammelliste ist eine einfache Methode zur rationellen Erfassung und übersichtlichen Darstellung attributiver Daten (in der Regel Fehler) nach Art und Anzahl. Anhand der Sammelliste können Gesetzmäßigkeiten bzw. Häufigkeiten erkannt werden.

Histogramm. Das Histogramm ermöglicht die grafische Darstellung der Häufigkeiten von Meßwerten. Anhand eines Histogramms kann man die Art der Häufigkeitsverteilung erkennen.

Flußdiagramm. Das Flußdiagramm dient der verständlichen Visualisierung von komplizierten Abläufen. Die graphischen Darstellungselemente sind nach DIN 66001 genormt.

Pareto-Analyse. Die Pareto-Analyse ist eine Art der grafischen Darstellung, die es ermöglicht, aus einer Vielzahl von Informationen gezielt die wichtigsten zu erkennen. Die Analyse beruht auf dem Pareto-Prinzip, welches besagt, daß die meisten Auswirkungen auf eine relativ kleine Zahl von Ursachen zurückzuführen sind.

Ursache-Wirkungs-Diagramm (Ishikawa-Diagramm). Das Ursache-Wirkungs-Diagramm (auch Fishbone- oder Ishikawa-Diagramm genannt) ist eine einfache und übersichtliche

S

	Definition	Entwicklung Konstruktion	Produktions-planung	Produktions-prüfung	Nutzung
Methoden	Quality Function Deployment (QFD)				
	System -FMEA -Produkt	Konstruktions-FMEA			
		Design-Review			
	Fehlerbaumanalyse/ Ereignisablaufanalyse				
			System-FMEA-Prozeß		
		Design of Experiments (Taguchi/Shainin)			
			Lieferantenbewertung	Stichproben/100% Prüfung	Reklamationsbearbeitung
			Fähigkeitsuntersuchungen	Statistical-Process-Control	Felddatenauswertung
Werkzeuge	Elementare Werkzeuge der Qualität (seven tools/ new seven tools)				
Prinzipien		Poka-Yoke			

Bild 4. Methoden, Werkzeuge und Prinzipien des Qualitätsmanagements

Technik zur strukturierten Problemanalyse, bei der Ursache und Wirkung voneinander getrennt dargestellt werden.

Korrelationsdiagramm (Streudiagramm). Im Korrelationsdiagramm kann die mögliche Beziehung zwischen zwei veränderlichen Faktoren grafisch untersucht werden. Das Korrelationsdiagramm ist geeignet, um schnell und ohne Rechenaufwand die Stärke und Art einer Korrelation zwischen zwei Faktoren zu ermitteln.

Qualitätsregelkarte. Mit Hilfe der Qualitätsregelkarte kann eine Serienproduktion auf Sollwert- und Toleranzeinhaltung geregelt werden. Der wesentliche Vorteil der Qualitätsregelkarte liegt darin, daß Prozeßtrends frühzeitig erkannt und entsprechende Maßnahmen eingeleitet werden können, noch bevor Ausschuß- oder Nacharbeitsteile produziert werden.

Unter *Methoden* werden Arbeitstechniken verstanden, die sich durch ein planmäßiges nachvollziehbares Vorgehen auszeichnen. Zu den bekanntesten Methoden zählen:

Quality Function Deployment (QFD). Ziel der Anwendung des QFD ist die schrittweise Übersetzung von Kundenwünschen in technische Spezifikationen, die in Entwicklung, Konstruktion und Produktion zu realisieren sind. Ferner ist es möglich, die Produkte des Wettbewerbs hinsichtlich ihres Potentials, die Kundenanforderungen zu erfüllen, zu bewerten und dem Bewertungsprofil des eigenen Produktes gegenüberzustellen. Durch den Einsatz von QFD werden Fehlentwicklungen frühzeitig erkannt, Fehlleistungsaufwände reduziert und Entwicklungs- und Planungszeiten reduziert.

Fehlermöglichkeits- und -einflußanalyse (FMEA). Ziel der Anwendung der FMEA ist es, während der Planungsphase potentielle Fehler und ihre Ursachen zu erkennen, zu bewerten und Maßnahmen zur Fehlervermeidung einzuleiten. Die FMEA hat in erster Linie präventiven Charakter und soll dazu beitragen, Fehler zu vermeiden. Sie dient aber auch der systematischen Analyse vorhandener Fehlerbilder und ermöglicht so eine Produkt- bzw. Prozeßverbesserung. Die FMEA wird im interdisziplinär besetzten Team erarbeitet. Die Methode eignet sich sehr gut, um das Erfahrungswissen der Mitarbeiter zu erfassen, zu dokumentieren und anderen Mitarbeitern im Unternehmen zur Verfügung zu stellen.

Fehlerbaumanalyse (DIN 25424). Ziel der Fehlerbaumanalyse ist die systematische Identifizierung aller möglichen Ursachen, die zu einem vorgegebenen, unerwünschten Ereignis führen. Dabei werden sowohl die Auftrittswahrscheinlichkeiten der ermittelten Ursachen als auch die UND- bzw. ODER-Ausprägungen von verknüpften Ursachen untersucht. Durch die Bewertung der Auftrittswahrscheinlichkeiten der einzelnen Ergebnisse läßt sich ein kritischer Pfad erkennen, der am häufigsten zum TOP-Ereignis führt. Der wesentliche Vorteil der Fehlerbaumanalyse liegt in der Möglichkeit, Ursachenkombinationen sowie Ausfallwahrscheinlichkeiten zu erkennen und übersichtlich darzustellen. Sie ermöglicht eine Systembeurteilung im Hinblick auf Betrieb und Ausfallsicherheit.

Ereignisablaufanalyse/Störfallablaufanalyse (DIN 25419). Ziel der Ereignisablaufanalyse ist die systematische Identifizierung und Bewertung aller möglichen Ereignisabläufe, die von einem gegebenen Anfangsereignis ausgehen. Den jeweiligen Folgeereignissen können Auftrittswahrscheinlichkeiten zugeordnet werden. Der Ereignisablauf wird mit Hilfe grafischer Symbole in einem Ablaufdiagramm dargestellt.

Statistische Prozeßregelung. Die SPC (Statistical Process Control; deutsch: Statistische Prozeßregelung) ist eine Methode, mit der ein Prozeß überwacht und bei Bedarf regelnd bzw. lenkend eingriffen werden kann, bevor Ausschußteile hergestellt werden. Während der Fertigung von Produkten werden die zu überwachenden Qualitätsmerkmale stichprobenartig gemessen und deren Ergebnisse in einer Qualitätsregelkarte visualisiert. Durch geeignete Interpretation der Regelkarten können systematische Störungen frühzeitig erkannt werden, um ggf. regelnd in den Prozeß einzugreifen.

Statistische Versuchsplanung (Design of Experiments DoE). Ziel der statistischen Versuchsplanung ist es, Versuche so zu planen und durchzuführen, daß mit geringstmöglichem Aufwand Versuchsergebnisse erzielt werden, die Grundlage für die sichere Gestaltung robuster Produkte und Prozesse sein können. So wird der Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgrößen transparent, Wechselwirkungen zwischen den Einstellfaktoren werden identifiziert, und der Versuchsaufwand läßt sich im Vorfeld genau abschätzen. Man unterscheidet dabei den einfaktoriellen, den vollfaktoriellen und den teilfaktoriellen Versuch [5–7].

7.2.5 CAQ-Systeme. CAQ-systems

Zur EDV-mäßigen Unterstützung der qualitätssichernden Tätigkeiten werden heutzutage in den Unternehmen CAQ-Systeme (Computer Aided Quality Assurance Systems) eingesetzt. CAQ-Systeme unterstützen die administrativen Bereiche der Qualitätsplanung und der Qualitätslenkung sowie den operativen Bereich der Qualitätsprüfung. Die Einsatzgebiete der CAQ-Systeme liegen in der Wareneingangskontrolle, der losbezogenen, fertigungsbegleitenden Prüfung, der statistischen Prozeßregelung (SPC) und der Warenausgangskontrolle. Funktionell umfassende Systeme unterstützen darüber hinaus auch die Anwendung präventiver Methoden der Qualitätsplanung vor Serienbeginn, wie z. B. Quality Function Deployment (QFD) und die Fehlermöglichkeits- und -einflußanalyse (FMEA). Des weiteren werden Funktionen zur Prüfmittelverwaltung und -überwachung, zum Produktlebenslauf, der Felddatenerfassung und zum Reklamationsmanagement abgedeckt. Durch die zunehmende Bedeutung von Qualitätsmanagementsystemen nach DIN EN ISO 9000 wird außerdem in letzter Zeit die Qualitätsmanagementsystem-Dokumentation und -Auditierung durch CAQ-Systeme unterstützt.

7.3 Organisation der Produktion
Structure of production

Definition: Ziel der Produktion (im engeren Sinne) ist die Entwicklung und Herstellung von Produkten mit minimalem Aufwand.

7.3.1 Formen der Organisation. Organisational types

Mit der oben angesprochenen Veränderung des Markts hin zu einem Käufermarkt, durch immer kürzere Entwicklungs- und Produktzykluszeiten sowie durch die immer komplexeren Produkte und Produktionsmethoden, wurden die klassischen Organisationsformen, die hauptsächlich auf Kostenaspekte hin ausgerichtet waren, ungeeignet. Die Ansprüche an eine moderne Produktion gehen hin zur Marktorientierung, Autonomie, Selbstoptimierung, Selbstorganisation, Dynamik, Flexibilität usw.
In **Bild 5** sind neue Organisationskonzepte dargestellt, die im Hinblick auf diese Ansprüche entwickelt wurden.

7.3.2 Bereiche der Produktion. Fields of production

Die Aufgaben der Produktion können in Funktionen und Bereiche untergliedert werden wie sie in **Bild 6** dargestellt sind.

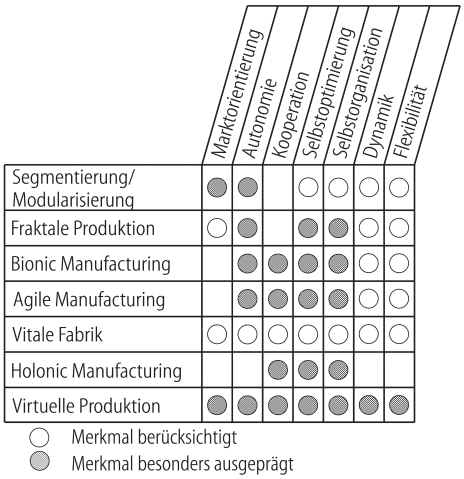


Bild 5. Neue Organisationskonzepte

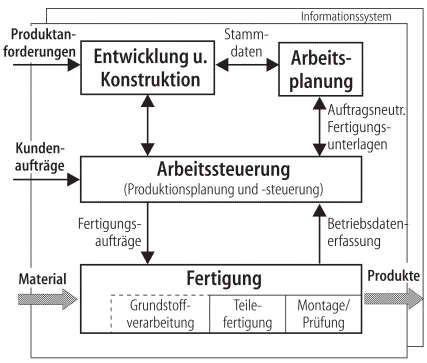


Bild 6. Bereiche der Produktion

Ausgangspunkt für die *Entwicklung und Konstruktion* sind die externen oder internen Produktanforderungen. Aus diesen wird ein fertigungs- und verkaufsfähiges Produkt entwickelt, das in Zeichnungen und Stücklisten dokumentiert wird.
Die *Arbeitsplanung* arbeitet ausgehend von diesen Produktunterlagen die auftragsneutralen Fertigungsunterlagen aus. Dabei werden die Verknüpfung zwischen dem Produkt und den zur Verfügung stehenden Fertigungsverfahren geschaffen. Weil nach der Konstruktion schon zu einem großen Teil die Fertigungsverfahren festgelegt sind, ist es notwendig, daß Arbeitsplanung und Konstruktion eng zusammenarbeiten.

Die *Arbeitssteuerung* (entspricht der Produktionsplanung und -steuerung, PPS) generiert aus diesen auftragsneutralen Fertigungsunterlagen durch Hinzufügen der Mengen und Termine aus den Kundenaufträgen die Fertigungsaufträge.
Die *Fertigung* schließlich stellt aus den gelieferten Materialien und mit den Informationen aus Arbeitsplanung und Arbeitssteuerung die Produkte her.

7.4 Arbeitsvorbereitung. Job planning

Die Arbeitsvorbereitung umfaßt die Gesamtheit aller Maßnahmen einschließlich der Erstellung aller erforderlichen Unterlagen und Betriebsmittel, die durch Planung, Steuerung und Überwachung die Fertigung von Erzeugnissen entsprechend der Produktionsstrategie gewährleisten (Definition nach AWF – Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung [6]). Die Arbeitsvorbereitung wird unterteilt in *Arbeitsplanung* und *Arbeitssteuerung*.

7.4.1 Arbeitsplanung. Production planning

Die Arbeitsplanung (auch als Fertigungsplanung bezeichnet) umfaßt alle einmalig zu treffenden Maßnahmen. Diese beziehen sich auf die Gestaltung des Erzeugnisses, die Fertigungsvorbereitung, die Planung sowie die Bereitstellung der Betriebsmittel und schließen mit der Freigabe der Fertigung ab (Definition nach AWF).
Die Arbeitsplanung kann nach einer REFA-Definition [8] weiter in die *Arbeitsablaufplanung* und die *Arbeitssystemplanung* unterteilt werden.

Aufgaben der Arbeitsablaufplanung (Tab. 1)

Die Hauptaufgabe ist das Erstellen des *Arbeitsplans*. Dieser ist neben der Zeichnung und der Stückliste ein weiteres Grunddokument im technisch-organisatorischen Unternehmensbereich. In die *Arbeitsplandaten* gehen Zeichnungs-, Stücklisten- und Auftragsdaten ein. Die Informationen, die ein Arbeitsplan enthalten soll, sind durch die Aufgaben festgelegt, die in den verschiedenen Bereichen des Unternehmens zu bewältigen sind.

Arbeitsplan. Er enthält i. allg. folgende Informationen (**Bild 7**):

Kopfdaten. Teilebenennung, Teilenummer, Werkstoff bzw. Rohmaterial, Abmessungen, Losgrößenbereich, Bearbeiter, Datum, Freigabevermerk bzw. Gültigkeit.

Arbeitsvorgangsbeschreibende Daten. Arbeitsvorgangsnummer, Kostenstelle, Bezeichnung des Arbeitsvorgangs, Maschinennummer, Maschinenbenennung, notwendige Werkzeuge und Vorrichtungen bzw. Prüfmittel, Lohngruppe, Rüstzeit, Zeit je Einheit sowie gegebenenfalls Erläuterungen.
Den Zeitangaben liegt meist die Gliederung der Vorgabezeit nach REFA zugrunde (**Bild 8**). Vorgabezeiten sind Soll-Zeiten für von Menschen und Betriebsmitteln ausgeführte Arbeitsabläufe. Bei vorwiegend manuellen Arbeitsabläufen werden häufig *Systeme vorbestimmter Zeiten* verwendet. Dieses sind Ver-

Tabelle 1. Aufgaben der Arbeitsablaufplanung

	Stücklisten-verwaltung	Arbeitsplan-erstellung	Zeitplanung	NC-Programmierung	Prüfplanung	Kostenplanung	Materialplanung
Tätigkeiten	– Erstellen von Fertigungs- und Montagestücklisten	– Auswahl des Ausgangsteils – Fertigungsmittelauswahl – Arbeitsvorgangsfolgen	– Vorgabezeitermittlung	– Erzeugen und Verwalten von Steuerungsprogrammen	– Erstellen von Prüfplänen und Prüfanweisungen	– Kalkulation – Kostenberechnung – Verfahrensvergleich – Wirtschaftlichkeitsrechnung	– Bestandsplanung – Beschaffungsplanung – Bereitstellungsplanung

S

Auftrags-Menge	Einheit	Losgröße	Ausstelltag	Durchlaufzeit	Arbeitsplan-Nr.	
2500	Stck.	500	15. 9. 64	4 Wochen	10 2913	
Benennung				Zeichnungs-Nr.	Baumuster-Type	Bl.-Nr.
Deckel				630-310 32	630	1
Werkstoff-Menge	Einh.	Werkstoff		Abmessung/Modell-Nr.	Kostenart-Konto	
500	Stck.	Deckel-Rohteil GG-22		630-310 31		

Kostenst.	Arbeitsplatz	Arb.-folge	Arbeitsvorgang	Werkzeug Vorrichtung	Lohn-Gruppe	t_r	t_e
255	Revolver-drehmasch.	1	Bohrung $\phi 121{,}5^{+0{,}5}$ u. $\phi 120$ drehen	Vierbacken-futter	6	48	7,84
			Stirnfläche plandrehen				
256	Raboma	2	4 Löcher $\phi 13$ bohren,	Bohrvorrichtg. Bohrer $\phi 13$	5	42	6,0
			entgraten und senken	Senker $\phi 25$			
258	Waager.-Fräsmasch.	3	2 Flächen Fräsen	Fräsvorrichtg. Walzenstirn-	5	72	3,0
				fräser $\phi 50$			

Bild 7. Arbeitsplan für eine spanende Fertigung nach Sonnenberg

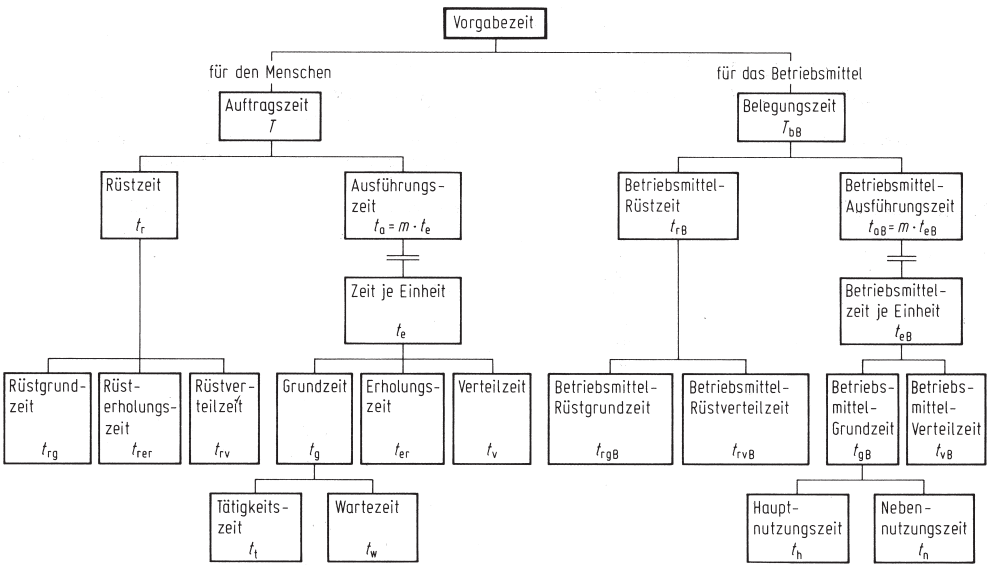


Bild 8. Gliederung der Vorgabezeit nach REFA (REFA-Verband für Arbeitsstudien und Betriebsorganisation e. V., Darmstadt). *m* Anzahl der Einheiten

fahren, mit denen Zeiten mit Hilfe von Zeittabellen für das Ausführen solcher Vorgangselemente bestimmt werden können, die vom Menschen voll beeinflußbar sind (z. B. manuelle Montage). Die bekanntesten Verfahren sind MTM (Methods Time Measurement) und Work Factor.

Anwendung. Der Arbeitsplan dient in erster Linie als Arbeitsunterweisung für die Fertigung. Die Arbeitsplandaten sind aber ferner Grundlage für:

- Terminierung der Arbeitsvorgänge, Ermitteln des Kapazitätsbedarfs von Maschinen und Personal, Materialdisposition, Betriebsmittelplanung und Beschaffung.
- Erstellen von Auftragspapieren, Laufkarten, Lohnbelegen, Betriebsmittelbereitstellungslisten, Materialbereitstellungslisten.
- Vor-, Zwischen- und Nachkalkulation, Nacharbeit- und Ausschußbewertung.
- Langfristige Planungsaufgaben, Organisation der Datenverwaltung beim Einsatz von EDV.

Rechnerunterstützte Fertigungsplanung

Hinsichtlich des Rechnereinsatzes ist zwischen *Arbeitsplanverwaltung* und *Arbeitsplanerstellung* zu unterscheiden.

Arbeitsplanverwaltung. Von ihr spricht man, wenn die Arbeitsplandaten konventionell vom Planer ermittelt und in ein Formblatt eingetragen werden. Der Arbeitsplan kann anschließend in den Rechner eingegeben und in einer Arbeitsplanstammdatei gespeichert werden. Die so gespeicherten Daten können direkt für die Auftragsgenerierung in der Produktionsplanung und -steuerung genutzt werden.

Arbeitsplanerstellung. Bei ihr übernimmt der Rechner einen Teil der Tätigkeiten des Arbeitsplaners. Ausgehend von einer Beschreibung der Fertigungsaufgabe werden über eine programmierte Planungslogik (z. B. Entscheidungstabellen oder Expertensysteme) sowie die entsprechenden Dateien die Arbeitsplandaten maschinell ermittelt und die Arbeitspläne erstellt.

Prinzipien der Arbeitsplanerstellung. Die Erstellung von Arbeitsplänen erfolgt nach unterschiedlichen Prinzipien:

Wiederholplanung. Bereits bestehende Pläne werden für einen neuen Auftrag verwendet, indem nur formale, auftragsbezogene Veränderungen vorgenommen werden.

Variantenplanung. Innerhalb von Teilefamilien werden Standardarbeitspläne entwickelt, die durch Variation des Grundtyps an die jeweilige Einzellösung angepaßt werden. Arbeitsplanvarianten können sich aus geometrischen, technischen (z. B. Oberflächen) oder organisatorischen (z. B. Stückzahl) Änderungen ergeben.

Ähnlichkeitsplanung. Geometrisch und fertigungstechnisch ähnliche Werkstücke werden über einen Klassifizierungsschlüssel ermittelt und durch Änderung und Anpassung einzelner Arbeitsgänge auf das neue Werkstück zugeschnitten.

Neuplanung. Ausgehend von einer Beschreibung der Roh- und Fertigteile werden die Arbeitsplandaten neu ermittelt. Dabei werden Alternativlösungen nach vorgegebenen Zielkriterien (Kostenminimum, Zeitminimum, optimale Ausweichplanung bei Kapazitätsengpässen) optimiert. Sie wird auch als generative Planung bezeichnet.

Aufgaben der Arbeitssystemplanung (Tab. 2)

Die Arbeitssystemplanung beinhaltet die mittel- bis langfristigen Aufgaben der Arbeitsplanung. Im Rahmen der Fabrikplanung wird ausgehend von der Unternehmensstrategie ein Standortplan (auch als Werkstättenkonzept bezeichnet) erarbeitet, der die Produkt- und Produktionsstruktur des Betriebes darstellt. Ausgehend davon wird in der Fertigungsmittelplanung der Bedarf an Fertigungsanlagen ermittelt, mit Hilfe dessen die Personal- und Organisationsstruktur sowie das Materialflußsystem geplant werden kann.
In der räumlich-orientierten Layoutplanung werden die so gefundenen Strukturen in die örtlichen Gegebenheiten des Standorts eingepaßt.
Die Arbeitsplatzgestaltung stellt eine mittelfristige Aufgabe der Arbeitssystemplanung dar. Wichtig hierbei ist die ergonomische Auslegung von Arbeitsplätzen und die Einhaltung von Arbeitsschutzrichtlinien (s. **S 7.7**)

7.4.2 Arbeitssteuerung
Production planning and control

Für die Arbeitssystemplanung hat sich in der betrieblichen Praxis der Begriff der Produktionsplanung und -steuerung (PPS) durchgesetzt. Diese umfaßt die Maßnahmen, die zur Durchführung eines Auftrages im Sinne der Arbeitsplanung erforderlich sind (Definition nach AWF). Sie disponiert und überwacht den Ablauf der Aufträge insbesondere im Bereich der Fertigung. Ihre besondere Verantwortung liegt in der wirtschaftlichen Auslastung der Kapazität bei geringen Lagerbeständen (Betriebsziele) und schnellem Auftragsdurchlauf bei termingerechter Lieferung (Marktziele) (**Bild 9**). Durch die schon angesprochenen Veränderungen im Käufer- und Marktverhalten werden die Marktziele zunehmend wichtiger. Systeme, die sich durch eine starke Kunden-/Auftragsorientierung auszeichnen, werden als *Auftragsmanagementsysteme* bezeichnet.

Aufgaben der PPS (Bild 10)

Die Aufgaben der PPS können in Kernaufgaben und Querschnittsaufgaben unterteilt werden [8]. Den **Kernaufgaben** können dabei die Produktionsprogrammplanung, die Produktionsbedarfsplanung, die Eigenfertigungsplanung und -steuerung und die Fremdbezugsplanung und -steuerung zugeordnet werden.
Ausgehend vom Absatzplan wird in der *Produktionsprogrammplanung* in einer Ressourcengrobplanung der Abgleich von geplanten Produktionsmengen und verfügbarer Produktionskapazität durchgeführt. Dies führt zu einem Produktionsprogramm in dem die Bedarfe an verkaufsfähigen Produkten aufgeschlüsselt sind (Primärbedarf).
Im Rahmen der *Produktionsbedarfsplanung* werden die notwendigen Ressourcen an Baugruppen, Teilen, Rohstoffen (Sekundärbedarf) sowie Hilfs- und Betriebsstoffe (Tertiärbedarf) aus dem Produktionsprogramm ermittelt und die Bedarfszeitpunkte festgelegt.
Die Ermittlung des Sekundärbedarfs kann über eine Stücklistenauflösung (deterministisches Verfahren) oder durch Hochrechnen bzw. Schätzen der Bedarfsentwicklung auf-

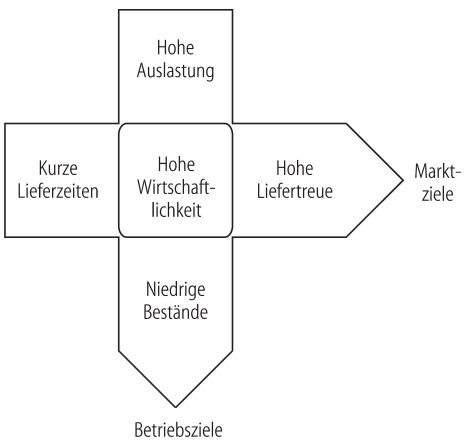


Bild 9. Zielkriterien der PPS

Tabelle 2. Aufgaben der Arbeitssystemplanung

	Flächen- und Standortplanung	Fertigungs-mittelplanung	Arbeitsplatz-gestaltung	Personal- und Organisationsplanung	Materialfluß- und Logistikplanung	Investitions-planung
Tätig-keiten	– Standortplanung – Generalbebauungs-planung – Layoutplanung	– Bearbeitungs- und Anlagenprofil ermitteln – Planung der eingesetzten Fertigungsverfahren	– Gestaltung von Arbeitsplätzen nach ergonomischen Richtlinien – Einhaltung von Arbeitsschutz-richtlinien	– Festlegen der Qualifikationsprofile – Planung der organisatorischen Strukturen	– Anordnung der Lager – Analyse des betrieblichen Materialflusses – Auslegen der Transporteinrichtungen	– Verfahrens-vergleiche – Wirtschaftlichkeits-betrachtungen

S

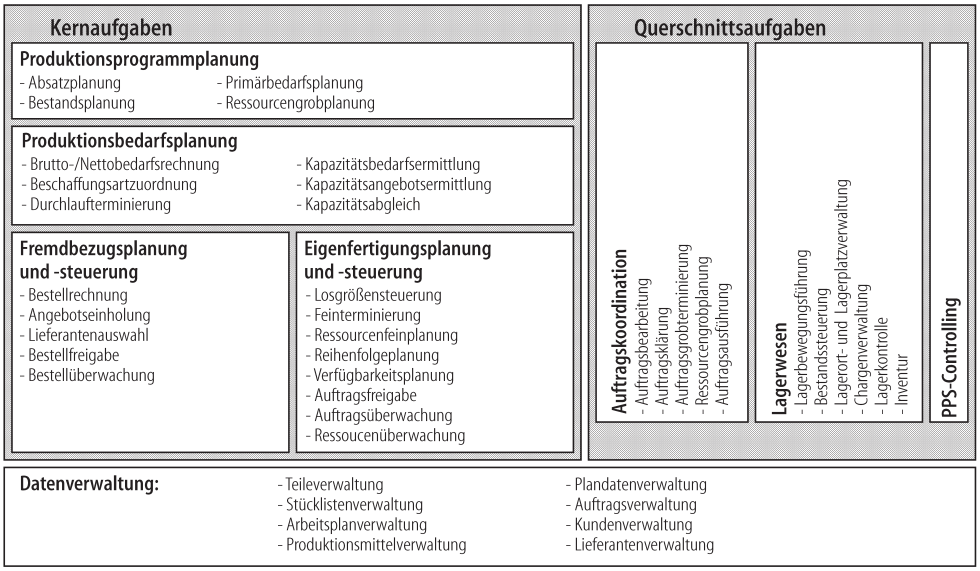


Bild 10. Aufgaben der PPS [9]

grund der Vergangenheitsnachfrage (stochastisches Verfahren) erfolgen.
Das so entstehende Beschaffungsprogramm kann in ein Eigenfertigungs- und ein Fremdbezugsprogramm unterteilt werden.
Die *Fremdbezugsplanung* befaßt sich mit der Beschaffung der festgelegten Mengen zu den entsprechenden Terminen. Dazu müssen Angebote eingeholt, Lieferanten bewertet und Bestellungen freigegeben und überwacht werden.
In der *Eigenfertigungsplanung und -steuerung* wird für das Eigenfertigungsprogramm eine Feinplanung hinsichtlich der Termine, Kapazitäten und Mengen durchgeführt. Anschließend werden Fertigungsaufträge freigegeben und überwacht.
Die **Querschnittsaufgaben** bestehen aus der Auftragskoordination, dem Lagerwesen und dem PPS-Controlling.
Die *Auftragskoodination* befaßt sich mit der Planung, Steuerung und Überwachung des kundenbezogenen Auftragsdurchlaufs.
Im Rahmen des *Lagerwesens* erfolgt die Bestandserfassung und -fortschreibung, die Erstellung und Auswertung von Lagerstatistiken sowie die Lagerinventur.
Zur Kontrolle der Wirtschaftlichkeit und Zielerreichung ist schließlich ein *PPS-Controlling* erforderlich, das durch Kennzahlen den aktuellen Betriebszustand beschreibt, damit Maßnahmen zur Verbesserung getroffen werden können.
Für die Ausführung der Aufgaben ist eine durchgängige *Datenverwaltung* erforderlich, auf die alle Kern- und Querschnittsaufgaben zugreifen können.

7.5 Fertigungssysteme. Manufacturing systems

7.5.1 Das System „Fertigung“
The system “Manufacturing“

Zum Erfüllen einer Fertigungsaufgabe sind verschiedene, aufeinander abgestimmte Vorgänge notwendig, die von Teilsystemen der Fertigung ausgeführt werden. **Bild 11** zeigt die Systemstruktur einer integrierten Teilefertigung und die Kopplung der Teilsysteme. So besteht ein Fertigungssystem aus (in Anlehnung an [10]):

Arbeitssystem.Änderung geometrischer und/oder stofflicher Eigenschaften der Werkstücke im Sinne der Fertigungsaufgabe (z. B. mit Hilfe einer Werkzeugmaschine).

Informationssystem. Erfassen, Verarbeiten, Transportieren und Speichern von technischen und/oder organisatorischen Informationen.

Werkstückversorgungssystem. Bereitstellen, Speichern, Zubringen, Positionieren, Spannen, Prüfen und Weitergeben der Werkstücke.

Werkzeugversorgungssystem. Bereitstellen, Speichern, Zubringen, Spannen, Auswechseln und Prüfen der Werkzeuge.

Vorrichtungsversorgungssystem. Bereitstellen, Zubringen, Installieren, Auswechseln und Prüfen der Vorrichtungen.

Energieversorgungssystem. Wandeln, Transportieren und Speichern der in allen Teilsystemen benötigten Energie.

Hilfsstoffversorgungssystem. Zubringen der für den Fertigungsprozeß im Arbeitssystem benötigten Hilfsstoffe (z. B. Kühlmittel).

Abfall- und Hilfsstoffentsorgungssystem. Abführen der nicht verbrauchten Hilfsstoffe und der während des Fertigungsprozesses entstehenden Abfallstoffe (z. B. Späne).

Emissionen. Berücksichtigung der Emissionen (z. B. Schall, Wärme) bei der Systemgestaltung und Begrenzung ihrer Auswirkungen.
Die Anforderungen an den Menschen im System „Fertigung“ haben sich durch die technische Entwicklung wie folgt gewandelt:
Physische Entlastung des Menschen durch Mechanisierung des Energieversorgungssystems und des Arbeitssystems, teilweise Entlastung von der Steuerung des Arbeitssystems sowie Mechanisierung von Transportaufgaben, vollständige Entlastung von manueller Tätigkeit sowie von Steuerfunktionen im Bereich der Massenfertigung durch Einsatz von Betriebsmit-

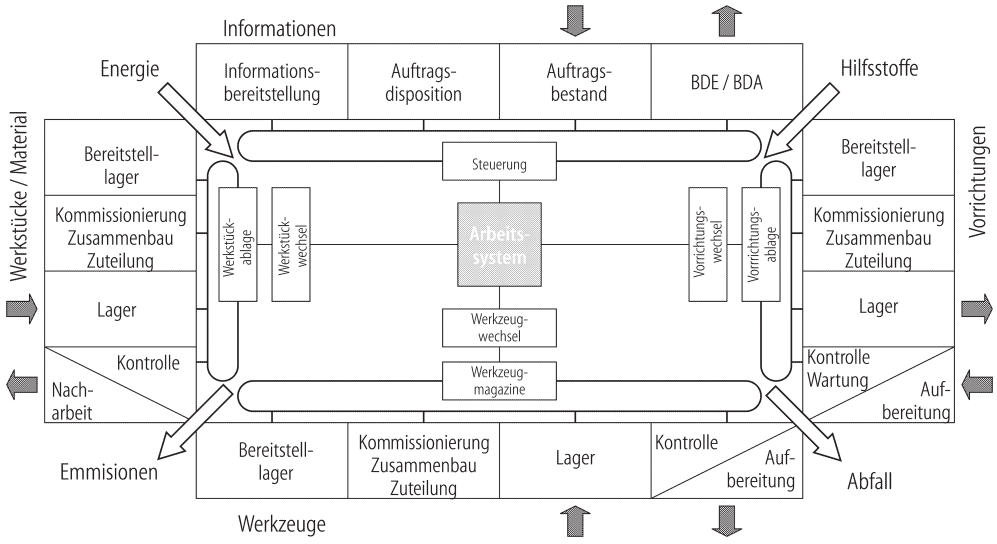


Bild 11. Systemstruktur einer integrierten Teilefertigung

teln wie z. B. Transferstraßen; die direkte Bindung Mensch-Arbeitssystem ist aufgehoben.
Bemühungen, die Bindung des Menschen an den Fertigungsprozeß zu minimieren („Automatische Fabrik"), haben sich nicht durchgesetzt. Kenntnisse, Erfahrungen und Urteilsvermögen des Menschen sind für den Betrieb komplexer Fertigungssysteme auch weiterhin unverzichtbar.

7.5.2 Einteilung von Fertigungssystemen

Classification of manufacturing systems

Die Klassifikation von Fertigungssystemen kann nach der Anzahl der integrierten Teilsysteme und dem Automatisierungsgrad vorgenommen werden (**Bild 12**).
Kern eines jeden Fertigungssystems ist das Arbeitssystem, bei dem es sich in der Regel um eine *NC-Werkzeugmaschine* handelt. Diese beinhaltet bereits die Funktionalitäten zur automatischen Bearbeitung von Werkstücken und häufig auch einen automatischen Werkzeugwechsel.
In *Bearbeitungszentren* werden zusätzlich die Werkstücke automatisch zugeführt, so daß sich ein automatisierter Arbeitsablauf ergibt. Meist sind hierbei mehrere Fertigungsverfahren (z. B. Drehen, Fräsen, Bohren) sowie zusätzliche Funktionen zur Komplettbearbeitung in einer Aufspannung integriert.
Bei *flexiblen Fertigungssystemen* und *Transfersystemen* sind neben den Bearbeitungsfunktionen auch alle Handhabungsfunktionen automatisiert, so daß Werkzeuge, Werkstücke und Vorrichtungen automatisch gelagert und transportiert werden können. Der Informations- und Materialfluß wird über eine zentrale Steuerung koordiniert.
Flexible Fertigungssysteme und Transfersysteme werden mit dem Ziel einer hohen Produktivität vor allem in der (Groß-)

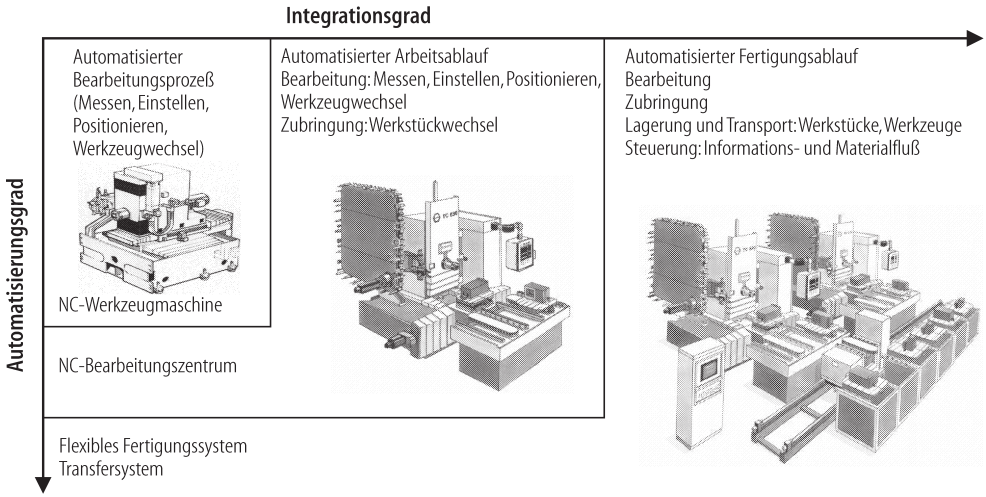


Bild 12. Integration und Automation von flexiblen Fertigungssystemen (Bilder Fritz Werner, Berlin)

Serienproduktion eingesetzt. Moderne Mehrachsen-Bearbeitungsmaschinen, auf denen komplexe Werkstücke komplett bearbeitet werden können, stoßen jedoch in Bereiche der Produktivität vor, die früher nur auf Transfersystemen erreichbar waren.
Meßgrößen für die Einordnung der Fertigungssysteme sind:

Produktivität. Verhältnis bzw. Quotient von mengenmäßigem Ertrag (Output; in Stück, kg, o. ä.) und mengenmäßigem Einsatz von Produktionsfaktoren (Input; Arbeitsstunden, Betriebsmitteleinheiten, Kapital).

Wirtschaftlichkeit. Maß für den wertmäßigen Erfolg eines Systems, z. B. Rentabilität, Gewinn, Wertschöpfung.

Flexibilität. Aufwand zur Umstellung der Produktion auf wechselnde Aufgaben.

Qualität. Erfüllung der vorgegebenen Qualitätsmerkmale mit einer hohen Prozeßsicherheit.

Durchlaufzeit. Summe der Ausführungs-, Rüst-, Übergangs-, Puffer-, Prüf- und Einlagerungszeiten (nach REFA).

7.5.3 Automatisierung von Handhabungsfunktionen
Automation of material handling functions

Zur analytischen Beschreibung von Handhabungsvorgängen werden diese in einzelne Handhabungsfunktionen (nach *VDI-Richtlinie 3239*: Zubringefunktionen) aufgelöst. Jede Einzelfunktion kann durch ein Sinnbild und eine zugehörige Kenn-Nummer dargestellt werden. Die für den Einsatz von Handhabungseinrichtungen wichtigen Funktionen werden durch die kennzeichnenden Funktionen beschrieben, für deren Durchführung mehrere installierte Funktionen notwendig sein können (s. **F 1.4.3**).
Das Automatisieren von Handhabungsvorgängen erfordert das Berücksichtigen der Handhabungseigenschaften der Werkstücke (Handhabungsobjekte), der Gegebenheiten der jeweiligen Fertigungseinrichtung und der technischen Möglichkeiten von Handhabungseinrichtungen sowie deren gegenseitigen Abhängigkeiten [11]. Wegen der Fülle dieser Einflüsse sind Handhabungseinrichtungen meist problemangepaßte Einzellösungen. Der damit verbundene hohe Entwicklungsaufwand läßt das wirtschaftliche Automatisieren vielfach nur bei häufig wiederkehrenden Handhabungsaufgaben zu (Großserien- bzw. Massenfertigung), wenn nicht standardisierte Handhabungseinrichtungen eingesetzt werden können, deren weitere Entwicklung durch die erzielten Fortschritte in der Steuerungstechnik und in der Informationsverarbeitung begünstigt wird (s. **S 6**).
Für das Ein- und Ausgeben, Weitergeben und ähnliche Handhabungsfunktionen werden Einlegegeräte, programmierbare Handhabungsgeräte („Industrieroboter") und Telemanipulatoren eingesetzt.

Teleoperatoren. Diese sind ferngesteuerte Manipulatoren [12] , die keine Programmsteuerung besitzen. Der Mensch trifft die notwendigen Entscheidungen und leitet die Bewegungen ein. Teleoperatoren sind Kraft-, Leistungs- und Reichweitenverstärker der menschlichen Handhabungseigenschaften. Steht ein entsprechendes Kommunikationssystem zur Verfügung, so kann der Teleoperator in beliebiger Entfernung zum Menschen aufgebaut werden und dort arbeiten. Im industriellen Bereich werden Schwerlast-Manipulatoren dort eingesetzt, wo der Mensch von schwerer physischer Arbeit entlastet werden soll, aber das Steuern der Bewegungsabläufe weiterhin dem Menschen überlassen werden muß (z. B. Kerntechnik, Meerestechnik, Weltraumtechnik).

Einlegegeräte. Diese sind meist mit Greifern ausgerüstete mechanische Handhabungseinrichtungen, die vorgegebene Bewegungsabläufe nach einem festen Programm abfahren [13]. Sie arbeiten an Pressen („Eiserne Hände"), in Montagelinien, in der Verpackungsindustrie usw., also überall dort, wo über einen langen Zeitraum hinweg dieselbe Handhabungsaufgabe auszuführen ist.

Industrieroboter. Diese sind dagegen in mehreren Bewegungsachsen programmierbare, mit Greifern oder Werkzeugen ausgerüstete automatische Handhabungseinrichtungen, die für den industriellen Einsatz konzipiert sind. Ihr Unterschied zu Einlegegeräten liegt in der Programmierbarkeit und in ihrer meist aufwendigeren Kinematik (s. **T 7**).
Handhabungsaufgaben lassen sich meist nur dann mit Hilfe von Industrierobotern automatisieren, wenn einige dieser Aufgaben (in der Teilefertigung vor allem das Ordnen, in der Montage das Ordnen und Positionieren) von anderen Einrichtungen übernommen werden.
Beim *Ordnen* bieten sich zwei Möglichkeiten.
Der erforderliche Ordnungszustand wird hergestellt, indem jedes Werkstück in eine vorher festgelegte Lage und Position gebracht wird.
Der Ordnungszustand wird erkannt, und für jedes Werkstück wird ermittelt, in welcher Lage und Position es sich befindet. Sensoren erfassen dabei bestimmte Merkmale der Werkstücke. Eine einfache Steuerung verarbeitet diese Werte mit Hilfe eines vorgegebenen „internen Modells", d. h. eines Programms, und leitet daraus Signale für die Steuerung des Handhabungsgeräts ab. Dabei reduziert man das anfallende Datenvolumen soweit, wie es zur Lösung der gestellten Aufgabe zulässig ist, und erreicht dadurch eine einfache und schnelle Verarbeitung.
Die Aufgaben, die heute von Industrierobotern übernommen werden, lassen sich in Werkstück- und Werkzeughandhabung unterteilen [14, 15].

Werkzeughandhabung

Beschichten: Lackieren, Emaillieren sowie das Auftragen von Kleber durch Sprühen.

Punktschweißen: Schweißen von Automobilkarosserien.

Bahnschweißen: Führen eines Schweißbrenners – beim Schutzgasschweißen häufig mit Unterstützung durch Sensoren, die den Nahtanfangspunkt finden und während des Schweißens den Brenner in der Mitte der Schweißfuge führen.

Werkstück- und Werkzeughandhabung

Bearbeiten: Entgraten, Schleifen, Polieren, Wasserstrahlschneiden, Gußputzen, Laser- oder Plasmaschneiden.

Montage: Fügen, Kleben, Schrauben, Einpressen, Durchsetzfügen, Nieten, Löten, Bestücken von Leiterplatten mit elektronischen Bauelementen.

Werkstückhandhabung

Handhabung an Pressen, Schmiedemaschinen, Druck- und Spritzgießmaschinen. Be- und Entladen von Werkzeugmaschinen oder Prüfsystemen. Palettieren, Kommissionieren, Verkettung mehrerer Maschinen miteinander.

7.5.4 Transferstraßen und automatische Fertigungslinien
Transfer lines and automated production lines

Das Taylorsche Prinzip der Arbeitsteilung ist in der automatisierten Fertigung besonders ausgeprägt in Transferstraßen. Man versteht darunter eine Fertigungslinie, in der Werkstücke von Bearbeitungsstation zu Bearbeitungsstation getaktet werden (automatischer Werkstückdurchlauf). Transferstraßen werden als Sondermaschinen für die Bearbeitung von fertigungstechnisch ähnlichen Werkstücken in meist großen Stückzahlen ausgelegt. Ihr typischer Einsatzbereich ist die

Automobilindustrie. Wenngleich Transferstraßen Einzweckanlagen sind, werden sie entsprechend dem Baukastenprinzip weitgehend aus Baueinheiten zusammengesetzt (s. **T 5.11**). Diese Baueinheiten sind in sich geschlossene Baugruppen, die jeweils eine oder mehrere Teilfunktionen einer Werkzeugmaschine verkörpern. Es wird unterschieden nach Grundeinheiten, nach Haupteinheiten und Zusatzeinheiten [16]. Um die Austauschbarkeit der Einheiten von unterschiedlichen Herstellern zu gewährleisten, sind die wesentlichen Haupt- und Anschlußmaße der verschiedenen Baugrößen in DIN 69 512 ff. genormt.

Die Stationen einer Transferstraße (**Bild 13**) sind starr miteinander verkettet.

Kennzeichen der *starren Verkettung* sind:

Gemeinsame Steuerung der Verkettungseinrichtung und der Bearbeitungsstationen; Werkstückdurchlauf in gleichmäßigem, vom langsamsten Arbeitszyklus vorgeschriebenen Takt; Störung bei einer Bearbeitungsstation hat Stillstand der gesamten Fertigungsanlage zur Folge.

Demgegenüber sind Kennzeichen einer *losen Verkettung:*

Unabhängige Arbeitszyklen der Bearbeitungsstationen (kein gemeinsamer Takt); größere Freizügigkeit bei der Aufstellung und Anordnung der Bearbeitungsstationen; Werkstückspeicher als Störungspuffer mit räumlichem und zeitlichem Aufschließen der Werkstücke zwischen den Bearbeitungsstationen; bei Störungen können die vor- und nachgeschalteten Bearbeitungsstationen weiterarbeiten; nacheinander auftretende Stillstandszeiten addieren sich nicht, solange die Kapazität der Störungspuffer ausreicht.

Durch lose Verkettung werden häufig Serienmaschinen verbunden; ebenfalls durch lose Verkettung können in Fertigungslinien manuelle und automatische Bearbeitungsstationen entkoppelt werden. Kombinationen von loser und starrer Verkettung findet man besonders bei automatischen Fertigungslinien mit einer größeren Anzahl von Stationen, wobei Bearbeitungsstationen gleicher technologischer Vorgänge und Produktivität starr miteinander verkettet werden. Auf diese Weise werden die Vorteile des direkten kurzen Werkstückdurchlaufs einerseits und die abschnittsweise Überbrükkung von Stillstandszeiten durch Puffer andererseits teilweise vereinigt.

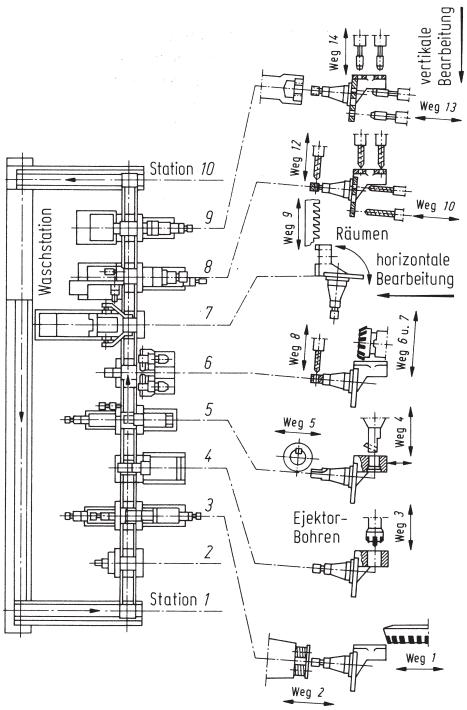


Bild 13. Transferstraße zur Bearbeitung von Achsschenkeln; Grundriß und Bearbeitungsablauf (Mauser Schaerer GmbH). Rückführung der Vorrichtungswagen über Schrägaufzüge zur Be- und Entladestation (Station I), Taktzeit 0,96 min

7.5.5 Flexible Fertigungssysteme

Flexible manufacturing systems

Ein flexibles Fertigungssystem besteht aus mehreren, meist numerisch gesteuerten, miteinander lose verketteten Einzelmaschinen und ist aufgrund der materialfluß- und informationstechnischen Verknüpfung imstande, automatisch Werkstücke in mittleren und kleinen Losen bis zur Grenzlosgröße eins zu bearbeiten. Dabei befinden sich gleichzeitig verschiedene Werkstücke in Bearbeitung, die das System auf verschiedenen Pfaden durchlaufen. Die Bearbeitungsstationen innerhalb des Systems können hinsichtlich der installierten Fertigungsfunktionen sich ersetzend oder sich ergänzend sein. Sich ersetzende Stationen haben den Vorteil einer hohen zeitlichen Nutzung des Systems, eines wahlfreien Werkstückdurchlaufs und einer hohen Flexibilität des Gesamtsystems, weil sie jeweils alternativ gleiche Bearbeitungsaufgaben übernehmen können und gleiche technologische Funktionen und gleiche Arbeitsgeometrie besitzen. Sich ergänzende Stationen führen nur Bearbeitungsschritte aus, die auf anderen Stationen wegen ungleicher technischer Funktionen und ungleicher Arbeitsraumgeometrie nicht ausgeführt werden können. Systeme mit sich ergänzenden Stationen haben eine hohe technische Nutzung, realisieren das Linienprinzip und verfügen über eine hohe Produktivität.

Die *Verkettung* der Bearbeitungsstationen in flexiblen Fertigungssystemen kann gelöst sein als [17]:

- Verkettung mittels Einzeltransportfahrzeug (z. B. Regalbediengerät, fahrbarer Industrieroboter).
- Verkettung über mehrere Transportfahrzeuge (z. B. induktiv gesteuerte Flurförderzeuge).
- Verkettung über Umlaufförderstrecke (z. B. Friktionsrollenbahn).

Je nach Ausbaustufe eines Systems sind meist folgende *Funktionen* bzw. Einrichtungen Bestandteile des flexiblen Fertigungssystems:

- Werkstückwechsel (bei rotationssymmetrischen Werkstükken mittels Handhabungseinrichtungen, bei prismatischen Werkstücken mittels Werkstückträgern (Paletten) und Palettenwechseleinrichtungen).
- Werkzeugwechsel (Wechsel von Einzelwerkzeugen, Mehrspindelbohrköpfen oder Werkzeugmagazinen).
- Hilfsstoffver- und -entsorgung, Spänefördersystem, automatische Steuerung von Teilsystemen (NC, CNC), Optimierregelungen (Adaptive Control).
- NC-Datenverteilung mit DNC-Rechner (Datenverteilrechner).
- Puffer- und Lagereinrichtung (je nach Werkstückspektrum, Maschinenaufstellung und Art der Verkettung), automatisches Waschen und Reinigen der Werkstücke, automatisches Messen der Werkstücke.
- Rechnersteuerung des Gesamtsystems einschließlich Transportsteuerung.
- Rechnergestützte Kapazitäts- und Terminierungsrechnung (organisatorische Steuerung) durch einen übergeordneten Fertigungsleitrechner.
- On-Line-Betriebsdatenerfassung.
- Automatische Fehlererkennung (monitoring).

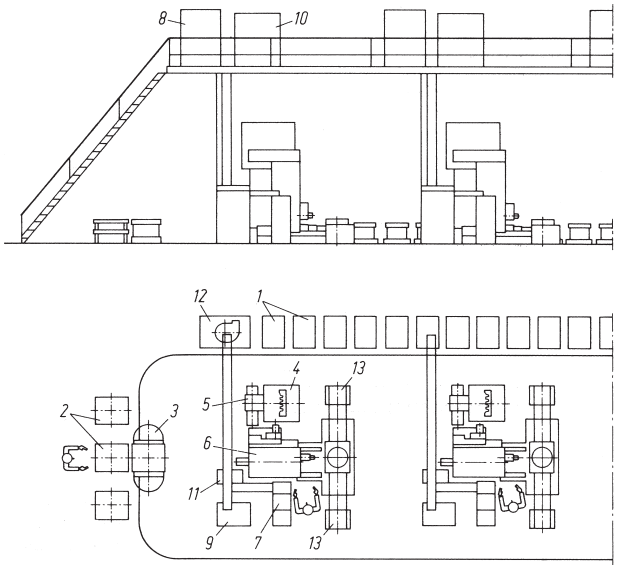


Bild 14. Flexibles Fertigungssystem für Nicht-Rotationsteile (Burkhardt u. Weber-Gruppe). *1* Palettenspeicher, *2* Be- und Entladestationen, *3* Paletten-Transportfahrzeug, *4* Werkzeuggroßraumspeicher, *5* Werkzeugübergabegerät, *6* Horizontal-Bearbeitungszentrum (Arbeitswege 1250 × 1000 × 800 mm), *7* CNC-Steuerung, *8* IC-Anpaßteil, *9* Hydraulikaggregat, *10* Thyristorschrank mit Netzteil, *11* Kühlaggregat, *12* Waschstation, *13* Palettenübergabestationen

Bild 14 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines flexiblen Fertigungssystems. Die Maschinen- und Gerätesteuerungen übernehmen das Abarbeiten von NC-Programmen und Transportdaten sowie das Erfassen der Betriebsdaten. Ein übergeordneter Prozeßrechner übernimmt als Aufgaben das Verteilen und Verwalten der NC-Programme (DNC s. **T 2**), die Steuerung des Materialflusses sowie das Erfassen weiterer Betriebsdaten. Der Prozeßrechner ist mit einem zentralen Betriebsrechner gekoppelt, der Aufgaben der Fertigungsplanung, der Fertigungssteuerung und des Management-Informationssystems (MIS) wahrnimmt.

7.5.6 Wandlungsfähige Fertigungssysteme
Versatile manufacturing systems

Die Veränderungen in den Randbedingungen industrieller Produktion (schnelle Modellwechsel, stark schwankende Stückzahlen, Technologiesprünge) führen zu der Notwendigkeit, Fertigungssysteme so auszulegen, daß sie sich mit geringem Zeit- und Kostenaufwand umgestalten lassen. Dies bedingt eine sowohl technisch als auch organisatorisch hierauf abgestimmte Auslegung der Systeme.
In technischer Hinsicht erlaubt eine Modularisierung von Maschinen- und Anlagenkomponenten die schnelle Anpassung an veränderte Anforderungen [18]. Maßnahmen organisatorischer Art zielen auf die Beherrschung der Komplexität des Systems Fertigung. Die Fabrik wird dabei als ein Netzwerk teilautonomer Strukturelemente konzipiert, deren Aufgaben und Leistungen eindeutig beschreibbar sind, die sich selbst organisieren und optimieren und die über ein leistungsfähiges Informations- und Kommunikationssystem miteinander verknüpft sind (Fraktale Fabrik) [19]. Der Automatisierungsgrad solcher Systeme ist gegenüber flexiblen Fertigungssystemen reduziert, und die dort tätigen Mitarbeiter haben eine tragende Rolle beim Betrieb und bei der Anpassung an neue Rahmenbedingungen.

7.6 Betriebliche Kostenrechnung
Operational costing

7.6.1 Grundlagen der betrieblichen Kostenrechnung
Fundamentals of operational costing

Das betriebliche Rechnungswesen hat die Aufgabe, sämtliche Vorgänge bei Beschaffung, Produktion, Absatz und Finanzierung mengen- und wertmäßig zu erfassen und zu überwachen. Es wird institutionell gegliedert in: Finanz- und Geschäftsbuchhaltung, Kostenrechnung, Statistik sowie Budgetrechnung.

Kosten sind der wertmäßige Verbrauch von Gütern und Dienstleistungen zur Erstellung und zum Absatz betrieblicher Leistungen sowie zur Aufrechterhaltung der hierfür notwendigen Betriebsbereitschaft [20].
Aufgabe der Kostenrechnung ist die Kontrolle der Wirtschaftlichkeit des Leistungserstellungsprozesses durch Erfassen, Verteilen und Zurechnen der Kosten, die im Rahmen der Aufgaben des Betriebs anfallen.
Die Kostenrechnung bildet im einzelnen die Grundlage für [21]:

Kalkulation (Angebotspreis, Preisgrenze), *Betriebskontrolle* (Vergleich von Kosten mit Erträgen, Vergleich von Soll- und Ist-Kosten) sowie *Betriebsdisposition* und *Betriebspolitik.*
Die gesamte Kostenrechnung gliedert sich in drei Bereiche (**Bild 15**):

Kostenartenrechnung. Sie dient der vollständigen Erfassung der Kosten nach Kostenarten.

Kostenstellenrechnung. Die mit Hilfe eines Betriebsabrechnungsbogens (BAB) durchgeführte Kostenstellenrechnung verteilt die nicht unmittelbar dem Erzeugnis zurechenbaren Kosten (Gemeinkosten) auf die Kostenstellen.

Kostenträgerrechnung. Sie ermittelt als Kostenträgerzeitrechnung (Betriebsergebnisrechnung) den Gewinn als Ge-

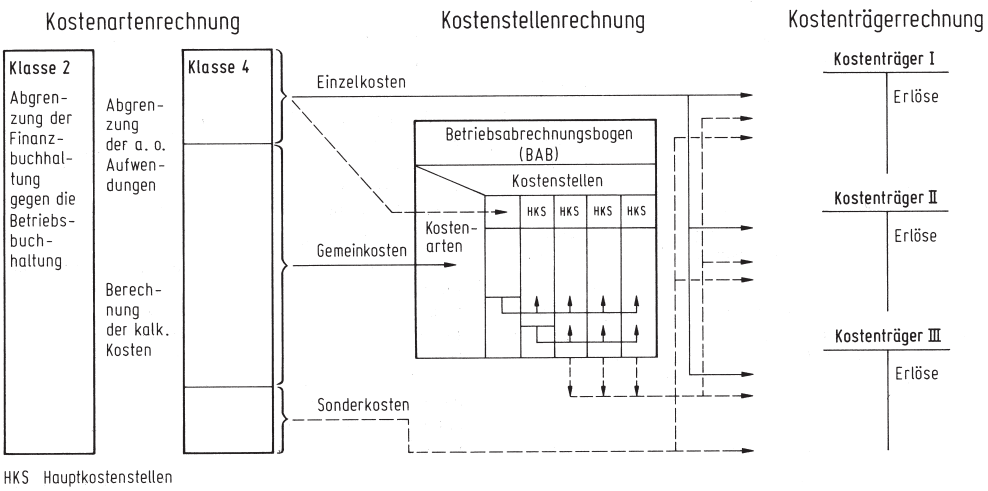


Bild 15. System der Kostenrechnung nach Schönfeld

winn/Periode, die Kostenträgerrückrechnung (Kalkulation) ermittelt die Kosten je Erzeugnis.
Die Kostenartenrechnung und die Kostenstellenrechnung sind Periodenrechnungen. Die Kostenträgerrechnung als Kostenträgerzeitrechnung ist ebenfalls eine Periodenrechnung. Die Kostenträgerrechnung als Kostenträgerstückrechnung ist hingegen eine Stückrechnung.
Die Kostenrechnung geht im wesentlichen in folgenden Schritten vor:

Erfassen der Kosten nach Kostenarten, *Verrechnen* der Kosten auf Kostenstellen bzw. Kostenträger sowie *Verwenden* der Kosten zum Messen der Betriebstätigkeit zur Kontrolle des Betriebsverhaltens und/oder zur Disposition.
Die Kosten lassen sich im wesentlichen nach zwei Gesichtspunkten gliedern:
Gliederung der Kosten nach ihrer Zurechenbarkeit auf einen Kostenträger in Einzel- und Gemeinkosten, Gliederung der Kosten nach ihrer Reaktion auf Beschäftigungsänderungen in fixe und variable Kosten.

7.6.2 Kostenartenrechnung. Types of cost

Die Kostenartenrechnung erfaßt sämtliche Kosten, die bei der Beschaffung, Lagerung, Produktion und dem Absatz betrieblicher Leistungen während einer Arbeitsperiode in einem Unternehmen angefallen sind. Außerdem grenzt sie die Kosten gegenüber den Aufwendungen des gesamten Unternehmens ab. Die Bedeutung der Kostenartenrechnung liegt in ihrer Aufteilung der Gesamtkosten in einzelne Kostenarten und der sich daraus ergebenden Möglichkeit einer weitgehend verursachungsgerechten Zurechnung der einzelnen Kosten auf Kostenstellen und Kostenträger (s. **F 1.2.5**).
Nach den wichtigsten betrieblichen Funktionen unterscheidet man:
Kosten der *Beschaffung*, Kosten der *Lagerhaltung*, Kosten der *Fertigung*, Kosten der *Verwaltung* sowie Kosten des *Vertriebs* .
Nach der Entstehung lassen sich fünf natürliche Kostenarten unterscheiden:

Arbeitskosten (Löhne, Gehälter, Lohnnebenkosten, Unternehmerlohn), *Materialkosten* (Roh-, Hilfs- und Betriebsstoffkosten), *Kapitalkosten* (Zinsen, Abschreibungen, Kapitalwagnisse), *Fremdleistungskosten* (Kosten für Reparaturen, Transportleistungen) sowie *Kosten der menschlichen Gesellschaft* (Steuern mit Kostencharakter, Gebühren, Beiträge).

7.6.3 Kostenstellenrechnung und Betriebsabrechnungsbögen
Cost location accounting

Die Kostenstellenrechnung steht zwischen der *Kostenartenrechnung* und der *Kostenträgerrechnung* (Kalkulation).
In Betrieben mit einem differenzierten Fertigungsprogramm ermöglicht sie eine möglichst verursachungsgerechte Verrechnung der *Gemeinkosten* auf die Kostenträger. Während sich die Erzeugniseinzelkosten auch ohne Kostenstellenrechnung dem Kostenträger direkt zurechnen lassen, würde das Fehlen einer Kostenstellenrechnung bei den Gemeinkosten nur zu einer sehr ungenauen Kostenverteilung führen. Durch die Bildung von Kostenstellen (Abrechnungsbereichen) innerhalb eines Betriebs können die Gemeinkosten stellenweise erfaßt werden und entsprechend der Inanspruchnahme der Stelle durch die Erzeugnisse mit Hilfe besonderer Verteilungsschlüssel auf die Produkte verrechnet werden (**Bild 15**). Da einzelne Kostenstellen (z. B. Energieerzeugung) innerbetriebliche Leistungen an andere Kostenstellen (z. B. Fertigung) abgeben, muß innerhalb der Kostenstellenrechnung eine innerbetriebliche Leistungsverrechnung erfolgen. Formal erfolgt die Kostenstellenrechnung mit Hilfe des Betriebsabrechnungsbogens (BAB), der in tabellarischer Form Kostenarten und Kostenstellen als Zeilen und Spalten aufführt.

Tab. 3 zeigt ein Beispiel für den Aufbau eines Betriebsabrechnungsbogens, bei dem aus Vereinfachungsgründen auf die innerbetriebliche Leistungsverrechnung verzichtet wurde.
Die Aufgaben des BAB sind:
- Verursachungsgerechte Verteilung der primären Gemeinkosten auf die Kostenstellen.
- Umlage der Kosten der allgemeinen Kostenstellen auf nachgelagerte Kostenstellen.
- Umlage der Kosten der Hilfskostenstellen auf die Hauptkostenstellen.
- Ermittlung der Gemeinkostenzuschlagssätze für jede Kostenstelle durch Gegenüberstellung von Einzel- und Gemeinkosten.
- Nachprüfung der verrechneten Kosten, d. h. Feststellung der

S

Tabelle 3. Beispiel für den Aufbau eines einfachen Betriebsabrechnungsbogens nach [22]

Kostenarten	Zahlen der Buch-haltung	Kostenstellen					
		Fertigungsbereich			Material-bereich	Verwaltg.-bereich	Vertriebs-bereich
		FKSt. I	FKSt. II	FKSt. III			
Gehälter	2600	300	400		200	1200	500
Hilfslöhne	1800	800	200	200	300	100	200
Soz. Aufwendungen	900	300	150	150	50	180	70
Hilfs- u. Betriebsstoffe	500	100	100				300
Büromaterial	400				100	200	100
Fremdreparaturen	400			300			100
Energieverbrauch	350	50	100	50	20	80	50
Abschreibungen	250	40	60	50	20	40	40
Steuern	100					100	
Postgebühren	150					50	100
Werbekosten	350						350
Sonst. Kosten	200	10	40	50	10	30	60
Summe der GK	8000	1600	1050	800	700	1980	1870
Fertigungslöhne	4500	2000	1000	1500			
Fertigungsmaterial	5300				5350		
Herstellungskosten						14000	14000
GK-Zuschlagsätze		80,0%	105,0%	53,3%	13,1%	14,1%	13,4%
		Kostenartenrechnung			Kostenstellenrechnung		

Differenz zwischen verrechneten Soll-Kosten und entstandenen Ist-Kosten.
- Kontrolle der Wirtschaftlichkeit der Kostenstellen durch Berechnung von Kennzahlen [23].

7.6.4 Maschinenstundensatzrechnung
Calculation of machine hourly rate

Die Maschinenstundensatzrechnung stellt die weitestgehende Gliederung der Kostenstellen im Rahmen der Kostenstellenrechnung dar. Einzelne Maschinen bilden hierbei die Kostenstellen. Die Summe der Kosten einer Maschine bezeichnet man als *Maschinenkosten*. Zweck einer so vertiefenden Kostenstellenrechnung in Form der Maschinenstundensatzrechnung ist eine erhöhte Genauigkeit der Verrechnung der Gemeinkosten.
Der Maschinenstundensatz wird nach *VDI-Richtlinie 3258* – Kostenrechnung mit Maschinenstundensätzen – errechnet, indem die ermittelten Maschinenkosten auf die geplante bzw. durchschnittliche, jährliche betriebsübliche Nutzungszeit T_N in h/a bezogen werden:

$$K_{MH} = \frac{K_A + K_Z + K_R + K_E + K_I}{T_N}$$

Darin bedeuten: K_A die kalkulatorischen Abschreibungen in Geldbetrag/a. Sie werden nach betriebswirtschaftlichen Grundsätzen vom Wiederbeschaffungswert (einschließlich Aufstellungs- und Anlaufkosten) berechnet und auf die voraussichtliche Nutzungsdauer bezogen. K_Z die kalkulatorischen Zinsen in Geldbetrag/a. Sie werden in Höhe der üblichen Zinssätze für langfristiges Fremdkapital eingesetzt. Zur Vereinfachung der Rechnung und im Interesse der Vergleichbarkeit verschiedener Perioden werden die Zinsen vom halben Wiederbeschaffungswert berechnet. K_R die Raumkosten in Geldbetrag/a. Sie werden meist auf die von der Maschine beanspruchte Grundfläche einschließlich der erforderlichen Nebenflächen bezogen. Sie enthalten Abschreibungen und Zinsen auf Gebäude und Werksanlagen, Instandhaltungskosten für Gebäude, Kosten für Licht, Heizung, Versicherung und Reinigung. K_E die Energiekosten in Geldbetrag/a. Sie werden für Strom, Gas, Wasser usw. aufgrund tatsächlicher Jahresdurchschnittswerte ermittelt. K_I die Instandhaltungskosten in Geldbetrag/a. Sie sollen für laufende Wartungen und nicht aktivierte Instandsetzungen als Jahresdurchschnittswerte über längere Zeiträume ermittelt werden. Dabei ist die unterschiedliche Reparaturanfälligkeit verschiedener Maschinenarten zu beachten.

7.6.5 Kalkulation. Cost accounting

Die Kalkulation hat die Aufgabe, die Kosten, die bei der betrieblichen Leistungserstellung und beim Absatz dieser Leistungen entstanden sind, auf die absatzfähigen und innerbetrieblichen Leistungen zu verrechnen. Die Kalkulation kann die Grundlage bilden für:
Preisermittlung (Vorkalkulation), *Preiskontrolle* (Nachkalkulation), *Erfolgsermittlung*, Durchführung von *Vergleichsrechnungen* sowie *Leistungsbewertung*.
Überall dort, wo mehrere Erzeugnisse mit unterschiedlichen Kosten an Material und Fertigungslöhnen mit verschiedenen Fertigungsverfahren hergestellt werden, wird die Zuschlagskalkulation angewendet. Dieses Kalkulationsverfahren geht von einer getrennten Zurechnung der Einzel- und Gemeinkosten auf die Kostenträger aus. Die Einzelkosten werden dabei direkt mit Einzelbelegen (z. B. Materialentnahmeschein, die Gemeinkosten indirekt mit Gemeinkostenzuschlägen (vergleiche BAB) auf die Kostenträger verrechnet. Die Vorgehensweise zur Ermittlung der Selbstkosten mit Hilfe der Zuschlagskalkulation läßt sich durch das in **Bild 16** dargestellte Schema demonstrieren.

7.6.6 Prozeßkostenrechnung/-kalkulation
Activity-based accounting/-calculation

Aufgrund der Zunahme von Kontroll- und Koordinationstätigkeiten in variantenreichen, kundenindividuellen Produktionsprogrammen führen Zuschlagskalkulationen (Fertigungs-, Material-, Entwicklungs- und Konstruktions-, Verwaltungs-, Vertriebsgemeinkostenzuschläge) auf der Basis der Fertigungszeiten häufig zu einer Benachteiligung von Varianten mit hohem Produktionsvolumen. Varianten mit niedrigem Produktionsvolumen (Exoten), die zumeist zusätzliche, zeitintensive innerbetriebliche Prozesse auslösen (z. B. in Kon-

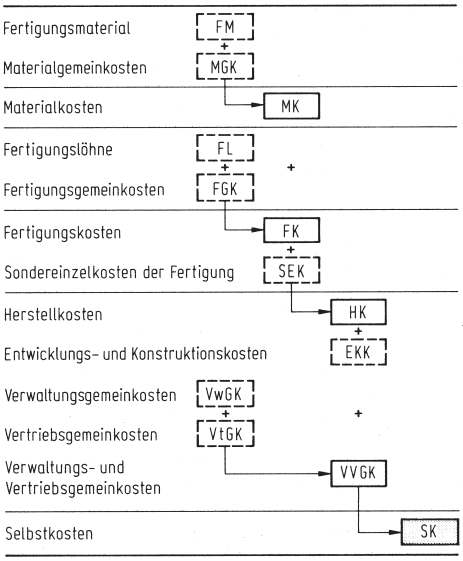


Bild 16. Vorgehensweise bei Zuschlagskalkulation

struktion und Arbeitsplanung), werden aufgrund der herkömmlichen Zuschlagskalkulation häufig begünstigt, d. h. mit zu geringen Kosten belastet.

Die Prozeßkostenrechnung ist ein Ansatz zur verursachungsgerechten Bestimmung und Verrechnung der Gemeinkosten, d. h. der nicht in den Arbeitsplänen erfaßten Kosten [24]. Sie stellt eine Weiterentwicklung des amerikanischen „activity-based-costing" dar [25]. Dabei werden parallel zur Kostenstellenrechnung die nicht in Arbeitsplänen erfaßten Tätigkeiten (Teilprozesse, Aktivitäten) auf Hauptprozesse verrechnet. Diese Hauptprozesse wiederum werden nicht, wie in der Zuschlagskalkulation, über Fertigungszeiten, sondern über Kostentreiber auf die Produkte verrechnet. Kostentreiber stellen dabei leicht meßbare Größen dar, die wesentlichen Einfluß auf die Höhe der Prozeßkosten haben.

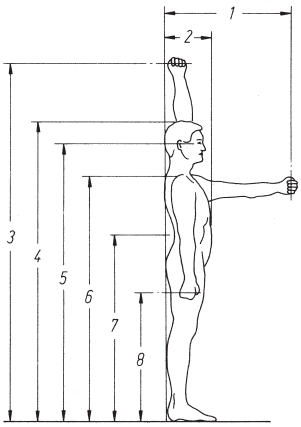
7.7 Arbeitswissenschaftliche Grundlagen
Basic ergonomics

Gegenstand der Arbeitswissenschaft ist die Arbeit des Menschen. *Arbeit* in diesem Sinne ist auf die Schaffung eines überdauernden Ergebnisses gerichtete planmäßige Tätigkeit des Menschen unter Einsatz seiner körperlichen, geistigen und seelischen Kräfte [26].

Dementsprechend beschäftigt sich die Arbeitswissenschaft mit den Ausprägungen der Merkmale menschlicher Arbeit (*Belastungen*) und deren Auswirkungen auf den Menschen (*Beanspruchungen*) in körperlicher, geistiger und seelischer Hinsicht. Die Ergebnisse arbeitswissenschaftlicher Untersuchungen dienen dazu, die Arbeitsbedingungen (Arbeitsplätze, Arbeitsabläufe, Umgebungseinflüsse) so zu gestalten oder zu verändern, daß sie im weitesten Sinne als *menschengerecht* bezeichnet werden können [27] . Der Anpassung der Arbeitsumgebung an den Menschen durch Arbeitsgestaltung steht die Anpassung des Menschen an die Anforderungen der Arbeit gegenüber. Dieser Prozeß kann durch arbeitspädagogische Maßnahmen wie Unterweisung und Training unterstützt werden (s. **F 1.4.3**).

Ausgangsdaten für die Gestaltung von Arbeitsplätzen sind die Abmessungen des menschlichen Körpers. Dazu wurden in Reihenuntersuchungen mit repräsentativen Stichproben Mittelwerte und Verteilungen von Körpermaßen ermittelt (s. DIN 33 403). **Bild 17** zeigt einige dieser Körpermaße für stehende (**Bild 18**) für sitzende Erwachsene. Bei körperlicher Arbeit steht meist die Übertragung von Kräften von der Arbeitskraft über Arbeitsmittel auf das Werkstück im Vordergrund. Diese Arbeitsmittel müssen so gestaltet sein, daß bei niedriger Belastung der Arbeitskraft möglichst große Kräfte übertragen werden können. An Maschinen sollen Hebel, Handräder, Taster usw. so angeordnet sein, daß ihre Betätigung dem natürlichen Bewegungsablauf nahe kommt [28].

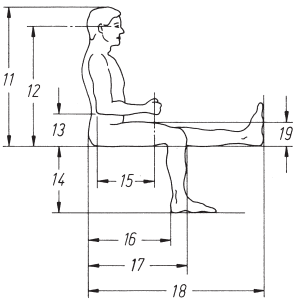
Die informatorische Arbeit kann in *Informationsaufnahme, Informationsverarbeitung* und *Informationsabgabe* gegliedert werden. Die Informationsaufnahme geschieht über die Sinnesorgane meist durch Sehen und Hören, weniger über Tast-, Geruchs- oder Geschmackssinne. Informationsaufnahme über das Auge kann nur dann stattfinden, wenn die zugehörigen Signale im Gesichtsfeld angeboten werden. Das Gesichtsfeld ist ein Kreis, dessen Durchmesser d_G (in m) linear mit dem Abstand vom Auge a (in m) wächst nach der Zahlenwertgleichung $d_G = 1{,}64\ a$.



		Perzentile (Maße in cm)					
		männlich			weiblich		
		5 %	50 %	95 %	5 %	50 %	95 %
1	Reichweite nach vorn	66,2	72,2	78,7	61,6	69,0	76,2
2	Körpertiefe	23,3	27,6	31,8	23,8	28,5	35,7
3	Reichweite nach oben (beidarmig)	191,0	205,1	221,0	174,8	187,0	200,0
4	Körperhöhe	162,9	173,3	184,1	151,0	161,9	172,5
5	Augenhöhe	150,9	161,3	172,1	140,2	150,2	159,6
6	Schulterhöhe	134,9	144,5	154,2	123,4	133,9	143,6
7	Ellenbogenhöhe über der Standfläche	102,1	109,6	117,9	95,7	103,0	110,0
8	Höhe der Hand über der Standfläche	72,8	76,7	82,8	66,4	73,8	80,3
9	Hüftbreite stehend	31,0	34,4	36,8	31,4	35,8	40,5
10	Schulterbreite	36,7	39,8	42,8	32,3	35,5	38,8

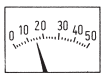
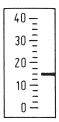
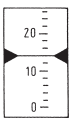
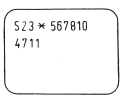
Bild 17. Körpermaße von deutschen Erwachsenen – Stehen – nach DIN 33 402

S



		Perzentile (Maße in cm)					
		männlich			weiblich		
		5 %	50 %	95 %	5 %	50 %	95 %
11	Körpersitzhöhe (Stammlänge)	84,9	90,7	96,2	80,5	85,7	91,4
12	Augenhöhe im Sitzen	73,9	79,0	84,4	68,0	73,5	78,5
13	Ellenbogenhöhe über der Sitzfläche	19,3	23,0	28,0	19,1	23,3	27,8
14	Länge des Unterschenkels mit Fuß (Sitzflächenhöhe)	39,9	44,2	48,0	35,1	39,5	43,4
15	Ellenbogen-Griffachsen-Abstand	32,7	36,2	38,9	29,2	32,2	36,4
16	Sitztiefe	45,2	50,0	55,2	42,6	48,4	53,2
17	Gesäß-Knie—Länge	55,4	59,9	64,5	53,0	58,7	63,1
18	Gesäß-Bein—Länge	96,4	103,5	112,5	95,5	104,4	112,6
19	Oberschenkelhöhe	11,7	13,6	15,7	11,8	14,4	17,3
20	Breite über dem Ellenbogen	39,9	45,1	51,2	37,0	45,6	54,4
21	Hüftbreite sitzend	32,5	36,2	39,1	34,0	38,7	45,1

Bild 18. Körpermaße von deutschen Erwachsenen – Sitzen – nach DIN 33402

Bezeichnung	Analoganzeige					Digitalanzeige	
	Rundskalenanzeige	Sektorskalenanzeige	Langfeldskalenanzeige	Fensterskalenanzeige	Leuchtbalkenanzeige	Elektronische Ziffernanzeige (Linienrasterung)	Bildschirm (alphanumerische Zeichen mit Punktrasterung)
aktives Element	Zeiger	Zeiger	Zeiger	Skala	Balken	Ziffer	Zeichen
Bild							
sicheres Ablesen	◕	◕	◑	◕	◕	●	●
qualitatives Ablesen	●	◕	◕	◔	◕	◔	◔
Erkennen von schnellen Änd.	◕	◕	●	○	◕	○	○
Erkennen von langsamen Änd.	◔	◔	◔	◑	◔	◑	◑
quantitatives Ablesen	◕	◕	◑	◔	◕	●	●
Vergleichen von Anzeigen	◑	◑	◕	◑	●	◑	◕
Einstellen von Werten	◕	◕	◕	○	◕	●	●
Regeln	◕	◕	◑	○	●	◔	◔

Auswahlkriterien

○ ungeeignet ◔ bedingt geeignet ◑ geeignet ◕ gut geeignet ● sehr gut geeignet

Bild 19. Gegenüberstellung gebräuchlicher Analog- und Digitalanzeigen

Für das Arbeitsfeld ist eine *Beleuchtung* erforderlich, deren Stärke von der Art der auszuführenden Arbeit abhängt (**Tab. 4**). Weitere Angaben finden sich in DIN 5034 und DIN 5035.

Für *visuelle* Informationsmittel (Anzeigeinstrumente) gibt es unterschiedlich zu bewertende Gestaltungsmöglichkeiten. So sind z. B. Rundinstrumente gegenüber länglichen Anzeigen zu bevorzugen. **Bild 19** zeigt eine Gegenüberstellung gebräuchlicher Anzeigen [29].

Die Abgabe von Informationen an technische Systeme erfolgt meist über Stellteile. Alternativ ist z. B. Spracheingabe möglich.

Die menschliche Leistungsfähigkeit wird auch von den Umweltbedingungen (Klima, Lärm, Staub) beeinflußt, denen die Arbeit unterliegt (s. **M 1.3**). Das Klima in Arbeitsräumen wird beschrieben durch die Lufttemperatur, die relative Luftfeuchte und die Geschwindigkeit der Luftbewegung (**Tab. 5**). Die Zufuhr frischer Luft sollte auch bei leichtester Arbeit bei einem Luftraum von 15 m^3 pro Person mindestens 30 m^3 pro Person und Stunde betragen [30].

Fast alle Arbeitsvorgänge erzeugen Schall in irgendeiner Form. Die meßtechnische Erfassung des Schalls erfolgt mit nach DIN IEC 651 genormten Geräten und nach DIN 45635 festgelegten Verfahren (s. **O 3**). In der Arbeitsstättenverord-

Tabelle 4. Beleuchtungsstärke für bestimmte Sehaufgaben

Stufe	Nenn-beleuchtungs-stärke lx	Zuordnung von Sehaufgaben
1	15	
2	30	Orientierung; nur vorübergehender Aufenthalt
3	60	
4	120	leichte Sehaufgaben; große Details mit hohen Kontrasten
5	250	
6	500	normale Sehaufgaben; mittelgroße Details mit mittleren Kontrasten
7	750	
8	1000	schwierige Sehaufgaben; kleine Details mit geringeren Kontrasten
9	1500	
10	2000	sehr schwierige Sehaufgaben; sehr kleine Details mit sehr geringen Kontrasten
11	3000	
12	5000	Sonderfälle: z.B. Operationsfeldbeleuchtung

Tabelle 5. Klimawerte für bestimmte Tätigkeiten

Art der Tätigkeit	Lufttemperatur			Rel. Luftfeuchte			Luftbewegung
	°C			%			m/s
	min.	opt.	max.	min.	opt.	max.	max.
Büroarbeit	18	21	24	30	50	70	0,1
leichte Handarbeit im Sitzen	18	20	24	30	50	70	0,1
leichte Handarbeit im Stehen	17	18	22	30	50	70	0,2
Schwerarbeit	15	17	21	30	50	70	0,4
Schwerstarbeit	14	16	20	30	50	70	0,5

nung sind 55 dB(A) als Höchstgrenze in Räumen, in denen überwiegend geistig gearbeitet wird, 70 dB(A) für einfache Büroarbeiten und 85 dB(A) für Industriearbeitsplätze angegeben (s. **Z Tab. 19**).

Für Gase, Stäube und Dämpfe gelten sog. MAK-(maximale Arbeitsplatz-Konzentration-)Werte. Sie geben an, welche Konzentration an Schadstoffen bei einer Einwirkungsdauer von acht Stunden je Tag auch bei längerer Zeitdauer nicht zu Gesundheitsschäden führt (s. **Z Tab. 14** und [31]).

8 Anhang S: Diagramme und Tabellen

Appendix S: Diagrams and tables

Korrekturwerte:

Schnittgeschwindigkeits-korrekturfaktor für $v_c = 20 \ldots 600$	$K_v = \frac{2{,}023}{v_c^{0{,}153}}$ für $v_c < 100$ m/min
	$K_v = \frac{1{,}380}{v_c^{0{,}07}}$ für $v_c > 100$ m/min
Spanwinkel-korrekturfaktor	$K_\gamma = 1{,}09 - 0{,}015 \cdot \gamma^\circ$ (Stahl)
	$K_\gamma = 1{,}03 - 0{,}015 \cdot \gamma^\circ$ (Guß)
Schneidstoff-korrekturfaktor	$K_{ws} = 1{,}05$ (HSS)
	$K_{ws} = 1{,}0$ (HM)
	$K_{ws} = 0{,}9 \ldots 0{,}95$ (SK)
Werkzeugverschleiß-korrekturfaktor	$K_{wv} = 1{,}3 \ldots 1{,}5$
	$K_{wv} = 1{,}0$ (arbeitsscharfe Schneide)
Kühlschmiermittel-korrekturfaktor	$K_{ks} = 1$ (trocken)
	$K_{ks} = 0{,}85$ (nicht wassermischbare KSS)
	$K_{ks} = 0{,}9$ (Kühlschmier-Emulsion)
Werkstückform-korrekturfaktor	$K_f = 1$ (Außendrehen)
	$K_f = 1{,}2$ (Innendrehen)

Anh. S 4 Tabelle 1. $k_{c\,1.1}$ und $1 - m_c$ Werte für Eisenwerkstoffe

Schnittbedingungen: Schnittgeschwindigkeit $v_c = 100$ n min^{-1}; Schnittiefe $a_p = 3$ mm; Schneidstoffe Hartmetall P10

	α	γ	λ	ε	κ	r_ε
Stahl:	5°	6°	0°	90°	70°	0,8 mm
Guß:	5°	2°	0°	90°	70°	0,8 mm

Werkstoff	R_m N/mm²	Spezifische Zerspankräfte $k_{i1.1}$ in N/mm²					
		$k_{c1.1}$	$1-m_c$	$k_{f1.1}$	$1-m_f$	$k_{p1.1}$	$1-m_p$
St 50-2	559	1499	0,71	351	0,30	274	0,51
St 70-2	824	1595	0,68	228	−0,07	152	0,10
Ck 45 N	657	1659	0,79	521	0,51	309	0,60
Ck 45 V	765	1584	0,74	364	0,27	282	0,57
Ck 60 N	775	1686	0,78	285	0,28	259	0,59
Ck 60 V	873	1662	0,77	337	0,29	249	0,53
40 Mn 4V	755	1691	0,78	350	0,31	244	0,55
37 MnSi 5V	892	1656	0,79	239	0,31	249	0,67
18 CrNi8BG	618	1511	0,80	318	0,27	242	0,46
30 CrNiMo8V	971	1704	0,82	337	0,46	371	0,88
34CrNiMo6V	1010	1686	0,82	291	0,37	284	0,72
34 Cr 4 V	902	1536	0,78	327	0,36	222	0,59
41 Cr 4 V	961	1596	0,77	291	0,27	215	0,52
16 MnCr 5N	500	1411	0,70	406	0,37	312	0,50
16 MnCr 5BG	500	1575	0,81	391	0,30	324	0,54
20 MnCr 5N	588	1464	0,74	356	0,24	300	0,58
20 MnCr 5BG	588	1523	0,76	356	0,33	271	0,52
34 CrMo 4V	1000	1632	0,80	276	0,34	172	0,48
42 CrMo 4V	1138	1773	0,83	354	0,43	252	0,49
50 CrV 4V	1050	1698	0,78	295	0,28	195	0,44
Ck 35 V	622	1527	0,72	344	0,25	291	0,46
Ck 55 N	661	1396	0,65	316	0,16	255	0,42
55 NiCrMoV6V	1141	1595	0,71	269	0,21	198	0,34
100 Cr 6	624	1726	0,72	318	0,14	362	0,47
GG 30 HB = 206		899	0,59	170	0,09	164	0,30

S

Anh. S4 Tabelle 2. Zerspankraftwerte für das Bohren [9, 10]

Werkstoff	R_m N·mm^{-2}	$1-m_c$	$k_{c1.1}$ N·mm^{-2}	$1-m_f$	$k_{f1.1}$ N·mm^{-2}
18 CrNi 8	600	0,82 ± 0,04	2690 ± 230	0,55 ± 0,06	1240 ± 160
42 CrMo 4	1080	0,86 ± 0,06	2720 ± 420	0,71 ± 0,04	2370 ± 230
100 Cr 6	710	0,76 ± 0,03	2780 ± 220	0,56 ± 0,07	1630 ± 300
46 MnSi 4	650	0,85 ± 0,04	2390 ± 250	0,62 ± 0,02	1360 ± 100
Ck 60	850	0,87 ± 0,03	2200 ± 200	0,57 ± 0,03	1170 ± 100
St 50	560	0,82 ± 0,03	1960 ± 160	0,71 ± 0,02	1250 ± 70
16 MnCr 5	560	0,83 ± 0,03	2020 ± 200	0,64 ± 0,03	1220 ± 120
34 CrMo 4	610	0,80 ± 0,03	1840 ± 150	0,64 ± 0,03	1460 ± 140
Grauguß					
bis GG-22		0,51	504	0,56	356
über GG-22		0,48	535	0,53	381

Anh. S4 Tabelle 3. Haupt- und Anstiegswerte für das mittige Stirnplanfräsen

Werkstoff	Schneidstoff	Schnittgeschwindigkeit v_c m·min^{-1}	Schneidengeometrie	Hauptwerte und Anstiegswerte der spez. Zerspankraft beim mittigen Stirnfräsen					
				$k_{c1.1}$ N·mm^{-2}	m_c	$k_{cN1.1}$ N·mm^{-2}	m_{cN}	$k_{p1.1}$ N·mm^{-2}	m_p
St 52-3N	HM P 25	120	negativ	1831	0,29	809	0,54	705	0,41
			positiv	1469	0,25	447	0,57	174	0,56
Ck 45N	HM P 25	190	negativ	1506	0,45	708	0,62	653	0,52
X22CrMoV121	HM P40	120	positiv	1533	0,29	497	0,70	164	0,77

Schneidengeometrie	γ_f	γ_p	α_f	α_p	λ_s	K_r	ε	K_F	Fase in mm
negativ	−4°	−7°	6°	23°	−6°	75°	90°	60°/30°/0°	1,4/0,8/1,4
positiv	0°	8°	9°	29°	8°	75°	90°	45°/0°	0,8/1,4

Anh. S 4 Tabelle 4. Richtwerte für das Fräsen von Eisenwerkstoffen. Die Richtwerte gelten für vorbearbeitete Werkstücke und stabile Bearbeitungsverhältnisse. Bei instabilen Verhältnissen, bei Vorhandensein von Walz-, Schmiede- oder Gußhaut sind die angegebenen Schnittbedingungen entsprechend zu reduzieren. *f*, Vorschub/Schneide; *t*, Schnittgeschwindigkeit

Anh. S4 Tabelle 4a. Negative Schneidkeilgeometrie; $\gamma = -6°$

Schneidstoff	f_z mm/U v_c m/min	Unlegierter Stahl und Stahlguß			Legierter Stahl und Stahlguß		Nichtrostender Stahl und Stahlguß		Gußeisen mit Lamellengraphit		Weißer Temperguß	Schwarzer Temperguß
		HB 110...200	HB 200...265	HB 265...450	HB 200...265	HB 280...345	HB 110...265	HB 265...340	HB 130...200	HB 200...280	HB 150...180	HB 130...180
P 10	f_z v_c	0,1...0,2 80...250		0,1...0,2 50...90	0,1...0,2 80...120							
P 25	f_z v_c	0,1...1,2 120...200	0,1...0,4 80...160	0,1...0,4 30...90	0,1...0,6 70...130	0,1...0,4 65...110	0,1...0,4 40...90	0,1...0,4 95...130				
P 40	f_z v_c	0,2...1,5 35...135		0,2...0,6 30...70	0,2...08 40...80		0,1...0,6 40...80					
M 15	f_z v_c								0,1...1,2 90...200	0,1...1,0 80...150	0,1...0,6 70...130	0,1...1,2 90...200
K 01	f_z v_c								0,1...0,2 120...180	0,1...0,2 100...160	0,1...0,2 100...150	0,1...0,2 120...220
K 10	f_z v_c								0,1...0,4 80...135	0,1...0,4 60...110		
K 20	f_z v_c								0,1...0,4 80...150	0,1...0,4 55...110		

Anh. S4 Tabelle 4b. Positive Schneidkeilgeometrie; $\gamma = +6°$

Schneidstoff	f_z mm/U v_c m/min	Unlegierter Stahl und Stahlguß			Legierter Stahl und Stahlguß			Nichtrostender Stahl und Stahlguß		Gußeisen mit Lamellengraphit		Gußeisen mit Kugelgraphit HB 125...230	Weißer Temperguß HB 150...180	Schwarzer Temperguß HB 130...180
		HB 110...200	HB 200...265	HB 265...450	HB 125...200	HB 200...265	HB 280...345	HB 110...265	HB 265...340	HB 130...200	HB 200...280			
P 10	f_z v_c	0,1...0,4 80...250		0,1...0,4 90...165	0,1...0,4 115...190	0,1...0,2 135...170	0,1...0,2 95...120	0,1...0,2 90...180						
P 25	f_z v_c	0,1...0,8 70...205	0,1...0,8 70...180	0,1...0,8 55...140	0,1...0,8 70...165	0,1...0,8 65...150	0,1...0,8 40...105	0,1...0,8 75...210	0,1...0,8 85...155					
P 40	f_z v_c	0,1...0,8 35...130		0,1...0,8 35...90	0,1...0,8 45...105	0,1...0,8 45...100	0,1...0,8 25...70	0,1...0,8- 55...130						
M 15	f_z v_c									0,1...0,5 90...200	0,1...0,4 80...150		0,1...0,3 70...130	0,1...0,5 90...200
K 01	f_z v_c									0,1...0,2 120...180	0,1...0,2 100...160		0,1...0,15 100...150	0,1...0,2 120...220
K 10	f_z v_c									0,1...0,2 100...170	0,1...0,2 100...170	0,1...0,2 170...195	0,1...0,3 60...100	0,1...0,5 70...170
K 20	f_z v_c									0,1...0,8 50...120	0,1...0,8 30...90	0,1...0,8 50...95		

Anh. S 4 Tabelle 5. Standards für die Körnung der Schleifstoffe (nach DIN 69100, VDI-Richtlinie 3394)

Mittlerer Abstand zweier Siebmasch.	U.S. Standard ASTM E11		FEPA Körnungsbezeichnung		Bezeichnung nach DIN 848		Mittlerer Korndurchmesser (Korund SiC)
µm	Bereich		Bereich		Bereich		µm
	eng	weit	eng	weit	eng	weit	
420							300
			D426				
	40/50					D350	
		40/60	D356	D427			
297					D280		150
	50/60		D301			D250	
250							125
	60/70		D251		D220		
210		60/80		D252			105
	70/80		D213		D180		
177							90
	80/100		D181			D150	
149					D140		75
	100/120		D151				
125							62
	120/140		D126		D110	D100	
105							45
	140/170		D107		D90		
88							37
	170/200		D91		D65	D70	
74							31
	200/230		D76				
63							27
	230/270		D64		D55	D50	
53							22
	270/325		D54		D45		
44							18
	325/400						
37			D46				
32	300/500				D35		

Anh. S 4 Tabelle 6. Wesentliche Bandschleifdaten

Werkstoff	Schruppen			Schlichten		
	Stellgrößen		Arbeitsergebnis	Stellgrößen		Arbeitsergebnis
	bez. Zerspannvolumen Q'_w mm³/mm·s	Schnittgeschwindigkeit v_c m/s	gem. Rauhtiefe R_z µm	bez. Zerspannvolumen Q'_w mm³/mm·s	Schnittgeschwindigkeit v_c m/s	gem. Rauhtiefe R_z µm
Wälzlagerstahl (62 HRC)	bis 150	40…60	>40	1…8	30…40	2…8
Grauguß	bis 200	30…50	>50	3…10	20…30	4…10
AlSi-Legierungen	bis 100	20…40	>60	1…5	30…40	6…12

Anh. S 4 Tabelle 7. Werkstoffpaarungen beim Funkenerodieren

Elektrodenwerkstoff	Werkstückwerkstoff	Bearbeitungsvorgang	Elektroden-Polarität	Güte der Bearbeitung	Elektrodenverschleiß	Bemerkungen
Kupfer-Wolfram Leg.	Kupfer-Wolfram Leg.	Schruppen	negativ	gut	angemessen	niedrige Abtragsleistung
		Schlichten	negativ	gut	angemessen	
Kupfer-Wolfram	Stahl	Schruppen	positiv	gut	niedrig	verwendet für kleine Preßwerkzeuge
		Schlichten	positiv	gut	niedrig	mit hoher Präzision
Kupfer-Wolfram	Wolfram-Carbid	Schruppen	negativ	gut	niedrig	verwendet für kleine Preßwerkzeuge
		Schlichten	negativ	gut	mäßig	mit hoher Präzision
			negativ	gut	mäßig	
Kupfer-Legierung	Stahl	Schruppen	positiv	gut	niedrig	höhere Kosten für Elektroden,
		Schlichten	positiv	gut	niedrig	ideal für kleine Stahlwerkstück
Kupfer-Legierung	Wolfram-Carbid	Schruppen	negativ	gut	mäßig	ideal für Wolfram-Karbid-
		Schlichten	negativ	gut	mäßig	Werkstücke
Graphit	Gußeisen	Schruppen	positiv	gut	niedrig	höhere Abtragsleistung bei
		Schlichten	negativ	gut	mäßig	negativer Polarität, jedoch höherer Elektrodenverschleiß
Graphit	Kupfer	Schruppen	negativ	mäßig	angemessen	niedrige Abtragsleistung
		Schlichten	negativ	mäßig	angemessen	
Graphit	Nimonic	Schruppen	positiv	gut	niedrig	guter Abtrag
		Schlichten	negativ	gut	niedrig	angemessener Abtrag
Graphit	Schnellstahl	Schruppen	negativ	mäßig	angemessen	mäßiger Abtrag
		Schlichten	negativ	mäßig	angemessen	angemessener Abtrag
Graphit	rostfreier Stahl	Schruppen	positiv	mäßig	mäßig	guter Abtrag
		Schlichten	negativ	mäßig	mäßig	
Graphit	Stahl	Schruppen	positiv	gut	niedrig	guter Abtrag
		Schlichten	negativ	gut	niedrig	hoher Abtrag
Graphit	Stellit	Schruppen	negativ	mäßig	angemessen	mäßiger Abtrag
		Schlichten	negativ	mäßig	angemessen	
Graphit	Wolfram-Carbid	Schruppen	negativ	mäßig	hoch	mäßiger Abtrag, Funkenbildung ein
		Schlichten	negativ	mäßig	hoch	Problem wenn t_i zu lange
Stahl	Stahl	Schruppen	positiv	mangelhaft	angemessen	niedriger Abtrag
		Schlichten	positiv	mangelhaft	angemessen	nur für besondere Zwecke
Wolfram-Carbid	Stahl	Schruppen	positiv	mäßig	niedrig	niedriger Abtrag
		Schlichten	positiv	gut	niedrig	
Wolfram-Carbid	Nimonic	Schruppen	positiv	mäßig	niedrig	angemessener Abtrag
		Schlichten	positiv	gut	niedrig	für Bearbeitung kleiner Öffnungen
Aluminium	Stahl	Schruppen	positiv	gut	niedrig	Stabilität bei einigen Güteklassen
		Schlichten	positiv	mangelhaft	hoch	von Al fraglich
Aluminium	Wolfram-Carbid	Schruppen	negativ	mangelhaft	hoch	nicht allgemein empfohlen
		Schlichten	negativ	sehr mangelhaft	sehr hoch	
Messing	Kupfer	Schruppen	negativ	gut	angemessen	nur für besondere Zwecke
		Schlichten	negativ	gut	angemessen	verwenden
Messing	Stahl	Schruppen	negativ	gut	hoch	für schmale Öffnungen
		Schlichten	negativ	gut	hoch	angemessene Abtragrate
Messing	Stellit	Schruppen	negativ	mangelhaft	hoch	mangelnde Stabilität
		Schlichten	negativ	mäßig	hoch	angemessene Abtragrate
Messing	Titan	Schruppen	negativ	gut	hoch	angemessene Abtragrate
		Schlichten	negativ	gut	hoch	

S

Anh. S 4 Tabelle 7. (Fortsetzung)

Elektroden-werkstoff	Werkstück-werkstoff	Bearbeitungs-vorgang	Elektroden-Polarität	Güte der Bearbeitung	Elektroden-verschleiß	Bemerkungen
Messing	Wolfram Carbid	Schruppen Schlichten	negativ negativ	mäßig mäßig	hoch hoch	nicht allgemein empfohlen
Kupfer	Aluminium	Schruppen Schlichten	positiv positiv	gut gut	niedrig niedrig	niedriger Abtrag
Kupfer	Messing	Schruppen Schlichten	positiv positiv	gut gut	angemessen angemessen	nur für besondere Zwecke verwenden
Kupfer	Gußeisen	Schruppen Schlichten	positiv positiv	gut gut	niedrig niedrig	angemessene Abtragrate
Kupfer	Kupfer	Schruppen Schlichten	positiv positiv	mangelhaft mangelhaft		nicht empfohlen
Kupfer	Graphit	Schruppen Schlichten	positiv positiv	mäßig mäßig	angemessen angemessen	nur für besondere Zwecke verwenden
Kupfer	Nimonic	Schruppen Schlichten	positiv positiv	gut gut	niedrig angemessen	angemessener Abtrag guter Abtrag
Kupfer	rostfreier Stahl	Schruppen Schlichten	positiv positiv	mäßig mäßig	angemessen angemessen	Stabilität bei einigen Stahl-güteklassen fragwürdig
Kupfer	Stahl	Schruppen Schlichten	positiv positiv	gut gut	niedrig niedrig	guter Abtrag. Niemals negative Polarität verwenden
Kupfer	Stellit	Schruppen Schlichten	positiv positiv	gut gut	angemessen angemessen	angemessener Abtrag
Kupfer	Wolfram-Carbid	Schruppen Schlichten	negativ negativ	gut gut	hoch hoch	angemessener Abtrag bei zu langem t_i wird Stabilität problematisch

Anh. S 4 Tabelle 8. Richtwerte für das Verhältnis Schneidspalt/Blechdicke

Blechdicke mm	Zugfestigkeit des Werkstoffs N/mm²			
	< 250	250 ... 400	400 ... 600	> 600
ohne Abhängigkeit von der Blechdicke	0,03	0,04	0,05	0,06
< 1	0,025	0,025	0,03	0,035
1 ... 2	0,03	0,03	0,035	0,04
2 ... 3	0,035	0,035	0,04	0,045
3 ... 5	0,04	0,04	0,045	0,05
5 ... 7	0,045	0,045	0,05	0,055
7 ... 10	0,05	0,05	0,055	0,06

Anh. S 4 Tabelle 9. Gebräuchliche Werkzeugstoffe für Schneidwerkzeuge und Anwendungsbereich

Werkzeugwerkstoff	ca. Gebrauchshärte HRC, HV	Blechdicke mm	Kennzeichnung
1. Kaltarbeitsstähle			
X 155CrVMo12 1 X 165CrMoV12 X 210CrW12 X 210Cr12 X 210CrCoW12 S 6-5-2	62 bis 65 HRC	bis 4 mm	Werkstoffe geringerer Zähigkeit und höherer Verschleißfestigkeit zum Scherschneiden von harten Blechwerkstoffen und geringer Blechdicke
90MnV8 105WCr6	60 bis 64 HRC	4 bis 6 mm	verzugsarme Werkstoffe mittlerer Zähigkeit und mittlerer Verschleißfestigkeit
45WCrV7 60WCrV7 X 45NiCrMo4 X 50CrMoW9 11 X 63CrMoV5 1	56 bis 63 HRC	mehr als 6 mm	zähe Werkstoffe zur Aufnahme hoher Spannungsspitzen beim Scherschneiden von Blechwerkstoffen großer Dicke; geringere Verschleißfestigkeit gegenüber abrasiven Verschleißmechanismen
2. Hartmetalle			
GT 15 GT 20 GT 30 GT 40 THR-F	1450 HV 1300 HV 1200 HV 1050 HV 1500 HV	bis 1 mm	spröde Werkstoffe zum Scherschneiden dünner Bleche; höchste Verschleißfestigkeit gegenüber vorherrschend abrasiven Verschleißmechanismen
3. Hartstoff-Legierungen			
Ferro-Titanit-C-Special Ferro-Titanit-WFN S 6-5-3 (ASP 23) CPM 10V CPM Rex M4	68 – 71 HRC 68 – 71 HRC 61 – 65 HRC 61 – 64 HRC 61 – 65 HRC	bis 8 mm	Werkstoffe hoher Verschleißfestigkeit und hoher Duktilität aufgrund homogener Gefügebeschaffenheit

9 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu S 1 Fertigungstechnik (Übersicht)

[1] *Tönshoff, H.K.:* Werkzeugmaschinen. Berlin: Springer 1995. – [2] *Wiendahl, H.-P.:* Belastungsorientierte Fertigungssteuerung. München: Hanser 1987. – [3] *Tönshoff, H.K.:* Processing alternatives for cost reduction. Ann. CIRP 36 (1987) 445–447. – [4] *Kienzle, O.:* Begriffe und Benennungen der Fertigungsverfahren. Werkstattstechnik 56 (1966) 169–173.

zu S 2 Urformen

[1] *Ketscher, N.; Herfurth, K.; Kademann, R.:* Gießerei-Rundschau 45 (1998) 5/6, S. 5–13. – [2] *Ambos, E.:* Urformtechnik metallischer Werkstoffe. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1985. – [3] *Gußprodukte 89. Darmstadt:* Hoppenstedt. – [4] *Herfurth, K.:* Einführung in die Fertigungstechnik, Kap. Urformen. Berlin: Verlag Technik 1975. – [5] *Feinguß für alle Industriebereiche. Düsseldorf:* ZGV 1984. – [6] *Schwertfeger, K.:* Metallurgie des Stranggießens. Düsseldorf: Stahleisen 1991. – [7] *Stahl-Fibel. Düsseldorf:* Stahleisen 1999. – [8] *Pahl, G.; Beitz, W.:* Konstruktionslehre-Handbuch für Studium und Praxis. Berlin: Springer 1986. – [9] *Ketscher, N.; Herfurth, K.; Steller, I.:* Konstruktion 5 (1999) 13–17. – [10] *Wolf, G.; Mikoleizik, P.:* Konstruieren und Gießen 22 (1997) 1, S. 4–8. – [11] *Esper, F.J.:* Pulvermetallurgie. Renningen: Expert 1996. – [12] *Eisenkolb, F.:* Einführung in die Werkstoffkunde, Bd. V: Pulvermetallurgie. Berlin: Verlag Technik 1967. – [13] *Schatt, W.:* Pulvermetallurgie, Sinter- und Verbundwerkstoffe. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1985. – [14] *Herfurth, K.; Ketscher, N.; Köhler, M.:* Gießereitechnik kompakt, Werkstoffe, Verfahren, Anwendungen. Düsseldorf: Gießerei-Verlag 2003.

Normen und Richtlinien – Gießereitechnik: DIN-Taschenbuch 454, Gießereiwesen 1, Stahlguß und Gußeisen, Beuth 1999. – DIN-Taschenbuch 455, Gießereiwesen 2, Nichteisenmetallguß, Beuth 1999. – *DIN 1690-2:* Technische Lieferbedingungen für Gußstücke aus metallischen Werkstoffen; Stahlgußstücke; Einteilung nach Gütestufen aufgrund zerstörungsfreier Prüfungen. – *DIN 1690-10:* Technische Lieferbedingungen für Gußstücke aus metallischen Werkstoffen; Ergänzende Festlegungen für Stahlguß für höher beanspruchte Armaturen. – *DIN EN 1559-1:* Gießereiwesen – Technische Lieferbedingungen; *Teil 1:* Allgemeines. – *E DIN EN 1559-2:* Gießereiweisen – Technische Lieferbedingungen; *Teil 2:* Zusätzliche Anforderungen an Stahlgußstücke. – *DIN EN 1559-3:* Gießereiwesen – Technische Lieferbedingungen; *Teil 3:* Zusätzliche Anforderungen an Eisengußstücke. – *DIN 1694:* Austenitisches Gußeisen. – *DIN 1694 Bbl 1:* Austenitisches Gußeisen; Anhaltsangaben über mechanische und physikalische Eigenschaften. – *DIN 1695:* Verschleißbeständiges legiertes Gußeisen. – *DIN 1695 Bbl 1:* Verschleißbeständiges legiertes Gußeisen; Anhaltsangaben über Wärmebehandlungen, Eigenschaften, Gefüge. – *DIN EN 1561:* Gießereiwesen – Gußeisen mit Lamellengraphit. – *DIN EN 1562:* Gießereiwesen – Temperguß. – *DIN EN 1563:* Gießereiweisen – Gußeisen mit Kugelgraphit. – *DIN EN 1564:* Gießereiwesen – Bainitisches Gußeisen. – *DIN 1681:* Stahlguß für allgemeine Verwendungszwecke; Technische Lieferbedingungen. – *DIN 17182:* Stahlgußsorten mit verbesserter Schweißeignung und Zähigkeit für allgemeine Verwendungszwecke; Technische Lieferbedingungen. – *DIN 17205:* Vergütungsstahlguß für allgemeine Verwendungsgzwecke; Technische Lieferbedingungen. – *DIN 17465:* Hitzebeständiger Stahlguß; Technische Lieferbedingungen. – *DIN EN 10213-1:* Technische Lieferbedingungen für Stahlguß für Druckbehälter – *Teil 1:* Allgemeines. – *DIN EN 10213-2:* Technische Lieferbedingungen für Stahlguß für Druckbehälter

– *Teil 2:* Stahlsorten für die Verwendung bei Raumtemperatur und erhöhten Temperaturen. – *DIN EN 10213-3:* Technische Lieferbedingungen für Stahlguß für Druckbehälter – *Teil 3:* Stahlsorten für die Verwendung bei tiefen Temperaturen. – *DIN EN 10213-4:* Technische Lieferbedingungen für Stahlguß für Druckbehälter – *Teil 4:* Austenitische und austenitisch-ferritische Stahlsorten. – *DIN EN 10283:* Korrosionsbeständiger Stahlguß. – *DIN 1680-1:* Gußrohteile; Allgemeintoleranzen und Bearbeitungszugaben, Allgemeines. – *DIN 1680-2:* Gußrohteile; Allgemeintoleranz-System. – *DIN 1683-1:* Gußrohteile aus Stahlguß – Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben; Nicht für Neukonstruktionen. – *DIN 1684-1:* Gußrohteile aus Temperguß – Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben; Nicht für Neukonstruktionen. – *DIN 1685-1:* Gußrohteile aus Gußeisen mit Kugelgraphit – Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben; Nicht für Neukonstruktionen. – *DIN 1686-1:* Gußrohteile aus Gußeisen mit Lamellengraphit – Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben; Nicht für Neukonstruktionen. – *DIN ISO 8062:* Gußstücke – System für Maßtoleranzen und Bearbeitungszugaben (ISO 8062 : 1994). – *DIN 50131:* Prüfung metallischer Werkstoffe; Schwindmaßbestimmung. – *DIN EN 1369:* Gießereiwesen – Magnetpulverprüfung. – *DIN EN 1370:* Gießereiwesenn – Prüfung der Oberflächenrauheit mit Hilfe von Vergleichsmustern. – *DIN 1371-1:* Gießereiwesen – Eindringprüfung – *Teil 1:* Sand-, Schwerkraftkokillen- und Niederdruckkokillengußstücke. – *DIN EN 1371-2:* Gießereiwesen – Eindringprüfung – *Teil 2:* Feingußstücke. – *DIN EN 1560:* Gießereiwesen – Bezeichnungssystem für Gußeisen-Werkstoffkurzzeichen und Werkstoffnummern. – *DIN EN 10204:* Metallische Erzeugnisse – Arten von Prüfbescheinigungen (enthält Änderung A1: 1995). – *DIN EN 12454:* Gießereiwesen – Visuelle Bestimmung von Oberflächenfehlern – Stahlsandgußstücke. – *DIN EN ISO 945:* Gußeisen – Bestimmung der Mikrostruktur von Graphit (ISO 945 : 1975). – *DIN EN 1559-4:* Gießereiwesen – Technische Lieferbedingungen – *Teil 4:* Zusätzliche Anforderungen an Gußstücke aus Aluminiumlegierungen. – *DIN EN 1559-5:* Gießereiwesen – Technische Lieferbedingungen – *Teil 5:* Zusätzliche Anforderungen an Gußstücke aus Magnesiumlegierungen. – *DIN EN 1559-6:* Gießereiwesen – Technische Lieferbedingungen – *Teil 6:* Zusätzlich Anforderungen an Gußstücke aus Zinklegierungen. – *DIN 1741:* Blei-Druckgußlegierungen; Druckgußstücke. – *DIN 1742:* Zinn-Druckgußlegierungen; Druckgußstücke. – *DIN 17730:* Nickel- und Nickel-Kupfer-Gußlegierungen; Gußstücke. – *DIN 17865:* Gußstücke aus Titan und Titanliegerungen; Feinguß, Kompaktguß. – *DIN EN 601:* Aluminium und Aluminiumlegierungen – Gußstücke – Chemische Zusammensetzung von Gußstücken, die in Kontakt mit Lebensmitteln kommen. – *DIN EN 611-1:* Zinn und Zinnlegierungen – Zinnlegierungen und Zinngerät – *Teil 1:* Zinnlegierungen. – *DIN EN 611-2:* Zinn und Zinnlegierungen – Zinnlegierungen und Zinngerät – *Teil 2:* Zinngerät. – *DIN EN 1676:* Aluminium und Aluminiumlegierungen – Legiertes Aluminium in Masseln – Spezifikationen. – *DIN EN 1706:* Aluminium und Aluminiumlegierungen – Gußstücke – Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften. – *DIN EN 1753:* Magnesium und Magnesiumlegierungen – Blockmetalle und Gußstücke aus Magnesiumlegierungen. – *DIN EN 1774:* Zink und Zinklegierungen – Gußlegierungen – In Blockform und in flüssiger Form. – *DIN EN 1982:* Kupfer und Kupferlegierungen – Blockmetalle und Gußstücke. – *DIN EN 12421:* Magnesium und Magnesiumlegierungen – Reinmagnesium. – *DIN EN 12438:* Magnesium und Magnesiumlegierungen – Magnesiumlegierungen für Gußanoden. – *DIN EN 12844:* Zink und Zinklegierungen – Gußstücke – Spezifikationen. – *DIN 1680-1:* Gußrohteile; Allgemeintoleranzen und Bearbeitungszugaben, Allgemeines. – *DIN 1680-2:* Gußrohteile; Allgemeintoleranz-System. – *DIN 1687-1:* Gußrohteile aus Schwermetallegierungen – Sandguß – Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben; Nicht für Neukonstruktionen. – *DIN 1687-3:* Gußrohteile aus Schwermetallegierungen; Kokillenguß, Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben. – *DIN 1687-4:* Gußrohteile aus Schwermetallegierungen; Druckguß; Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben. – *DIN 1688-1:* Gußrohteile aus Leichtmetallegierungen – Sandguß – Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben; Nicht für Neukonstruktionen. – *DIN 1688-3:* Gußrohteile aus Leichtmetallegierungen; Kokillenguß, Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben. – *DIN 1688-4:* Gußrohteile aus Leichtmetallegierungen; Druckguß; Allgemeintoleranzen, Bearbeitungszugaben. – *DIN ISO 8062:* Gußstücke – System für Maßtoleranzen und Bearbeitungszugaben (ISO 8062 : 1994). – *DIN EN 1412:* Kupfer und Kupferlegierungen – Europäisches Werkstoffnummernsystem. – *DIN EN 1655:* Kupfer und Kupferlegierungen – Konformitätserklärungen; Deutsche Fassung EN 1655: 1997. – *DIN EN 1754:* Magnesium und Magnesiumlegierungen – Anoden, Blockmetalle und Gußstücke aus Magnesium und Magnesiumlegierungen – Bezeichnungssystem. – *DIN EN 1780-1:* Aluminium und Aluminiumlegierungen – Bezeichnung von unlegiertem und legiertem Aluminium in Masseln, Vorlegierungen und Gußstücken – *Teil 1:* Numerisches Bezeichnungssystem. – *DIN EN 1780-2:* Aluminium und Aluminiumlegierungen – Bezeichnung von unlegiertem und legiertem Aluminium in Masseln, Vorlegierungen und Gußstücken – *Teil 2:* Bezeichnungssystem mit chemischen Symbolen. – *DIN EN 1780-3:* Aluminium und Aluminiumlegierungen – Bezeichnung von unlegiertem und legiertem Aluminium in Masseln, Vorlegierungen und Gußstücke – *Teil 3:* Schreibregeln für die chemische Zusammensetzung. – *DIN EN 10204:* Metallische Erzeugnisse – Arten von Prüfbescheinigungen (Enthält Änderung A1 : 1995); Deutsche Fassung EN 10204 : 1991 + A1 : 1995.

Normen und Richtlinien – Pulvermetallurgie, Sintermetalle: *DIN-Taschenbuch 247:* Pulvermetallurgie, Metallpulver, Sintermetalle, Hartmetalle, Beuth 2001. – *DIN EN ISO 3252:* Pulvermetallurgie, Begriffe. – *DIN ISO 5755:* Sintermetalle, Anforderungen. – *DIN 30910 T1:* Sintermetalle, Werkstoff-Leistungsblätter (WLB), Hinweise zu den WBL. – *DIN 30910 T2:* Sintermetalle (WLB), Sintermetalle für Filter. – *DIN 30910 T3:* Sintermetalle (WLB), Sintermetalle für Lager und Formteile mit Gleiteigenschaften. – *DIN 30910 T4:* Sintermetall (WLB), Sintermetalle für Formteile. – *DIN 30910 T5:* Sintermetalle (WLB) Sintermetalle für Formteile mit weichmagnetischen Eigenschaften. – *DIN 30910 T6:* Sintermetalle (WLB), Sinterschmiedestähle für Formteile. – *DIN 30912 T1:* Sintermetalle Sint-Richtlinien (SR), Mechanische Eigenschaften von Sinterteilen. – *DIN 30912 T2:* Sintermetalle (SR), Gestaltung von Sinterteilen. – *DIN 30912 T3:* Sintermetalle (SR), Wärmebehandlung von Sinterteilen. – *DIN 30912 T4:* Sintermetalle (SR), Oberflächenbehandlung von Sinterteilen. – *DIN 30912 T5:* Sintermetalle (SR) Fügen von Sinterteilen. – *DIN 30912 T6:* Sintermetalle (SR), Schwingfestigkeit von Sinterstählen.

zu S 3 Umformen

[1] *Henky, H.:* Z. angew. Math. Mech. 4 (1924) 323–334. – [2] *Bühler, H.; Höpfner, H.G.; Löwen, J.:* Die Formänderungsfestigkeit von Aluminium und einigen Aluminiumlegierungen. BBR 11 (1970) 645–649. – [3] *Krause, K.:* Formänderungsfestigkeit der Werkstoffe beim Kaltumformen. In: Grundlagen der bildsamen Formgebung. Düsseldorf: VDEh, S. 99–145. – [4] *Kienzle, O.; Bühler, H.:* Das Plastometer, eine Prüfmaschine für Staucheigenschaften von Metallen. Z. Metallkd. 55 (1964) 668–673. – [5] *Pöhlandt, K.:* Werkstoffprüfung für die Umformtechnik. Reihe: Werkstoff-Forschung

und -Technik, Bd. 4. Berlin: Springer 1986. – [6] *Müller, G.:* Formänderungsfestigkeit beim Umformen in der Wärme: In Grundlagen der bildsamen Formgebung. Düsseldorf: VDEh, S. 146–161. – [7] *Siebel, E.:* Grenzen der Verformbarkeit. Mitt. für die Mitglieder der Forschungsgesellschaft. Blechverarbeitung 16 (1952) 177–184. – [8] *Stenger, H.:* Über die Abhängigkeit des Formänderungsvermögens metallischer Stoffe vom Spannungszustand. Diss. RWTH Aachen 1965. – [9] *Hasek, V.:* Untersuchung und theoretische Beschreibung wichtiger Einflußgrößen auf das Grenzformänderungsdiagramm. Blech-Rohr-Profile 25 (1978) 213–220, 285–292, 493–499, 620–627. – [10] *Siegert, K.:* Grenzen des Ziehens von Karosserieteilen. Werkst. Betrieb 118 (1985) 709–713. – [11] *Siebel, E.:* Kräfte und Materialfluß bei der bildsamen Formänderung. Stahl Eisen 45 (1925) 139–141. – [12] *Siebel, E.:* Die Formgebung im bildsamen Zustand. Düsseldorf: Stahleisen 1932. – [13] *Sachs, G.:* Zur Theorie des Ziehvorganges. Z. angew. Math. (1927) 235–236. – [14] *Siebel, E.; Pomp, A.:* Zur Weiterentwicklung des Druckversuches. Mitt. K.-Wilh.-Inst. für Eisenforschung 10 (1928) 55–62. – [15] *Lippmann, H.; Mahrenholtz, O.:* Plastomechanik der Umformung metallischer Werkstoffe, Bd. 1. Berlin: Springer 1967. – [16] *Ismar, H.; Mahrenholz, O.:* Technische Plastomechanik. Braunschweig: Vieweg 1979. – [17] *Lippmann, H.:* Die elementare Plastizitätstheorie der Umformtechnik. Bänder Bleche Rohre (1962) 374–383. – [18] *Spur, G.; Stöferle, T.:* Handbuch der Fertigungstechnik. Bd. 2. München: Hanser 1983. – [19] *Körper, F.; Eichinger, A.:* Die Grundlagen der bildsamen Formgebung. Mitt. K.-Wilhelm-Inst. für Eisenforschung 22 (1940) 57–80. – [20] *Pawelski, O.:* Grundlagen des Ziehens und Einstoßens I. In: Grundlagen der bildsamen Formgebung. Düsseldorf: VDEh, S. 384–433. – [21] *Sachs, G.:* Zur Theorie des Ziehvorganges. Z. angew. Math. Mech. 7 (1927) 235–236. – [22] *Lippmann, H.:* Theorie der Einstoß- und Strangpreßvorgänge. Bänder Bleche Rohre (1963) 223–225. – [23] *Eisbein, W.:* Kraftbedarf und Fließvorgänge beim Strangpressen. Diss. TH Berlin 1931. – [24] *Sachs, G.:* Spanlose Formgebung der Metalle. In: Handbuch der Metallphysik. Bd. 3. Lief. 1 1937. – [25] *Rathjen, C.:* Untersuchungen über die Größe der Stempelkraft und des Innendruckes im Aufnehmer beim Strangpressen von Metallen. Diss. RWTH Aachen 1966. – [26] *Panknin, W.:* Die Grundlagen des Tiefziehens im Anschlag unter besonderer Berücksichtigung der Tiefziehprüfung. Bänder Bleche Rohre (1961) 133–143, 201–211, 264–271. – [27] *Siegert, K.:* Ziehen von flachen Karosserieteilen, Verfahren-Maschinen-Werkzeuge. VDI-Z 131 (1989), Nr. 4. – [28] *Cyril-Bath-Company:* Streckziehen von Karosserieteilen. Werkstatt und Betrieb (1965) H. 3. – [29] *Siegert, K.* (Hrsg.): Neuere Entwicklungen in der Blechumformung. Oberursel: DGM-Informationsgesellschaft mbH 1990. – [30] *Siegert K.:* Zieheinrichtungen im Pressentisch einfach wirkender Pressen. In [29]. – [31] *Ludwik, P.:* Technologische Studie über Blechbiegung. Techn. Blätter (1903) 133–159. – [32] *Zünkler, B.:* Biegeumformen. In: Spur, G.; Stöferle, Th. (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik. Bd. 2/3. München: Hanser 1985. – [33] *Oehler, G.:* Biegen. München: Hanser 1963. – [34] *Kienzle, O.:* Untersuchungen über das Biegen. Mitt. DFBO (1952) 57–65. – [35] *Zünkler, B.:* Rechnerische Erfassung der Vorgänge beim Biegen im V-Gesenk. Ind. Anz. 88 (1966) 1601–1605. – [36] *Fait, J.:* Grundlagenuntersuchungen zur Ermittlung von Kenngrößen für das CNC-Schwenkbiegen. Ind. Anz. 109 (1987) 45–46. – [37] *Eichner, A.J.:* Superplastisches Fertigen komplexer Formstücke. Werkstatt und Betrieb 114 (1981) 715–718. – [38] *Winkler, P.-J.; Keinath, W.:* Superplastische Umformung, ein werkstoffsparendes und kostengünstiges Fertigungsverfahren für die Luft- und Raumfahrt. Metall 34 (1980) 519–525. – [39] *Pischel, H.:* Superplastisches Blechumformen. Werkstatt und Betrieb 122 (1989) 165–169. – [40] *Bunk, W.; Kellerer, H.:* Neue Fertigungsverfahren zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit. Aluminium 61 (1985) 247–251. – [41] *Richards, J.H.:* Einsatz superplastisch umgeformter Blechbauteile im Bauwesen. Aluminium 63 (1987) 360–367. – [42] *Hojas, M.; Kühlein, W.; Siegert, K.; Werle, T.:* Herstellung von superplastischen Aluminiumblechen und deren Verarbeitung mit numerisch gesteuerten Pressen. In: [29]. – [43] *Lange, K.; Meyer-Nolkemper, H.:* Gesenkschmieden, 2. Aufl. Berlin: Springer 1977. – [44] *Bruchanow, A.W.; Rebelski, A.V.:* Gesenkschmieden und Warmpressen. Berlin: Verlag Technik 1955. – [45] *Rathjen, C.:* Die historische Entwicklung des Strangpreßverfahrens. Ind. Anz. 89. 47 (1967) 17/2. – [46] *Ziegler, W.; Siegert, K.:* Spezielle Anwendungsmöglichkeiten der indirekten Strangpreßmethode. Metall 31 (1977) 845–851. – [47] *Ruppin, D.; Müller, K.:* Kalt-Strangpressen von Aluminium-Werkstoffen mit Druckfilmschmierung. Aluminium 56 (1980) 263–268, 329–331, 403–406. – [48] *Ziegler, W.; Siegert, K.:* Indirektes Strangpressen von Leichtmetall. Metallkunde 64 (1973) 224–229. – [49] *Pugh, H.Ll.D.:* The Mechanical Behaviour of Materials under Pressure. Applied Science Publishers LTD. London 1971. – [50] *Hornmark, N.; Ermel, D.:* Kupferumhülltes Aluminium, ein neuer Werkstoff für die industrielle Fertigung von Kompoundleitern. Draht-Welt 56 (1970) 424–426. – [51] *Fiorentino, R.J.; Richardson, B.D.; Sabrow, A.M.; Boulger, F.W.:* New Developments in Hydrostatic Extrusion. Proc. Int. Conf. Manuf. Techn. 25/28 (1967) 941–954. – [52] *Fiorentino, R.J.; Sabrow, A.M.; Boulger, F.W.:* Advances in hydrostatic extrusion. The Tool and Manufacturing Engineer (1973) 77–83. – [53] *Pugh, H.Ll.D.; Donaldson, G.H.H.:* Hydrostatic Extrusion – A Review. Annals of the CIRP Vol. 21/2 (1972). – [54] *Fiorentino, R.J.; Meyer, G.E.; Byrer, T.G.:* Some practical considerations for hydrostatic extrusion. Metallurgia and Metal Forming (1974) 210–213, 296–299. – [55] *Fiorentino, R.J.; Meyer, G.E.; Byrer, T.G.:* Technical and Economic Potential of Hydrostatic Extrusion over Conventional Extrusion. Vorberichte zum Symposium „Neue Verfahren für die Halbzeugherstellung" (1973) Deutsche Gesellschaft f. Metallkunde. – [56] *Fiorentino, R.J.; Meyer, G.E.; Byrer, T.G.:* The thick-film hydrostatic extrusion process. Metallurgia and Metal Forming (1972) 200–203.

Normen und Richtlinien: *DIN EN 1669* (02/97): Aluminium und Aluminiumlegierungen. Prüfverfahren. Zipfelprüfung an Blechen und Bändern. – *DIN 6935* (10/75): Kaltbiegen von Flacherzeugnissen aus Stahl. – *DIN 50320* (12/79): Verschleiß. Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. – *VDI-Richtlinie 3140* (06/74): Streckziehen auf Streckziehpressen. – *VDI-Richtlinie 3171* (07/81): Stauchen und Formpressen.

zu S 4 Trennen

[1] *Patzke, M.:* Einfluß der Randzone auf die Zerspanbarkeit von Schmiedeteilen. Diss. Univ. Hannover 1987. – [2] *Warnekke, G.:* Spanbildung bei metallischen Werkstoffen. Fertigungstechnische Ber. Bd. 2. Gräfelfing: Resch 1974. – [3] *Denkena, B.:* Verschleißverhalten von Schneidkeramik bei instationärer Belastung. Diss. Univ. Hannover 1992. – [4] *Tönshoff, H.K.:* Schneidstoffe für die spanende Fertigung. wt-Z. Ind. Fert. 72 (1982) 201–208. – [5] *Knorr, W.:* Bedeutung des Schwefels für die Zerspanbarkeit der Stähle unter Berücksichtigung ihrer Gebrauchseigenschaften. Stahl und Eisen 97 (1977) 414–423. – [6] *Taylor, F.W.:* On the art of cutting metals. Trans. Am. Soc. Mech. Eng. 28 (1907) 30–351. – [7] *Kienzle, O.; Victor, H.:* Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugmaschinen. VDI-Z. 94 (1952) 299–305. – [8] *Gawehn, H.:* Das Spanwinkelproblem des Spiralbohrers. Maschinenbau und Betrieb (1931) 440–446. – [9] *Spur, G.:* Beitrag zur Schnittkraftmessung beim Bohren mit Spiralbohrern unter Berücksichtigung der Radialkräfte. Diss. TU Braunschweig 1961. – [10] *Tönshoff, H.K.:* Spanen. Berlin: Springer 1995. – [11] *Tuffentsammer, K.:* Kurzlochbohren mit unterschiedlichsten Werkzeugen möglich. Ind. Anz. 102 (1980) 100, 38–41. –

[12] *Victor, H.; Müller, M.; Opferkuch, R.:* Zerspantechnik. Bd. I–III. Berlin: Springer 1985. – [13] *Kamm, H.:* Beitrag zur Optimierung des Messerkopffräsens. Diss. Univ. Karlsruhe 1977. – [14] *Müller, M.:* Zerspankraft, Werkzeugbeanspruchung und Verschleiß beim Fräsen mit Hartmetall. Diss. Univ. Karlsruhe 1982. – [15] *Roese, H.:* Untersuchung der dynamischen Stabilität beim Fräsen. Diss. RWTH Aachen 1967. – [16] *Victor, H.R.:* Zerspankennwerte. Ind. Anz. 98 (1976) 1825–1830. – [17] *Tönshoff, H.K.; Hernándes-Camacho, J.:* HFF-Ber. 10. Hannover März 1987, S. 1–20. – [18] *Borys, W.E.:* Vergleichsuntersuchungen zum Einsatz hochharter polykristalliner Schneidstoffe beim Fräsen. Diss. Univ. Hannover 1984. – [19] *Chryssolouris, G.:* Einsatz hochharter polykristalliner Schneidstoffe beim Drehen und Fräsen. Diss. Univ. Hannover 1984. – [20] *Töllner, K.:* Fräsen von hochharten Eisenstoffen. wt-Z. Ind. Fert. 72 (1982) 493–496. – [21] *Tönshoff, H.K.; Bußmann, W.:* Formfehler bei der Hartbearbeitung: Fräsen gehärteter Führungsflächen. Ind. Anz. 110 (1988) 29, 35–36. – [22] *Lauffer, H.-J.:* Einsatz von Prozeßmodellen zur rechnerunterstützten Auslegung von Räumwerkzeugen. Diss. Univ. Karlsruhe 1988. – [23] *Opferkuch, R.:* Die Werkzeugbeanspruchung beim Räumen. Diss. Univ. Karlsruhe 1981. – [24] *Dworak, U.:* Mechanical strengthening of alumina and zirkonia ceramics through the introduction of secondary phases. Sci. Ceramics 9 (1987) 543. – [25] *Choi, H.-Z.:* Beitrag zur Ursachenanalyse der Randzonenbeeinflussung beim Schleifen. Diss. Univ. Hannover 1986. – [26] *Kurrein, M.:* Die Messung der Schleifkraft. Werkstattstechnik 20 (1927) 585–594. – [27] *Snoeys, R.:* The mean undeformed chip thickness as a basic parameter in grinding. Ann. CIRP 20 (1971) 183–186. – [28] *Tönshoff, H.K.; Brinksmeier, E.; Choi, H.-Z.:* Messung und Berechnung mechanischer und thermischer Werkstoffbeanspruchungen beim Schleifen. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 53. Ausgabe. Essen: Vulkan 1985, S. 31–47. – [29] *Brinksmeier, E.:* Randzonenanalyse geschliffener Werkstücke. Diss. Univ. Hannover 1982. – [30] *Saljé, E.:* Abrichtverfahren mit unbewegten und rotierenden Abrichtwerkzeugen. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 50. Ausgabe. Essen: Vulkan 1981, S. 284–298. – [31] *Saljé, E.:* Abrichten während des Schleifens – Grundlagen. Leistungssteigerungen, Wirtschaftlichkeit. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 53. Ausgabe. Essen: Vulkan 1985, S. 1–30. – [32] *König, W.; Tönshoff, H.K.; Fromlowitz, J.; Dennis, P.:* Belt grinding. Ann. CIRP 35 (1986) 487–494. – [33] *Tönshoff, H.K.; Dennis, P.:* Hochleistungsbandschleifen – ein maßgebendes Verfahren. Werkstattstechnik 78 (1988) 665–669. – [34] *Mushardt, H.:* Modellbetrachtungen und Grundlagen zum Innenrundhonen. Diss. TU Braunschweig 1986. – [35] *Tönshoff, T.:* Formgenauigkeit, Oberflächenrauheit und Werkstoffabtrag beim Langhubhonen. Diss. Univ. Karlsruhe 1970. – [36] *Saljé, E.; Möhlen, H.; See, v. M.:* Vergleichende Betrachtungen zum Schleifen und Honen. VDI-Z. 129 (1987) 1, 66–69. – [37] *See, v. M.:* Prozeßoptimierung beim Honen. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 55. Ausgabe. Essen: Vulkan 1988, S. 401–414. – [38] *Spur, G.; Simpfendörfer, D.:* Neue Erkenntnisse und Entwicklungstendenzen beim Planläppen. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 55. Ausgabe. Essen: Vulkan 1988, S. 469–480. – [39] *Nölke, H.-H.:* Spanende Bearbeitung von Siliciumnitrid-Werkstoffen durch Ultraschall-Schwingläppen. Diss. Univ. Hannover 1980. – [40] *Tönshoff, H.K.; Brinksmeier, E.; Schmieden, v. W.:* Grundlagen und Theorie des Innenlochtrennens. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 55. Ausgabe. Essen: Vulkan 1988, S. 481–493. – [41] *Brinksmeier, E.; Schmieden, v. W.:* Werkzeugaufspannung und Prozeßverlauf beim ID-Trennschleifen. Ind. Diamanten Rundsch. (1988) 214–219. – [42] *Weckerle, D.:* Prozeßstörungen bei der funkenerosiven Metallbearbeitung. Tech. Mitt. F. Deckel AG, München 1985. – [43] *Schmohl, H.-P.:* Ermittlung funkenerosiver Bearbeitungseigenspannungen in Werkzeugstählen. Diss. TU Hannover 1973. – [44] *Schumacher, B.; Weckerle, D.:* Funkenerosion – Richtig verstehen und anwenden. Velbert: Technischer Fachverlag 1988. – [45] *Wijers, J.L.C.:* Numerically controlled diesinking. EDM-Digest (1984) 9/10. – [46] *Tönshoff, H.K.; Semrau, H.:* Laser beam machining in new fields of application. Proc. ASME-Symp. Chicago/USA, Dec. 88. – [47] *Tönshoff, H.K.; Bütje, R.:* Excimer laser in material processing. Ann. CIRP 37 (1988). – [48] *Dickmann, K.; Emmelmann, C.; Hohensee, V.; Schmatjko, K.J.:* Excimer-Hochleistungslaser in der Materialbearbeitung. Laser Magazin Teil I: (1987) H. 3, 26–29 und Teil II: (1987) H. 4, 34–44. – [49] *Bimberg, D.:* Laser in Industrie und Technik. Bd. 13. Grafenau: Expert 1985. – [50] *Semrau, H.:* Erzeugen von oxidfreien Schnittflächen durch Laserstrahlschneiden. Diss. Univ. Hannover 1989. – [51] *Beske, E.U.; Meyer, C.:* Schweißen mit kW-Festkörperlasern. Laser Magazin (1989) H. 3, 42–46. – [52] *Beske, E.U.:* Handhabung einer Lichtleitfaser zum Führen eines Nd-YAG-Laserstrahls. Laser und Optoelektronik 21 (1989) 3, 60–61. – [53] *VDI-Richtlinie 2906 Teil 8:* Schnittqualität beim Schneiden, Beschneiden und Lochen von Werkstücken aus Metall. Düsseldorf: VDI 1994. – [54] *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik, Band 2/3: Umformen und Zerteilen. München: Hanser, 1985. – [55] *Lange, K.* (Hrsg.): Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Bd. 3. Blechbearbeitung, 2. Aufl. Berlin: Springer 1990. – [56] *VDI-Richtlinie 2906:* (Entwurf 09/92): Schnittflächenqualität beim Schneiden, Beschneiden und Lochen von Werkstücken aus Metall. – [57] *VDI-Richtlinie 3368* (05/82): Schneidspalt-, Schneidstempel- und Schnittplattenmaß für Schneidwerkzeuge der Stanztechnik. – [58] *Tschätsch, H.:* Taschenbuch Umformtechnik: Verfahren, Maschinen, Werkzeuge. München: Hanser 1977. – [59] *Guidi, A.:* Nachschneiden und Feinschneiden. München: Hanser 1965. – [60] *VDI-Richtlinie 3345* (05/80): Feinschneiden.

Normen und Richtlinien: *DIN 2310:* Thermisches Schneiden. – *DIN 4990:* Zerspanungs-Anwendungsgruppen für Hartmetalle. – *DIN 6580:* Bewegung und Geometrie des Zerspanvorganges. – *DIN 6581:* Bezugssysteme und Winkel am Schneidteil des Werkzeugs. – *DIN 8200:* Strahlverfahrenstechnik. – *DIN 8580:* Fertigungsverfahren. – *DIN 8589:* Fertigungsverfahren Spanen. – *DIN 8590:* Fertigungsverfahren Abtragen. – *DIN 69 100:* Schleifkörper aus gebundenem Schleifmittel. – *DIN 51 384:* Kühlschmierstoffe.

ISO (International Organization for Standardization): *ISO 513:* Application of carbides for machining by chip removal. – *ISO 3002:* Basic quantities in cutting and grinding: Part 1: Geometry of the active part of cutting tools; Part 3: Geometric and kinematic quantities cutting. – *ISO 3685:* Tool life testing with single point turnig tools.

VDI-Richtlinien: *VDI-Richtlinie 3332:* Spanleitstufen an hartmetallbestückten Drehmeißeln. – *VDI-Richtlinie 3335:* Zerspanungs-Anwendungsgruppen und Arbeitswinkel beim Drehen mit Hartmetallwerkzeugen. – *VDI-Richtlinie 3400:* Elektroerosive Bearbeitung – Begriffe, Verfahren, Anwendung. – *VDI-Richtlinie 3402:* Elektrochemische Bearbeitung – Bad-Elysieren. – Stahl-Eisen-Prüfblatt 1160: Zerspanversuche, Allgemeine Grundbegriffe.

zu S 5.1 Gewindefertigung

[1] *Spur, G.:* Mehrspindel-Drehautomaten. München: Hanser 1970. – [2] *Stock-Taschenbuch.* Druckschrift der Fa. R. Stock AG. Berlin 1979. – [3] *Stender, W.:* Schälen von Gewindespindeln. Druckschrift der Fa. Waldrich. Coburg. – [4] *Druminski, R.:* Analytische und experimentelle Untersuchungen des Gewindeschleifprozesses beim Längs- und Einstechschleifen. Diss. TU Berlin 1977. – [5] *Lickteig, E.:* Schraubenherstellung. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1966. –

[6] *Siebert, H.:* Werkstattblatt 501: Gewindefurchen. München: Hanser 1970.

zu S 5.3 Fertigungsverfahren der Feinwerk- und Mikrotechnik

[10] *Menz, W.; Mohr, J.:* Mikrosystemtechnik für Ingenieure. Weinheim: VCH Verlagsgesellschaft mbH 1997. – [11] *Krause, W.:* Fertigung in der Feinwerk- und Mikrotechnik. München, Wien: Hanser 1996. – [12] *Degner; Böttger:* Handbuch Feinbearbeitung. München: Hanser 1979. – [13] *Grünwald:* Fertigungsverfahren in der Gerätetechnik. Berlin: VEB-Verlag Technik 1980. – [14] *Schweizer, W.; Kiesewetter, L.:* Moderne Fertigungsverfahren der Feinwerktechnik, ein Überblick. Berlin: Springer 1981. – [15] *Mizugaki, Y.:* Micromachining in Mechatronics. In: Reichl, H.; Obermeier, E.: MICRO SYSTEM Technologies 98. Conference Potsdam 01.–03.12.1998, Berlin, Offenbach: VDE-Verlag GmbH 1998, S. 31–36. – [16] *Lotter, B.:* Wirtschaftliche Montage. Handbuch für Elektrogerätebau und Feinwerktechnik. Düsseldorf: VDI 1986. – [17] *Heuberger, A.:* Mikromechanik. Mikrofertigung mit Methoden der Halbleitertechnologie. Berlin: Springer 1989. – [18] *Weber, H.; Herziger, G.:* Laser. Grundlagen und Anwendungen. Weinheim: Physik-Verlag 1972. – [19] *Bimberg, D.:* Laser in Industrie und Technik, 2. Aufl. Sindelfingen: Expert 1985. – [20] *Kiesewetter, L.:* Laser – Ein Werkzeug der Feinwerktechnik. Wissenschaftsmagazin TU-Berlin H. 9 (1986) 33–37. – [21] *Herziger, G.:* Werkstoffbearbeitung mit Laserstrahlung. Feinwerktechnik + Meßtechnik 91 (1983) 156–163. – [22] *Seiler, P.:* Festkörper-Impulslaser zum Fügen und Abtragen im Mikrobereich. Firmenschrift Carl Haas, Schramberg. – [23] *Moller, W.:* Laser-Mikrolöten mit Temperatur- und Zeitsteuerung. Optoelektronik Mag. 4 (1988) 684–689. – [24] *Benninghoff, H.:* Werkstoffbearbeitung mit dem Laser. Tech. Rundsch. 6 (1989) 26–31. – [25] Prospekt der Fa. Kammerer GmbH. Pforzheim-Huckenfeld 1989. – [26] *Schiller, S.; Heisig, U.; Panzer, S.:* Elektronenstrahltechnologie. Stuttgart: Wissenschaftliche Verlagsanstalt 1977. – [27] *Dobeneck, v. D.:* Die Elektronenstrahltechnik – ein vielseitiges Fertigungsverfahren. Feinwerktechnik + micronic 77 (1973) 98–106. – [28] *Behnisch, H.:* Einsatz des Elektronen- und Laserstrahls in der Schweiß- und Schneidtechnik. Technica (CH) 25 (1976) 1341–1347. – [29] *Schulz, H.:* Schweißen von Sondermetallen. Düsseldorf: Deutscher Verlag für Schweißtechnik 1971. – [30] *Schiller, S.; Panzer, S.:* Thermische Oberflächenmodifikation metallischer Bauteile mit Elektronenstrahlen. Metall 39 (1985) 227–232. – [31] *Schiller, S.; Heisig, U.; Frach, P.:* Elektronenstrahlbedampfen. In: Sudarshan, T. S.: Surfacing technologies Handbook. New York: Marcel Dekker 1987. – [32] *Lehfeldt, W.:* Ultraschall. Würzburg: Vogel 1973. – [33] *Matauschek, J.:* Einführung in die Ultraschalltechnik. Berlin: VEB Verlag Technik 1962. – [34] *Millner, R.:* Ultraschalltechnik. Grundlagen und Anwendungen. Weinheim: Physik-Verlag 1987. – [35] *Dorn, L.:* Schweißen in der Elektro- und Feinwerktechnik. Grafenau/Württ.: Expert 1984. – [36] *Abel, F.:* Ultraschall in der Kunststoff-Fügetechnik. Hamburg: Herfurth GmbH 1979. – [37] *Berger, A.:* Elektrisch abtragende Fertigungsverfahren. Düsseldorf: VDI 1977. – [38] *Degner, W.; Böttger, H. Chr.:* Handbuch Feinbearbeitung. München: Hanser 1979. – [39] *Grünwald, F.:* Fertigungsverfahren in der Gerätetechnik. Berlin: VEB Verlag Technik 1980. – [40] *Degner, W.:*Elektrochemische Metallbearbeitung. Berlin: VEB Verlag Technik 1984. – [41] *Janicke, J.:* Anwendungstechniken der Funkenerosion. Tech. Rundsch. 31 (1975) 10–11. – [42] *Schadach, P.:* Elektroerosive und elektrochemische Metallbearbeitungsverfahren. VDI-Z. 117 (1975) PT 32–PT 37. – [43] *Haefer, R. A.:* Oberflächen- und Dünnschicht-Technologie. Teil 1: Beschichtungen von Oberflächen. Berlin: Springer 1987. – [44] *Simon, H.; Thoma, M.:* Angewandte Oberflächentechnik für metallische Werkstoffe. München: Hanser 1985. – [45] *Czichos, H.:* Konstruktionselement Oberfläche. Konstruktion 37 (1985) 219–227. – [46] *Paatsch, W.:* Technologische Eigenschaften galvanisch abgeschiedener Schichten. Galvanotechnik 75 (1985) 1234–1241. – [47] *Frey, H.:* Dünnschichttechnologie. Düsseldorf: VDI 1987. – [48] *Ikeno, H.:* Electrooptic bistability of a ferroelectric liquid crystal device prepared using polyimide Langmuir-Blodgett orientation films. Jap. J. Appl. Phys. 27 (1988) L 475. – [49] *Kiesewetter, L.; Gleske, G.:* Bauform und Fertigungsverfahren für Flüssigkristall-Anzeigen. Berlin-Tronics 10. Berlin: Verlag für technische Publikationen 1988, 4–8. – [50] *Hanke, H.-J.; Fabian, H.:* Technologie elektronischer Baugruppen. Berlin: VEB Verlag Technik 1977. – [51] *Joachim, F.-W.:* Kupferplattiertes Invar als Metallkern in Leiterplatten mit einstellbarem Wärmeausdehnungskoeffizienten. Feinwerktechnik und Meßtechnik 94 (1986) 507–509. – [52] *Huber, B.:* Leiterplatten- und Hybridtechnologien im Vergleich. Feinwerktechnik und Meßtechnik 94 (1986) 215–220. – [53] *Duppen, v. J.:* Handbuch für den Siebdruck. Lübeck: Verlag der Siebdruck 1981. – [54] *Scheer, H. G.:* Siebdruck und Elektronik-Druckformherstellung in der Elektronik. IS + L 1983/4 (August). – [55] *Steinberg, J. J.; Horowitz, S. J.; Bacher, R. J.:* Herstellen von Mehrlagenschaltungen mit niedrig sinternden grünen Keramikfolien. EPP Hybridtechnik Oktober 1986, S. 43–47. – [56] 0,4 µm-Strukturen mit normaler Optik. Elektronik 17 (1984) 22. – [57] *Lehmann, H. W.; Gale, T.:* Submikrongitter. Tech. Rundsch. (1989) 46–53. – [58] *Jagt, J. C.; Whipps, P. W.:* Elektronenempfindliche Negativlacke für VLSI. Philips Tech. Rundsch. 39 (1981) 368–375. – [59] *Lin, G.:* Surface Micromachined Hinge Technology. Technische Rundschau Nr. 23/1995, S. 22–24. – [60] *Staudte, J. H.:* Proc. 27th. Ann. Symp. Freq. Control 1973, p. 50–54. – [61] *Zwingg, W.:* Miniaturquerschwinger und -Quarzsensoren. Jahrbuch der Deutschen Gesellschaft für Chronometrie e. V. Band 36, Stuttgart 1985. – [62] *Johansson, S.:* Micromechanical properties of silicon. Acta Universitatis Upsaliensis, Faculty of Science, Uppsala 1988. – [63] *Büttgenbach, S.:* Mikromechanik. Stuttgart: B. G. Teubner 1991. – [64] *Gerlach, G.; Dötzel, W.:* Grundlagen der Mikrosystemtechnik. München, Wien: Hanser 1997. – [65] *Scheel, W.:* Baugruppentechnologie der Elektronik/Montage. Berlin: Verlag Technik 1997. – [66] *Petersen, K. E.:* Silicon as a mechanical material. Proc. IEEE 70 (1982) 420–457. – [67] *Hohm, D.:* Mikromechanik eröffnet neue Wege zu elektroakustischen Wandlern. Spektrum der Wissenschaft (1988) 38–50. – [68] *Herzog, H.-J.; Csepregi, L.:* X-ray investigation of boran- and germanium-doped Silicon epitaxial layers. I. Elektrochem. Soc. 131 (1984). – [69] *Kiesewetter, L.; Houdeau, D.; Löper, G.; Zhang, J.-M.:* Wie belastbar ist Silicium in mikromechanischen Strukturen? F & M Feinwerktechnik & Meßtechnik 100/1992, S. 249–254. – [70] *Schimkat, J.; Kiesewetter, L.:* Neuer Aktuator für Silicium-Mikrorelais. F & M Feinwerktechnik Mikrotechnik Mikroelektronik 105/1997, S. 38–42. – [71] *Albrecht, A.; Harnisch, A.; Hülsenberg, D.; Kallenbach, E.; Riemer, D.; Zöppig, V.:* Technologies for the Manufacturing of Micro- and Miniactuators Based on Usage of Microstructurable Glass Materials. In: Reichl, H.; Heuberger, A.: MICRO SYSTEM Technologies 96. Conference Potsdam 17.–19.09.1996, Berlin, Offenbach: VDE-Verlag GmbH 1996, S. 639–644. – [72] *Becker, E. W.; Ehrfeld, W.:* Das LIGA-Verfahren. Phys. Bl. 44 (1988) 166–170.

zu S 5.4 Beschichten

[73] *Pulker, H. K.:* Verschleißschutzschichten unter Anwendung der CVD/PVD-Verfahren. Sindelfingen: Expert 1985. NDAH. – [74] *Günther, K. C.:* Advanced coating by vapour phase processes. Ann. CIRP 38 (1989) 645–655.

zu S 5.5 Rapid Prototyping

[75] *Gebhardt, A.:* Rapid Prototyping – Werkzeuge für die schnelle Produktentwicklung. München: Hanser (1996). – [76]

Stierlein, S.; Schanz, P.: Si/SiC-Ceramics Low Process Shrinkage – High Temperature Material for the Laser Sinter Process. Proceedings of the Solid Freeform Fabrication Symposium, Austin, Texas 1998. – [77] *König; Celi, I.W.; Celiker, T. et al.:* Rapid Metal Prototyping – Verfahren zur Direktherstellung metallischer Bauteile und Prototypenwerkzeuge. VDI-Z 136, Nr. 7/8 (1994), S. 57–60. – [78] *Naber, H.; Geuer, A.:* Entwicklungspotentiale durch innovativen Einsatz von Rapid Prototyping. ZWF 90 (1995) 6. – [79] *Jacobs, P.:* Rapid Prototyping and Manufacturing – Fundamentals of Stereolithographie. Society of Manufacturing Engineers, Dearborn (1992). – [80] *Haferkamp, H.; Gerken, J.; Schmidt, H.:* Rapid Prototyping/Manufacturing metallischer Bauteile. VDI-Z 136, Nr. 7/8 (1994), 63–65. – [81] *Lehmann, O.; Stuke, M.:* Three-dimensional laser direct writing of electrically conducting and isolating microstructures. Materials Letters 21, Okt. (1994), 131–136. – [82] *Carter, W.T.; Jones, M.G.:* Direct Laser Sintering of Metals. Proceedings of the Solid Freeform Fabrication Symposium, Austin, Texas (1991). – [83] *Uhlmann, E.; Krause, F.-L. et al.:* Development of a Process Control Strategy for Selective Laser Sintering. Production Engineering Vol VI/1 (1999), 43–46.

zu S 6 Montage

[1] *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik, Bd. 5: Fügen, Handhaben, Montieren. München: Hanser 1986. – [2] *Lotter, B.:* Wirtschaftliche Montage. Ein Handbuch für Elektrogerätebau und Feinwerktechnik. Düsseldorf: VDI 1986. – [3] *DIN 8593:* Fertigungsverfahren Fügen. Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Berlin: Beuth 1985. – [4] *VDI-Richtlinie 2860,* Bl. 1, Entwurf: Montage- und Handhabungstechnik. Handhabungsfunktionen, Handhabungseinrichtungen, Begriffe, Definitionen, Symbole. Düsseldorf: VDI 1982. – [5] *DIN 8580E:* Fertigungsverfahren. Begriffe, Einteilung (Entwurf). Berlin: Beuth 1985. – [6] *VDI 2243:* Konstruieren recyclinggerechter technischer Produkte, Grundlagen und Gestaltungsregeln. Düsseldorf: VDI. – [7] *N.N.:* Gesetz zur Förderung der Kreislaufwirtschaft und Sicherung der umweltverträglichen Beseitigung von Abfällen (Kreislaufwirtschafts- und Abfallgesetz – KrW-/AbfG; Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hrsg.); BGBl. I 1994, S. 2705. – [8] *Seliger, G.* (Hrsg.): Montagetechnik. München: gfmt 1989. – [9] *Andreasen; Kähler; Lund:* Montagegerechtes Konstruieren. Berlin: Springer 1985. – [10] *Kriwet, A:* Bewertungsmethodik für die recyclinggerechte Produktgestaltung. München: Hanser 1995.

zu S 7 Fertigungs- und Fabrikbetrieb

[1] *Niemann, J.:* Life Cycle Management – Das Paradigma der ganzheitlichen Produktlebenslaufbetrachtung, In: Bullinger, H.-J., Warnecke, H.-J., Westkämper (Hrsg.), Neue Organisationsformen im Unternehmen. Ein Handbuch für das moderne Management, Berlin, Heidelberg et al., Springer-Verlag, 2002. – [2] *Kamiske, G.F.:* Qualitätsmanagement von A bis Z – Erläuterung moderner Begriffe des Qualitätsmanagments, 2., überarb. und erw. Aufl. München/Wien: Hanser 1995. – [3] *N.N.:* Begriffe zum Qualitätsmanagement, DGQ-Schrift 11-04, Deutsche Gesellschaft für Qualität e.V., 6. Aufl. Berlin: Beuth 1995. – [4] *European Foundation for Quality Management* (Hrsg.): The European Quality Award 1996, Bewerbungsbroschüre. Brüssel: o.V. 1996. – [5] *Pfeifer, T.:* Qualitätsmanagement – Strategien, Methoden, Techniken, 2. Aufl. München, Wien: Hanser 1996. – [6] *Masing, W.:* Handbuch der Qualitätssicherung, 4. Aufl. München, Wien: Hanser 1999. – [7] *N.N.:* Handbuch der Arbeitsvorbereitung, Teil 1: Arbeitsplanung. Hrsg. Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (AWF) e.V. Berlin: Beuth 1968. – [8] *N.N.:* Methodenlehre der Planung und Steuerung, Teil 1: Grundbegriffe. Hrsg. REFA-Verband für Arbeitsstudien und Betriebsorganisation e.V. München, Wien: Hanser 1985. – [9] *Eversheim, W.:* Organisation in der Produktionstechnik, Bd. 3, 3. Aufl. Düsseldorf: VDI 1997. – [10] *Scharf, P.:* Strukturen flexibler Fertigungssysteme – Gestaltung und Bewertung. Mainz: Krausskopf 1976. – [12] *Frank, E.:* Handhabungseinrichtungen. Mainz: Krausskopf 1975. – [12] *Dröge, K.H.:* Telemanipulatoren – Stand der Technik. Unterlage zur 5. Arbeitstagung des Inst. f. Produktionstechnik und Automatisierung (IPA): „Erfahrungsaustausch Industrieroboter". Stuttgart 1975. – [13] *Warnecke, H.J.; Schraft, R.-D.:* Einlegegeräte zur automatischen Werkstückhandhabung. Mainz: Krausskopf 1973. – [14] *Warnecke, H.J.; Schraft, R.-D.:* Industrieroboter. Mainz: Krausskopf 1989. – [15] *Schweizer, M.:* Robotertechnik. Bibliothek der Technik, Band 1. München: Verlag moderne industrie 1987. – [16] *Gerlach, B.:* Spanende Sonderwerkzeugmaschinen. Stuttgart: Techn. Verlag Grossmann 1977. – [17] *Warnecke, H.J.; Gericke, E.; Vettin, G.:* Auslegung der Verkettungseinrichtungen flexibler Fertigungssysteme mit Hilfe der Simulation. Proceedings of the CIRP-Seminars on Manufacturing Systems 5 (1976) 155–164. – [18] *Heisel, U.:* Prozeßintegration und Komplettbearbeitung. In: Bullinger, H.J.; Warnecke, H.J. (Hrsg.): Neue Organisationsformen im Unternehmen. Berlin: Springer 1996, S. 598–615. – [19] *Warnecke, H.J.:* Revolution der Unternehmenskultur – Das Fraktale Unternehmen, 2. Aufl. Berlin: Springer 1993. – [20] *Warnecke, H.J.; Bullinger, H.-J.; Hichert, R.:* Kostenrechnung für Ingenieure, 5. Aufl. München: Hanser 1996. – [21] *Mellerowicz, K.:* Kosten und Kostenrechnung, Bd. 1, 5. Aufl. Berlin: de Gruyter 1973. – [22] *Bussmann, K.F.:* Industrielles Rechnungswesen. Stuttgart: Poeschel 1963. – [23] *Warnecke, H.J.; Bullinger, H.-J.; Hichert, R.:* Wirtschaftlichkeitsrechnung für Ingenieure, 3. Aufl. München: Hanser 1996. – [24] *Horvath, P.; Mayer, R.:* Prozeßkostenrechnung. Der neue Weg zu mehr Kostentransparenz und wirkungsvolleren Unternehmungsstrategien. In: Controlling 1 (1989) 4, S. 214–219. – [25] *Cooper, R.T.; Kaplan, R.S.:* Measure costs right: Make the right decisions. In: Harvard Business Review 66 (1988) 5, S. 96–103. – [26] *Luczak, H.:* Arbeitswissenschaft, 2. Aufl. Berlin: Springer 1995. – [27] Institut für angewandte Arbeitswissenschaft e.V. (Hrsg.): Arbeitsgestaltung in Produktion und Verwaltung: Taschenbuch für den Praktiker. Köln: Bachem 1989. – [28] *Bullinger, H.-J.; Solf, J.J.:* Ergonomische Arbeitsmittelgestaltung I: Systematik/Forschungsbericht Nr. 196, Bundesanstalt für Arbeitsschutz, Dortmund. Bremerhaven: Wirtschaftsverlag NW 1979. – [29] *Neudörfer, A.:* Anzeiger und Bedienteile: Gesetzmäßigkeiten und systematische Lösungssammlungen. Düsseldorf: VDI 1981. – [30] *Lange, W.:* Kleine Ergonomische Datensammlung. Bundesanstalt für Arbeitsschutz (Hrsg.), 4. Aufl. Köln: TÜV Rheinland 1985. – [31] *Schmidtke, H.* (Hrsg.): Ergonomie, 3. Aufl. München: Hanser 1993.

Normen und Richtlinien: *DIN 5034* Innenraumbeleuchtung mit Tageslicht (Leitsätze). – *DIN 5035:* Innenraumbeleuchtung mit künstlichem Licht. – *DIN 5036:* Strahlenphysikalische und lichttechnische Eigenschaften von Materialien. – *DIN 33402:* Körpermaße von Erwachsenen. – *DIN 40080:* Verfahren und Tabellen für Attribut-Stichprobenprüfung. – *DIN 45635:* Geräuschmessung an Maschinen. – *DIN 69512–69643:* Werkzeugmaschinen (verschiedene Untertitel). – *DIN IEC 651:* Schallpegelmesser.

T | Fertigungsmittel
Manufacturing systems

E. Dannenmann, Stuttgart; **L. Dorn**, Berlin; **G. Pritschow**, Stuttgart; **K. Siegert**, Stuttgart; **G. Spur**, Berlin; **E. Uhlmann**, Berlin; **M. Weck**, Aachen; **T. Werle**, Stuttgart

Allgemeine Literatur

zu T 1 Elemente der Werkzeugmaschinen
Bücher: *Milberg, J.:* Werkzeugmaschinen; Grundlagen: Zerspantechnik, Dynamik, Baugruppen, Steuerungen. Berlin: Springer 1995. – *Tönshoff, H. K.:* Werkzeugmaschinen: Grundlagen. Berlin: Springer 1995. – *Tschätsch, H.; Charchut, W.:* Werkzeugmaschinen; Einführung in die Fertigungsmaschinen der spanlosen und spanenden Formgebung, 6. Aufl. München: Hanser 1991. – *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, Bd. 1–5. Berlin: Springer 1998/2002. – *Witte, H.:* Werkzeugmaschinen: Grundlagen und Prinzipien in Aufbau, Funktion, Antrieb und Steuerung spangebender Werkzeugmaschinen, 8. Aufl. Würzburg: Vogel 1994.

zu T 3 Maschinen zum Scheren und Schneiden
Bücher: *Eversheim, W.; Schuh, G.* (Hrsg.): Produktion und Management „Betriebshütte", 7. Aufl., Teil 2. Berlin: Springer 1996. – *Lange, K.* (Hrsg.): Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Bd. 3: Blechbearbeitung, 2. Aufl. Berlin: Springer 1990. – *Schuler GmbH* (Hrsg.): Handbuch der Umformtechnik. Berlin: Springer 1996. – *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik, Bd. 2/3: Umformen und Zerteilen. München: Hanser 1985.

zu T 4 Werkzeugmaschinen zum Umformen
Bücher: *Eversheim, W.; Schuh, G.* (Hrsg.): Produktion und Management „Betriebshütte", 7. Aufl., Teil 2. Berlin: Springer 1996. – *Lange, K.* (Hrsg.): Umformtechnik: Handbuch für Industrie und Wissenschaft, 2. Aufl., Bd. 1: Grundlagen, Bd. 2: Massivumformung, Bd. 3: Blechbearbeitung. Berlin: Springer 1984 (Bd. 1), 1988 (Bd. 2), 1990 (Bd. 3). – *Schuler GmbH* (Hrsg.): Handbuch der Umformtechnik. Berlin: Springer 1996. – *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik, Bd. 2/1 und 2/2: Umformen. Bd. 2/3: Umformen und Zerteilen. München: Hanser 1983 (Bd. 2/1), 1984 (Bd. 2/2), 1985 (Bd. 2/3).

zu T 5 Spanende Werkzeugmaschinen
Bücher: *Bruins/Dräger:* Werkzeuge und Werkzeugmaschinen für die spanende Metallbearbeitung, Teil 1–3. München: Hanser 1984. – *Milberg, J.:* Werkzeugmaschinen – Grundlagen: Zerspantechnik, Dynamik, Baugruppen und Steuerungen. Berlin: Springer 1992. – *Perović, B.:* Bauformen moderner Fertigungssysteme. Berlin: Springer 1992. – *Spur, G.; Stöferle, Th.* (Hrsg.): Handbuch der Fertigungstechnik, Bd. 3/1 u. 3/2: Spanen. München: Hanser 1979, 1980. – *Tschätsch, H.; Charchut, W.:* Werkzeugmaschinen. München: Hanser 1991. – *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, Bd. 1–5. Berlin: Springer 1998/2002. – *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen-Atlas, Grundwerk I. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991.

zu T 6 Schweiß- und Lötmaschinen
Bücher: *Beckert, M.; Neumann, A.:* Grundlagen der Schweißtechnik – Löten, 2. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1973. – *Königshofer, T.:* Die Lichtbogenschweißmaschinen. Berlin: Cram 1960. – *Owzarek, S.:* Starkstromprobleme bei Schweißmaschinen. Zürich: Leemann 1953. – *VBG 15:* Unfallverhütungsvorschrift Schweißen, Schneiden u. verwandte Arbeitsverfahren. – *VDE 0100:* Bestimmungen für das Errichten von Starkstromanlagen mit Nennspannung bis 1 000 V. Berlin: VDE-Verlag. – *VDE 0540, VDE 0540 a:* Bestimmungen für Gleichstrom – Lichtbogen – Schweißgeneratoren und -umformer. Berlin: VDE-Verlag. – *VDE 0541, VDE 0541 a:* Bestimmungen für Stromquellen zum Lichtbogenschweißen mit Wechselstrom. Berlin: VDE-Verlag. – *VDE 0542, VDE 0542 a:* Bestimmungen für Lichtbogen-Schweißgleichrichter. Berlin: VDE-Verlag. – *VDE 0543:* Bestimmungen für Lichtbogen-Kleinschweißtransformatoren für Kurzschweißbetrieb. Berlin: VDE-Verlag. – *VDE 0544:* Schweißeinrichtungen und Betriebsmittel für das Lichtbogenschweißen und verwandte Verfahren. Berlin: VDE-Verlag. – *VDE 0545 T 1:* Sicherheitstechnische Festlegungen für den Bau und die Errichtung von Einrichtungen zum Widerstandsschweißen und für verwandte Verfahren. Berlin: VDE-Verlag.

1 Elemente der Werkzeugmaschinen
Machine tool components

M. Weck, Aachen

1.1 Grundlagen. Fundamentals

1.1.1 Funktionsgliederung. Function structure

Systemaufbau

Fertigungsanlagen werden in Anlehnung an DIN 8590 eingeteilt. Teilsysteme sind Werkzeugmaschinen, die nach DIN 69651 als „… mechanisierte und mehr oder weniger automatisierte Fertigungseinrichtungen, die durch relative Bewegungen zwischen *Werkzeug* und *Werkstück* eine vorgegebene Form oder Veränderung am Werkstück erzeugen" definiert werden. Einzelmaschinen und Mehrmaschinensysteme bestehen aus einem bzw. mehreren Maschinengrundsystemen sowie weiteren Funktions- und Hilfssystemen.

Die für die Realisierung der *Grundfunktion* notwendigen Baugruppen (Antriebe, Gestellbauteile, Werkzeugträger und Werkstückträger) bilden das *Maschinengrundsystem*. Die Ausführungen der Werkzeug- und Werkstückträger reichen je nach Maschinenbauform von starren Tischen bis hin zu mehrfach miteinander kombinierten translatorischen und rotatorischen Führungen bzw. Lagerungen. Werkzeuge und Werkstücke werden auf den entsprechenden Trägern gehalten bzw. gespannt. Austauschbarkeit und flexible Anpassung der Werkzeugmaschine an unterschiedliche Bearbeitungsaufgaben bestimmen die Gestaltung der mechanischen Schnittstellen zwischen Betriebsmittelkomponenten und Maschine. Zum Gesamtsystem Werkzeugmaschine gehören je nach Automati-

sierungsgrad verschiedene Komponenten von Werkzeug- und Werkstückflußsystemen, deren Elemente zur Realisierung der Funktionen *Handhaben, Transportieren* und *Speichern* zum Teil Gemeinsamkeiten mit den Elementen des Maschinengrundsystems aufweisen. An den jeweiligen Spannstellen werden die Handhabungssysteme mit dem Maschinengrundsystem verknüpft. **Bild 1** zeigt die wichtigsten Komponenten, Baugruppen und Eigenschaften eines Fräsbearbeitungszentrums.

Wirkpaar, Wirkbewegung

Durch Relativbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück und verfahrensbedingte Energieübertragung (trennend, umformend) wird ein Werkstück mit bestimmter Grundform in eine vorgegebene Form umgewandelt. Maßgenauigkeit und Oberflächenqualität bestimmen die technische Güte eines Werkstücks. Die Weiterentwicklung der Werkzeugmaschinenelemente führt zu wachsenden erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten (**Bild 2**).

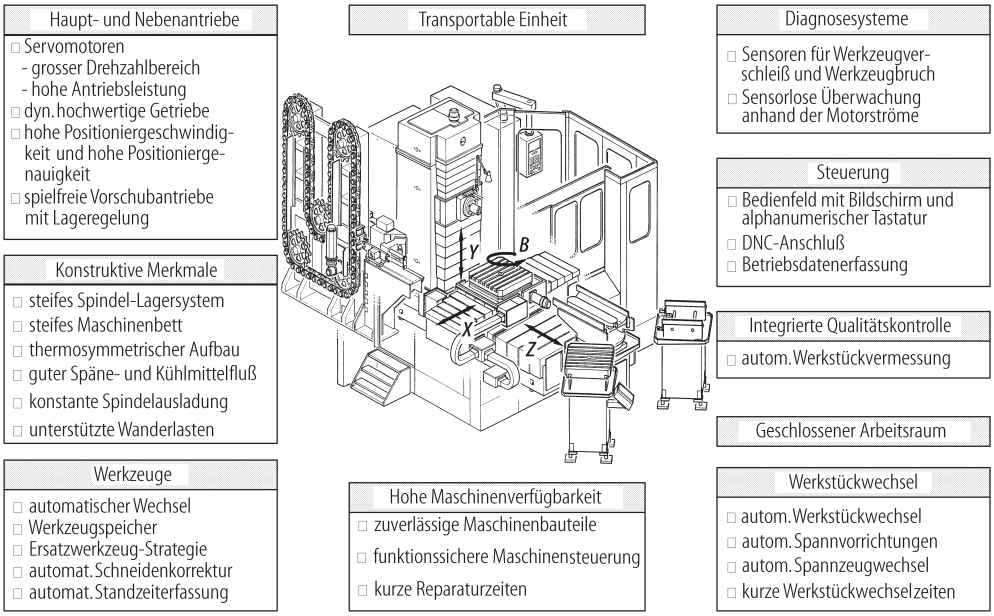


Bild 1. Komponenten und Eigenschaften eines Bearbeitungszentrums

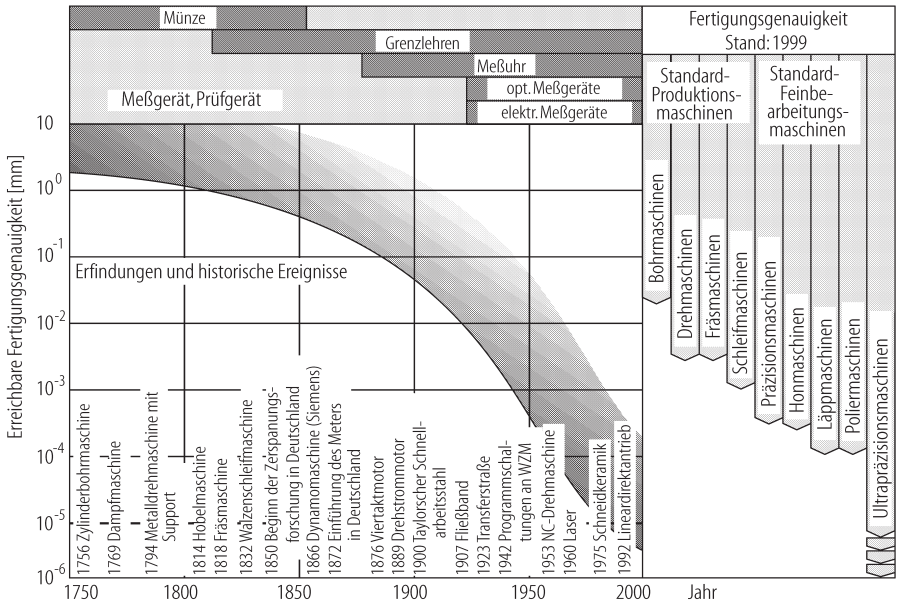


Bild 2. Entwicklungsgeschichtlicher Überblick über die erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten von Werkzeugmaschinen

Die Wirkbewegungen setzen sich aus den Komponenten *Schnittbewegung, Zustellbewegung* und *Vorschubbewegung* zusammen. Je nach Fertigungsverfahren sind sie *translatorisch* oder *rotatorisch, stetig* oder *unstetig.* In Abhängigkeit von der Größe der Vorschub- bzw. Zustellachsen und gegebenenfalls des Arbeitswegs (bei Hobel-, Stoß- und Umformmaschinen) ergibt sich ein *dreidimensionaler Arbeitsraum.* Bei Dreh- und Rundschleifmaschinen ist er zylindrisch, bei Fräs-, Bohr- und Stoßmaschinen meist quaderförmig. Größter Hub und größte Werkzeugfläche quer zur Hubrichtung bestimmen den Arbeitsraum in Umformmaschinen.

Drehende Bewegungen kommen vorwiegend als Schnittbewegungen bei spanenden Werkzeugmaschinen vor (z. B. Drehen, Bohren, Fräsen). Der erforderliche Drehzahlbereich wird von der größten und kleinsten erforderlichen Schnittgeschwindigkeit sowie vom größten und kleinsten Werkstück- bzw. Werkzeugdurchmesser begrenzt. Zu jeder Bearbeitungsaufgabe läßt sich eine optimale Drehzahl angeben, mit der die wirtschaftlichste Schnittgeschwindigkeit erreicht wird. Mit der Steigerung der Leistungsfähigkeit der Schneidstoffe werden immer höhere realisierbare Schnittgeschwindigkeiten ermöglicht. Derartige Schnittgeschwindigkeiten stellen hohe Anforderungen an die Konstruktion von Spindel-Lager-Systemen (**Bild 3**). So ist z. B. für eine Schnittgeschwindigkeit von 2000 m/min bei einem Fräser von $d = 42$ mm eine Drehzahl von $n = 15000$ 1/min erforderlich, die für konventionelle Wälzlager ab 100 mm Durchmesser eine Grenzbelastung darstellt.

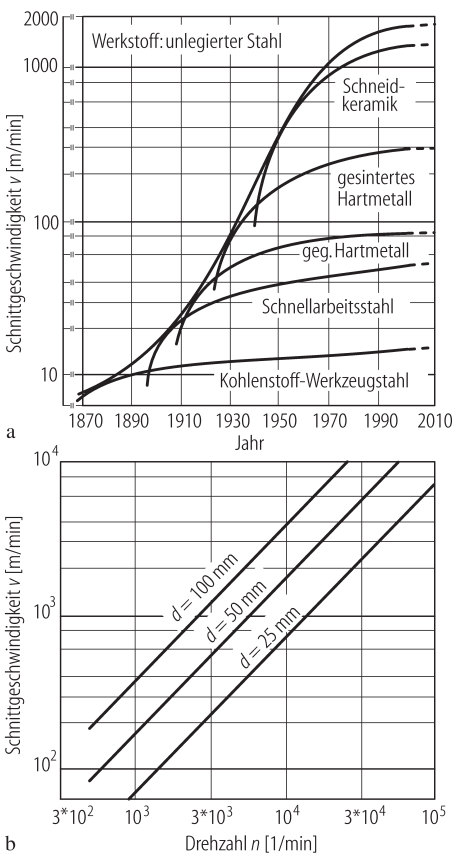


Bild 3a, b. Entwicklung **a** der Schnittgeschwindigkeiten und **b** Drehzahlen im Werkzeugmaschinenbau bei der Zerspanung von Stahl

Die Zuordnung von Wirkbewegungen zur Werkstückform ist nicht eindeutig. Die Realisierung der erforderlichen Bewegungen mit Werkstück- und Werkzeugträger kann durch kinematische Umkehr sehr vielfältig gestaltet werden, wobei sich die Komponenten der Wirkbewegung vertauschen lassen. So entstehen verschiedene Maschinenbauformen, aus denen sich unterschiedlichste Anforderungen an die translatorischen und rotatorischen Bewegungselemente, die Führungen, ableiten lassen. Sinnvolle Anordnungen ergeben sich aus der Fertigungsaufgabe einschließlich den spezifischen Erfordernissen des automatischen Werkzeug- und Werkstückwechsels. Die Bauformen reichen von Maschinen mit sämtlichen Bewegungen im Werkzeugträger über die entsprechenden kombinatorischen Zwischenstufen bis hin zu jenen, deren Bewegungen durch die Werkstückträger realisiert werden.

Bewegungen werden meist durch getrennte *Haupt-* und *Vorschubmotoren* erzeugt, seltener durch Ableitung des Vorschubs von der Arbeitsspindel. *Getriebe* ändern Drehzahlen und Drehmomente. *Übertragungselemente* (z. B. Gewindespindeln, Zahnriemen) bringen die Bewegung auf den Werkzeug- bzw. Werkstückträger, meist Schlitten mit geradliniger Bewegung.

Die durch den Fertigungsvorgang an der Wirkstelle hervorgerufenen Kräfte sowie Reib- und Gewichtskräfte werden von *Führungen* und *Lagerungen* aufgenommen und in Baugruppen wie Schlitten, Spindelkasten und Reitstock geleitet. Der Kraftfluß wird über die *Gestellteile* wie Ständer und Betten, die zugleich die Verbindung zum Boden herstellen, geschlossen. Statische, dynamische und auch thermische Belastungen führen zu elastischen Verformungen einzelner Elemente, die sich in Form- und Maßabweichungen sowie Oberflächenfehlern am Werkstück und erhöhtem Verschleiß am Werkzeug auswirken können oder die Wirtschaftlichkeit beeinflussen.

1.1.2 Mechanisches Verhalten. Mechanical behaviour

Das statische, dynamische und thermoelastische Verhalten einer Werkzeugmaschine, einer Baugruppe oder eines einzelnen Bauteils kann in hohem Maße die mit der Maschine erreichbaren Bearbeitungsleistungen und Fertigungsqualitäten beeinflussen.

Kriterien bei statischer Belastung

Das statische Verhalten einer Werkzeugmaschine ist durch die elastischen Verformungen, die unter zeitlich konstanter Belastung (Prozeßkräfte und Gewichtskräfte) auftreten, gekennzeichnet. Daraus folgt als wichtigste Kenngröße die *statische Steifigkeit k*. Sie ist ein Maß für den Widerstand gegen Formänderungen und wird als das Verhältnis von der Kraft F zur Verlagerung x des Bauteils in Kraftangriffsrichtung angegeben, $k = \mathrm{d}F/\mathrm{d}x$. Die Abhängigkeit der Verformung x von der belastenden Kraft F wird in Form von Kennlinien dargestellt (**Bild 4**, s. **C 1.1** und **G 2.1**). Theoretisch ist der Zusammenhang linear, $k = F/x$ (Federsteifigkeit). Praktisch tritt durch eine Vielzahl von Kontaktflächen zwischen den Bauteilen ein progressiver Zusammenhang auf. Für die Steifigkeit an einem Arbeitspunkt gibt es zwei Definitionen. Bei der ersten (**Bild 4 a**) wird die Sekante vom Ursprung zum betrachteten Punkt F_0, x_0 herangezogen und bei der zweiten (**Bild 4 b**) wird die Steigung der Tangente an die Kennlinie in dem betrachteten Punkt F_0, x_0 gelegt.

Je nach Art der Belastung spricht man von Zug-, Druck-, Biege- und Torsionssteifigkeit, letztere (k_t) ist als Verhältnis von Drehmoment M zu Drehwinkel φ angegeben, $k_t = \mathrm{d}M/\mathrm{d}\varphi$. Die resultierende Steifigkeit k_{ges} an der Kraftangriffsstelle ergibt sich immer aus einer Überlagerung der Einzelsteifigkeiten k_i der beteiligten Elemente, berechnet aus der Summe der entsprechenden Nachgiebigkeiten $1/k_i$ als Reziprokwerte der Steifigkeiten; es ist $1/k_{ges} = \sum 1/k_i$. Die Gesamtmaschine ist

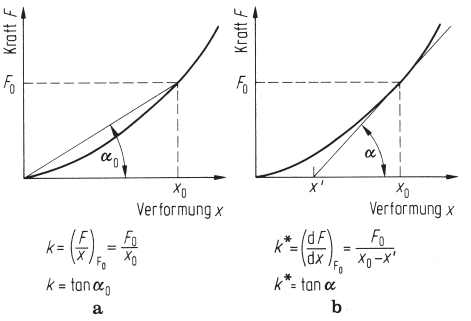


Bild 4a, b. Definition der Steifigkeit. **a** Mit Hilfe der Sekante; **b** mit Hilfe der Tangente

also stets „weicher" als ihr nachgiebigstes im Kraftfluß liegendes Bauelement. Übliche resultierende Steifigkeitswerte an der Schnittstelle zwischen Werkzeug und Werkstück bei spanenden Werkzeugmaschinen liegen zwischen 5 bis 500 N/µm, bei Umformmaschinen zwischen 10^4 bis 10^5 N/µm gemessen zwischen Stößel und Maschinentisch.

Kriterien bei dynamischer Belastung

Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine wird in erster Linie von der statischen Steifigkeit, der räumlichen Verteilung und Größe der Bauteilmassen sowie von der Systemdämpfung bestimmt. In Abhängigkeit dieser Größen ergeben sich für jede Maschinenstruktur bzw. Teilstruktur bei bestimmten Eigenfrequenzen spezifische räumliche *Eigenschwingungsformen*. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens komplexer Werkzeugmaschinenstrukturen ist vor allem die Kenntnis der Eigenschwingungsformen wichtig. Man erkennt hieraus, welche Einzelbauteile maßgeblich die Eigenschwingungen verursachen (Schwachstellenanalyse). **Bild 5** zeigt die Eigenschwingungsform einer Bettfräsmaschine für die Eigenfrequenz von 105 Hz. Man erkennt eine Biegeschwingung des Spindelkastens und eine leichte Torsion des waagerechten Ständerteils.

Zur Veranschaulichung des dynamischen Verhaltens kann man sich eine Werkzeugmaschine als schwingungsfähiges System vorstellen, das sich aus einer Vielzahl elastisch gekoppelter Einmassenschwinger zusammensetzt. Gleichgewichtsbedingungen zwischen *Erregerkräften* $F(t)$, verlagerungsabhängigen *Federkräften,* geschwindigkeitsproportionalen *Dämpfungs-* und beschleunigungsproportionalen *Trägheitskräften* lassen sich durch ein System von Differentialgleichungen beschreiben. Das dynamische Verhalten bestehender Maschinen und Gestelle läßt sich durch experimentelle Untersuchungen ermitteln. Dabei wird eine definierte Anregung mit unterschiedlicher Frequenz f in die Struktur eingeleitet und das hervorgerufene Antwortsignal gemessen [49]. Der Quotient aus dynamischer Verlagerung x_{dyn} und Erregerkraft F_{dyn} an der Kraftangriffsstelle sowie die Phasenverschiebung φ zwischen Kraft- und Wegsignal ergibt den *Nachgiebigkeitsfrequenzgang* $1/k_{dyn} = x_{dyn}/F_{dyn}$. Er läßt sich getrennt nach Amplitudengang und Phasengang oder als Zeigerdiagramm (Ortskurve) darstellen. **Bild 6** zeigt einen gemessenen Frequenzgang sowie die korrespondierenden Ortskurven einer Baugruppe mit zwei Resonanzfrequenzen. Bei $f = 0$ Hz läßt sich die statische Nachgiebigkeit ablesen. Die dynamische Nachgiebigkeit liegt bei Resonanzfrequenzen je nach Systemdämpfung etwa 2- bis 10mal höher als die statische. Zur Vermeidung von Resonanzschwingungen durch Fremderregung sollten Eigenfrequenzen mindestens um den Faktor 1,2 bis 1,4 außerhalb des z. B. durch Schnittkräfte oder Vorschubantriebe hervorgerufenen Erregerfrequenzbereichs liegen. Bei dynamisch schwachen Maschinen besteht die Gefahr des regenerativen *Ratterns* [49], welches zu instabiler Bearbeitung und zur Beschädigung von Werkzeug und Werkstück führt. Hohe Eigenfrequenzen erreicht man durch die Vorgabe einer hohen statischen Steifigkeit bei gleichzeitiger Minimierung der Massen. Deren Verteilung ist so zu wählen, daß große Massen wie Getriebe und Motoren am besten an starren Stellen (Bett oder Ständerunterteil) angebracht werden. Die Dämpfung im Maschinensystem sollte grundsätzlich

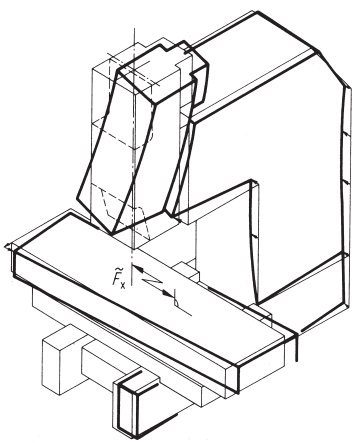


Bild 5. Eigenschwingungsform einer Bettfräsmaschine ($f = 105$ Hz), Anregung durch $\tilde{F}_x$

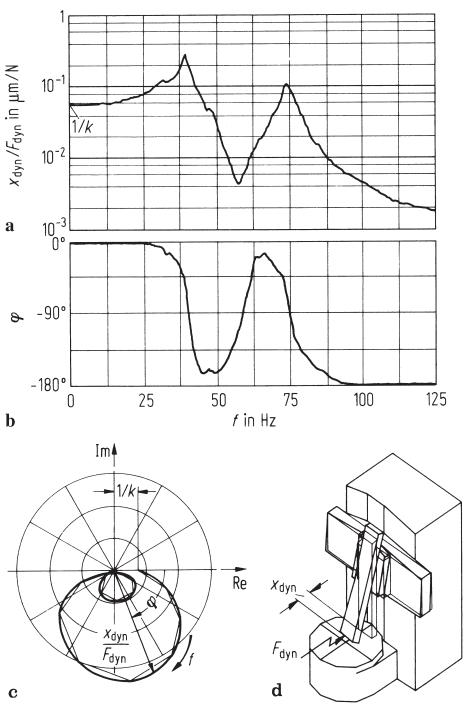


Bild 6a–d. Nachgiebigkeits-Frequenzgang einer Karussell-Drehmaschine mit zwei Resonanzfrequenzen, gemessen bei Erregung des Stößels durch F_{dyn}. **a** Amplitudengang; **b** Phasengang; **c** Ortskurve; **d** Schwingungsform

möglichst hoch sein. Größten Einfluß haben hierauf die Fügestellen zwischen den einzelnen Bauteilen wie Führungen (z. B. Ölfilm), Lagerungen, Verschraubungen und Schweißverbindungen. Die Systemdämpfung ist weiterhin durch die Werkstoffauswahl beeinflußbar, z. B. hat Reaktionsharzbeton eine höhere Materialdämpfung als Grauguß und dieser wiederum eine höhere als Stahl. Sandfüllungen (nicht entfernte Gußkerne) oder Beton tragen ebenfalls zu erhöhter Dämpfung bei. Im Vergleich zur Dämpfung der Fügestellen ist die Werkstoffdämpfung in Maschinenstrukturen jedoch vernachlässigbar [6].

Kriterien bei thermischer Belastung

Das thermische Verhalten von Werkzeugmaschinen kann durch die thermoelastische Relativverlagerung an der Wirkstelle zwischen Werkstück und Werkzeug infolge von Wärmequelleneinwirkungen beschrieben werden. Diese Verlagerungen werden durch alle in der thermischen Wirkungskette liegenden Bauteile und deren thermische Verformungseigenschaften bestimmt. Durch die in einer Werkzeugmaschine vorhandenen *inneren Wärmequellen* (Lager, Motoren, Getriebe, Prozeßwärme etc.) und die auf eine Werkzeugmaschine wirkenden *äußeren Wärmequellen* (Temperatur umgebender Körper, Sonneneinstrahlung, Tag/Nacht-Temperaturschwankungen etc.) kommt es in den Bauteilen zu zeitlich veränderlichen Temperaturverteilungen (*Isothermenlinien*) und somit zu zeitlich abhängigen Verformungen. In **Bild 7** sind die unterschiedlichen Ursachen für thermoelastische Verformungen von Maschinenstrukturen zusammengestellt.
Die sich aufgrund der Wärmequellen in den Bauteilen bildenden charakteristischen Temperaturverteilungen werden von den spezifischen thermischen Materialeigenschaften (Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit) und von den Wärmeübertragungsbedingungen an die Umgebung oder die angrenzenden Bauteile bestimmt. Einfluß auf die aus der Temperaturverteilung folgenden Verformungen an der Zerspanstelle haben neben dem Wärmeausdehnungskoeffizienten, die Anbindung der einzelnen Bauteile in Abhängigkeit von der Bearbeitungsposition, die relative Lage der Bauteile zueinander und die Wechselwirkungen zwischen den Bauteilverformungen. Die Einflußgrößen können sich zum einen verstärken aber auch gegenseitig aufheben. Die gegenseitige Kompensation der thermisch bedingten Verlagerungen in bezug auf die Zerspanstelle kann bewußt durch eine gezielte Gestaltung in Relation zu den Wärmequellen ausgenutzt werden (*thermosymmetrische* Konstruktion).

1.2 Antriebe. Drives

Antriebe werden an Werkzeugmaschinen im wesentlichen für Hauptspindel- und Vorschubbewegungen benötigt [1–6]. Zur Anpassung an den Bearbeitungsprozeß werden weitestgehend Antriebe mit stufenlos einstellbarer Drehzahl eingesetzt. Insbesondere bei numerisch gesteuerten Maschinen werden für die Bewegungen der einzelnen Achsen einer Werkzeugmaschine getrennte Antriebe verwendet. Sammelantriebe mit Verteilergetrieben werden zunehmend bedeutungslos. Sie werden in speziellen Anwendungsfällen durch elektronisch synchronisierte Antriebe, sog. *elektronische Königswellen*, ersetzt [7]. Je nach Ansteuerungs- und Energieversorgungsart unterscheidet man elektrische, hydraulische und pneumatische Antriebe (DIN 24 300) sowie Mischformen, z. B. elektrohydraulische Antriebe.
Der Begriff *Antrieb* beinhaltet Baugruppen wie Motoren, Energiewandler, Getriebe und Übertragungselemente.

1.2.1 Motoren. Motors

Elektrische Drehstrommotoren

Traditionell wurden elektrische Drehstrommotoren in Werkzeugmaschinen als Asynchronmotoren in Verbindung mit Stufenrädergetrieben (s. **T 1.2.2**) eingesetzt (s. **V 3**). Heute ist es üblich, den geregelten Asynchronmotor als Maschinen-

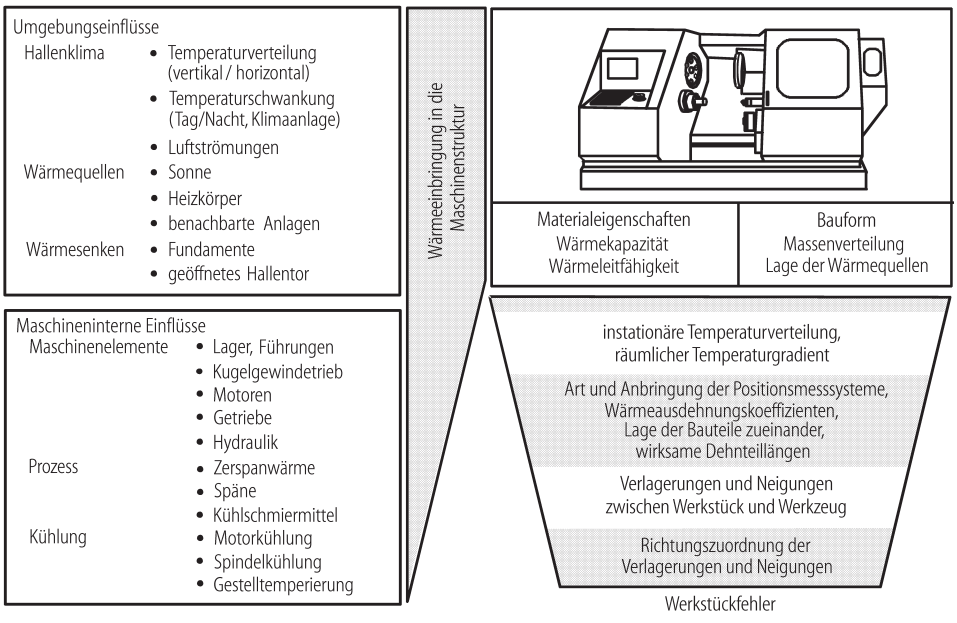


Bild 7. Ursachen für thermoelastische Verformungen

hauptspindelantrieb und den Synchronmotor, auch in geregelter Form, für Vorschubaufgaben einzusetzen. Beide Motorarten weisen einen großen Drehzahlbereich (10^3 bis 10^4) auf, so daß das Schaltgetriebe in der Regel entfällt [2].

Asynchronmotor

Käfigläufer. Sie sind die häufigste Bauform (Kurzschlußläufer), sind wartungsarm, weisen ein stabiles Verhalten im Nennlastbereich auf, benötigen jedoch einen hohen Einschaltstrom bei geringem Anlaufmoment. Durch verschiedene Käfigbauarten kann man den Motor an die Anforderungen einer Werkzeugmaschine anpassen. Der *Stromverdrängungsläufer* (Wirbelstromläufer) hat ein hohes Anzugmoment bei niedrigem Einschaltstrom und eignet sich für das direkte Einschalten.

Bei Drehstrommotoren kann die Drehzahl n durch Ändern der Polpaarzahl p oder durch Variation der Frequenz f des Speisestromes entsprechend $n=f/p$ geändert werden. Polumschaltbare Motoren können für alle Drehzahlen mit gleichbleibendem Moment oder mit gleichbleibender Leistung ausgelegt werden.

Der moderne Einsatz des Asynchronmotors erfolgt im drehzahlgeregelten Betrieb. Solche Antriebe bezeichnet man als Servoantriebe. Zur Drehzahlregelung werden die momentane Lage und Größe des magnetischen Felds ermittelt und die Ständerströme so gesteuert, daß das Drehmoment weitestgehend unabhängig von der Drehzahl gewählt werden kann. Grundlage für den geregelten Asynchronmotor ist die sog. *feldorientierte Regelung* [8] (**Bild 8**).

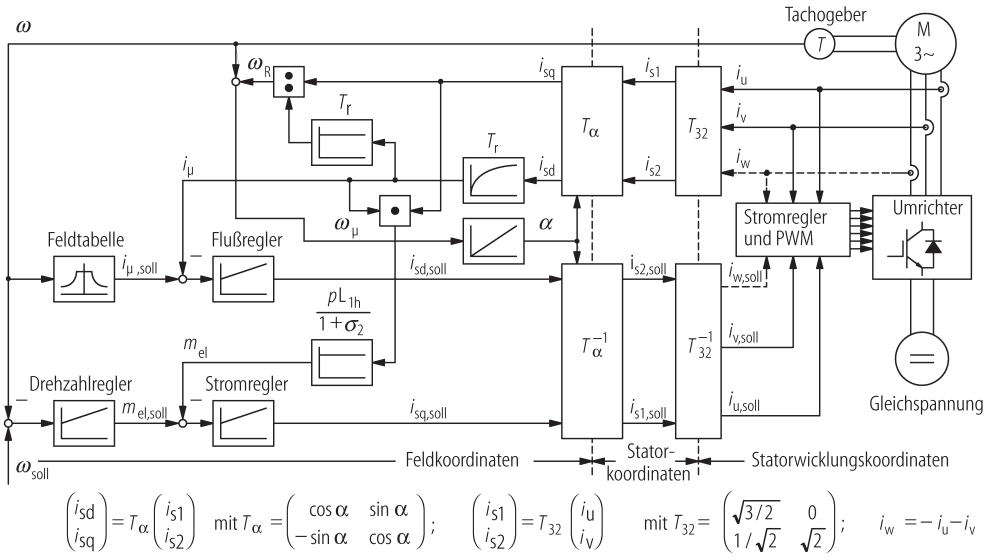
Beispiel: Bild 8 zeigt den Zusammenhang zwischen den Feld- und Statorwicklungskoordinaten. Die feldorientierte Regelung legt die angegebenen Beziehungen zugrunde, wonach das Drehmoment über die momentbildende und die Drehzahl über die flußbildende Stromkomponente geregelt werden. Der Temperatureinfluß auf die Rotorzeitkonstante sowie der Einfluß der magnetischen Sättigung auf die Motorparameter stellen die Grenze des Konzepts dar. Die Beherrschung dieser Einflußgrößen kann die Qualität des geregelten Asynchronmotors weiter verbessern.

Bild 9 zeigt einen als Servomotor ausgeführten Asynchronmotor der Kurzschlußläufer-Bauart. Der relativ aufwendigen Steuerung beim Servoverstärker stehen Vorteile wie die Wartungsfreiheit und der große Feldschwächebereich gegenüber. Letztere Eigenschaft erlaubt die Verstellung der Drehzahl in einem großen Bereich bei konstanter Leistungsabgabe (**Bild 10**). Deswegen erfreut sich der geregelte Asynchronmotor bei Hauptspindelmotoren zunehmender Beliebtheit. Die Leistung von Asynchronmotoren für Hauptspindeln reicht bis über 200 kW, Drehzahlen bis 9 000 min^{-1} sind erreichbar.

Schleifringläufer. Sie werden bei Werkzeugmaschinen mit hoher Antriebsleistung und solchen mit Schwungradantrieben verwendet. Bei Abfall der Motordrehzahl kann die im Schwungrad gespeicherte Energie während des Arbeitshubs wirksam werden.

Synchronmotoren

In einer Vielzahl von Anwendungen werden permanent erregte Synchronmaschinen eingesetzt, bei denen im Vergleich zum permanenterregten Gleichstrommotor die Rollen von Stator und Rotor vertauscht sind. Bei den Synchronmotoren läuft das elektrisch erzeugte Erregerfeld im Ständer mit der Drehung des Rotors um, so daß eine Frequenzänderung des Erregerstromes eine Änderung der Drehzahl bewirkt. Die Permanentmagnete sind im Läufer angebracht. Zur Erzeugung des Rotationsfeldes sind auf dem Stator Drehstromwicklungen angebracht. Die Aufteilung des den Ständerwicklungen zulaufenden Stromes wird in Abhängigkeit des Rotorstellungswinkels gesteuert. Der Winkel muß zu diesem Zweck gemessen werden. Üblicherweise sind die Geber zur Rotorpositions- und Drehzahlmessung berührungslos, damit keine elektrische Drehübertragung mittels Kollektoren oder Bürsten zwischen Stator und Rotor erforderlich ist. Synchronmotoren, auch bürstenlose Gleichstrommotoren genannt, weisen in erster Linie Wartungsfreiheit, hohe Überlastbarkeit, gute Dynamik und günstige Wärmeentwicklung als Vorteile auf. Gleichzeitig ist eine etwas aufwendigere Ansteuerelektronik als bei konventionellen Gleichstrommotoren erforderlich.



$$\begin{pmatrix} i_{sd} \\ i_{sq} \end{pmatrix} = T_\alpha \begin{pmatrix} i_{s1} \\ i_{s2} \end{pmatrix} \quad \text{mit } T_\alpha = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix}; \qquad \begin{pmatrix} i_{s1} \\ i_{s2} \end{pmatrix} = T_{32} \begin{pmatrix} i_u \\ i_v \end{pmatrix} \quad \text{mit } T_{32} = \begin{pmatrix} \sqrt{3/2} & 0 \\ 1/\sqrt{2} & \sqrt{2} \end{pmatrix}; \qquad i_w = -i_u - i_v$$

Bild 8. Asynchronmotorregelung nach dem Prinzip der Feldorientierung (nach Henneberger). ω Drehzahl, $i_{u,v,w}$ Stranghöhe, i_{sd} flußbildende Stromkomponente, i_{sq} momentbildende Stromkomponente, α Feldkoordinatenwinkel, T_r elektrische Rotorzeitkonstante, T_α Abbildungsmatrix Statorkoordinaten – Feldkoordinaten, T_{32} Abbildungsmatrix Statorwicklungskoordinaten – Statorkoordinaten, i_μ Magnetisierungsstrom

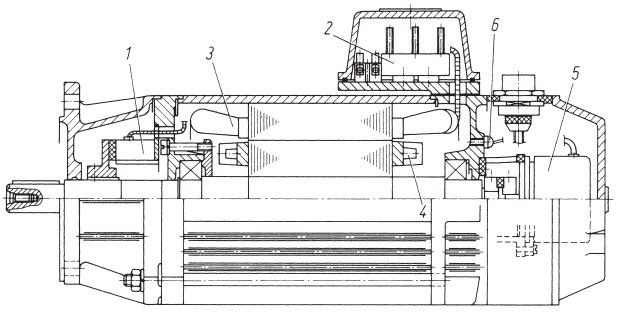


Bild 9. Aufbau eines Asynchronmotors der Kurzschlußläufer-Bauart (ABB). *1* Haltebremse, *2* Anschlüsse Motor und Bremse, *3* Ständerwicklung, *4* Läuferwicklung, *5* Meßsystem, *6* Thermofühler

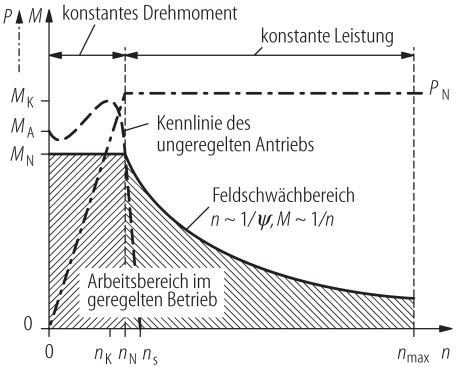


Bild 10. Drehzahl-Drehmoment-, Drehzahl-Leistung-Kennlinie und Betriebsbereiche eines Asynchronmotors. P Leistung, M Drehmoment, n Drehzahl, M_N Nennmoment, M_A Anfahrmoment, M_K Kippmoment, n_N Nenndrehzahl, n_K Kippdrehzahl, n_s synchrone Drehzahl, n_{max} maximale Drehzahl, P_N Nennleistung, ψ magnetische Feldstärke

Beispiel: Bild 11 zeigt das Prinzip eines sechspoligen permanent erregten Synchronmotors (die Speisefrequenz ist dreimal so hoch wie die Drehfrequenz des Motors). In der Rotorstellung 1 (links im Bild) ist der Strang U-X positiv und der Strang W-Z negativ bestromt, während in der Stellung 2 (rechts im Bild) Strang V-Y in positiver und Strang W-Z in negativer Richtung durchflossen wird. Die in dieser Weise zeitlich geschalteten oder aber auch kontinuierlich geänderten Stromrichtungen in den Ständerwicklungen erzeugen auf dem magnetisierten Rotor ein gleichsinniges Drehmoment, das den Rotor im Uhrzeigersinn in Bewegung setzt.

Grundsätzlich wird bei Synchronmotoren zwischen Speisung mit sinusförmigen (Synchronmotor) und mit blockförmigen (bürstenloser Gleichstrommotor) Strömen unterschieden. Der Vorteil der Speisung mit blockförmigen Strömen liegt in der einfacheren Signalverarbeitung und in der Verwendung eines einfachen Gebers zur Lageerfassung des Rotors. Für die Speisung mit sinusförmigen Strömen können je nach Genauigkeitsanforderung zwei verschiedene Rotorstellungsgeber eingesetzt werden. Der nur mit drei Sensorelementen ausgestattete Geber erkennt jeweils die Anfangspunkte für die U-, V-, W-Speisung. Der zyklisch absolut arbeitende Geber liefert zusätzlich noch weitere Informationen zur absoluten Rotorstellung zwischen den drei Sensorelementen, so daß eine sinusförmige Speisung möglich wird. Dies bewirkt eine konstante Phasenverschiebung bzw. Phasengleichheit von induzierter Spannung und Strangstrom, eine Dämpfung der Oberwellen und erhöht daher die Gleichlaufgüte des Antriebs [10].

Eine Synchronmotorsteuerung wird üblicherweise als elektronische Motorsteuerung realisiert (**Bild 12**). Neuere Antriebsverstärker verfügen neben der üblichen ±10 V-Schnittstelle, mit der Antriebe und Steuerungen unterschiedlicher Hersteller problemlos kombiniert werden können, über teilweise herstellerspezifische digitale serielle oder parallele Antriebsschnittstellen.

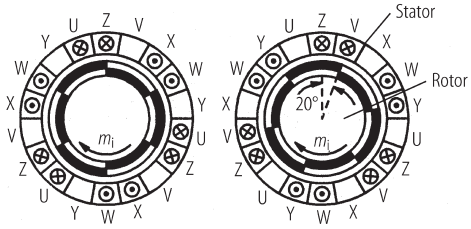


Bild 11. Funktionsprinzip des permanenterregten Synchronmotors. U, V, W, X, Y, Z Motorklemmen, m_i inneres Drehmoment

Bei Synchronmotoren gibt es keine Kommutierungsgrenze wie bei Gleichstrommotoren. Die Leistungsgrenze ist vielmehr durch den Servoverstärker beschränkt. In **Bild 13** ist ein typisches Kennlinienfeld bzw. der Betriebsbereich eines Synchronmotors dargestellt. Die Drehzahl von Synchronantrieben üblicher Bauart reicht bis ca. 6000 min^{-1}, die Leistung bis über 100 kW. Bei geeigneter Lagerung sind an Hochfrequenzspindeln Drehzahlen bis über 100000 min^{-1} zu erreichen [9].

Elektrische Gleichstrommotoren

Gleichstrom-Nebenschlußmotoren (s. **V 4** und **V 5**). Im Gegensatz zum Synchronantrieb wird beim Gleichstrommotor die sog. Kommutierung der Rotorströme durch eine elektrische Drehübertragung mittels *Kollektoren* und *Bürsten* zwischen Stator und Rotor ermöglicht. Die Felderregung wird mittels Nebenschlußwicklungen erzeugt. Nebenschlußmotoren zeichnen sich durch eine hohe Drehzahlkonstanz bei Belastung aus und wurden bislang wegen ihrer stufenlosen Drehzahl-Regelbarkeit bevorzugt für Haupt- und Vorschubantriebe eingesetzt. Sie werden jedoch zunehmend durch die verschleißfrei arbeitenden und mittlerweile ebenso einfach handhabbaren Synchron- bzw. Asynchronmotoren ersetzt. Der hohe Einschaltstrom im Ankerkreis kann durch Vorwiderstände bzw. durch eine elektronisch gesteuerte Stromversorgung begrenzt werden. Eine Drehsinnänderung ist durch Vertauschen der Anker- oder Feldanschlüsse möglich. Eine Drehzahlerhöhung wird durch Vergrößerung der Ankerspannung bei konstantem Drehmoment oder durch Feldschwächung bei konstanter Leistung und vermindertem Drehmoment erreicht. Im Leonardbetrieb beträgt der erreichbare Drehzahlbereich $B \approx 40$. Mit einer elektronisch schaltenden Stromversorgung und Drehzahlregelung ist ein Ankerregelbereich von $B_A > 50$ üblich. Bei niedrigen Drehzahlen sollte ein Gleichstrommotor

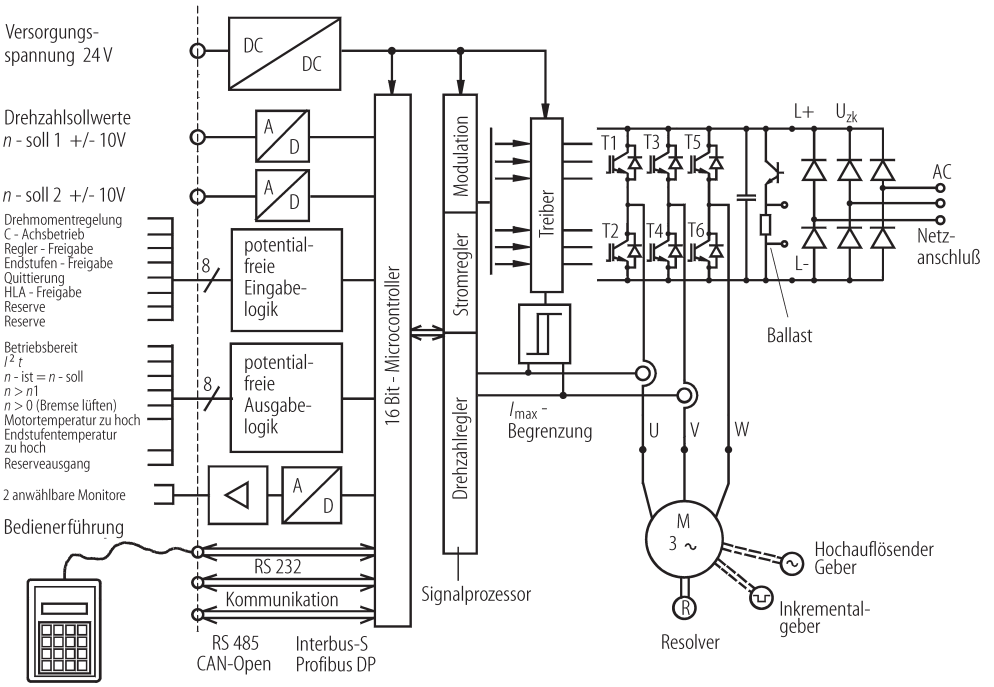


Bild 12. Aufbau einer Synchronmotoransteuerung mit ±10 V-Drehzahl-Sollwert-Schnittstelle, digitaler serieller Antriebsschnittstelle und Anschlußmöglichkeit von Resolver, absolut, hochauflösendem und inkrementalem Drehgeber (Stromag)

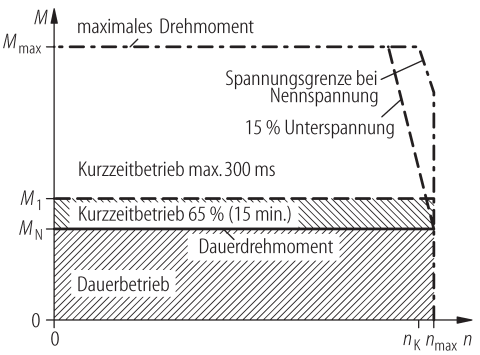


Bild 13. Betriebsbereiche eines Synchronmotors. M Drehmoment, n Drehzahl, M_N Nennmoment, M_1 Belastungsmoment für den Kurzzeitbetrieb, M_K Knickmoment, M_{max} maximales Moment, n_K Knickdrehzahl, n_{max} maximale Drehzahl

aufgrund des schlechten Wärmeabtransports mittels Fremdlüftung gekühlt werden.

Permanenterregte Gleichstrommotoren. Sie werden mit Drehzahlregelung ausschließlich für Vorschubantriebe eingesetzt, werden jedoch immer mehr durch den Synchronmotor abgelöst [11], da sich deren Leistungsmerkmale bis auf die elektrische Drehübertragung weitgehend decken. Bei permanenter Felderregung zeigen Gleichstrommotoren Nebenschlußverhalten. Die Drehzahl wird über die Ankerspannung geändert. Die Energieversorgung geschieht üblicherweise über elektronisch schaltende Bauelemente, so daß aus dem Drehstromnetz unter Zwischenschaltung von Glättungsdrosseln direkt die Speisung erfolgen kann. Mittels einer Tachorückführung, die üblicherweise direkt mit der Motorwelle gekoppelt ist, wird bei hoher Gleichförmigkeit der Drehbewegung ein großer Regelbereich, $B \approx 1000$ bis 10000, mit Drehzahlen bis nahe Null erreicht. Der Gleichstrommotor eignet sich daher an Werkzeugmaschinen für den Bahnsteuerungsbetrieb. Verschiedene Bauarten, in **Bild 14** gegenübergestellt, zeigen unterschiedliches Verhalten u. a. hinsichtlich der Dynamik, der Drehzahl und des Wirkungsgrades.

Ein spezielles Problem bei Gleichstrommotoren ist die Begrenzung des übertragbaren Stromes. Ursache dafür ist die Art der Stromübertragung. Hier liegt eine Grenze für den maximal übertragbaren Strom vor, der gerade noch ohne Beschädigung der Kontaktelemente übertragen werden kann. Dieses Verhalten ist u. a. in **Bild 15** verdeutlicht. Die Grenze der Kommutierung ist drehzahlabhängig und nimmt mit zunehmender Drehzahl rasch ab. Um dieser Eigenschaft Rechnung zu tragen, wird i. allg. eine drehzahlabhängige Strombegrenzung in dem Servoverstärker eingesetzt. Dieses führt dazu, daß das Verhältnis von maximal verfügbarem Moment zu Nennmoment verkleinert wird.

Scheibenläufer. Sie haben einen Rotor aus einer leichten glasfaserverstärkten eisenlosen Kunstharzscheibe mit aufgeklebten Stromleitern, die zwischen Permanentmagneten läuft. Die Drehzahlen reichen bis über 6000 min^{-1}. Aufgrund des fehlenden Eisens und der resultierenden geringen Ankerinduktivität ist eine hohe Stromanstiegsgeschwindigkeit und damit eine hohe Dynamik mit Hochlaufzeiten von 5 bis 50 ms erreichbar. Eine kurzzeitige hohe Stromüberlastbarkeit sowie höchste Anfahrmomente im Bereich des 3- bis 10fachen Nennmomentes sind möglich.

Stabläufer (Schnelläufer). Sie verfügen über einen schlanken nutenlosen Rotor mit homogener Wicklung und hoher Wick-

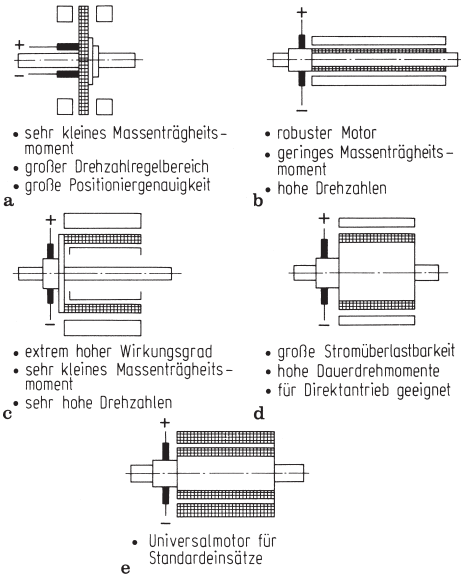


Bild 14a–e. Bauarten von Gleichstrommotoren. **a** Scheibenläufer; **b** Stabläufer; **c** Hohlläufer; **d** Langsamläufer; **e** konventionelle Bauart

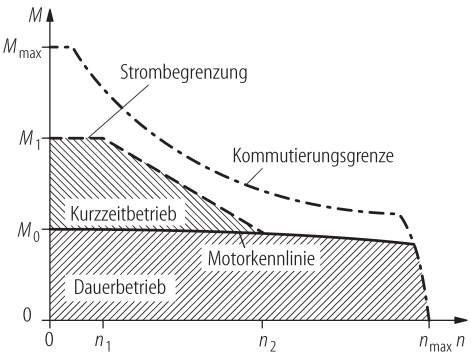


Bild 15. Motorkennlinie und Verlauf einer drehzahlabhängigen Strombegrenzung für einen Gleichstrommotor. M Drehmoment, n Drehzahl, M_0 Leerlaufmoment, M_{max} maximales Moment, n_1 und n_2 Kenndrehzahlen aufgrund der Auslegung der Strombegrenzung, n_{max} maximale Drehzahl

lungsdichte. Die Drehzahlen reichen bis über 14000 min^{-1}. Im praktischen Einsatz ist ein nachgeschaltetes spielfreies Getriebe üblich.

Hohlläufer. Sie haben einen glockenförmigen Wicklungskorb, der innen und außen vom Feld umschlossen ist. Aufgrund des geringen Trägheitsmomentes ist eine hohe Dynamik möglich.

Langsamläufer (Torque-Motoren). Sie weisen eine hohe Polzahl und zumeist einen ringförmigen, genuteten Rotor mit großem Durchmesser auf. Der Drehzahlbereich liegt zwischen 1 min^{-1} und ca. 1200 min^{-1} und eignet sich bei hohen Drehmomenten bis 4000 Nm für Direktanschluß an Vorschubspindeln ohne Zwischengetriebe.

Elektrische Schrittmotoren. Diese haben drei, fünf oder mehr Statoren und führen bei entsprechender stufiger Ansteuerung der Feldwicklungen Winkel- bzw. Wegschritte aus. Sie werden üblicherweise nicht im geregelten, sondern im gesteuerten Betrieb angewandt und sind daher zugleich Motor und Meßmittel. Winkelauflösungen von $<0{,}36°$ sind durchaus üblich. Es sind Drehzahlen von über 3600 min^{-1} möglich. Aufgrund ihres vergleichsweise geringen Drehmomentes werden Schrittmotoren kaum noch als Vorschubantriebe an Werkzeugmaschinen verwendet. Als gesteuerte Hilfsantriebe werden sie jedoch vermehrt eingesetzt.

Linearmotor

Zur Erzeugung translatorischer Vorschubbewegungen werden heute zunehmend auch Linearmotoren eingesetzt [12]. Dieser Motortyp ist die lineare Ausführungsform einer rotierenden Maschine, vorstellbar als Abwicklung eines bis zur Mitte aufgeschnittenen Rotationsmotors [2]. Er besteht aus einem stromdurchflossenen Primärteil (vergleichbar mit dem Stator eines Rotationsmotors) und einem Reaktionsteil, dem Sekundärteil (vergleichbar mit dem Rotor eines Rotationsmotors). Im **Bild 16** ist der Aufbau einer Vorschubachse mit Linearmotor im Vergleich mit einer Vorschubachse mit konventionellem Kugelgewindetrieb dargestellt. Am häufigsten verwendet werden Synchron-Linearmotoren, seltener sind Asynchron-, Schritt- oder Gleichstrom-Linearmotoren. Während das Sekundärteil bei der asynchronen Bauweise mit Kurzschlußstäben bestückt ist, besteht dieses beim Synchronmotor aus Permanentmagneten. Neben einem höheren Wirkungsgrad zeichnet sich der Synchronmotor gegenüber dem Asynchronmotor vor allem durch größere Dauervorschubkräfte bzw. durch einen günstigeren Wärmehaushalt aus [13]. Die Vorschubkräfte liegen heute bereits bei über 20 kN.

Durch das direkte Erzeugen einer linearen Bewegung sind beim Linearmotor die in elektromechanischen Antriebsachsen benötigten Übertragungselemente, die ein Transformieren der Motordrehung in eine translatorische Bewegung realisieren,

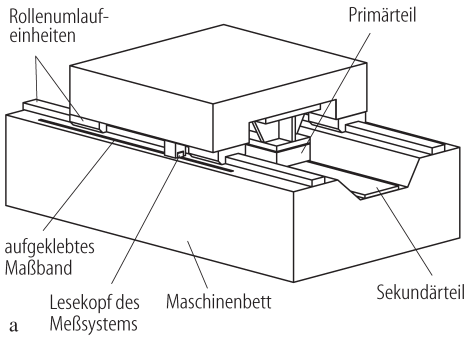


Bild 16a, b. Vorschubachse mit Linearmotor (**a**) im Vergleich mit einer konventionellen Vorschubachse mit Kugelgewindetrieb (**b**)

nicht mehr notwendig. Hierdurch ergeben sich Vorteile, wie Wegfall mechanischer Resonanzstellen, fehlendes Umkehrspiel, Verschleißfreiheit und hohes Beschleunigungsvermögen. Es lassen sich daher im Vergleich zu Kugelrollspindelantrieben höhere K_v-Faktoren einstellen [15]. Andererseits kann jedoch keine Anpassung von Geschwindigkeit und Vorschubkraft über ein Getriebe realisiert werden, was zu Schwingungsanregungen der Maschinenstruktur führen kann und eine steifere Maschinenkonstruktion verlangt [16]. Die Grenzkreisfrequenz von Linearmotoren liegt deutlich über der elektromechanischer Antriebssysteme [17, 18]. Es können maximale Geschwindigkeiten von über 10 m/s und sehr hohe maximale Beschleunigungen erreicht werden, die jedoch abhängig von der zu bewegenden Masse und der maximalen Motorkraft sind. **Bild 17** zeigt verschiedene konstruktive Möglichkeiten beim Einsatz von Linearmotoren. Sowohl das Primär- als auch das Sekundärteil kann als bewegtes Teil ausgeführt sein. Die hohen Normalkräfte von Synchron-Linearmotoren lassen sich durch eine Anordnung als Doppelkamm weitgehend ausgleichen [19]. Mit gewichtsoptimierten Sekundärteilen können heute Beschleunigungen von über 40 g erreicht werden. Durch die Anordnung mehrerer Primärteile auf einem gemeinsamen Sekundärteil kann die erreichbare Vorschubkraft erhöht oder eine neuartige Achsbewegung realisiert werden.

Digitale Antriebstechnik

Seit ca. 1990 wird bei Antriebssystemen mehr und mehr die Digitaltechnik eingesetzt [20]. Neben den vorteilhaften Eigenschaften wie höchste Genauigkeit, hohe Reproduzierbarkeit und Zuverlässigkeit bieten diese Antriebe flexible Möglichkeiten zur Parametrierung, Betriebsdatenwahl und zur Störungsdiagnose über einen digitalen Antriebsbus. In heutigen Antriebsverstärkern wird neben der Drehzahlregelung in Vorschubantrieben oftmals auch die Lageregelung digital ausgeführt. Für die Stromregelung werden wegen der hohen dynamischen Anforderungen häufig noch analoge Schaltungen eingesetzt. Eine digitale Stromregelung auf der Basis von Signalprozessoren ist bereits verfügbar.
Mit der Kopplung von Antriebsverstärker und übergeordneter Steuerungseinheit über einen digitalen Antriebsbus entfällt die zuvor eingesetzte ±10 V-Schnittstelle. Aus diesem Grund wurden digitale Schnittstellen zur seriellen Kommunikation zwischen Steuerung und Antrieb definiert, z. B. das SERCOS-Interface [21, 22]. Ziel dieser Spezifikation ist eine herstellerunabhängige Schnittstellenlösung mit wesentlich erweiterter Funktionalität gegenüber den analogen ±10 V-Drehzahlschnittstellen. Besonderer Wert wird auf die Zeitäquidistanz und die Synchronisation von Meßzeitpunkten, Sollwertübernahme und Interpolation gelegt. **Bild 18** zeigt die Struktur einer Antriebsregelung mit digitaler SERCOS-Schnittstelle. In jüngerer Zeit werden weitere herstellerspezifische und damit noch nicht standardisierte digitale serielle und parallele Antriebsschnittstellen entwickelt. Darüber hinaus gibt es Erweiterungen des Protokolls üblicher Feldbussysteme (z. B. Profibus), so daß auch diese eine Antriebssteuerung ermöglichen und eine preiswerte Alternative zum SERCOS-Interface darstellen.

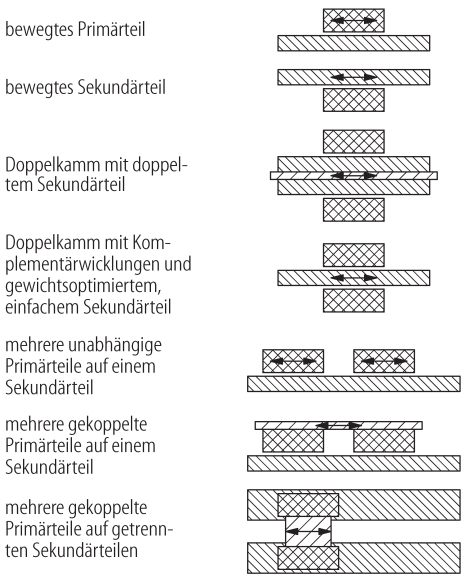


Bild 17. Konstruktive Möglichkeiten beim Einsatz von Linearmotoren

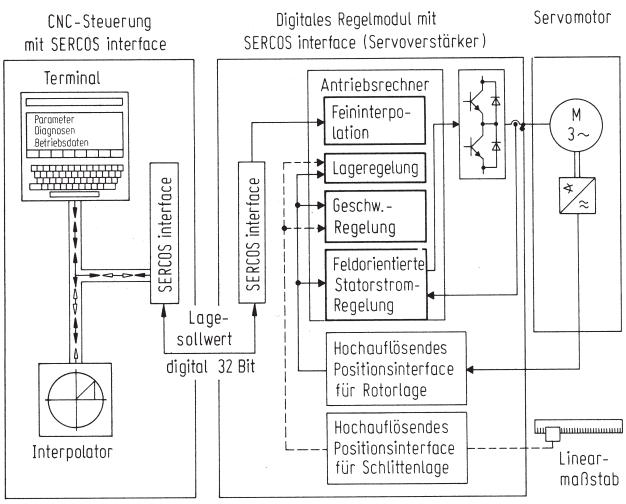


Bild 18. Struktur einer Antriebsregelung mit digitaler Positionsschnittstelle

Hydromotoren

Rotatorische Hydromotoren. Sie (s. **H 2**) finden bei Werkzeugmaschinen hauptsächlich an Vorschubantrieben Verwendung; als direkte Hauptantriebe nur an Sondermaschinen. Häufigste Bauarten (auch als Pumpe arbeitend) sind Zahnrad-, Flügelzellen-, Radial-, Axial- und Drehkolbenmaschinen. Anwendungen sind meist als Pumpen-Motor-Systeme mit stufenloser Drehzahlverstellung oder als elektrohydraulische Motoren ausgeführt.

Bild 19 zeigt den Aufbau eines elektrohydraulischen Vorschubantriebs nach dem Verdrängerprinzip am konstanten Drucknetz. Mit dem Index 1 erkennt man die Versorgungseinheit eines konstanten Drucknetzes. Auf der Verbraucherseite erzeugt der direkt aus dem Netz gespeiste, verstellbare Hydromotor mit Hilfe einer Gewindespindel die translatorische Bewegung des Maschinenschlittens. Die Verstellung des Hydromotors erfolgt über den Stellkolben, der seinerseits über den Ausgang des Lagereglers, die Rückführungen des Stellwegs y und der Spindeldrehzahl n_2 gesteuert wird. Der durch das Ventil fließende Ölstrom $\dot{V}_Q$ verstellt einen doppelseitig wirkenden Zylinderkolben, der das Schluckvolumen des Hydraulikmotors entsprechend der zu steuernden Drehzahl bzw. Sollposition des Schlittens verändert. In der Praxis weist die Verdrängersteuerung eine sehr gute Energieausnutzung auf, da die von einem elektrischen Steuersignal angesteuerte Verstellpumpe nur soviel hydraulische Leistung erzeugt, wie der Antrieb (Verbraucher) anfordert. Nachteilig wirkt sich das etwas langsame Zeitverhalten aus, da hierbei größere Massen über längere Wege (z. B. 10 bis 100 kg Masse über einen Weg von ca. 10 bis 100 mm) zu bewegen sind. Deswegen ist dieses Steuerungsprinzip hauptsächlich für größere Leistung interessant [23–26].

Bild 20 zeigt den Aufbau eines elektrohydraulischen Vorschubantriebs nach dem Prinzip der Widerstandssteuerung am konstanten Drucknetz. Das Proportionalregelventil und der Servomotor bilden den Antrieb, der den Schlitten über eine Gewindespindel bewegt. Die Schlittenposition x_{ist} und die Motordrehzahl n_{ist} werden ermittelt und dem Lageregler bzw. dem Geschwindigkeitsregler zurückgeführt. Die Regelabweichung steuert über das Ventil den Volumenstrom $\dot{V}_L$ zum Motor und verstellt damit die Drehzahl.
Die Widerstandssteuerung ist durch das sehr gute Zeitverhalten, aber auch durch den schlechten Wirkungsgrad aufgrund des hohen Energieverlusts durch Drosselung gekennzeichnet. Dabei ist die hohe Dynamik auf das Bewegen geringer Massen über sehr kurze Wege (z. B. 0,1 kg Masse über einen Weg von ca. 0,1 bis 1 mm) in den Ventilen zurückzuführen. In der Regel findet die Widerstandssteuerung im Leistungsbereich bis 10 kW Anwendung. Die Verdrängersteuerung kommt an deren Stelle für noch größere Leistung in Frage [23–26].

Hydraulische Linearmotoren (Hydrozylinder). Sie kommen bei Werkzeugmaschinen für Hauptantriebe von Hobel-, Stoß- und Räummaschinen sowie Pressen zum Einsatz, für den Vorschubantrieb von Schleifmaschinen, Kurzdrehmaschinen und Bearbeitungseinheiten, schließlich für Hilfsantriebe, z. B. an automatischen Werkzeugwechslern bei Bearbeitungszentren oder an Werkstücktransporteinrichtungen in Transferstraßen.

Elektrohydraulische Motoren. Der elektrohydraulische Servomotor besteht aus einem Hydromotor oder Hydrozylinder, der über ein angeflanschtes elektrohydraulisches Servoventil gesteuert wird. Wegen seiner hervorragenden dynamischen Eigenschaften – geringes Massenträgheitsmoment, hohes Drehmoment, kurze Hochlaufzeiten und Drehzahlbereiche $B \approx 10^3 \ldots 10^4$ (mit Tachorückführung) – ist er für einen bahngesteuerten Direktantrieb von Vorschubspindeln geeignet.

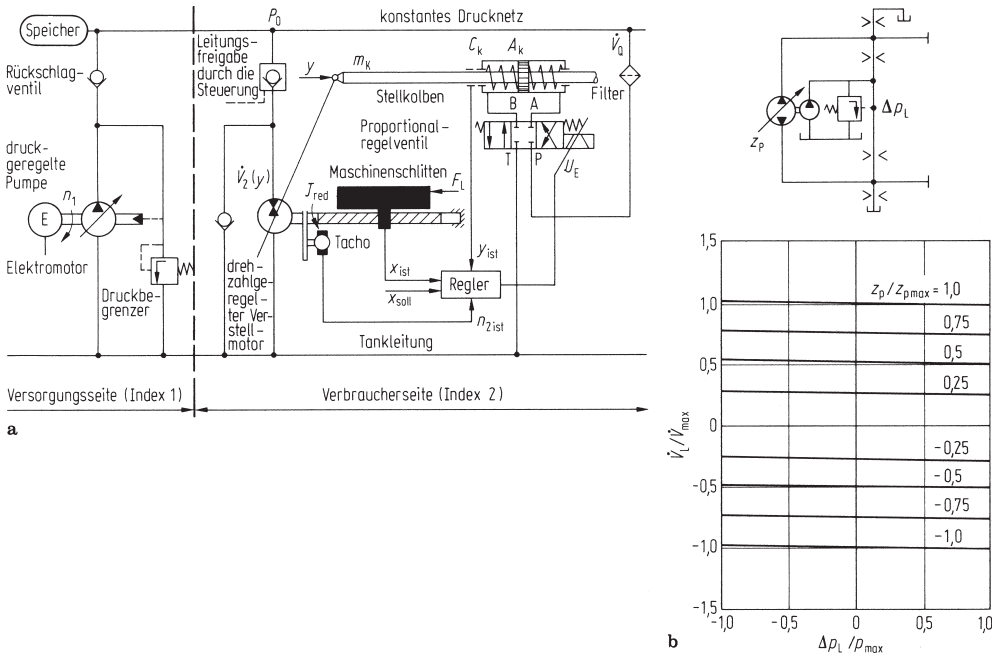
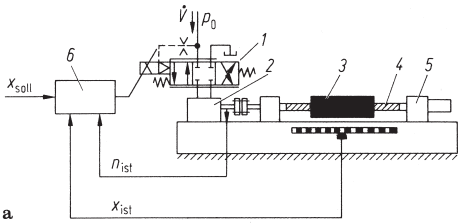
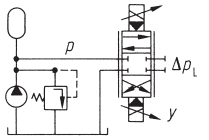
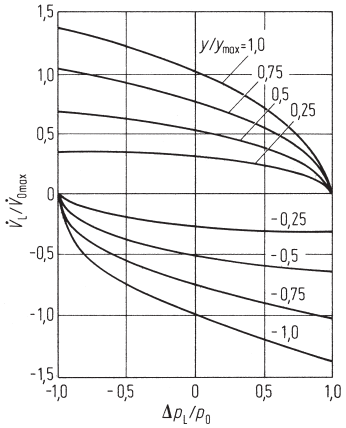


Bild 19 a, b. Elektrohydraulischer Vorschubantrieb nach dem Prinzip der Verdrängersteuerung [23, 24]. **a** Schaltung, p Druck, $\dot{V}$ Volumenstrom, n Drehzahl, x Weg, U_E Steuerspannung, J_{red} red. Massenträgheitsmoment, F_L Lastkraft, T, P, A, B Ventilanschlüsse, y Stellweg; **b** Kennlinienfeld der Servopumpe, Δp_L Lastdruckänderung, Z_P Pumpenstellung, $\dot{V}_L$ Lastvolumenstrom



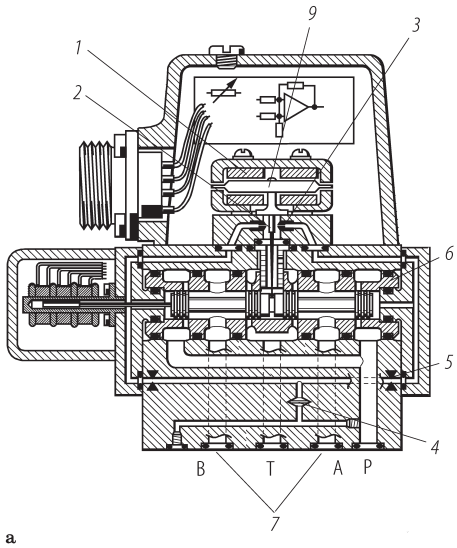
a



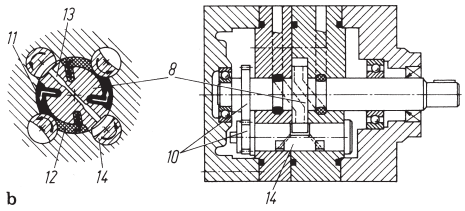


b

Bild 20 a, b. Elektrohydraulischer Vorschubantrieb nach dem Prinzip der Widerstandssteuerung [23, 24]. **a** Aufbau, *1* Proportionalregelventil, *2* Servomotor, *3* Schlitten, *4* Spindel, *5* Lager, *6* Regler, p_0 konstanter Netzdruck, $\dot{V}$ Volumenstrom, n_{ist} Spindeldrehzahl, *x* Schlittenlage; **b** Kennlinienfeld, *y* Stellweg, p_0 Netzdruck, Δp_L Lastdruckänderung, $\dot{V}_L$ Lastvolumenstrom



a



b

Bild 21 a, b. Elektrohydraulischer Servomotor mit integrierter Elektronik und Wegmessung. **a** Elektrohydraulisches Servoventil (Moog, USA) mit Ersatzschaltbild; **b** Rollflügelmotor (Hartmann, USA) in Längs- und Querschnitt. Tatsächliches Größenverhältnis $\approx 1:5$. *1* Steuerspulen, *2* Prallplatte, *3* Verstellblende, *4* Filter, *5* konstante Drossel, *6* Steuerhülse mit Schieber, *7* Verbraucheranschlüsse, *8* Rotor, *9* Torqueanker, *10* Steuerräder, *11* Drucköl, *12* Rücköl, *13* Lecköl, *14* Rollflügel. $p_0 \approx 140$ bar Druck des Versorgungsaggregates, q_0 verfügbare Ölmenge, $p_R \approx 0$ Rücköl

Beispiel: Bild 21 zeigt die Kombination Rollflügelmotor mit zweistufigem Servoventil. Eingangsgröße des Ventils ist ein geringer Steuerstrom *i*, Ausgangsgröße ein proportionaler Ölstrom $\dot{V}_A$ bzw. $\dot{V}_B$, der im Motor in eine proportionale Drehzahl umgesetzt wird. Die Leistungsverstärkung beträgt 10^3 bis 10^5. A und B stellen die Arbeitsanschlüsse dar. *T* ist der Tankanschluß und *P* der Versorgungsanschluß. Der Steuerstrom *i* verursacht über die Steuerspulen und den Anker eine Auslenkung der Prallplatte (Düse-Prallplatte-System, Stufe I). Dadurch entstehen unterschiedliche Drücke auf der linken und rechten Seite des Steuerschiebers, wodurch dieser verschoben wird (Stufe II). Je nach Stellung des Schiebers fließt das Druckmedium zu den Arbeitsanschlüssen A oder B. Konstantdrosseln und Düsen (variable Drosseln) bilden im Prinzip eine Brückenschaltung. Für das empfindliche Drosselsystem ist Feinstfilterung des Öls notwendig. Auf Grund der Drosselwirkung treten Druckverluste und starke Erwärmung im Ventil auf, daher ist meist ein Kühlaggregat erforderlich.

Der Rollflügel-Motor setzt mit zwangsgeführtem Rotor und Drehschiebern das von innen zugeführte Drucköl direkt tangential in kontinuierliches Drehmoment um. Zur Abdichtung der umlaufenden Druckkammern rollen je zwei diagonal angeordnete Drehschieber auf innerem Durchmesser des Rotors ab. Hierzu werden Drehschieber von der Motorwelle über Steuerräder im Verhältnis 2:1 angetrieben, zum Durchlaß des Rotors sind linsenförmige Aussparungen vorgesehen. Die Anordnung ist kompakt und vollkommen symmetrisch, daher ist ein gleichförmiger Lauf auch bei kleinen Drehzahlen möglich.

1.2.2 Getriebe. Transmission units

Mechanische Getriebe

Im Werkzeugmaschinenbau dienen Getriebe hauptsächlich zur Reduzierung der allgemein hohen Drehzahlen der Motoren auf die Arbeitsdrehzahlen der Hauptantriebe und zur Erzeugung definierter Vorschubbewegungen der Werkzeugsupporte [6]. Man unterscheidet gleichförmig und ungleichförmig übersetzende Getriebe (s. **G 8** und **G 9**).

Zahnradgetriebe [27]. Die kleinste Funktionsgruppe des Zahnradgetriebes besteht aus einem einzigen Zahnradpaar, wobei Rad und Gegenrad auf verschiedenen Wellen sitzen. Die Übersetzung beträgt $i = n_{an}/n_{ab}$ = Antriebsdrehzahl/Abtriebsdrehzahl und das Zähneverhältnis ergibt sich zu $u = 1/i = z_1/z_2$ = Antriebszähnezahl/Abtriebszähnezahl (s. **G 8.1**).

Bauformen. Es gibt verschiedene Mittel zur Schaltung von Getrieben, z. B. Umsteckräder, Wechselräder [28], Schieberäder, mechanisch und elektrisch wirkende Kupplungen. Die kleinste schaltbare Einheit ist das zweistufige Grundgetriebe mit zwei Abtriebsdrehzahlen. Die nächstgrößere Einheit ist das dreistufige Grundgetriebe mit drei Abtriebsdrehzahlen (**Bild 22**).

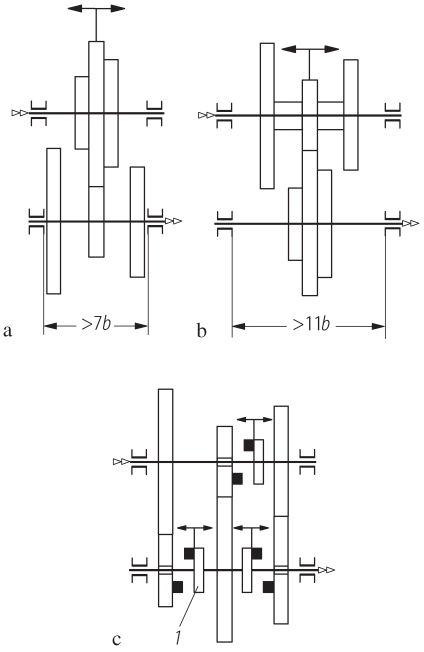


Bild 22a–c. Dreistufiges Grundgetriebe. Schieberadgetriebe: **a** enge Anordnung; **b** weite Anordnung, *b* Zahnbreite; **c** Lastschaltgetriebe, *1* Schaltkupplung

Bei einem *Schieberadgetriebe* ist die Anordnung der Schieberäder sowohl auf der Antriebs- als auch auf der Abtriebswelle möglich. Zweckmäßig werden die kleineren Räder verschoben, da zum einen weniger Masse zu bewegen ist und zum anderen wegen der kleineren Durchmesser kürzere Schaltgabeln erforderlich sind. Die enge Anordnung der Schieberäder ist zu bevorzugen, da sich gegenüber der weiten Anordnung eine kleinere Baugröße ergibt.

Bei einem *Lastschaltgetriebe* erfolgt das Umschalten mittels Kupplung. Es ist deshalb ein Umschalten unter Last und im drehenden Zustand möglich.

Durch Hintereinanderschalten der Grundgetriebe erhält man Getriebe mit mehreren Abtriebsdrehzahlen.

Zur Erreichung kleinerer Baulängen und zur Ersparnis von Rädern verwendet man gebundene Getriebe. Dabei gehören ein oder mehrere Räder verschiedenen Teilgetrieben an [6]. Da die gebundenen Räder mit zwei Zahnrädern in Eingriff stehen, müssen die drei Räder den gleichen Modul haben. Die Größe des Moduls ist durch das Teilgetriebe mit dem größten Drehmoment festgelegt, wodurch u. U. größere Achsabstände entstehen. Die geringere Baulänge in axialer Richtung bedeutet deshalb eine Vergrößerung des Getriebes in radialer Richtung.

Eine häufig angewendete Bauform ist das Vorgelege (**Bild 23**). Dieses Getriebe besteht aus drei Wellen und wird stets durch eine Kupplung geschaltet. Der Kraftfluß geht entweder von der Welle I direkt zur Welle III oder zunächst zur Welle II und von dort auf die Welle III. Im ersten Fall ist das Rädergetriebe zwar in Eingriff, jedoch ohne Wirkung, so daß Ein- und Ausgangsdrehzahl gleich groß sind. Im anderen Fall erreicht man durch das Hintereinanderschalten zweier Radpaare eine große Gesamtübersetzung. Infolge des konstruktiven Aufbaus (Rückführung des Kraftflusses auf die koaxiale Welle III) ergibt sich ein kleineres Bauvolumen. Vorgelege

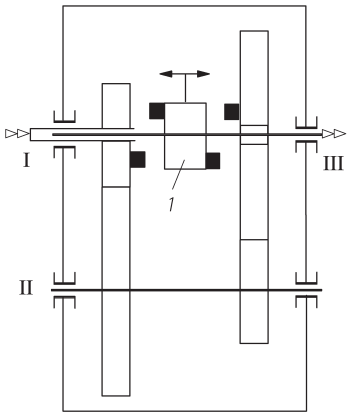


Bild 23. Vorgelege. *1* Kupplung

werden meist an die Abtriebswelle gesetzt, um innerhalb des Getriebes solange wie möglich mit hohen Drehzahlen, d. h. mit kleinen Momenten, arbeiten zu können.

Auslegung. Zur *Auslegung* gestufter und ungestufter Getriebe hinsichtlich ihrer Drehzahlen gibt es zeichnerische Hilfsmittel, die die Aufgabe wesentlich erleichtern (**Bild 24**) [29–31]. Das *Aufbaunetz* (**Bild 24a**) ist die Grundlage des Getriebeentwurfs. Es zeigt die verschiedenen Möglichkeiten für die Aufteilung der Stufensprünge innerhalb des Getriebes und der einzelnen Schaltblöcke. Das Aufbaunetz wird grundsätzlich symmetrisch gezeichnet. Jede Verbindungslinie entspricht einer Übersetzungsstufe. Die Größe der einzelnen Übersetzungen ist hierbei noch nicht festgelegt.

Neben dem Aufbaunetz gibt das *Drehzahlbild* (**Bild 24b**) zusätzlich die Drehzahlen jeder Welle und die Größe der Übersetzungen an. Im Drehzahlbild stellen sich bei geometrischer Stufung ($\varphi = \text{const}$) die Abtriebsdrehzahlen bei Verwendung eines logarithmischen Maßstabs im gleichen Abstand dar.

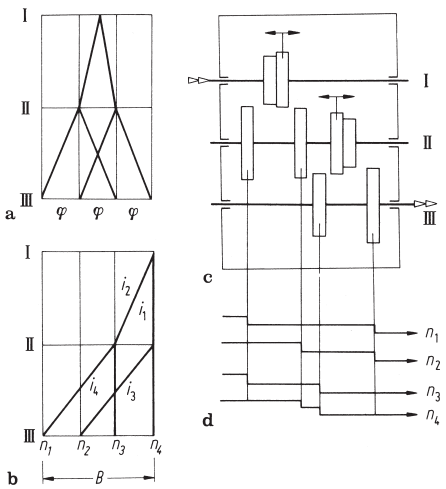


Bild 24a–d. Hilfsmittel für den Getriebeentwurf. **a** Aufbaunetz; **b** Drehzahlbild (*B* Drehzahlbereich); **c** Getriebeplan; **d** Kraftflußplan

Dieser Abstand ist sowohl als Verhältnis zweier aufeinanderfolgender Drehzahlen als auch als Potenz von φ anzusehen. Die Übersetzungen sind durch die Steigungen der Verbindungslinien der Drehzahlen zweier aufeinanderfolgender Wellen gekennzeichnet. In **Bild 24b** z. B. $i_1 = \varphi^0 = 1$, $i_2 = \varphi^1 = n_4/n_3$, $i_3 = \varphi^0 = 1$, $i_4 = \varphi^2 = n_4/n_2 = n_3/n_1$.

Weitere Hilfsmittel beim Getriebeentwurf sind der *Getriebeplan* (**Bild 24c**) und der *Kraftflußplan* (**Bild 24d**). Der Getriebeplan gibt die Anordnung und die Anzahl von Wellen, Zahnrädern und eventuell verwendeten Kupplungen an. Der Aufbau wird durch Sinnbilder verdeutlicht. Der Kraftflußplan zeigt, welche Räder in den einzelnen Schaltstellungen den Kraftfluß übertragen. Dem Kraftflußplan kann man weiterhin entnehmen, wie die einzelnen Schaltblöcke zur Erzeugung einer bestimmten Abtriebsdrehzahl zu schalten sind.

Weiterentwicklungen der Steuerung elektrischer Antriebe ermöglichen immer mehr Kombinationen von stufenlos regelbaren elektrischen Antrieben mit Stufengetrieben als Hauptantriebe von Werkzeugmaschinen (**Bild 25**). Der Drehzahlbereich B_0 des stufenlosen Antriebs wird durch ein nachgeschaltetes Stufengetriebe erweitert. Dabei wird eine Drehzahlüberdeckung $k > 1$ angestrebt, so daß sämtliche Drehzahlen innerhalb des Drehzahlbereichs B_0 erreicht werden können. Es gilt

$$B_{ges} = B_0 B_{St}; \quad k = B_0/\varphi_{St}$$

(B_0 Drehzahlbereich des Motors, B_{St} Drehzahlbereich des Stufengetriebes, φ_{St} Stufensprung des Stufengetriebes, k Drehzahlüberdeckung).

Beispiel: Bild 26 zeigt das vierstufige Dreiwellengetriebe einer Drehmaschine und das dazugehörige Leistungs-Drehzahl-Diagramm. Das Getriebe dient zur Erweiterung des Drehzahlbereichs konstanter Leistung. In dem Leistungs-Drehzahl-Diagramm erkennt man eine geringe positive Überdeckung im Bereich konstanter Leistung. Wie dem Bild zu entnehmen ist, ermöglicht der Gleichstrommotor im Bereich konstanten Drehmomentes (d. h. drehzahlproportionalen Leistungsanstiegs) bis zur Nenndrehzahl einen Drehzahlstellbereich von 12,7. Im Konstantleistungsbereich ermöglicht er nur noch einen Drehzahlstellbereich von 2,18. Durch das vierstufige Stufengetriebe wird der Konstantleistungsbereich auf

$$B_{P=konst} = B_{0,P=konst} \cdot \varphi^{z-1} = 2{,}18 \cdot 2^3 = 17{,}4$$

erweitert. Der Drehzahlbereich, in dem die maximale Schnittleistung von 60 kW zur Verfügung steht, reicht von 229 U/min bis 4000 U/min. Im Bereich von 18 U/min bis 229 U/min ist die Leistung durch das maximale Moment an der Arbeitsspindel von 2500 Nm begrenzt.

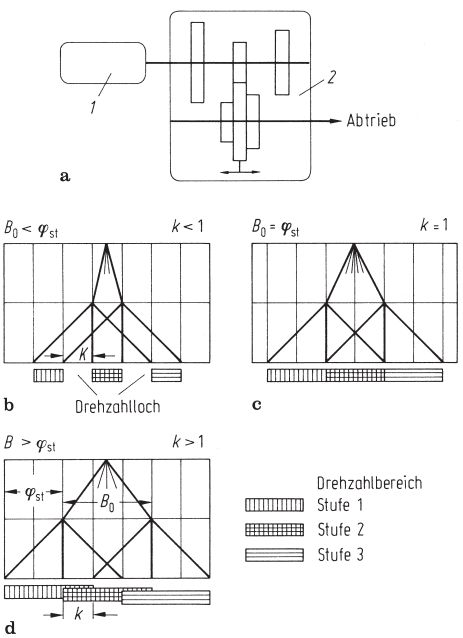


Bild 25a–d. Kombination eines regelbaren elektrischen Motors mit einem Stufengetriebe. **a** Prinzip, *1* regelbarer Elektromotor, *2* Stufengetriebe; **b** negative Überdeckung; **c** keine Überdeckung; **d** positive Überdeckung

Zugmittel- und Reibgetriebe. *Riementriebe* (s. **G 6**). Sie eignen sich im Werkzeugmaschinenbau zur Übertragung von Drehbewegungen zwischen Motor und Getriebe oder unmittelbar zur Arbeitsspindel. Sie können vorteilhaft zur Dämpfung von Stößen und als Überlastungsschutz eingesetzt werden.

Bei Spindeln wird die schnelle Stufe, wobei ein ruhiger Lauf und die Aufnahme der Spannkraft über getrennte Lager erforderlich sind, oft mit Riemenantrieb realisiert, während langsame Stufen über Zahnräder angetrieben werden. Nur für höchste Geschwindigkeiten und geringe Drehmomente (z. B. bei Schleifspindeln) werden Flachriemen eingesetzt, ansonsten meist Keilriemen und selten Zahnriemen. Kunststoffzahnriemen werden unter Öl verwendet.

Durch Parallelschalten mehrerer Riemen können hohe Drehmomente übertragen werden.

Stufenscheiben werden nur bei schnellaufenden Spindeln und kleineren Leistungen eingebaut, z. B. Kleinbohr- und kleinen Schnelldrehmaschinen. Ein Nachteil von Stufenscheiben liegt in den hohen Nebenzeiten, die durch das Umlegen der Riemen bedingt sind. Eine gleiche Spannung des Riemens kann in allen Stufen erreicht werden, wenn der Achsabstand $a \geq 10 \cdot (d_{max} - d_{min})$ ist, wobei d_{max} der größte und d_{min} der kleinste Scheibendurchmesser ist. Die Summe gegenüberliegender Scheibendurchmesser muß konstant sein. Bei kleineren Achsabständen ist eine Spannrolle vorzusehen.

Kettengetriebe (s. **G 6**). Rollenketten werden im Werkzeugmaschinenbau meist nur für Hilfs- und Transportbewegungen eingebaut, geräuscharme Zahnketten auch in Vorschub- und Spindelantrieben kleiner Automaten.

Stufenlose Kettengetriebe setzt man vorwiegend in Hauptantrieben bis 40 kW ein. Im Fall des Formschlusses durch Lamellenketten erreicht man einen Drehzahlbereich B bis 6 und in der Ausführung mit Rollenketten B bis 10. Nicht formschlüssige Rollenketten sind auch für höhere Drehzahlen geeignet. Zur Erweiterung des Drehzahlbereichs werden häufig Rädergetriebe nachgeschaltet. Durch Leistungsverzweigung ist eine besonders kompakte Bauweise erreichbar.

Reibgetriebe (s. **G 7**). Sie sind stufenlos einstellbar und finden ihren Einsatz in Haupt- und Vorschubantrieben kleinerer Bohr- und Drehmaschinen, wo bei hohen Drehzahlen ein begrenzter Drehzahlbereich $B < 5$ ausreicht.

Kurbelgetriebe (s. **G 9**). Diese baut man in Werkzeugmaschinen für geradlinige hin- und hergehende Bewegungen ein, wenn eine ungleichförmige Geschwindigkeit erlaubt oder gewünscht wird.

Geradschubkurbeln weisen eine gleiche Hin- und Rücklaufzeit auf, d. h. 50 % Totzeit. Daher sind sie in spanenden Maschinen selten, in Umformmaschinen dagegen häufig eingebaut. Der Kurbelzapfen ist dort zu einem Exzenter erweitert. Die Koppel (Pleuelstange) wird auf Knickung beansprucht und daher kurz und gedrungen ausgeführt. Das Drehgelenk (Pleuelzapfen) wird durch eine Kugel in einer Kugelpfanne gebildet. Für einen Gleichgang der Maschine ist ein Schwungrad vorzusehen.

Kurbelschwingen werden in Kurzhobel- und Stoßmaschinen eingesetzt. In **Bild 27** wird die Stoßspindel durch eine Schwinge mit Zahnradsegment angetrieben. Der Stößelhub ist auf dem Kurbelrad (Hubscheibe) einstellbar.

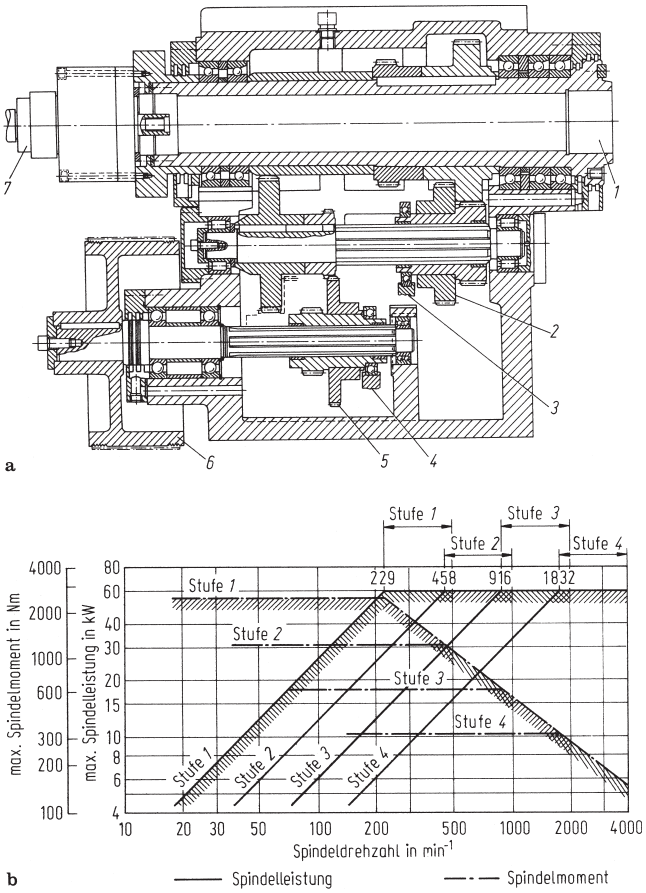


Bild 26. a Getriebekasten einer Drehmaschine; **b** Leistungs-Drehzahl-Diagramm (nach Montforts)

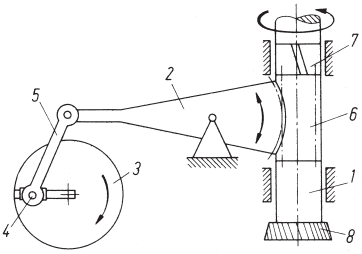


Bild 27. Antrieb der Stoßspindel *1* einer Zahnradstoßmaschine (Lorenz, Ettlingen) durch Kurbelschwinge *2*. *3* Hubscheibe (Antrieb), *4* verstellbarer Kurbelzapfen, *5* Koppel, *6* zylindrische Zahnstange, *7* Schrägführungsbuchse, *8* Schneidrad

Kurbelschleifen wendet man bei Waagerecht-Stoßmaschinen als schwingende oder umlaufende Schleife an, um schnellere Rücklaufzeiten zu erreichen; Kinematik s. **G 9**. Die Ermittlung der dynamischen Kräfte ist meist nur für Umkehrpunkte notwendig, statische Kräfte lassen sich zeichnerisch bestimmen.

In Zustellgebieten von Hobel- und Stoßmaschinen setzt man Kurbelschleifengetriebe zur schrittweisen Zustellbewegung über Klinke oder Sperrad ein. Kurbel oder Schwingzapfen sind dort verstellbar.

Hydraulische Getriebe

Sie verwenden zur Leistungsübertragung eine unter Druck stehende Flüssigkeit, meist Öl (s. **H 3**). Die hydraulischen Getriebe an Werkzeugmaschinen sind fast ausschließlich hydrostatische Getriebe. Bei diesen spielt, im Gegensatz zu den hydrodynamischen Getrieben, die kinetische Energie des Flüssigkeitsstroms kaum eine Rolle. Die Flüssigkeit dient lediglich zur Übertragung der Druckkraft. Mit Flüssigkeitsgetrieben kann die Abtriebsgeschwindigkeit stufenlos in weiten Grenzen verändert werden. Man erreicht eine gleichbleibende Arbeitsgeschwindigkeit, stoßfreies Umsteuern und kann den Öldruck auch für Spann- und Steuerbewegungen und zum Abbremsen ausnutzen.

Die angewendeten Hydropumpen und -motoren sind umlaufende Räder- oder Zellenpumpen mit gleichbleibender oder verstellbarer Liefermenge oder Kolbenpumpen mit geradem Hub; Pumpe und Motor können gleich- oder andersartig ausgebildet sein. Je nach Zusammensetzung erhält man dann drehende An- und Abtriebsbewegungen oder drehenden Antrieb mit geradlinig hin- und hergehendem Abtrieb [32].

Hydraulische Getriebe mit drehendem An- und Abtrieb. Sie werden u. a. in Räum-, Hobel- und Flachschleifmaschinen verwendet. Pumpe und Motor sind in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht und meist getrennt verstellbar.

Das Leistungsverhalten eines hydraulischen Getriebes ähnelt prinzipiell dem eines elektrischen Getriebes. Wichtig sind Wahl und Gestaltung des Ölkreislaufs (s. **H 3 Bild 1**).

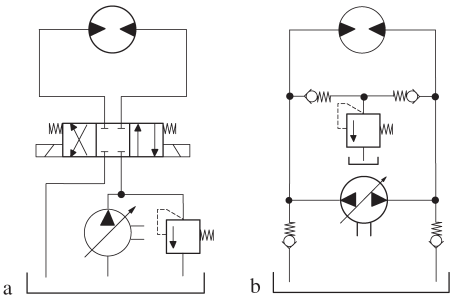


Bild 28 a, b. Ölkreisläufe. **a** Offener Kreislauf mit Verstellpumpe und 4/3 Wegeventil; **b** geschlossener Kreislauf ohne Wegeventil, aber mit umsteuerbarer Verstellpumpe

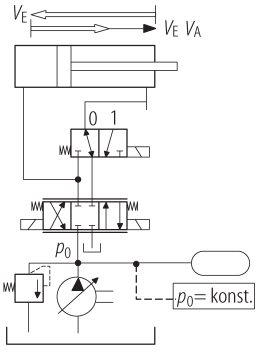


Bild 30. Eilgangschaltung mit 4/3 Wegventil und zusätzlichem 3/2 Schaltventil

Im *offenen Kreislauf* (**Bild 28 a**) entnimmt die Pumpe den gesamten Förderstrom dem Tank, während im geschlossenen Kreislauf das Rücköl vom Motor, vermindert um das Lecköl, wieder an die Pumpe zurückgeführt wird.

Beim *geschlossenen Kreislauf* (**Bild 28 b**) ist der Motor „hydraulisch eingespannt", seine Verdrehsteifigkeit ist höher als beim offenen Kreislauf. Der geschlossene Kreislauf eignet sich deshalb zum Bremsen, zur schnellen Drehrichtungsumkehr und für Vorschubantriebe, bei denen der Werkzeugtisch zu Stick-Slip-Erscheinungen neigt. Wegen der notwendigen Wärmeabfuhr muß dafür gesorgt werden, daß das erwärmte Öl im Kreislauf kontinuierlich mit dem Öl aus dem Tank ausgetauscht oder durch zusätzliche Aggregate gekühlt wird.

Hydraulische Getriebe mit kreisendem An- und geradlinigem Abtrieb. Sie kommen für die Hauptbewegung in Hobel-, Stoß-, Räum- und Flachschleifmaschinen sowie Pressen, für den Vorschubantrieb von Aufbaueinheiten und Automaten, schließlich für Hilfs- und Spannbewegungen in Vorrichtungen zum Einsatz. Die Ölversorgung der Zylinder erfolgt durch Konstantpumpe im Drosselkreislauf oder Verstellpumpe mit Eilgangschaltung.

Drosselkreislauf (**Bild 29**). Er ist mit konstant fördernder Pumpe ausgerüstet (s. **H 3.3.3**). Die Steuerung des Verbrauchers erfolgt durch ein Stetigventil. Für einen schnelleren Rückhub ist ein freier Durchfluß erforderlich. Dieser ist durch ein vollständiges Öffnen des Stetigventils möglich. Die Schaltung ist relativ preisgünstig, hat ein gutes dynamisches Verhalten und eine hohe Steifigkeit (Verbraucher in zwei Ölfelder eingespannt). In **Bild 30** ist der Verbraucher an eine Pumpe mit konstantem Versorgungsdruck angeschlossen. Durch Einsatz einer druckgeregelten Verstellpumpe wird der zugeführte Volumenstrom an den Bedarf des Verbrauchers angepaßt. Zur Kompensation hochdynamischer Volumenstromänderungen ist ein Speicher parallel zur Pumpe installiert. Hierdurch wird ein besserer Wirkungsgrad ($\eta \approx 67\%$) als bei der in **Bild 29** dargestellten Schaltung ($\eta \approx 38\%$) erreicht.

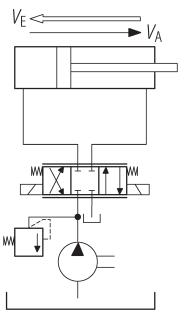


Bild 29. Drosselkreislauf (Widerstandssteuerung mit aufgeprägtem Druck)

Eilganggetriebe. Üblicherweise erzielt man bei Zylindern mit einseitiger Kolbenstange (**Bild 29**) mit der größten Kolbenfläche mehr Kraft und eine langsamere Arbeitsgeschwindigkeit v_A, mit der kleineren Ringfläche bei geringerer Kraft eine höhere Eilrücklaufgeschwindigkeit v_E. Soll der Eilgang auch in Arbeitsrichtung wirken, setzt man ein zusätzliches Schaltventil ein (**Bild 30**): In Stellung *1* sind Zylinderräume miteinander verbunden, so daß der Ölaustausch stattfindet und die gesamte von der Pumpe geförderte Ölmenge auf die kleinere Differenzfläche (entsprechend dem Kolbenstangenquerschnitt) wirkt. So kommt man mit einer geringeren Ölmenge aus. Daher ist häufig statt einer Verstellpumpe eine Konstantpumpe als preiswerte Lösung ausreichend.

Pneumatische Getriebe

Sie werden in Werkzeugmaschinen meist als Zylinder für automatische Spann-, Hilfs- und Transportbewegungen eingesetzt (s. **H 5** und [33]). Von Vorteil sind die einfache Installation, hohe Betriebssicherheit und hohe Arbeitsgeschwindigkeit bis 3 m/s. Die Nachteile sind eine geringe Steifigkeit der Luftzylinder, nicht gleichförmige Bewegungen bei Schwankungen von Last- und Reibkräften (Abhilfe durch hydraulische Drosselung), schwer beherrschbare Zwischenpositionen, hohe Verbrauchskosten bei größeren Luftzylindern und die Geräuschentwicklung beim Austreten der Luft (Abhilfe durch Schalldämpfer). Der übliche Netzdruck p liegt zwischen 4 und 8 bar und kann maximal 16 bar betragen. Die Kolbenkräfte lassen sich durch $F = \eta p A_w$ mit A_w als wirksamem Querschnitt bestimmen. Der Wirkungsgrad η liegt zwischen 0,8 und 0,95 je nach Druck und Größe des Zylinders.

Einfachwirkende Zylinder. Sie werden zum Spannen, Heben, Auswerfen usw. handelsüblich mit einem Hub bis 100 mm eingesetzt. Die Rückholung erfolgt durch eine Feder oder das Eigengewicht.

Doppeltwirkende Zylinder. Sie können auch mit durchgehender Kolbenstange ausgeführt werden. Wird ein gleichmäßiger Arbeitsvorschub verlangt, so muß die Pneumatik mit der Hydraulik gekoppelt werden. Für Werkzeugmaschinen werden sie allerdings nur noch sehr selten angewandt.

1.2.3 Mechanische Vorschub-Übertragungselemente
Mechanical feed drive components

Zu den mechanischen Vorschub-Übertragungselementen im System Werkzeugmaschine sind alle Bauteile und Maschi-

nenelemente zu rechnen, die im Kraftfluß zwischen Motor und Werkzeug bzw. Werkstück liegen. Die folgenden Übertragungselemente sind von Bedeutung: Getriebe zur Umwandlung einer rotatorischen in eine geradlinige Bewegung, Getriebe zur Drehzahl-Drehmoment-Anpassung, Kupplungen, Lagerungen und Verbindungselemente. Die Auslegung dieser mechanischen Übertragungselemente trägt in hohem Maße zur Leistungsfähigkeit und Genauigkeit einer numerisch gesteuerten Werkzeugmaschine bei. Wesentliche Auslegungskriterien sind:

- hohe geometrische und kinematische Genauigkeit,
- hohe Steifigkeit und Spielfreiheit,
- hohe erste Resonanzfrequenz,
- geringe Massenträgheitsmomente und Massen der zu bewegenden Maschinenbauteile.

Hinzu kommen noch Forderungen hinsichtlich einer ausreichenden Dämpfung und einer niedrigen Reibung sowie eines linearen Übertragungsverhaltens der Bauelemente.

Gewindespindel-Mutter-Trieb

Häufigstes Maschinenelement zur Umwandlung einer rotatorischen in eine translatorische Bewegung in Vorschubantrieben von Werkzeugmaschinen. Für einfache Ansprüche sind in Werkzeugmaschinen *Trapezgewindespindeln* (s. **G 1.6.3**) mit Bronzemuttern, in modernen und hochgenauen numerisch gesteuerten Maschinen *Kugelgewindetriebe* (**Bild 31**) gebräuchlich.

Der Kugelgewindetrieb erfüllt in idealer Weise die gestellten Forderungen an das Übertragungsverhalten von Vorschubantriebskomponenten. Hierzu tragen die folgenden positiven Eigenschaften entscheidend bei:

- sehr guter mechanischer Wirkungsgrad ($\eta = 0{,}95$ bis $0{,}99$) aufgrund der geringen Rollreibung ($\mu = 0{,}01$ bis $0{,}02$),
- kein Stick-Slip-Effekt (Ruckgleiten),
- geringer Verschleiß und dadurch bedingt eine hohe Lebensdauer,
- geringe Erwärmung,
- hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeit infolge Spielfreiheit und ausreichender Federsteifigkeit,
- hohe Verfahrgeschwindigkeit.

Nachteilig wirkt sich nur die geringe Systemdämpfung aus.

Da die Kugeln zwischen den Führungsnuten von Spindel und Mutter abwälzen, führen sie eine Tangential- und Axialbewegung aus. Hierdurch wird eine Rückführung der Kugeln notwendig (s. **G 4**).

Das System Kugelgewindetrieb kann nicht vollständig spielfrei gefertigt werden. Zur Realisierung der Spielfreiheit (d. h. minimale Umkehrspanne) und einer hohen Gesamtsteifigkeit muß der Kugelgewindetrieb vorgespannt werden. Hierzu verwendet man Doppel- bzw. Einzelmuttern. Bei Verwendung von Doppelmuttern wird die Vorspannung durch das Auseinander- bzw. Zusammendrücken der beiden Mutternhälften mit Hilfe von kalibrierten Distanzscheiben (**Bild 31**) erzielt. In Einzelmuttern wird die Vorspannung durch eine axial versetzte Anordnung der jeweiligen Kugelumläufe um einen Abstand l realisiert oder durch die maßliche Zusortierung von Spindelmutter, Kugeln und Spindeln erreicht. Die Steifigkeit des Systems ist direkt von der erzeugten Vorspannkraft und der Anzahl der tragenden Gänge abhängig. Auch unter Einwirkung von äußeren Belastungen muß eine geforderte Mindestvorspannung erhalten bleiben, um die Systemsteifigkeit und geringen Verschleiß im Kugelgewindetrieb zu gewährleisten.

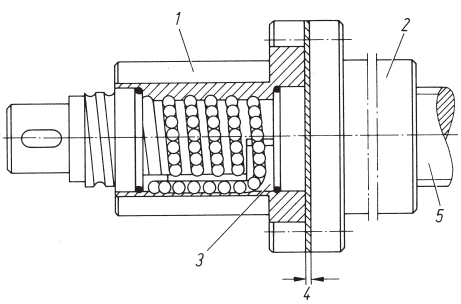


Bild 31. Kugelgewindespindel mit Spielausgleich. *1* Erste Kugelmutter, *2* zweite Kugelmutter, *3* Kugelumlenkung, *4* Vorbelastungs-Einstellscheibe, *5* Kugelgewindespindel

Als weitere wichtige Komponente des Kugelgewindetriebes ist die *Spindellagerung* zu nennen. Sie hat die Aufgabe, die Spindel radial zu führen und gleichzeitig die Vorschubkräfte in Axialrichtung aufzunehmen, wobei Spindelverformungen und -verlagerungen in erlaubten Grenzen bleiben müssen. Deshalb stehen bei der Auswahl einer Kugelgewindespindellagerung die Anforderungen hinsichtlich großer axialer Tragfähigkeit, hoher Steifigkeit, geringem Axialspiel, geringer Lagerreibung, hoher Drehzahl und hoher Laufgenauigkeit im Vordergrund. Je nach Einsatzfall kommt den einzelnen Kriterien noch eine besondere Bedeutung zu. Während bei großen Fräsmaschinen mit hohen Zerspankräften die Steifigkeit des Lagers eine große Rolle spielt, dominiert bei Schleifmaschinen mit geringen Belastungen die Reibung im vorgespannten Lager. Hier ist eine reibungsarme Lagerung auch bei hohen Drehzahlen entscheidend.

Für die Gewindespindellagerung werden i. allg. *Axial-Schrägkugellager* oder *Rollen-* und *Nadellager* eingesetzt (s. **G 4**). Die Axial-Schrägkugellager weisen einen großen Druckwinkel von 60° auf und können so hohe Axialkräfte aufnehmen. Aufgrund ihrer einseitigen Wirkungsweise sind sie gegen ein zweites Lager anzustellen, das die Gegenführung übernimmt. In Kugelgewindetrieben werden die Axial-Schrägkugellager vorzugsweise in Paaren oder in Gruppen in X-, O- oder Tandemanordnung eingebaut (**Bilder 32** und **36 b**). Um Fluchtungsfehler zu vermeiden oder leichter auszugleichen, wird aufgrund der kleineren Stützbasis der Einbau von in X-Anordnung zusammengepaßten Lagern bevorzugt. Rollen- und Nadellager werden als komplette Nadel-Axial-Zylinderrollenlager-Einheiten eingesetzt. Die Zwischenscheibe des Axiallagers übernimmt dabei gleichzeitig die Funktion des Nadellageraußenrings. Die Breite des Innenrings ist jeweils so auf die des Außenrings mit den zugehörigen Axial-Zylinderrollenkränzen abgestimmt, daß eine gezielte axiale Vorspannung nach dem Anziehen der Nutmutter erreicht wird (**Bild 38 b**). Beide Lagerungsarten werden mit Fett- oder Ölschmierung betrieben.

Gemäß den Belastungsanforderungen sind die Lagerungen konstruktiv unterschiedlich ausgeführt. Für geringe Belastungen ist eine axial einseitig fest gelagerte Gewindespindel mit einem freien Ende üblich (**Bild 32 a**). Für Vorschubantriebe mit hohen Steifigkeitsanforderungen ist eine starre Führung der Spindel unerläßlich und es empfiehlt sich ein Einbau mit beidseitiger Einspannung (**Bild 32 b**). Hier sind die Axial-Schrägkugellager zur Erzielung einer hohen Steifigkeit an beiden Enden als gegeneinander angestellte Lagersätze in Tandemanordnung eingebaut. Die Spindel wird dabei gereckt. Die Spindelvorspannung ist bei starr eingespannter Spindel so groß zu wählen, daß sie durch die Betriebskräfte und die durch Reibungswärme bedingte Spindelausdehnung nicht aufgehoben wird.

Das axiale Steifigkeitsverhalten des Kugelgewindetriebs ist abhängig vom Verfahrweg des Vorschubschlittens. Bei der herkömmlichen Lagerung mit einem Festlager und einem Loslager nimmt die Steifigkeit der Anordnung mit der Entfernung des Schlittens vom Festlager hyperbolisch ab. Führt

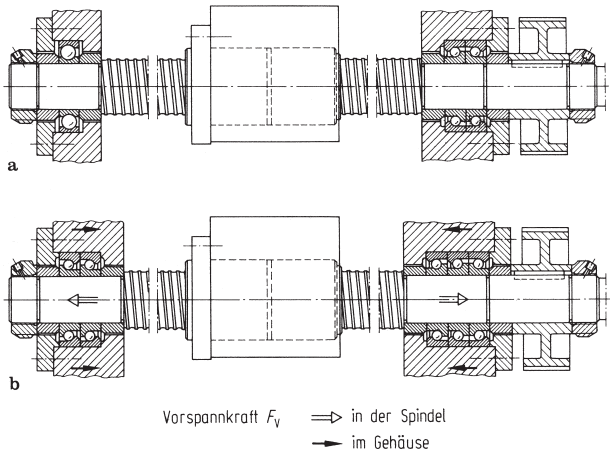


Bild 32a, b. Lagerungsbeispiele für Kugelgewindespindeln (SKF, Schweinfurt). **a** Vorschubspindellagerung für geringe Belastung, einseitig eingespannt; **b** mit hoher Steifigkeit, beidseitig eingespannt

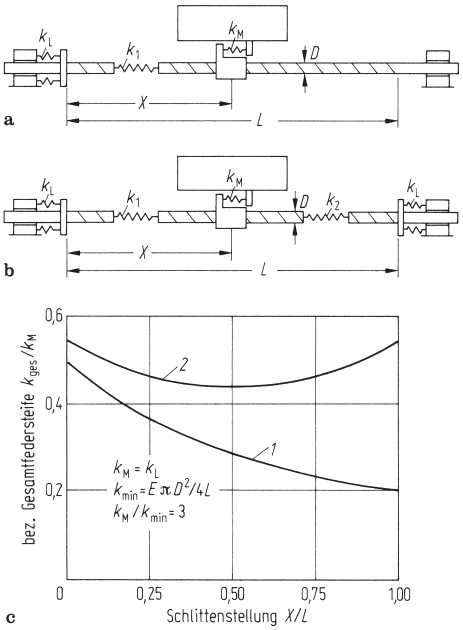


Bild 33a–c. Steifigkeitsverhalten **c** eines Spindelantriebs mit **a** einseitigem und **b** doppelseitigem Axial-Festlager; *1* ein Axiallager, *2* mit zwei Axiallagern

man die zweite Lagerstelle ebenfalls als Festlager aus, so läßt sich eine spiegelbildlich verlaufende Steifigkeitskurve superponieren, so daß eine symmetrische Kurve entsteht (**Bild 33**). Die Gesamtsteifigkeit wird damit bei zwei Axiallagern wesentlich größer und ist in der Spindelmitte über einen größeren Bereich annähernd konstant.

Allgemein sind bei der Auslegung von steifen Spindellagerungen folgende Konstruktionsregeln zu beachten:

- Nadel- und Rollenlager sind wegen ihrer Linienberührung und somit höheren Steifigkeit Kugellagern vorzuziehen,
- Axiallager sind immer vorzuspannen,
- zwischen trennbaren Flächen sind steife Verbindungen anzustreben (steife Schraubenverbindungen),
- Lager- und Zwischenringe sind nach Möglichkeit zu vermeiden, um eine geringe Anzahl von Kontaktflächen zu erzielen, die die Steifigkeit verringern,
- Passungs- und Distanzflächen sind zu schleifen, um einen hohen Traganteil und damit eine hohe Steifigkeit zu gewährleisten.

Die konstruktive Auslegung des Kugelgewindetriebs erfolgt in Abhängigkeit der vorgegebenen Parameter Belastung, Verfahrweg, Verfahrgeschwindigkeit und Positioniergenauigkeit nach den Kriterien Steifigkeit, Biegefestigkeit, Knickung, kritische Drehzahl, Massenträgheitsmoment und Lebensdauer. Dabei geht es in der Regel um die Festlegung des Spindeldurchmessers, der letztlich aus einem Kompromiß zwischen den Steifigkeitsforderungen und dem Massenträgheitsmoment resultiert.

Beispiel: Bei einer vorgegebenen Axialkraft F_{ax} beträgt das erforderliche Drehmoment der Spindel $M_{sp} = F_{ax} h/(2\pi\eta)$ mit Gewindesteigung h und Wirkungsgrad η. Für Kugelgewindespindeln beträgt $\eta = 0{,}8 \ldots 0{,}95$, für Trapezgewindespindeln $\eta = 0{,}2 \ldots 0{,}55$ entsprechend den Steigungswinkeln von 2° bis 16°. Die Beziehung zwischen translatorischer Geschwindigkeit v und der Drehzahl n_{sp} der Spindel lautet $n_{sp} = v/h$.

Ritzel-Zahnstange-Trieb

Bei großen Verfahrwegen, z. B. in Langdrehmaschinen, Langtischfräsmaschinen und Plattenbohrwerken, würden sich die langen Vorschubspindeln durch die Axialbelastung und das Eigengewicht stark verformen. Sie neigen zum Ausknicken. Zusätzlich besteht die Gefahr, daß die Spindel-Drehfrequenz in den Bereich der Biegeeigenfrequenz der Spindel fällt. Deshalb empfiehlt sich bei Verfahrweglängen von über 4 m der Einsatz von *Ritzel-Zahnstange-Trieben*. Durch Zusammensetzen von Zahnstangensegmenten können beliebig lange Vorschubwege realisiert werden. Die Gesamtsteifigkeit des Ritzel-Zahnstange-Triebs ist dabei immer unabhängig von der Verfahrweglänge. Sie wird im wesentlichen aus den Anteilen der Torsionssteifigkeiten von Ritzelwelle und Ritzel-/Zahnstangenpaarung bestimmt.

Die Leistungsübertragung am Ritzel ist durch extrem niedrige Drehzahlen und hohe Drehmomente gekennzeichnet. Dies erfordert zusätzliche Getriebestufen. Der gesamte Antriebsstrang sollte torsionssteif und spielfrei ausgeführt sein.

Spielfreiheit wird z. B. durch die in **Bild 34** dargestellte Konstruktion erreicht, bei der zwei schrägverzahnte Ritzel (*2*, *3*) mit einer schrägverzahnten Zahnstange (*6*) kämmen. Das

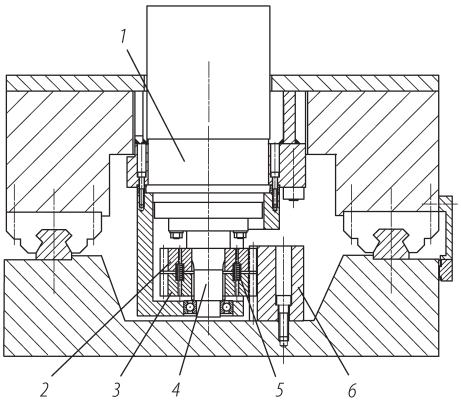


Bild 34. Spielfreies Ritzel-Zahnstange-System mit geteiltem, schrägverzahntem Ritzel, *1* Motor und Getriebe, *2* Ritzel (auf Welle festsitzend), *3* Ritzel (axial verschiebbar), *4* Vielkeilwelle, *5* Druckfedern, *6* schrägverzahnte Zahnstange

untere Ritzel (*3*) wird durch Federkraft (*5*) auf einem Vielkeilwellenabsatz (*4*) axial verschoben. Hierdurch kommen beide Ritzel an je einer gegenüberliegenden Flanke der Zahnstange zur Anlage. Dabei werden auch Verzahnungsfehler ausgeglichen.

Schnecke-Zahnstange-Trieb

Bei großen Verfahrwegen wird statt des Ritzel-Zahnstange-Systems häufig ein Schnecke-Zahnstange-Trieb eingesetzt. Zur Verringerung der Reibung sind Schnecke-Zahnstange-Systeme mit einer hydrostatischen Schmierung ausgeführt (**Bild 35**). Die Schnecke ist mit Drucköltaschen versehen, die nur im Eingriffsbereich der Flanken in der Zahnstange von innen her über einen stationären Verteiler (Steuerspiegel) mit Drucköl beaufschlagt werden. Die Zahnstangenflanken sind mit Kunststoff ausgekleidet. Hydrostatische Schnecken-Zahnstangen-Triebe zeichnen sich durch ausgezeichnete Dämpfungseigenschaften aus. Die sehr genaue Formgebung erfolgt im Abformverfahren durch Abdruck einer Meisterschnecke vor dem Aushärten des aufgespachtelten Kunststoffs. Die Drucköltaschen auf den Schneckenflanken werden durch Fräsen erzeugt. In neueren Konstruktionen befinden sich die Taschen in den Zahnstangenflanken, so daß diese direkt während des Abformens durch auf die Zahnstangenflanken aufgeklebte Wachsfolien wirtschaftlich hergestellt werden können. Die Druckölversorgung erfolgt weiterhin über die Schnecke.

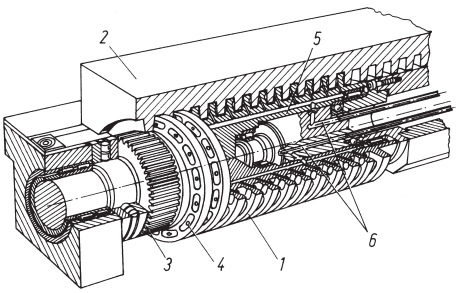


Bild 35. Hydrostatischer Schnecke-Zahnstange-Trieb (Waldrich, Coburg). *1* Schnecke, *2* Schneckenzahnstange, *3* Antriebsrad, *4* Drucköltaschen, *5* Ölverteiler, *6* Druckölzufuhr für vordere bzw. hintere Flanke

Vorschubgetriebe

In Vorschubantrieben werden zwischen Motor und Kugelgewindespindel bzw. Ritzelwelle zusätzliche *Vorschubgetriebe* eingesetzt, um die hohen Motordrehzahlen an die geeigneten Spindel- oder Ritzeldrehzahlen mit höherem Drehmoment anzupassen und die schlittenseitigen Massenträgheitsmomente bezogen auf die Motorwelle weiter zu reduzieren. Die Getriebe sollten torsionssteif, trägheitsarm und verdrehspielfrei ausgeführt sein.

Zahnradgetriebe (s. **G 8**) sollen aus diesem Grund Getrieberäder mit kleinem Durchmesser besitzen, da dieser in der vierten Potenz in das Massenträgheitsmoment eingeht. Die Spielfreiheit von Zahnradgetrieben läßt sich konstruktiv einerseits durch das tangentiale Verspannen der miteinander kämmenden Zahnräder erreichen. Hierzu wird ein Zahnrad geteilt. Die beiden Hälften werden gegeneinander verdreht, bis sich die gewünschte Spielfreiheit mit dem Gegenrad von der Breite der beiden Zahnräder einstellt. Andererseits besteht die Möglichkeit, die Zahnräder oder Zahnradwellen in justierbaren Exzenterbüchsen zu lagern. Durch Verdrehen der Exzenterbüchsen läßt sich der Achsabstand verändern, bis das Zahnflankenspiel eliminiert ist.

Bild 36a zeigt am Beispiel eines Planetengetriebes die Spieleinstellung über konisch, d. h. mit in Zahnlückenrichtung kontinuierlicher Profilverschiebung, geschliffene Zahnräder. Durch axiales Verschieben der Planetenräder (*6*) in das Sonnenrad (*5*) mittels Paßscheibe (*1*) wird das Spiel eliminiert.

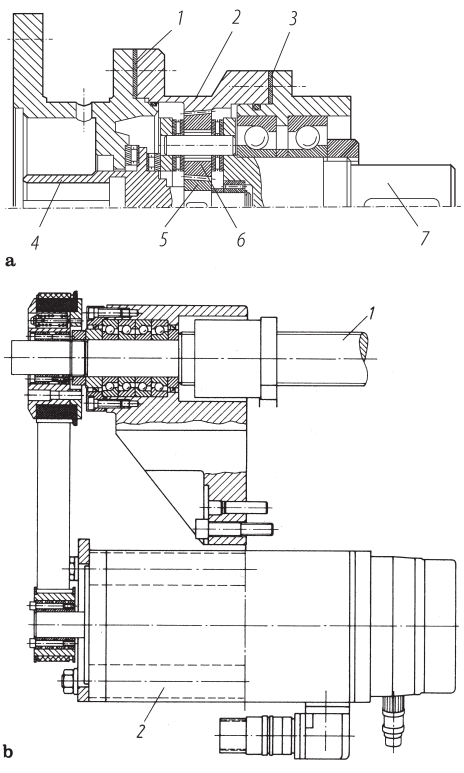


Bild 36. a Planetengetriebe mit Spieleinstellung über konisch geschliffene Zahnräder (Alpha Getriebebau). *1*, *3* Paßscheiben, *2* Gehäuse mit Hohlrad, *4* Antriebswelle, *5* Sonnenrad, *6* Planetenrad, *7* Abtriebswelle; **b** Vorschubantrieb einer Bettfräsmaschine mit integriertem Zahnriemengetriebe (Deckel-Maho AG). *1* Vorschubspindelschaft, *2* Gleichstromstellmotor

T

Durch Verschieben des Hohlrades (*2*) mittels Paßscheibe (*3*) wird auch diese Zahnradpaarung spielfrei.

In Verbindung mit Spindel-Mutter-Systemen werden heute anstelle von Zahnradgetrieben vielfach *Zahnriementriebe* (s. **G 6**) eingesetzt, wenn aus konstruktiven Gründen nicht auf eine zusätzliche Getriebestufe verzichtet werden kann (**Bild 36 b**). Der Zahnriemenantrieb erfüllt die an in NC-Werkzeugmaschinen eingesetzten Vorschubgetriebe zu stellenden Forderungen hinsichtlich Steifigkeit, Kraftübertragung und Genauigkeit in besonders kostengünstiger Weise. Durch Zugstränge aus Glasfasern oder Stahllitzen wird eine große Zugfestigkeit, eine gute Biegewilligkeit und eine geringe Dehnung erreicht. Zur Erhöhung der Steifigkeit und zur Vermeidung von Spiel wird der Zahnriemen vorgespannt. Zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens werden die Zahnriemenscheiben aus Aluminium gefertigt. Die hohe Materialdämpfung des Zahnriemenwerkstoffs bewirkt eine schwingungsarme Übertragung der Motorstellbewegung. Des weiteren bietet der Zahnriementrieb aufgrund des größeren Achsabstands wesentlich günstigere konstruktive Gestaltungsmöglichkeiten. Dies führt zu Vorschubantriebskonzepten mit kleinem Einbauraum und damit kleinen Maschinenabmessungen. Aufgrund der geringen Teilezahl ist der Zahnriementrieb letztlich auch kostengünstig herzustellen. Die Spindellagerung ist bei diesem Antriebskonzept über eine hohe axiale Steifigkeit hinaus auch hinsichtlich einer hohen Radial- und Kippsteifigkeit auszulegen.

Für hohe Übersetzungen werden neben mehrstufigen Zahnradgetrieben mit Stirnrädern und Planetengetrieben häufig Sondervorschubgetriebe der Bauweisen *Harmonic Drive* und *Cyclo* eingesetzt. Sie erfüllen die Forderung, eine hohe Übersetzung in einer Getriebestufe bei kompaktem Bauraum, geringer Masse und geringem Trägheitsmoment bei zugleich großer Steifigkeit und koaxialem An- und Abtrieb zu erreichen. Nachteilig ist der gegenüber konventionellen Zahnradgetrieben niedrigere Wirkungsgrad.

Das *Harmonic Drive*-Getriebe (**Bild 37 a**) existiert als Topf-Bauform (a_1) und als Flach-Bauform (a_2). Beide bestehen im Prinzip aus einem starren zylindrischen Ring mit Innenverzahnung (Circular Spline *1*), der fest mit dem Gehäuse verbunden ist. In diesem Ring befindet sich eine elastische Stahlbüchse mit Außenverzahnung (Flexspline *2*), die durch eine elliptische, mit dem Antrieb verbundene Scheibe mit aufgezogenem Kugellager (Wave Generator *3*) verformt und rotatorisch umlaufend an zwei gegenüberliegenden Stellen im Bereich der großen Ellipsenachse in die Innenverzahnung des Circular Splines gedrückt wird und dabei abrollt. Bedingt durch eine geringe Zähnezahldifferenz (ca. 2 bis 4) zwischen Circular Spline und Flexspline entsteht zwischen beiden eine Relativdrehung, die bei der Topf-Bauform direkt über den Flexspline und bei der Flach-Bauform über Flexspline und Dynamic Spline (*4*) an den Abtrieb weitergegeben wird. An- und Abtrieb bewegen sich gegensinnig. Die Übersetzung i ergibt sich aus den Zähnezahlen z von Circular Spline und Flexspline zu $i = z_{Fl}/(z_{Fl} - z_{Ci})$. Es lassen sich Übersetzungen von $i = 30 \ldots 320$ und Abtriebsdrehmomente von $M = 0{,}5 \ldots 10000$ Nm erzielen. Aufgrund des großen Zahneingriffsbereichs von 15 % der Gesamtzähnezahl ist das Getriebe sehr torsionssteif und spielfrei. Sehr kompakt bauen Harmonic Drive Getriebe mit integriertem Kreuzrollenlager (*5*) zur Übertragung hoher Kippmomente (a_3).

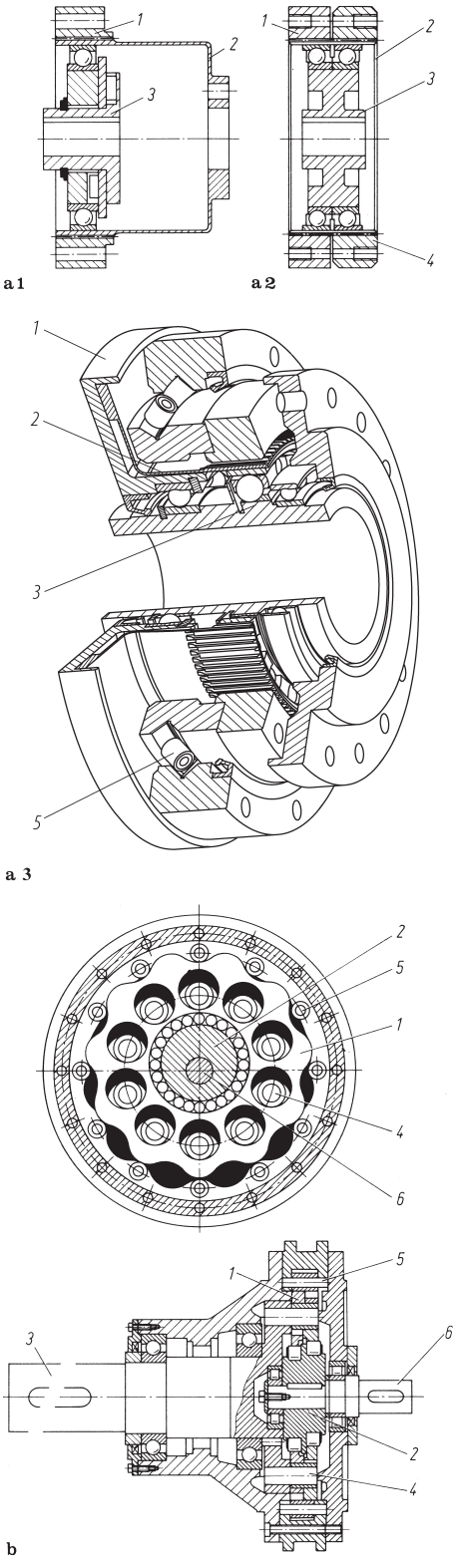


Bild 37 a, b. Bauformen hochübersetzender Kompaktgetriebe. **a** Harmonic Drive (Harmonic Drive System GmbH); **a₁** Topf-Bauform; **a₂** flache Bauform; **a₃** Harmonic Drive mit integriertem Kreuzrollenlager; **b** Cyclo-Getriebe (Cyclo Getriebebau Lorenz Braren GmbH, Markt Indersdorf). Erläuterungen im Text ▶

Beim Cyclo-Getriebe (**Bild 37 b**) wird eine Kurvenscheibe *1* über einen Exzenter *2* angetrieben (Antriebswelle *6*) und wälzt sich in einem feststehenden Ring ab. Jeder Punkt der Scheibe beschreibt dabei eine zykloidische Kurve. An der Scheibe entsteht eine Drehbewegung mit einer wesentlich geringeren Drehzahl in entgegengesetzter Richtung, die vom Verhältnis Ring- zu Scheibendurchmesser abhängt.

Um ein Rutschen während des Abrollens zu vermeiden, wird die Scheibe beim Cyclo-Getriebe mit einem geschlossenen Zykloidenzug als Außenform versehen und der Ring durch kreisförmig angeordnete Bolzen ersetzt. Jede Kurvenscheibe hat dabei einen Kurvenabschnitt weniger, als Bolzen im Bolzenring sind. Die Kurvenzüge der Scheibe greifen nun formschlüssig in die Rollen *5* des feststehenden Außenrings ein und wälzen sich daran ab. Die reduzierte Drehbewegung der Kurvenscheibe wird über Bolzen *4*, die in Bohrungen derselben eingreifen, auf die Abtriebswelle *3* übertragen. Das Übersetzungsverhältnis wird durch die Anzahl der Kurvenabschnitte der Kurvenscheibe bestimmt.

Auf die Bolzen von Bolzenring *5* und Abtriebswelle *3* sind Rollen aufgesetzt, die eine rein wälzende Kraftübertragung zwischen Kurvenscheibe und Bolzenring *5* sowie Kurvenscheibe und Mitnehmerbolzen *4* der Abtriebswelle bewirken. Dadurch werden Reibungsverluste, Geräuschentwicklung und Verschleiß auf ein Minimum reduziert. Zum Massenausgleich ist das Getriebe mit zwei um 180° versetzten Kurvenscheiben versehen, die über einen Doppelexzenter angetrieben werden.

Anwendung finden diese hochübersetzenden Kompaktgetriebe als Zwischengetriebe in Vorschubantrieben oder zum Antrieb von Drehtischen, Werkzeugmagazinen und Werkzeugwechslern. Darüber hinaus stellen die Kompaktgetriebe eine wesentliche Komponente in Gelenkantrieben von Robotern dar. Hier spielen die Kriterien große Übersetzung bei kleinstem Bauraum, Koaxialität, hohe Dynamik, geringes Spiel, hohe Verdrehsteifigkeit und hohe Überlastbarkeit zur Realisierung hochdynamischer, extrem spielarmer Antriebe mit hoher Positionier- und Wiederholgenauigkeit eine besondere Rolle.

Kupplungen

Zur Verbindung von zwei Wellenenden, insbesondere von Motorwelle und Kugelgewindespindel in Vorschubantrieben, werden spezielle biegeweiche Kupplungen eingesetzt, die jedoch in Umfangsrichtung eine hohe Steifigkeit aufweisen. Dadurch wird die Drehbewegung in Umfangsrichtung sehr genau übertragen. Radialer und axialer Versatz der Wellenenden sowie Winkelversatz werden in begrenztem Maße von dieser Kupplung toleriert (s. **G 3**).

Für hochgenaue Vorschubantriebe werden in der Regel kraftschlüssige Kupplungen (z. B. Balgkupplungen, Membrankupplungen) verwendet. Sie erfüllen die hohen Anforderungen hinsichtlich Torsionssteifigkeit, Spielfreiheit und kleinem Massenträgheitsmoment am besten. Ihre konstruktive Auslegung erfolgt nach dem zu übertragenden Drehmoment, dem Wellendurchmesser und der Torsionssteifigkeit.

Zur wirksamen *Absicherung* von NC-Werkzeugmaschinen gegen Überlast- und Kollisionsschäden infolge von Werkzeugbruch, Programmier- oder Bedienfehlern werden Sicherheitskupplungen eingesetzt, die das wirksame Drehmoment in einem Antriebsstrang auf einen Höchstwert begrenzen. Bei Überschreiten dieses Werts wird der Kraftfluß unterbrochen, um die gefährdeten Bauteile zuverlässig gegen Schäden zu schützen.

Sicherheitskupplungen werden als federbelastete Reib- und Formschlußkupplungen ausgeführt. Bei Spindel-Mutter-Antrieben mit vorgelagertem Zahnriementrieb werden sie häufig in die spindelseitige Zahnriemenscheibe integriert. Die Kupplung ist auf den Wellenzapfen der Kugelgewindespindel aufgesteckt und über ein Konusspannelement *12* reibschlüssig und spielfrei mit dieser verbunden (**Bild 38**).

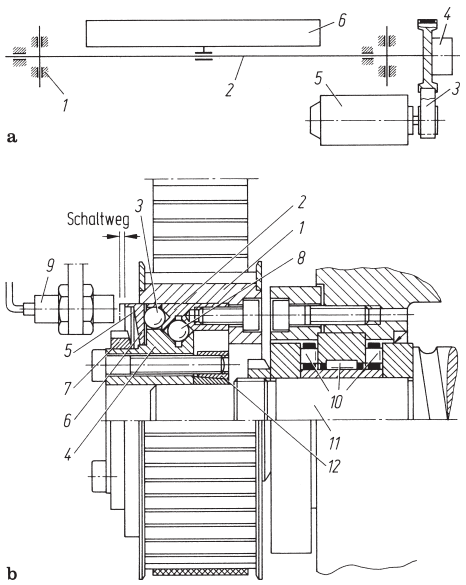


Bild 38 a, b. Integrierte Sicherheitskupplung für Vorschubantriebe mit Zahnriementrieb (Jakob, Kleinwallstadt). **a** Gesamtanordnung, *1* Spindellagerung, *2* Kugelgewindespindel, *3* Zahnriementrieb, *4* Sicherheitskupplung, *5* Servomotor, *6* Maschinentisch; **b** Sicherheitskupplung, *9* Näherungsschalter, *10* Spindellager, *11* Spindel, weitere Erläuterungen im Text

Im Normalbetrieb erfolgt die Drehmomentübertragung bei der Formschlußkupplung von der Zahnriemenscheibe *1* und dem mit ihr verschraubten Flanschring *2* über die Kugeln *3* auf die Nabe *4*. Die Kugeln werden dabei in den eng tolerierten Durchgangsbohrungen der Nabe geführt und durch die Tellerfeder *5* und Schaltscheibe *6* axial in die kegelförmigen Kalotten des Flanschrings gedrückt. Mit Hilfe der Einstellmutter *7* wird die Tellerfeder *5* vorgespannt. Man kann auf diese Weise das übertragbare Moment den jeweiligen Betriebsbedingungen anpassen.

Bei Überlast verdreht sich die Nabe gegenüber dem Flanschring, wobei die Kugeln entgegen der Tellerfederkraft aus den kegelförmigen Kalotten des Flanschrings herausgedrückt werden. Das Vierpunktlager *8* übernimmt die Lagerfunktion zwischen laufender Riemenscheibe und stillstehender Nabe. Der Kraftfluß ist auf diese Weise unterbrochen. Die Kupplung rutscht so lange durch, bis das Drehmoment wieder unter den eingestellten Grenzwert abgefallen ist. Sie rastet dann selbsttätig wieder ein. Über den Näherungsschalter *9* wird die Überlastung erkannt und der Antrieb schaltet sich selbsttätig ab.

Kollisionskraftberechnung und -abschätzung. Die Anordnung der Sicherheitskupplung im Kraftfluß hängt einerseits von der Lage der zu schützenden Bauteile und andererseits von der Lage der Maschinenkomponenten ab, die die hohen Kollisionskräfte verursachen. Diese Kräfte werden im wesentlichen durch zwei Mechanismen hervorgerufen: zum einen werden im Kollisionsfall bei der plötzlichen Verzögerung einer Maschinenachse Massenkräfte frei, die von der kinetischen Energie der bewegten Maschinenbauteile (z. B. Schlitten, Werkstück, Spindel, Motor, …) bestimmt werden. Zum anderen erhöht sich das Motormoment im Kollisionsfall je nach Motortyp kurzzeitig bis etwa auf das 3- bis 10fache

Nennmoment. Massenkräfte und Spitzenmoment des Motors addieren sich zur resultierenden Gesamtkollisionskraft, die zu elastischen Verformungen, im ungünstigsten Fall auch zu bleibenden Deformationen bzw. zu Brüchen der im Kraftfluß liegenden Maschinenbauteile führt. Eine Abschätzung der Gesamtkollisionskraft kann durch ein Simulationsmodell vorgenommen werden.

1.3 Gestelle. Frames

1.3.1 Anforderungen, Bauformen. Requirements, types

Gestelle und Gestellbauteile sind die *tragenden* und *stützenden Grundkörper* der Werkzeugmaschinen [34]. Sie tragen und führen die zur Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug erforderlichen Bauteile, z. B. Supporte, Getriebe, Motoren und Steuerorgane. Formgebung und Grobabmessungen dieser Bauteile werden durch den *Arbeitsraum,* die Höhe der *Prozeßkräfte* und durch die geforderte *Genauigkeit* (Steifigkeit) bestimmt. Ferner muß die Zugänglichkeit der Maschine für Bedienung, Wartung und Montage gewährleistet sein.

Aus fertigungs- und montagetechnischen Gründen werden vielfach die Gestelle selbst aus mehreren Einzelteilen gefertigt, an den Fügestellen miteinander verschraubt, in Einzelfällen auch verklebt. Gestelle bestehen aus *Betten, Ständern, Tischen, Konsolen* und *Querbalken*. Beispiele für Werkzeugmaschinen-Gestelle s. **T 4.2.2** und **T 5**.

Der *Aufbau* des Maschinenbetts sowie die *Lage* der Arbeitsspindel sind wichtige konstruktive Merkmale von Drehmaschinen (**Bild 39**). Drehmaschinen in Flachbettausführung werden hauptsächlich bei Großdrehmaschinen (Walzendrehmaschinen) eingesetzt. Die Schrägbettbauweise läßt die heißen Späne und das Kühlschmiermittel aus dem Arbeitsraum herausfallen bzw. -fließen, so daß hier die Gefahr eines Spänestaus und einer thermischen Belastung des Maschinenbetts gegenüber der Flachbettbauform nicht so groß ist. Eine hängende Anordnung der Maschinenspindel, wie dies in der Senkrechtdrehmaschine realisiert ist, schafft eine sehr günstige Späneabfuhr auch ohne Kühlschmiermittel. Diese Bauform wird daher vornehmlich für die Trockenbearbeitung eingesetzt. Frontbettdrehmaschinen eignen sich besonders gut für die Bearbeitung von Futterteilen mit einem automatisierten Werkstückwechsel. Den Vorteil einer günstigen Werkstückaufnahme von Großbauteilen – ohne Biegebeanspruchung der Spindel – bieten Senkrechtdrehmaschinen in Ständerbauweise.

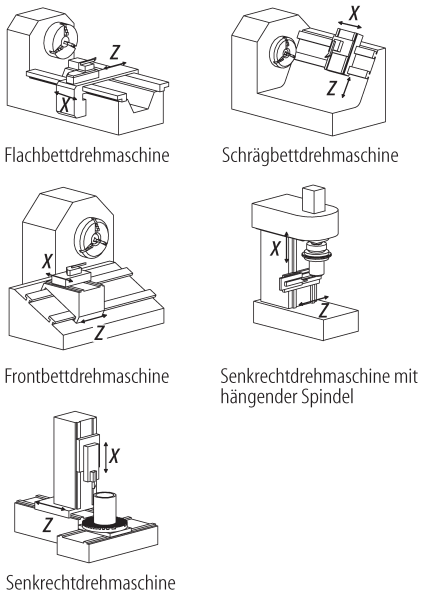


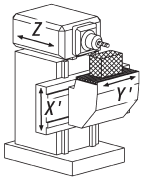
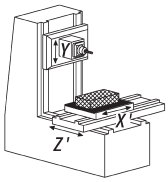
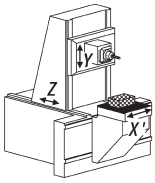
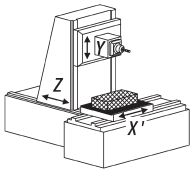
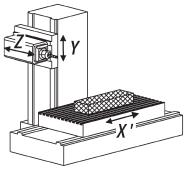
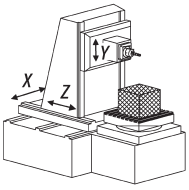
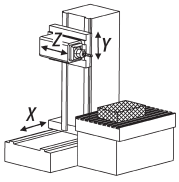
Bild 39. Klassifizierung von Drehmaschinen nach ihren Gestellbauformen

Bild 40 zeigt die wichtigsten Bauformen horizontaler und vertikaler Bohr- und Fräsmaschinen mit seriellen Kinematiken, gegliedert nach ihren Gestellbauformen (*Konsole, Bett, Portal*) und der Anzahl der Achsen im Werkzeugträger bzw. Werkstückträger. Wegen der in lotrechter Richtung zu bewegenden Massen findet die *Konsolständerbauweise* nur bei kleineren Werkzeugmaschinen Anwendung. Für die Bearbeitung schwerer Werkstücke kommen *Bettfräsmaschinen* zum Einsatz. Im Gegensatz zur Konsolfräsmaschine ruht bei dieser Bauart der Tisch auf einem starren Maschinenbett. Bei den Bettbauformen unterscheidet man zwischen *Kreuztischbauweise* und *Kreuzbettbauweise*. Von Kreuztischbauweise spricht man immer dann, wenn der Werkstückträger, also der Tisch, zwei zueinander senkrechte Bewegungsrichtungen ausführt. Da der Kreuztisch auf den breiten Führungsbahnen des Betts liegt, zeichnet sich diese Bauform durch eine hohe statische und dynamische Steifigkeit aus. Als Kreuzbettbauweise bezeichnet man die Ausführungen, bei denen zwei senkrechte Vorschubbewegungen auf dem Bett realisiert werden, wobei die eine der werkzeugtragenden Baugruppe (meist Ständer) und die andere der werkstücktragenden Baugruppe (meist Tisch) zuzuordnen ist.

Eine besonders stabile und für höhere Zerspanleistung bei großflächigen Werkstücken geeignete Bauform stellt die *Portalbauweise* dar (auch Zweiständerbauweise mit Querhaupt genannt). Sie gibt es in mehreren Ausführungen. Die *Langtischausführung* (**Bild 40 b**) ist mit einem in einer Richtung verfahrbaren Tisch ausgestattet. Das Bett ist doppelt so lang wie der Tisch. Alle Koordinatenbewegungen senkrecht zur Vorschubbewegung des Tisches werden vom Werkzeug ausgeführt. Demgegenüber steht die *„Gantry"-Bauweise* mit ortsfester Aufspannplatte und verfahrbarem Portal. Der Vorteil dieser Ausführung besteht darin, daß die gesamte Maschine nur noch so lang sein muß, wie das längste zu bearbeitende Werkstück bzw. die Aufspannplatte. Maschinen mit verfahrbarem Tisch benötigen die doppelte Länge. Eine Alternative zur konventionellen Gantry-Bauform stellt die modifizierte Bauweise mit obenliegenden X-Führungen dar, bei der die Maschinenständer ortsfest sind und der Querbalken in X-Richtung bewegt wird. Diese Variante ist besonders für hochdynamische Portalfräsmaschinen geeignet, da bei gleichem Arbeitsraum die bewegte Masse in X-Richtung gegenüber der konventionellen Variante deutlich reduziert ist. Sowohl hohe Genauigkeit für die Fertigbearbeitung, als auch hohe Spanleistung für die Vorbearbeitung sind die Anforderungen, die an die aufgeführten Maschinengestellbauformen gestellt werden.

Neben den konventionellen seriellen Maschinenkinematiken wächst die Bedeutung paralleler bzw. hybrider Bauformen. Dem Nachteil der komplexen Antriebssteuerung steht bei diesen Maschinenbauformen insbesondere ein Steifigkeitsgewinn durch die parallele Anordnung der Antriebe im Gegensatz zur seriellen Anordnung konventioneller Maschinen gegenüber. Die resultierenden Bewegungen des Werkzeugträgers können dabei je nach Maschinengestaltung drei- bis sechsachsig sein. Bei den hybriden Kinematiken ist ein Teil der Achsen weiterhin seriell angeordnet, wobei die Bewegung des parallelen Anteils sowohl eben als auch räumlich sein kann. Die vollparallelen Kinematiken unterscheiden sich bezüglich der Antriebsform in Formen mit längenveränderli-

a

Anzahl der Achsen im Werkzeugträger	Fräsmaschinen-Bauformen mit horizontaler Spindel		
	Konsolbauweise	Bettbauweise	
eins	 Konsolständerbauweise	 Kreuztischbauweise	
zwei	 Konsolbettbauweise	 Kreuzbettbauweise	
drei		 Fahrständerbauweise	 Bohrwerkbauweise

b

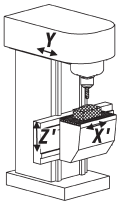
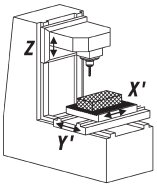
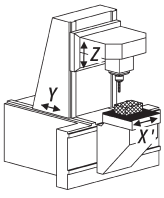
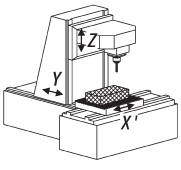
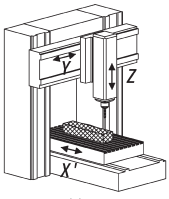
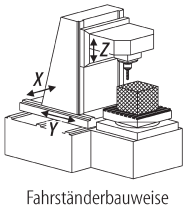
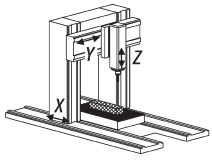
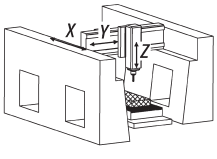
Anzahl der Achsen im Werkzeugträger	Fräsmaschinen-Bauformen mit vertikaler Spindel			
	Konsolbauweise	Bettbauweise	Portalbauweise	
eins	 Konsolständerbauweise	 Kreuztischbauweise		
zwei	 Konsolbettbauweise	 Kreuzbettbauweise	 Tischbauweise	
drei		 Fahrständerbauweise	 Gantrybauweise	 obenliegende Gantrybauweise

Bild 40 a, b. Bauformen von seriellen Bohr- und Fräsmaschinen. **a** Horizontale; **b** vertikale Bauform

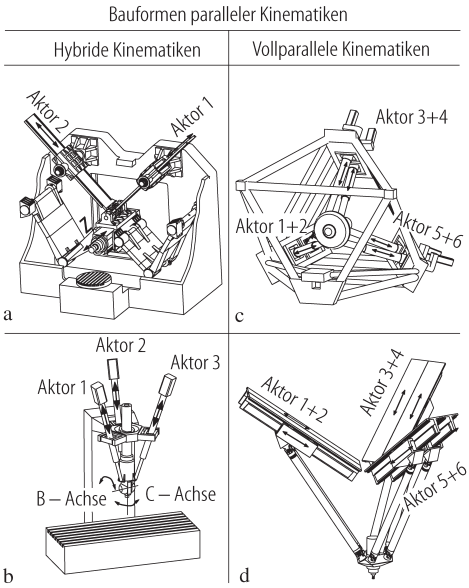


Bild 41 a–d. Parallele Kinematik-Bauformen von Fräsmaschinen. **a** DYNA-M: Hybride 3-Achsen-Kinematik mit 3 Werkzeugachsen, die sich aus der parallelen Bewegung der ebenen 2-Achsen Koppelkinematik und der serieller Pinole (Z-Achse) zusammensetzen; **b** TRICEPT: Hybride 5-Achsen-Kinematik mit 5 kartesischen Werkzeugachsen, die sich aus der Kombination der parallelen räumlichen 3-Achsen-Kinematik (Aktor 1–3) und den 2 seriellen Rotationsachsen (B- und C-Achse) ableiten lassen; **c** HEXAPOD: Vollparallele 6-Achsen-Kinematik mit lägenveränderlichen Streben, die eine 5- bzw. 6-Achsen-Bewegung des Werkzeugs ermöglicht; **d** LINAPOD: Vollparallele 6-Achsen-Kinematik mit starren Streben und bewegten Fußpunkten, die eine 5- bzw. 6-Achsen-Bewegung des Werkzeugs ermöglicht

chen Streben und ortsfesten Fußpunkten und starren Streben mit beweglichen Fußpunkten (**Bild 41**).

Eine Unterteilung von Kurbel- und Exzenterpressen kann ebenfalls nach den Gestellbauformen erfolgen (s. **T 3** und **T 4**). Hier unterscheidet man offene, ausladende *C-Gestelle* und geschlossene *O-Gestelle* in Zweiständerausführung.

Die C-Gestelle haben den Nachteil, daß sie sich durch die Umformkraft aufbiegen (**Bild 42 a**), wobei Fluchtungsfehler in den Werkzeughälften auftreten können. Dafür ist jedoch die Zugänglichkeit zum Arbeitsraum von drei Seiten gewährleistet. Geschlossene Gestellbauformen (**Bild 42 b**) werden ab mittleren Baugrößen und vor allem immer dann eingesetzt, wenn das Werkzeug bei den während des Umformvorgangs auftretenden Kräften eine besonders steife und genaue Führung verlangt.

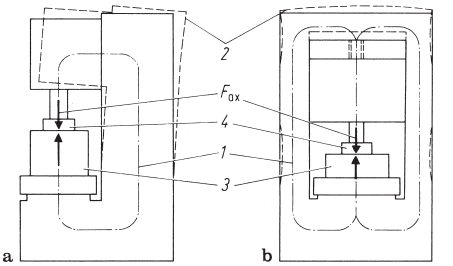


Bild 42. a Einständer- und **b** Zweiständermaschine. *1* Kraftfluß- und *2* Verlagerungskennlinien, *3* Werkstück, *4* Werkzeug, F_{ax} axiale Komponente der Bearbeitungskraft

1.3.2 Werkstoffe für Gestellbauteile. Materials for frames

Als Werkstoff für Gestelle und Gestellbauteile werden sowohl *Stahlbleche* als auch verschiedene *Gußwerkstoffe* verwendet. Für kleinere und mittelgroße (<5 m) Maschinengestelle, insbesondere Maschinenbetten, wird zunehmend auch *Reaktionsharzbeton* eingesetzt. Aufgrund immer höherer dynamischer Anforderungen an die Gestellbauteile werden auch Leichtmetallwerkstoffe wie Aluminium, Magnesium und Faserverbundkunststoffe immer interessanter. **Tab. 1** zeigt die wichtigsten physikalischen Eigenschaften typischer Gestellwerkstoffe.

Vorteile des Stahlbaus: Aufgrund des deutlich besseren Verhältnisses des Elastizitätsmoduls zur Dichte von Stahl gegenüber Grauguß ist eine Werkstoffersparnis mit geringem Gewicht möglich. Da für den Stahlbau keine Modellkosten anfallen, ist diese Bauweise insbesondere für Einzelausführungen geeignet. Man unterscheidet beim Stahlbau zwischen der *Platten-* und der *Zellenbauweise*. Die erste lehnt sich an Guß-Ausführungsformen an, wobei Platten oder Formstücke aus dicken Walzblechen unter Einfügung von Rippen zu Gestellen zusammengeschweißt werden. Diese Bauformen sind häufig bei Pressen, Scheren und ähnlichen Maschinen zu finden, wenn die Festigkeit von Grauguß nicht mehr ausreicht. Bei der *Zellenbauweise* besteht der Rahmen aus einer Vielzahl einzelner, aus dünnen Blechen gebildeter Zellen, die miteinander verschweißt werden. Durch diese Bauweise kann eine große Steifigkeit bei möglichst niedrigem Gewicht erzielt werden. Durch den geringen Materialeinsatz ist die Wärmekapazität jedoch entsprechend kleiner. Daher ist für diese Bauteile eine größere Gefahr thermoelastischer Verformungen gegeben (s. **T 1.1.2**).

Vorteile der Gußwerkstoffe: Gußwerkstoffe bieten bzgl. der Formgebung vielseitige Möglichkeiten zum belastungsgerechten Gestalten. Hinzu kommen speziell bei Grauguß die hohe Dämpfungsfähigkeit des Werkstoffes, die guten Gleiteigenschaften als Führungsbahnen, die guten Bearbeitungsmöglichkeiten sowie eine hohe Formbeständigkeit. Die Vorteile werden gesteigert bei Verwendung von Sondergußeisen

Tabelle 1. Physikalische Werkstoffeigenschaften für Gestellwerkstoffe von Werkzeugmaschinen

Werkstoff	Elastizitäts-modul	Spezifisches Gewicht	Wärmeaus-dehnungs-koeffizient	Spezifische Wärme-kapazität	Wärmeleit-fähigkeit	Festigkeits-bereich
	E in N/mm²	γ in N/dm³	α in 1/K	C in J/(gK)	λ in W/(mK)	σ in N/mm²
Stahl	$2{,}1 \cdot 10^5$	78,5	$11{,}1 \cdot 10^{-6}$	0,45	14 … 52	400 … 1300
Guß GGG	$1{,}6 \ldots 1{,}85 \cdot 10^5$	74,0	$9{,}5 \cdot 10^{-6}$	0,63	34	400 … 700
Grauguß	$0{,}8 \ldots 1{,}4 \cdot 10^5$	72,0	$9{,}0 \cdot 10^{-6}$	0,54	54	100 … 300
RH-Beton	$0{,}4 \cdot 10^5$	23,0	$10 \ldots 20 \cdot 10^{-6}$	0,9 … 1,1	1,5	10 … 15

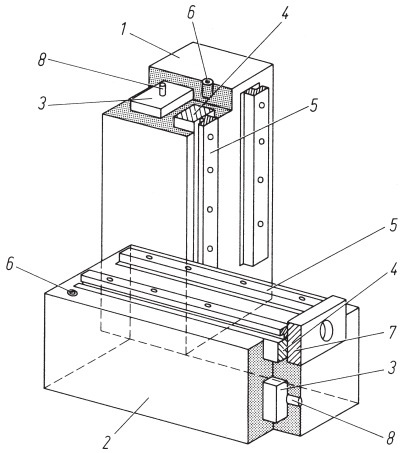


Bild 43. Maschinengestell aus Reaktionsharzbeton. *1* Maschinenständer aus Reaktionsharzbeton, *2* Maschinenbett aus Reaktionsharzbeton, *3* Kern aus Polyurethanschaum, *4* Schraubleiste (nachträglich eingeklebt), *5* Führungsbahnen (aufgeschraubt), *6* Gewindebuchse, *7* Lagerflansch (nachträglich eingeklebt), *8* Rohr zum Halten des Kerns

mit guten Gießeigenschaften bei unterschiedlichen Wanddicken und hoher Festigkeit ($R_m = 400$ N/mm^2 und mehr). Weitere Steifigkeitsverbesserungen können durch die Verwendung von Sphäroguß oder Stahlguß mit höherem Elastizitätsmodul und hoher Zugfestigkeit erreicht werden.

Vorteile des Reaktionsharzbetons: Die Materialdämpfung ist noch höher als z. B. bei Grauguß, wodurch sich eine höhere dynamische Stabilität ergibt. Die niedrigere Wärmeleitfähigkeit und die größere Wärmekapazität von Reaktionsharzbeton gegenüber anderen Werkstoffen macht die Gestellbauteile unempfindlicher gegen kurzzeitige Temperaturschwankungen. Neben den vielseitigen Gestaltungsmöglichkeiten von Gußwerkstoffen können mit Reaktionsharzbeton aufgrund des kalten Vergießens des Werkstoffes folgende Gestaltungsmöglichkeiten genutzt werden: Eingußteile, z. B. Spannflächen zum späteren Anschrauben von Abdeckungen, Motoren, Spindelkästen etc., können so positioniert werden, daß später keine Nacharbeiten erforderlich sind. Ebenso können Rohre, Kabel- und Schlauchführung für die Energieversorgung bereits in die Gußform direkt eingelegt werden. Die genau zu positionierenden Teile (z. B. Führungsbahnen) werden später in die vorbereiteten Nuten bzw. Aussparungen mit einem Mörtel eingeklebt [35]. Beispiel: **Bild 43**.

1.3.3 Gestaltung der Gestellbauteile

Embodiment design of structural components (frames)

Die Gestaltung der Gestellbauteile wird von der Forderung nach *statischer* und *dynamischer Steifigkeit* und möglichst *geringem Werkstoffeinsatz* bestimmt. Man baut daher starr und leicht, indem man das Trägheitsmoment durch geeignetes Ausbilden des Querschnitts vergrößert. Offene Querschnitte und Durchbrüche sind zu vermeiden, da diese die Steifigkeit wesentlich verringern. Außerdem sollte möglichst gedrungen konstruiert werden, da bei allen Biegebeanspruchungen Stütz- und Auskragweite großen Einfluß haben.

Durch geeignete Verrippung können Biege- und Torsionssteifigkeit von Gestellteilen erhöht werden. Der Querschnitt des Ständers sollte möglichst groß gewählt werden, da hierdurch die Steifigkeit der Gestellbauteile am wirkungsvollsten erhöht werden kann. Darüber hinaus sind Verrippungen zur Reduzierung lokaler Deformationen meist unerläßlich. Runde Querschnitte sind besonders torsionssteif und weisen bei Torsionsbeanspruchung keine Verzerrungen auf. Die Herstellung ist allerdings schwierig.

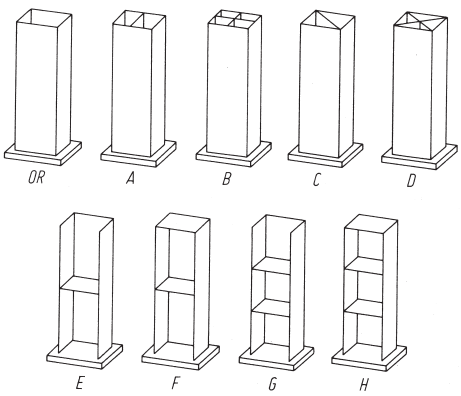


Bild 44. Verrippungsarten von Ständern

Bild 44 zeigt die bei Ständerbauteilen häufig verwendeten prinzipiellen Verrippungsarten. In den Fällen *A* bis *D* liegen Längsrippen vor. Die mit *E* bis *H* bezeichneten Ständer sind quergeschottet. Die in **Bild 45** angegebenen relativen Biege- und Torsionssteifigkeiten der unterschiedlichen Ständerverrippungen basieren auf Berechnungen nach der Finite-Elemente-Methode (s. **C 8**).

Die *Längsrippen* wirken sich hinsichtlich Biegesteifigkeit des Bauteils entsprechend der Erhöhung des äquatorialen Flächenträgheitsmoments günstig aus. Parallel zu den Außenwänden verlaufende senkrechte Rippen bringen keine wesentliche Torsionssteifigkeitsverbesserung. Bei Gestellbauteilen entsteht die Torsionsbelastung meist durch ein an den Führungsbahnen angreifendes Kräftepaar, das eine starke Querschnittsverzerrung verursachen kann. Zur Verhinderung dieser Querschnittsverzerrung bieten sich bei den Längsrippen insbesondere Diagonalrippen an.

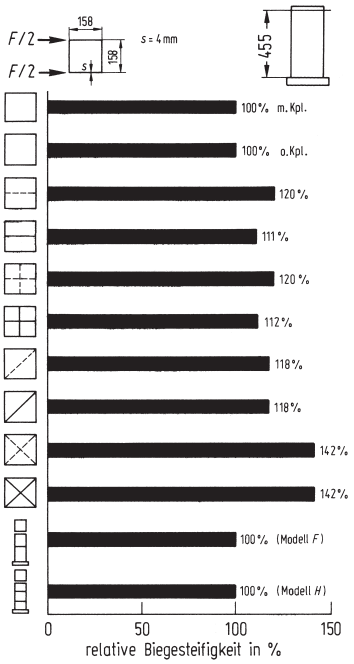
Horizontale Rippen (Querschotten und Kopfplatten) bewirken ebenfalls eine wirksame Behinderung der Querschnittsverzerrung bei Torsionsbelastung durch ein Kräftepaar. Auf die Biegesteifigkeit haben horizontale Rippen praktisch keinen Einfluß, sie können aber eine wesentliche Versteifung der Wände gegen lokales Ausbeulen und Verbiegen bewirken und damit auch einen Beitrag zur Verhinderung der lokalen Verformungen an den Krafteinleitungsstellen leisten.

Beispiel: Bild 46 zeigt einen Ständer mit Oktagonquerschnitt und rechteckiger Grundplatte, dessen Wände zellenartig verrippt sind. Zur Erhöhung der Torsionssteifigkeit sind Querschotten vorgesehen. Die Längsrippen erhöhen die Biegesteifigkeit und stützen die Führungsbahnen an den Außenwänden ab. Die Längsrippen im Bereich der Führungsbahnen gewährleisten zum einen eine gleichmäßige Verteilung der Belastungen von den Führungsbahnen in den gesamten Ständer und verhindern zum anderen zu große lokale Verformungen an den Krafteinleitungsstellen. Die Durchbrüche in den Rückwänden dienen zur Gewichtsreduzierung und als Montagelöcher. Eine weitere Gewichtsreduzierung bei marginalen Steifigkeitsverlusten ist durch die Abschrägung der Rückwand bei möglichst großen Abständen der Führungsschuhe zu erreichen.

1.3.4 Berechnung und Optimierung

Calculation and optimization

Ein entscheidendes Hilfsmittel zur wirksamen Voraussage des Verhaltens einer Maschine im Konstruktions- und Entwicklungsstadium ist die Simulation. Für den Rechnereinsatz



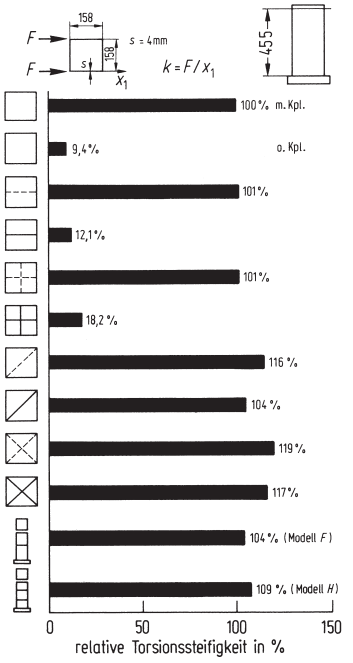


Bild 45. Relative Biege- und Torsionssteifigkeiten bei verschiedenen Verrippungen (FEM-Rechnungen)

ist eine leistungsfähige Anwendersoftware Voraussetzung. Die allgemein anwendbare Berechnungssoftware zur Ermittlung des mechanischen Verhaltens von Gestellbauteilen hinsichtlich Statik, Dynamik, Thermik sowie Spannungsanalyse sind Programme, die auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) basieren (s. **C 8**). Mit dieser Methode lassen sich statische und dynamische Verlagerungen bzw. Nachgiebigkeiten und Steifigkeiten, Eigenfrequenzen und auch Temperaturverteilungen bei vorgegebenen Wärmequellen sowie thermoelastische Verformungen berechnen. Die Durchführung einer Strukturanalyse mit der FEM besteht aus der *Datenaufbereitung* (Preprocessing), der *Berechnung* und der *Ergebnisauswertung* (Postprocessing). Die Verwertbarkeit der Ergebnisse hängt jedoch entscheidend von der realistischen Modellaufbereitung mit den entsprechenden Lastfällen und Randbedingungen ab. Insbesondere die Modellierung der thermischen Randbedingungen sowie der Dämpfungseigenschaften ist heute noch nicht realistisch möglich. Die Berechnung der statischen Eigenschaften sowie der ungedämpften Eigenfrequenzen und -schwingungsformen ist hingegen mit guter Genauigkeit möglich.

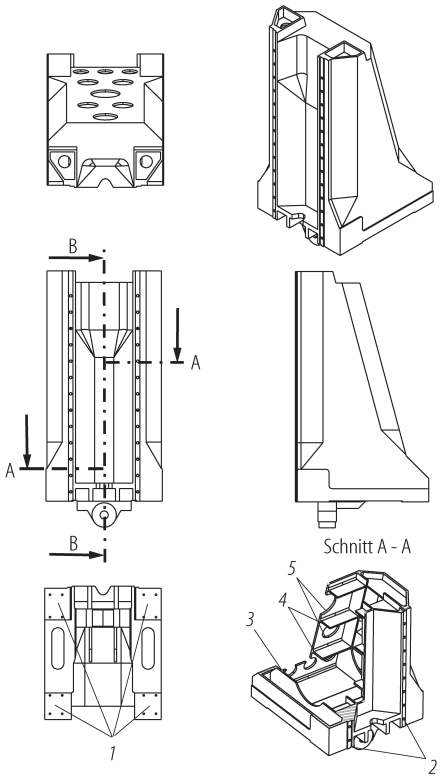


Bild 46. Ständer einer vertikalen Fahrständerfräsmaschine mit Verrippung. *1* Anschraubflächen der Führungsschuhe, *2* Anschraubflächen der Führungsleisten, *3* Längswände, *4* Querschotten, *5* Durchbrüche

Für die Strukturanalyse gewinnen Optimierungsstrategien, basierend auf der Finite-Elemente-Methode, zunehmend an Bedeutung. Derartige Programmsysteme dienen zur Optimierung von Gewicht und Steifigkeit mechanischer Strukturen sowie zur Minimierung von Spannungsspitzen auf den Rändern von Ausrundungen. Sie sind in der Lage, die geometrischen Bauteilparameter, z. B. Wandstärken, innerhalb bestimmter Grenzen automatisch zu variieren, so daß das Optimierungsziel (Optimum) erreicht wird. Bei spanenden Werkzeugmaschinen ist es ein wesentliches Ziel, die während der Bearbeitung auftretenden Verformungen an der Bearbeitungsstelle so klein wie möglich zu halten. Dies führt zu der Forderung, Gestellbauteile spanender Werkzeugmaschinen hinsichtlich maximaler Steifigkeit bei vorgegebenem Gesamtgewicht zu optimieren.

Beispiel: Bild 47 zeigt den verfahrbaren Ständer einer Bohr- und Fräsmaschine. Ziel dieser Optimierung war die Minimierung der Verformungen an dem Strukturpunkt *P* im Bereich der rechten Führungsbahn. Entsprechend der Bearbeitungskraft wirken auf den Ständer die eingezeichneten Belastungen, die eine leichte Biegung und eine starke Torsion des Ständers zur Folge haben. Als Optimierungsparameter wurden die Außen- und Rippenwandstärken des Ständers definiert. Da der Ständer als Schweißkonstruktion ausgeführt wurde, durften die Optimierungsparameter nur die unter Restriktionen aufgeführten acht diskreten Wandstärken zwischen 8 und 40 mm annehmen. In **Bild 47c** ist die Wandstärkenverteilung vor und nach der Optimierungsrechnung bei vorgegebenem Materialeinsatz (Gewicht) als Balkendiagramm dargestellt. Die Auswirkungen der Umverteilung des Materialvolumens auf die Verformungen der Führungsbahnen des Ständers zeigt **Bild 47d**. Es ergaben sich Verformungsverminderungen bis zu 17% gegenüber der Ausgangsstruktur.

Bei Umformmaschinen, z. B. Pressen, bei denen neben einer genügenden Steifigkeit die Spannungen im Bauteil im Vordergrund stehen, sind insbesondere lokale Spannungsüberhöhungen zu beachten, die sich infolge Kerbwirkung bei unstetigen Querschnittsübergängen (Bohrungen) ausbilden. Sie führen nicht selten zum Versagen einer ganzen Maschine.

Beispiel: Bild 48 zeigt die Optimierung der Ausrundungsform einer C-Gestell-Presse zur Minimierung von Spannungsspitzen auf dem Rand der Ausrundung. Es wird deutlich, daß die Spannungsspitze bei 235 ° um etwa 30% abgebaut werden konnte.

1.4 Führungen

Linear and rotary guides and bearings

Führungen an Werkzeugmaschinen haben die Aufgabe, den zur Ausführung der Schnitt- und Vorschubbewegungen bestimmten Bauteilen wie Schlitten, Spindelkasten, Pressenstößel, Pinolen usw. eine exakte, lineare Bewegungsbahn zu geben. Ferner sind Gewichte der geführten Bauteile und Werkstücke zu tragen und Prozeßkräfte möglichst verformungsfrei aufzunehmen [6]. Wichtige Anforderungen an die Führungen von Werkzeugmaschinen sind: Hohe Arbeitsgenauigkeit und großes Leistungsvermögen über lange Zeit bei niedrigen Herstell- und Betriebskosten [36].

Zur Erfüllung dieser Anforderungen müssen die Führungen folgende Eigenschaften besitzen:

- Geringe Reibung und Stick-Slip-Freiheit als Voraussetzung für exaktes Positionieren mit geringen Vorschubkräften,
- geringen Verschleiß und Sicherheit gegen Fressen, damit die Genauigkeit über lange Zeit erhalten bleibt,
- hohe Steifigkeit und geringes Führungsspiel bzw. Spielfreiheit, um die Lageveränderungen der geführten Bauteile gering zu halten,
- gute Dämpfung in Trag- und Bewegungsrichtungen, um Überschwingungen der Vorschubantriebe und Ratterneigung der Werkzeugmaschine zu vermeiden.

Weitere Kriterien wie Verlustleistung und thermisches Verhalten bedingt durch Wärmeableitung, Eindringschutz gegen Späne, Schmutz und Kühlmittel sowie Klemmen der Führung beeinflussen ebenfalls die Arbeitsgenauigkeit und das Leistungsvermögen der Werkzeugmaschine und müssen daher beachtet werden.

Herstell- und Betriebskosten werden hauptsächlich durch die Wahl des Führungsprinzips festgelegt. Die Einteilung der Führungen nach ihrem physikalischen Prinzip bzw. nach Art des Schmiermittels und des Schmierfilmaufbaus ist zusammen mit den Reibungskennlinien in **Bild 49** dargestellt.

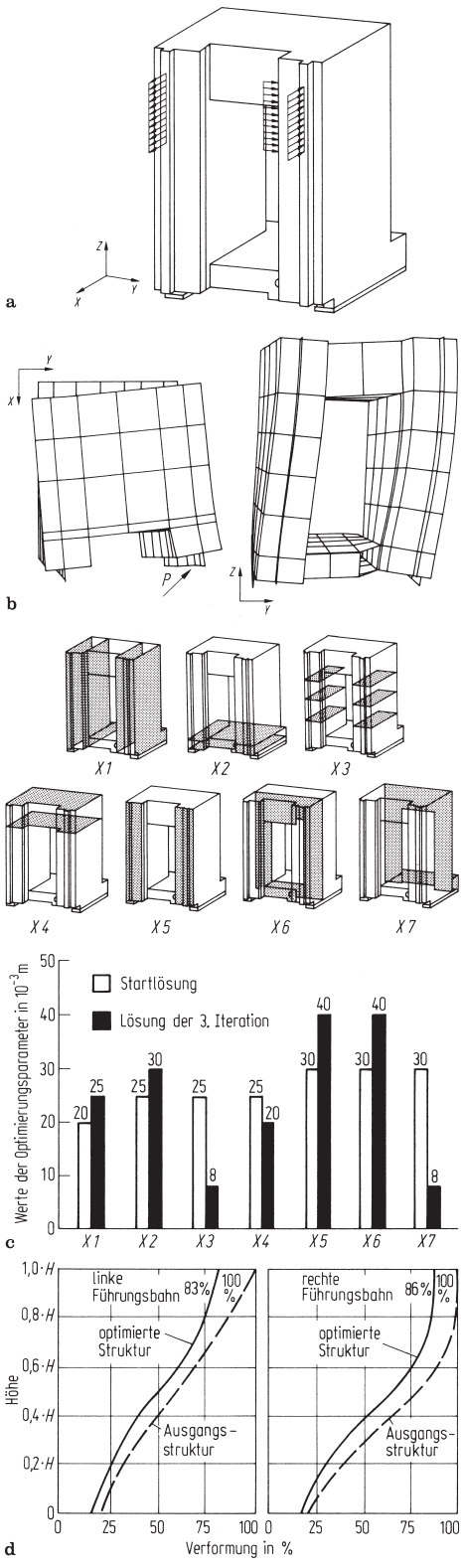


Bild 47a–d. Verformungsminimierung an einem Werkzeugmaschinenständer durch Wandstärkenvariation bei gleichbleibendem Gesamtgewicht. Optimierungsziel: Minimale Verformung an Strukturpunkt *P*; Restriktionen: gleiches Gewicht, Verwendung der Blechdicken 8, 10, 12, 15, 20, 25, 30, 40 mm. **a** Prinzipskizze; **b** verformte Strukturen; **c** Optimierungsparameter *X1* bis *X7*; **d** Verformungen der Führungsbahnen (im Raum)

►

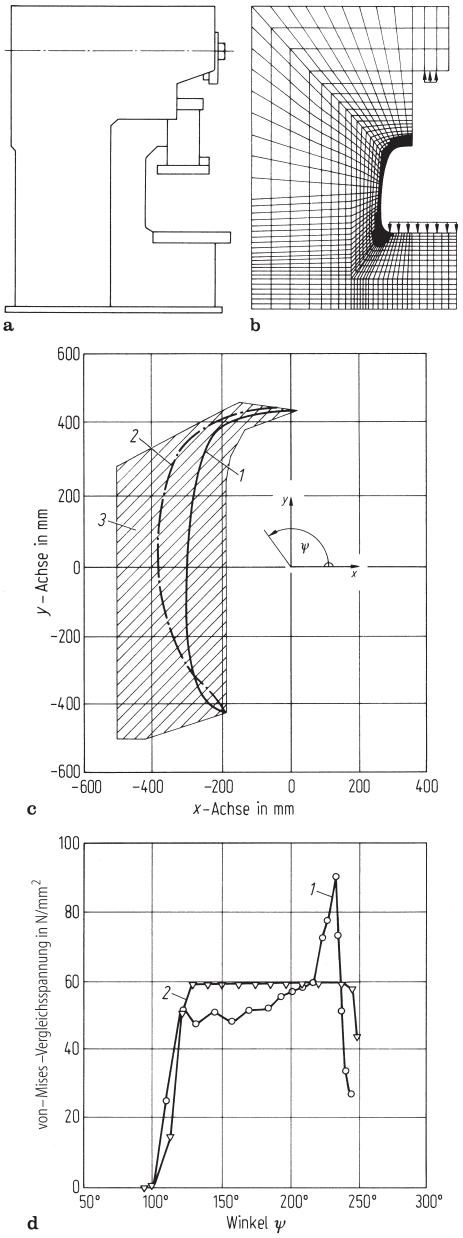


Bild 48a–d. Optimierung der Ausrundungsform einer C-Gestell-Presse. **a** Prinzipbild; **b** Finite-Elemente-Netz (Streckenlasten jeweils 800 kN); **c** Ausrundungskurven vor (*1*) und nach der Optimierung (*2*) innerhalb des zulässigen Variationsgebiets (*3*); **d** Spannungsverläufe auf dem Rand der Ausrundung vor (*1*) und nach der Optimierung (*2*), wobei die Berandung über den Winkel ψ in abgewickelter Form (gegen den Uhrzeiger) aufgetragen ist

Die Betriebssicherheit und die Störanfälligkeit zusammen mit der Fähigkeit eventuell auftretende Überlastungen aufzunehmen, beeinflussen die Betriebskosten der Führung. Der Wartungsbedarf sowie die Schmutzempfindlichkeit der verschiedenen Führungsprinzipien sind weitere Kriterien, die die Betriebskosten beeinflussen und somit bei der Auswahl Berücksichtigung finden müssen.

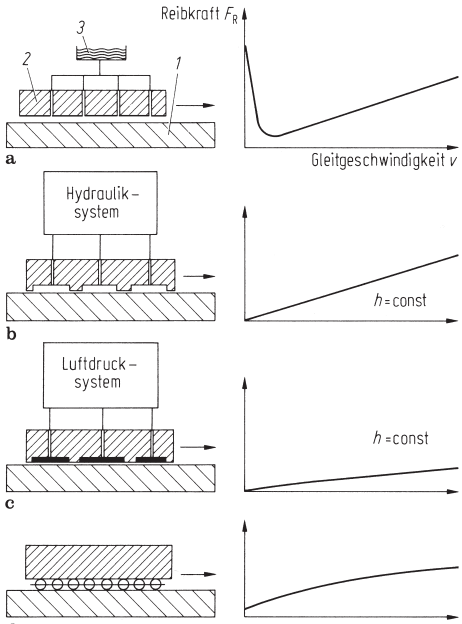


Bild 49a–d. Führungsprinzipien und Reibungskennlinien. **a** Hydrodynamische Führung, *1* Bett, *2* Schlitten, *3* Ölvorratsbehälter; **b** hydrostatische Führung; **c** aerostatische Führung; **d** Wälzführung

1.4.1 Linearführungen. Linear guides

Bild 50 zeigt die im Rahmen einer Industriebefragung ermittelte Häufigkeitsverteilung der verschiedenen Führungsprinzipien bei unterschiedlichen Maschinenarten. Stand der Umfrage ist 1995. Die Auswertung ergab, daß die in den letzten Jahren vermehrt eingesetzten Profilschienenwälzführungen bei allen spanenden Werkzeugmaschinen inzwischen am häufigsten verwendet werden. Der Marktanteil der hydrodynamischen Gleitführungen – der Ende der achtziger Jahre noch am häufigsten verwendeten Führungsart – ist im gleichen Zeitraum entsprechend zurückgegangen.

Flachführungen. Sie sind, abgesehen von den Profilschienenwälzführungen, die meist eingesetzte Bauform im Werkzeugmaschinenbau. Sie ermöglichen die Aufnahme der Gewichts-, Massen- und Schnittkräfte weitgehend senkrecht zur Führungsbahn (**Bild 51**). Gegen Abheben des Schlittens sind Umgriffleisten vorzusehen. Die seitliche Führung wird durch nachstellbare Keilleisten spielarm eingestellt, Neigung 1 : 40 bis 1 : 100. Nachstellmöglichkeiten sind in **Bild 51f** und **g** dargestellt.

Schwalbenschwanzführungen (Bild 51b). Sie verhindern das Abheben des Schlittens durch Abschrägen der Seitenflächen um 55°. Durch schräg angeordnete Keilleisten wird eine Nachstellbarkeit erreicht. Vorteile gegenüber Flachführungen sind die geringe Bauhöhe und ein gutes Dämpfungsverhalten. Gebaut werden auch Ausführungen (**Bild 51c**) mit Abschrägung auf der einen, Flachführung auf der anderen Seite. Die Anwendung von Schwalbenschwanzführungen beschränkt sich im wesentlichen auf Kurzhobel-, Stoß- und kleine Fräsmaschinen sowie Schlitten für Neben- und Zustellbewegungen. Hauptsächlich werden sie als Gleitführungen eingesetzt.

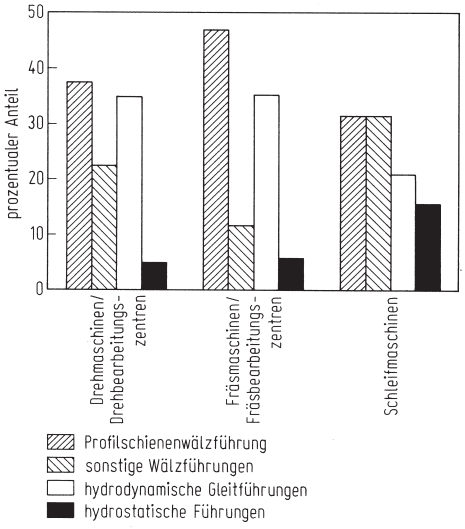


Bild 50. Häufigkeit unterschiedlicher Führungsprinzipien

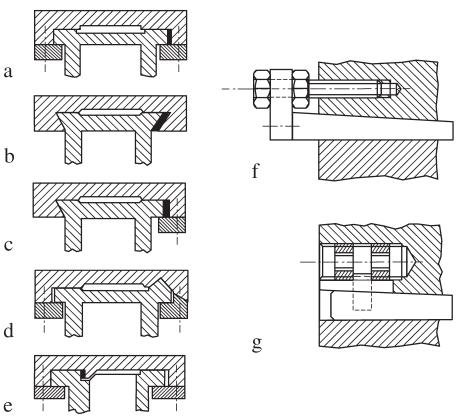


Bild 51 a–g. Führungsarten. **a** Flachführung mit Umgriffleiste und nachstellbarer Keilleiste; **b** Schwalbenschwanzführung mit Keilleiste; **c** Flachführung mit Schwalbenschwanz-Gegenführung; **d** Prismenführung (Dachform) mit nachstellbarer Umgriffleiste und flacher Gegenführung; **e** Schmalführung mit nachstellbarer Keilleiste. Nachstellmöglichkeiten für Keilleisten: **f** außen; **g** innen über Innensechskant-Gewindemuffen

Prismenführungen (Bild 51 d). (Dach- und V-Form.) Diese nehmen Kräfte in zwei Richtungen auf. Anwendung der Dachform bei kleinen und mittleren Drehmaschinen zur Führung des Hauptsupports, auch in Kombination mit Flachführung. Sicherung gegen Abheben durch Umgriffleiste, die über eine Schräge spieleinstellbar ist.

Schmalführungen (Bild 51 e). Zur einwandfreien seitlichen Führung des Tisches sollten Schmalführungen verwendet werden. Der Abstand b der Führungsflächen sollte möglichst klein sein („Schmal"-Führung), um ein Verkanten (Schubladeneffekt) und thermische Einflüsse auf das Spiel zu verhindern.

Zylindrische Führungen. Sie werden als Richtführungen (z. B. Bohrspindelhülse) oder Gleitführungen mit spieleinstellbaren Wellenhülsen (Spiethhülsen) oder Wälzführungen eingebaut (s. **G 4**). Vorteil: Leichte Herstellung und hohe Führungsgenauigkeit, jedoch schwierige Montage (Achsabstand) und nur für begrenzte seitliche Belastung geeignet.

Gleitführungen mit hydrodynamischer Schmierung. Sie sind im Bereich des Werkzeugmaschinenbaus häufig vertreten. Gründe hierfür sind die große Dämpfungsfähigkeit sowie eine hohe erreichbare Genauigkeit und Steifigkeit bei relativ niedrigem Konstruktions- und Fertigungsaufwand [40]. Nachteilig können sich die relativ hohen Reibkräfte bei den Vorschubantrieben auswirken.

Werkstoffpaarung. Bei Gleitführungen sowie kombinierten Wälz-/Gleitführungen werden zu 30 % Grauguß-Grauguß-Werkstoffpaarungen und zu 28% Grauguß-Kunststoff-Werkstoffpaarungen eingesetzt, während die übrigen Paarungen nur in geringem Maße verwendet werden. Beim bewegten Teil der Führung (Schlitten) kommen überwiegend Grauguß und Kunststoffe auf Epoxidharz- und Teflonbasis (PTFE) zum Einsatz. Der feststehende Führungsteil (Bett) wird meistens aus Grauguß und in geringem Maße aus Stahl (Ck 45, 16MnCr5 oder 90MnV8) hergestellt.

Herstellung und Bearbeitung. Die Herstellung von kunststoffbeschichteten Führungen erfolgt durch Aufkleben von Kunststoffolien oder mit Hilfe der Abformtechnik. Beim Abformen wird die grob vorbearbeitete Gleitfläche mit der Kunststoffmasse bespachtelt und vor dem Aushärten auf die fertigbearbeitete und mit einem Trennmittel eingesprühte Gegenführung eingesenkt (Spachteltechnik). Um eine korrekte Ausrichtung der Führungsbahn und eine gleichmäßige Kunststoffschicht zu erzielen, justiert man vor dem Einlegen Positionier- bzw. Abstandsleisten zwischen den beiden Partnern. Der überflüssige Kunststoff wird durch die Gewichtskräfte und evtl. zusätzliche Lasten aus der Fuge gedrückt. Bei der Einspritztechnik erfolgt die Beschichtung durch Einpressen der Kunststoffmasse in den Zwischenraum voreingestellter und justierter Bauteile (**Bild 52**). Durch Hobeln mit einem Spitzstahl oder Fräsen mit einem Einschneider läßt sich eine gute Haftung zwischen Kunststoff und Schlitten erreichen.

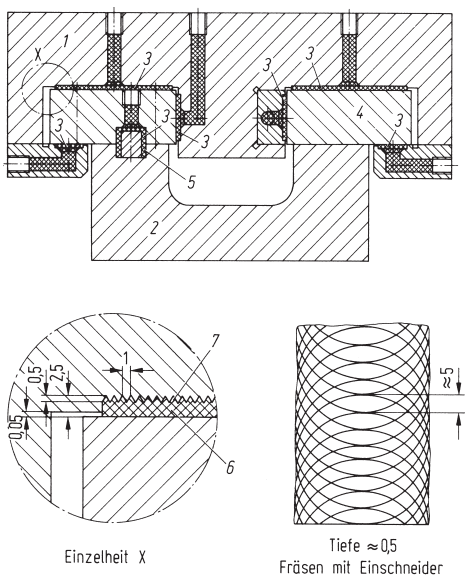


Bild 52. Einspritztechnik bei kunststoffbeschichteten Gleitführungen (SKC-Gleitbelagtechnik). *1* Schlitten, *2* Bett, *3* Kunststoffgleitbelag, *4* Einpreßbohrungen, *5* geschraubte Führungsleiste und Paßfeder

Der überwiegende Teil (ca. 60%) der mit Kunststoff gespachtelten oder gespritzten Gleitführungen wird nach dem Aushärten zur Ausbildung von Öltaschen geschabt. Ein geringerer Teil (ca. 25%) kommt ohne weitere Bearbeitung zum Einsatz [37]. Bei dem am häufigsten verwendeten Führungsbahnwerkstoff, Grauguß, finden die vier Endbearbeitungsverfahren Schaben, Umfangschleifen, Stirnschleifen und Feinfräsen Anwendung, während Stahl meist nur durch Umfangs- und Stirnschleifen bearbeitet wird.

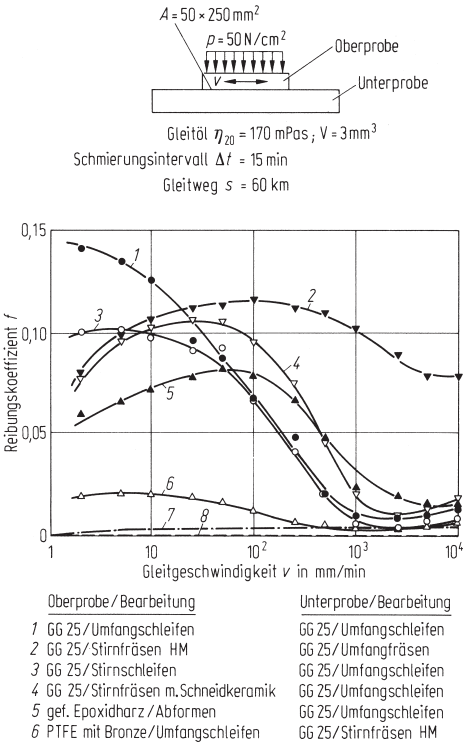
Tragende Führungsbahnen sollten wegen Freßgefahr und Verschleiß gehärtet sein. Grauguß ist durch Brenn- oder Induktionshärtung oder durch Gießen gegen Kokillen härtbar (HB = 4,5 bis 6 kN/mm^2). Oberflächengehärtete Stahlführungen (HRC 58 bis 63) sind als Rundsäulen, Blockleisten, Platten oder Federbandstahl erhältlich.

Tribologische Eigenschaften. Bei der tribologischen Betrachtung (s. **E 5**) von Reibung und Verschleiß muß stets das Beanspruchungskollektiv berücksichtigt werden [38]. Das Beanspruchungskollektiv umfaßt die Bewegungsart (Gleiten, Rollen usw.), den zeitlichen Bewegungsablauf (kontinuierlich, oszillierend usw.) sowie die Belastungsparameter (Normalkraft F_N, Geschwindigkeit v, Temperatur und Beanspruchungsdauer t_B). Von besonderer Bedeutung sind ferner die Eigenschaften von Grund- und Gegenkörper mit ihren Werkstoffen und ihren Oberflächenstrukturen, sowie der Zwischenstoff nach seiner Art, Viskosität und Menge.

Das *Reibungsverhalten* von unterschiedlichen Führungsprinzipien und von Gleitführungen mit verschiedenen Werkstoffen und Oberflächenstrukturen zeigt **Bild 53** [36]. Die hydrostatische Führung weist die niedrigsten Reibungskoeffizienten auf. Deutlich größer als bei hydrostatischer und Wälzführung sind die Reibungskoeffizienten bei hydrodynamischer Gleitführung. Bei dieser Führungsart haben die Oberflächenstrukturen starken Einfluß auf den Verlauf der Reibungskennlinie (Stribeck-Kurve). Die Anwendung des Bearbeitungsverfahrens, Umfangsschleifen auf der feststehenden Unterprobe (Bett) und bewegten Oberprobe (Schlitten), führt zu einem steilen Abfall der Reibungskoeffizienten mit steigender Geschwindigkeit (Kennlinie *1*). Dies begünstigt die unerwünschte Stick-Slip-Neigung (Ruckgleiten) bei niedrigen Vorschubgeschwindigkeiten. Zur Vermeidung dieses steilen Abfalls sollte ein Teil der Gleitführung, vorzugsweise der Schlitten, Bearbeitungsriefen quer zur Gleitrichtung aufweisen [39]. Dies ist durch Stirnschleifen oder noch besser durch Stirnfräsen erreichbar (Kennlinie *2, 3, 4*). In diesem Fall liegt das gesamte Niveau der Reibungskoeffizienten im unteren Gleitgeschwindigkeitsbereich bedeutend niedriger. Dadurch wird der Stick-Slip-Neigung entgegengewirkt. Eine günstige Reibungskennlinie, auch bezüglich niedriger Stick-Slip-Neigung, zeigen gefüllte Epoxidharze und PTFE (Teflon) mit Bronze (Kennlinie *5* und *6*). Teflon erlaubt sogar Trockenlauf, weist jedoch geringe Drucksteifigkeit (Kantenfestigkeit) auf.

Der Verschleiß geschmierter ungehärteter Grauguß-Gleitführungen liegt bei einer Belastung von 50 N/cm^2 in der Größenordnung 1 bis 3 µm je Gleitpartner nach 60 km Gleitweg, die bei einem Einschichtbetrieb einer Betriebsdauer von rund fünf Jahren entsprechen. Ein Härten der metallischen Führungen bewirkt bei einer geschmierten Gleitbeanspruchung keine gravierende Reduzierung des Verschleißes. Die heutigen abformbaren Kunststoffmaterialien führen durch Quellerscheinungen häufig zu einer negativen Spalthöhenveränderung (d. h. Spalt wird kleiner) in der Größenordnung von 3 µm. Da während eines Fertigungsprozesses neben notwendigem Gleitbahnöl auch Kühlemulsion auf die Führungsbahn gelangen kann, können auch höhere Quellwerte der Kunststoffe auftreten.

Sehr weiche Führungsmaterialien wie reines PTFE führen unter einer im Werkzeugmaschinenbau üblichen Belastung von



Oberprobe/Bearbeitung	Unterprobe/Bearbeitung
1 GG 25/Umfangschleifen	GG 25/Umfangschleifen
2 GG 25/Stirnfräsen HM	GG 25/Umfangfräsen
3 GG 25/Stirnschleifen	GG 25/Umfangschleifen
4 GG 25/Stirnfräsen m. Schneidkeramik	GG 25/Umfangschleifen
5 gef. Epoxidharz/Abformen	GG 25/Umfangschleifen
6 PTFE mit Bronze/Umfangschleifen	GG 25/Stirnfräsen HM

Bild 53. Reibungsverhalten unterschiedlicher Führungen. *1–6* Gleitführungen, *7* Wälzführungen, *8* hydrostatische Führungen

50 N/cm^2 zu unvertretbar hohem Verschleiß. Durch Beigabe von geeigneten Zusatzstoffen (z. B. Bronzepulver) werden bei weiterhin günstigen Reibungseigenschaften geringere Verschleißwerte erzielt.

Die *Schmierung* von hydrodynamischen Gleitführungen ist im Hinblick auf deren Verschleiß ein wichtiger Aspekt. Die meisten Werkzeugmaschinen (bis zu 80%) sind mit Impulsschmieranlagen ausgestattet. Kontinuierliche Fallölschmierung und Handschmierungen finden nur in geringem Maße Anwendung. Bei der Schmierung werden Gleitbahnöle mit Viskositäten $\eta_{50} = 30 \cdot 10^{-3}$ bis $80 \cdot 10^{-3}$ Ns/m^2 eingesetzt. **Bild 54** zeigt Schmiernutformen und -querschnitte für Gleitführungen. Als Eindringschutz gegen Schmutzpartikel werden an Gleitführungen Abstreifer (meist aus Kunststoff) angebracht.

Gleitführungen mit hydrostatischer Schmierung. Bei diesem Führungsprinzip sind die Gleitflächen der geführten Maschinenelemente berührungsfrei durch einen Ölfilm voneinander getrennt, der unter Druck steht und von einem externen Ölversorgungssystem aufrechterhalten wird [39]. Das Drucköl gelangt über Zuführbohrungen in hydrostatische Taschen und strömt im Parallelspalt zwischen den Gleitflächen unter Druckverlust ab. Die Ölversorgung geschieht entweder über eine separate Pumpe je Tasche (**Bild 55 a**) oder eine gemeinsame Pumpe bei konstantem Druck und hydraulischer Entkopplung der Taschen durch Vordrosseln, meist Kapillarrohre (**Bild 55 b**). Der erste Fall bietet höhere Steifigkeit und Überlastfähigkeit bei geringerer Verlustleistung, im zweiten Fall ist der Herstellungsaufwand geringer bei halber Anfangssteifigkeit.

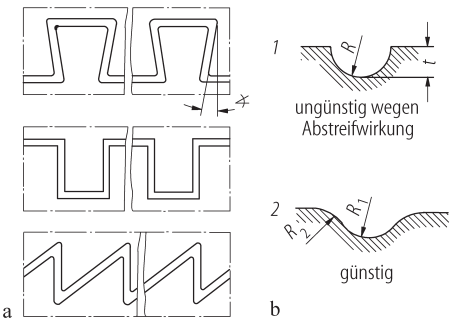


Bild 54a, b. Schmiernutformen. **a** Formen; **b** Schmiernutquerschnitte, Querschnittsform *2* tritt häufiger auf als Form *1*

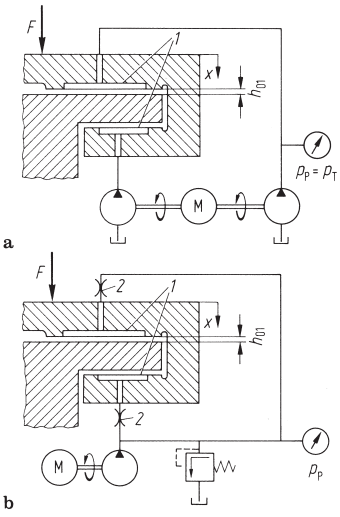


Bild 55a, b. Ölversorgung hydrostatischer Drucköltaschen *1* über Mehrfachpumpen **a**, gemeinsame Pumpen **b** und Kapillardrosseln *2*

Bild 56 zeigt die Last-Verformungsgleichung für ein hydrostatisches Umgrifftaschenpaar in graphischer Form. Mit diesen Kennlinien läßt sich die Spalthöhenänderung bei gegebener Geometrie und Belastung bestimmen.

Vorteile hydrostatischer Führungen. Sie arbeiten verschleißfrei, weisen keine Anlaufreibung und nur geringe Reibung ohne Ruckgleiten (Stick-Slip-Effekt) im Bereich niedriger Vorschubgeschwindigkeiten auf. Bedingt durch den Ölfilm sind auch die Dämpfungseigenschaften quer zur Führungsbahn gut. Durch die Wahl der Spalthöhen, der Vorspannung und der Flächenverhältnisse sind hohe Steifigkeiten bei kleinem Bauraum erzielbar und in weiten Grenzen beeinflußbar.

Gleitführungen mit aerostatischer Schmierung. *Gasgeschmierte* Lager arbeiten nach demselben Funktionsprinzip wie flüssigkeitsgeschmierte. Die Unterschiede beider bestehen hauptsächlich in den Eigenschaften ihrer Schmiermittel. Vorteile sind sehr geringe Reibung, geringe Wärmeentwicklung, sehr hohe Wiederholgenauigkeit sowie, durch den Wegfall der Dichtungen und der Schmiermittelrückführung, geringer konstruktiver Aufwand. Als nachteilig sind größere Bauteilabmessungen, geringere Dämpfung, schlechte Notlaufeigenschaften sowie erhöhter Aufwand für die Fertigung und Luftaufbereitung zu nennen. Durch die Kompressibilität des Schmiermittels können selbsterregte pneumatische Instabilitäten entstehen, die unter dem Begriff *„air-hammer“* bekannt sind. Sie lassen sich jedoch durch konstruktive Maßnahmen beseitigen. Zu ihrer Vermeidung muß der Speisedruck auf 4 bis $10 \cdot 10^5$ Pa begrenzt werden. Die sehr engen Lagerspalte von etwa 10 µm setzen sehr hohe Fertigungsgenauigkeiten sowie geringe statische, dynamische und insbesondere thermisch bedingte Verlagerungen voraus. Die Berechnung aerostatischer Lager erfolgt unter Annahme viskoser Spaltströmung mit Hilfe der Navier-Stokesschen Gleichungen.

Bild 57 zeigt einen aerostatisch gelagerten Schlitten mit Rundtisch. Zur Reduzierung des Fertigungsaufwandes wird der Schlitten mit federbelasteten Stützrollen vorgespannt, die im Vergleich zu den aerostatischen Lagern sehr geringe Steifigkeiten besitzen. Dadurch ist ihr Einfluß auf die Führungsgenauigkeit sehr gering.

Wälzführungen. Außer Gleitführungen finden wälzgelagerte Geradführungen in der Praxis eine breite Anwendung. Sie bieten gegenüber Gleitführungen folgende *Vorteile*: leichter Lauf wegen Rollreibung, geringer Anfahrwiderstand, kein Stick-Slip, Wartungsfreiheit. Als nachteilig ist bei dieser Führungsart gegenüber hydrostatischen und hydrodynamischen Führungen die geringe Dämpfung normal zur Bewegungsrichtung zu nennen [39].

Wälzführungselemente werden in unterschiedlichen Baugrößen und Genauigkeitsklassen angeboten. Als Wälzkörper kommen Kugeln, Zylinderrollen und Nadeln zum Einsatz (s. **G 4**). Wälzführungen mit umlaufenden Wälzkörpern werden außerdem für die Realisierung großer Verfahrwege verwendet. Da die Wälzkörper in einer endlosen Schleife laufen, wird der Verfahrweg nur durch die Länge der Schiene begrenzt. Je nach Ausführungsform werden Rollen oder Kugeln eingesetzt.

Die am häufigsten im Werkzeugmaschinenbau eingesetzten Führungen sind die Profilschienenwälzführungen (**Bild 58**). Bei Profilschienenwälzführungen, die mit Kugeln ausgeführt sind, unterscheidet man nach Gestaltung der Laufbahnen in 4-Punkt- und 2-Punkt-Kontakt-Ausführungen. Die spielfreie Einspannung der einzelnen Kugeln im 4-Punkt-Kontakt erlaubt auch Bauformen mit lediglich zwei Kugelreihen. Im Gegensatz dazu müssen Systeme mit Zweipunkt- bzw. Zweilinienkontakt der Wälzkörper vier Wälzkörperreihen besitzen (**Bild 59**). Bei letzteren unterscheidet man hinsichtlich der Kontaktlinienrichtung zwischen Elementen mit X- oder mit O-Anordnung der Wälzlager.

Aufgrund der höheren Kontaktsteifigkeiten des Linienkontakts weisen rollengeführte Systeme im Vergleich zu kugelgeführten Systemen höhere Steifigkeiten auf. Unter Zugbelastung ist das Steifigkeitsverhalten von Profilschienenwälzführungen aufgrund des ungünstigeren Kraftflusses schlechter als unter Druck. Die Steifigkeitswerte unter Zugbelastung liegen teilweise nur bei 50% der Steifigkeitswerte bei Druckbelastung.

Profilschienenwälzführungen können auf dem Markt mit unterschiedlichen Vorspannungsklassen erworben werden. Eine höhere Vorspannung bewirkt eine höhere Steifigkeit, geht aber auf Kosten der Lebensdauer. Die Vorspannung wird herstellerseitig über den Durchmesser der Wälzkörper festgelegt. Um eine signifikante Lebensdauerverkürzung zu vermeiden, ist die maximal erhältliche Vorspannung zumeist herstellerseitig auf einen Betrag von ca. 13% der dynamischen Tragzahl C begrenzt.

Im Vergleich zu hydrodynamischen Gleitführungen weisen Profilschienenwälzführungen in allen Richtungen ein wesentlich geringeres Dämpfungsmaß auf. Abhilfe bei dynamischen Problemen können Dämpfungswagen bringen, die zumeist

$$\frac{F}{p_p A_{eff_1}} = \frac{1}{1+\xi_1(1-\frac{x}{h_{01}})^3} - \frac{\varphi}{1+\xi_2(1+\frac{x}{\lambda \cdot h_{01}})^3}$$

mit $\lambda = \frac{h_{02}}{h_{01}}$; $\varphi = \frac{A_{eff_2}}{A_{eff_1}}$

$$\xi_1 = \frac{R_{K1}}{R_{T0_1}} = \frac{1+\xi_2}{\varphi} - 1;\ \xi_2 = \frac{R_{K2}}{R_{T0_2}}$$

$\lambda = 1, \xi_2 = \varphi$

R_K: Kapilarwiderstand $R_K = \frac{8 \cdot \eta \cdot l_K}{\delta \cdot r_K^4}$

R_T: Taschenwiderstand $R_T = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{b \cdot h^3}$

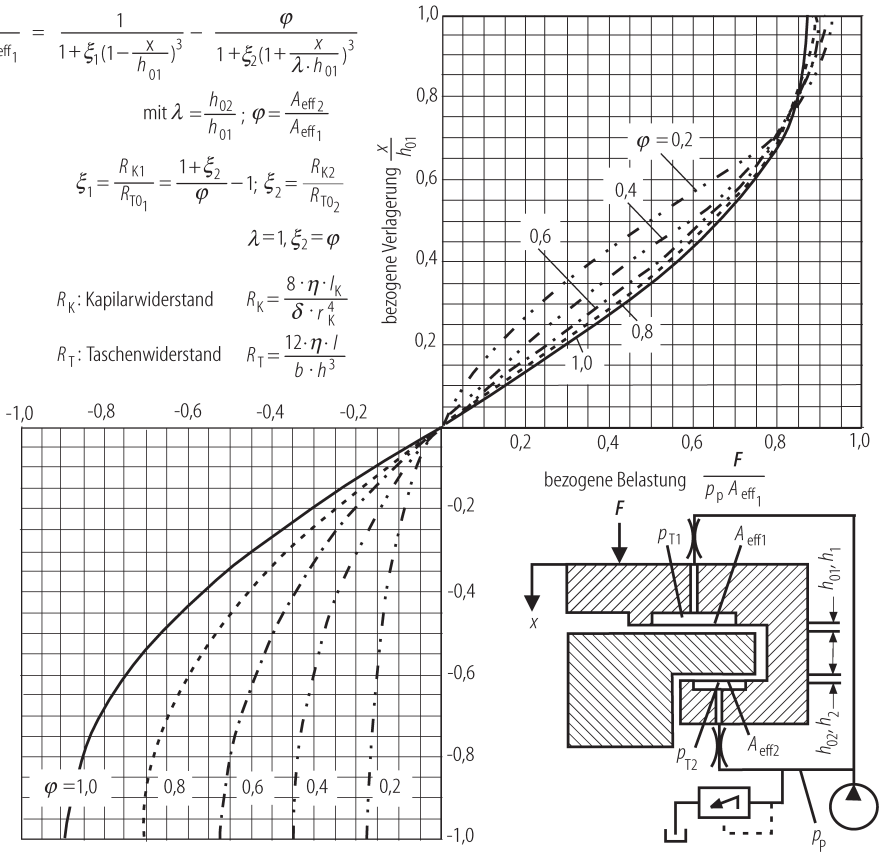


Bild 56. Verlagerungs-Belastungskennlinien für hydrostatische Gleitführungen gemäß Bild 55 b; System: eine Pumpe und Kapillaren mit Umgriff, äußere Last F, effektive Lagerflächen A_{eff}, Pumpendruck p_p, Taschendruck p_T, Flächenverhältnis φ, Viskosität η, Abströmlänge l, Abströmbreite b. Technische Daten: Anfangsspalthöhenverhältnis $\lambda = 1$, Drosselverhältnis $\xi_2 = \varphi$

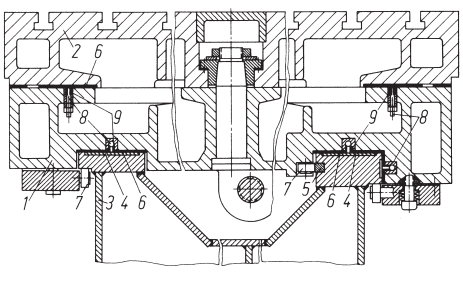


Bild 57. Aerostatische Führung eines Querschlittens *1* mit aerostatisch gelagertem Drehtisch *2* (Wotan, Düsseldorf), *3* Bett, *4* eingeklebte gehärtete Stahlplatten, *5* eingeklebte Stahlleiste, *6* aufgeklebte Kunststoffplatten, *7* federbelastete Stützrollen, *8* Luftzufuhr, *9* Einströmöffnung mit Düsen als Drosseln

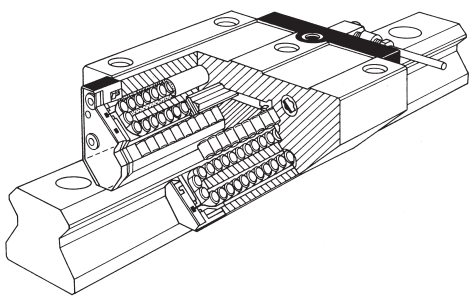


Bild 58. Profilschienen-Wälzführung

ähnlich wie bei Gleitführungen nach dem Squeeze-Film-Prinzip arbeiten. In den meisten Fällen ist ein Einsatz von Dämpfungswagen bei der praktischen Anwendung von Profilschienenwälzführungen jedoch nicht notwendig.

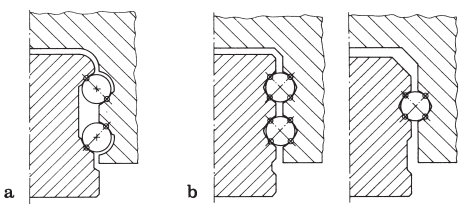


Bild 59 a, b. Kugelführungen **a** mit 2-Punkt und **b** 4-Punkt-Berührung der Kugeln (Deutsche Star, Schweinfurt)

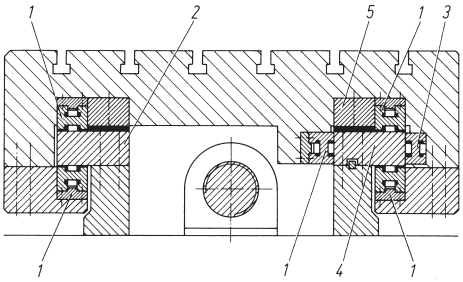


Bild 60. Schlittenführung einer Fräsmaschine. *1, 3* Rollenumlaufschuh, *2, 4* Führungsschiene, *5* Dämpfungsleiste (INA-Lineartechnik)

Beispiel: Bild 60. In der Schlittenführung übernehmen die vier aufliegenden Wälzführungselemente (Rollenumlaufschuh) die Hauptlast des horizontalen Schlittens. Neben diesen Elementen liegen die Dämpfungsleisten. Das im Kapillarspalt zwischen Leiste und Führungsbahn verbleibende Öl wirkt als Schwingungsdämpfer.

1.4.2 Drehführungen, Lagerungen

Rotary guides, bearings

Die Eignung verschiedener Lagerarten für im Werkzeugmaschinenbau gebräuchliche Anwendungskriterien zeigt **Tab. 2** [6].

Hauptlagerungen. Sie dienen zur Führung und Kraftaufnahme der an der Erzeugung der Schnitt- oder Umformbewegung beteiligten rotierenden Bauteile. An Spindellagerungen für Bohr-, Fräs-, Dreh- und Schleifspindeln werden höchste Anforderungen hinsichtlich der Laufgenauigkeit gestellt. Daher sind die Abmaße der verschiedenen Elemente des Spindel-Lager-Systems wie u. a. Lager, Spindel und Gehäuse sehr eng zu tolerieren [48]. Neben der Drehzahlgrenze hat auch der geforderte Drehzahlbereich und -verlauf Einfluß auf die Lagerauswahl. Bei Verwendung des Wälzlagers ist das Schmierprinzip (Fett-, Ölminimalmengen- oder Ölkühlschmierung) entsprechend Einsatzdrehzahl, Systembelastung und zulässiger Verlustleistung zu wählen [43–45]. Walzen- und Kurbellagerungen müssen zumeist größte Kräfte bei geringem Bauraum übertragen. Daher sind sie häufig als Gleitlagerungen ausgeführt [41].

Tabelle 2. Vergleich der Lagerarten

	Wälzlager	hydrodyn. Lager	hydrostat. Lager	aerostat. Lager	magnet. Lager
hoher Drehzahlkennwert $n^* Dm$	◔[a]	◐	◐	●	●
hohe Lebensdauer	◔	◔	●[b]	●[b]	●[b]
hohe Laufgenauigkeit	◔	◔	●	●	●
hohe Dämpfung	○	◔	◔	◐	◔
hohe Steifigkeit	◔	◔	●	◐	◔
geringer Aufwand für Schmierung und Schmiersystem	●[c]	◐	○	◐	○[d]
geringe Reibung	◐	○	○	●	●
günstiger Preis (Beschaffung, Wartung)	●[c]	◐	◐	◐	○

[a] abhängig von Schmiersystem und Wälzlagerart

[b] Lebensdauer unbegrenzt bei störungsfreiem Betrieb

[c] mittel bei Ölschmierung

[d] hoher Regelaufwand für Magnetkräfte

● sehr günstig ○ günstig ◔ mittel ◐ ungünstig

Vorschubspindellagerungen. Sie stellen hohe Genauigkeits- und Belastungsanforderungen an die Axiallager bei sehr hohem Drehzahlbereich, daher grundsätzlich Wälzlagerungen mit Vorspannung.

Getriebelager. In diesen laufen Wellen, Radnaben usw. als Bauteile von Rädergetrieben. Sie übertragen meist höhere Kräfte bei kleinem bis mittlerem Drehzahlbereich. Einsatz von Normwälzlagern, bei kleinen Relativdrehzahlen und geringem Bauraum auch Gleitlager aus Bronze oder Grauguß.

Aerostatische Lagerungen. Ihr Einsatzgebiet sind hochgenaue Führungen und Lagerungen für die Meßtechnik, für Präzisions- und Ultrapräzisionsmaschinen. Sie zeichnen sich besonders durch ihre Reibungs- und Stick-Slip-Freiheit aus. Unebenheiten auf den Führungs- und Lagerflächen werden über dem Spalt gemittelt, wodurch eine gleichmäßige Bewegung und eine geringe Geradheitsabweichung erreicht wird. Durch den offenen Kreislauf, die Luft entweicht in die Umgebung, ist ein einfacher Aufbau möglich. Typische Luftdrücke liegen zwischen 5 bar und 10 bar, typische Spaltweiten zwischen 2 µm und 20 µm.

Beispiel: Bild 61.

Gleitlagerungen mit hydrostatischer Schmierung [39, 40] (s. **G 5.4**). Sie werden als Hauptlagerungen von Schleif-, Feindreh-, Bohr- und Fräsmaschinen eingesetzt, wenn hohe Belastungen aufzunehmen und große Drehzahlbereiche zu verwirklichen sind. Jedoch lassen sich durch geeignete Wahl der konstruktiven Parameter beinahe beliebige Betriebseigenschaften erzielen. Diesen Vorteilen steht der hohe Aufwand für ein Ölversorgungssystem und Sicherheitseinrichtungen bei dessen Ausfall gegenüber. Bei hohen Gleitgeschwindigkeiten (15 m/s und mehr) und kleinen Ölspalten (um 30 µm) ist geringe Ölviskosität zu wählen, um Reibungsverluste und Erwärmung gering zu halten. Ein sorgfältiger Einbau und die Berücksichtigung der Wellendurchbiegung sind erforderlich, da es sonst zu Festkörperkontakt und damit zu einer Lagerbeschädigung kommen kann.

Beispiel: Bild 62.

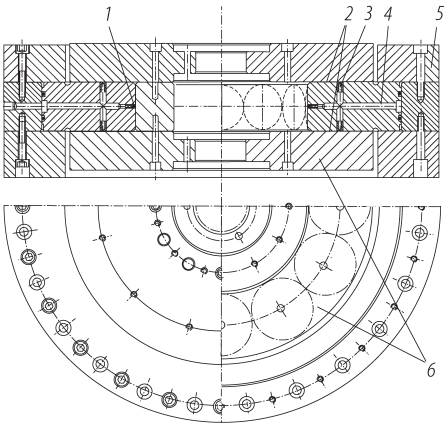


Bild 61. Aerostatisch gelagerter Rundtisch, *1* radiales Lager, *2* axiale Lager, *3* Düsen, *4* Speiseluftversorgung, *5* starres Tischgehäuse, *6* Rundtisch

T

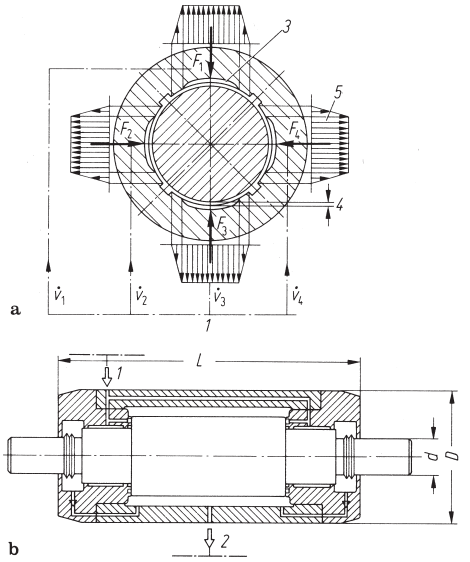


Bild 62a, b. Hydrostatisch gelagerte Spindel (FAG, Schweinfurt). **a** Querschnitt mit Druckbergen (resultierende Druckkräfte F); **b** Längsschnitt. *1* Ölzufuhr, *2* Ölabfuhr, *3* hydrostatische Tasche, *4* Spalt, *5* Druckberg, $\dot{V}$ Ölmengen

Wälzlagerungen (s. **G 4**). Diese haben im Werkzeugmaschinenbau wegen ihrer Anpassungsfähigkeit an zum Teil extreme Anforderungen wie hohe Dauergenauigkeit, hohe Tragfähigkeit und Steifigkeit, großer Drehzahlbereich mit hohen Geschwindigkeiten bei geringer Erwärmung ein großes Einsatzgebiet. Diese Anforderungen werden durch Kombination geeigneter Wälzkörper, Käfig- und Laufflächenausführung und -anordnung, Lagerspiel bzw. Vorspannung, Schmierung und Güteklassenauswahl erfüllt. Wälzlager sind genormt und zeichnen sich daher durch Kostenvorteile und leichte Beschaffbarkeit aus. Für Spindellagerungen setzt man Wälzlager bis zur höchsten Genauigkeitsklasse nach DIN 620 ein.

Um die Steifigkeit sowie die Rundlaufgenauigkeit möglichst hoch und den Verschleiß der Lager möglichst gering zu halten, ist i. allg. eine geringe bis mittlere Lagervorspannung angebracht [46, 47]. Eine Schmierung der Wälzlager ist unumgänglich, da sonst die Lager nach kurzer Einsatzzeit ausfallen und zudem die Lagertemperatur zu hoch ist. Für kleine bis mittlere Lagerdrehzahlen wird zur Schmierung Fett verwendet. Ein Lagereinsatz bei höheren Drehzahlen, denen Drehzahlkennwerte $n \cdot d_m$ über $1{,}0 \cdot 10^6$ mm/min (d_m mittlerer Lagerdurchmesser) entsprechen, erfordert die Ölminimalmengen- oder die Öleinspritzschmierung. Für höchste Drehzahlkennwerte mit $n \cdot d_m > 2{,}0 \cdot 10^6$ mm/min wird in den meisten Fällen die Öleinspritz- der Minimalmengenschmierung wegen ihrer größeren Betriebssicherheit vorgezogen [41, 42]. Bei der Einspritzschmierung wird das Schmieröl in größeren Mengen in einem gekühlten Ölkreislauf geführt und dient somit auch der Lagerkühlung. Bei Verwendung von Präzisionsschrägkugellagern, die insbesondere zur Lagerung von Hochgeschwindigkeitsspindeln üblich sind, ist das Fettschmierprinzip auch bis zu Drehzahlkennwerten von $n \cdot d_m = 1{,}0 \cdot 10^6$ mm/min möglich. Hierbei sind jedoch spezielle Synthetikfette mit genau auf die Wälzlager abgestimmten Dosiermengen erforderlich. Daneben ist in diesem Fall auf einen präzisen Einlaufvorgang bei langsamer Drehzahlsteigerung und intermittierenden Betrieb zu achten [41, 42].

Zylinderrollenlager werden häufig zur Radiallagerung eingesetzt. Eine hohe Steifigkeit und Dämpfung wird durch die Rollen erreicht. Dies gilt besonders bei den zweireihigen Ausführungen. Die Spieleinstellbarkeit wird durch einen Kegelsitz auf der Spindel ermöglicht.

Kegelrollenlager ermöglichen Nachstellbarkeit durch axiales Zustellen eines Lagerrings. Sie besitzen gute Dämpfungseigenschaften, jedoch ist ihre Drehzahl durch die Bordreibung der Rollen nach oben begrenzt. Die O-förmige Anordnung der Kegelrollenlager erlaubt die Kompensation der Temperaturausdehnung.

Axial-Schrägkugellager erlauben bei geringerer Vorspannung Drehzahlkennwerte bis $n \cdot d_m = 5{,}0 \cdot 10^5$ mm/min.

Axial-Zylinderrollenlager sind bei großen Axialkräften und nicht zu hohen Drehzahlen ($n \cdot d_m \leq 0{,}4 \cdot 10^5$ mm/min) im Einsatz, z. B. für die Planscheibenlagerung großer Drehmaschinen oder Vorschubspindellagerungen. Bei letzteren ist zur Erhöhung der Gesamtsteifigkeit die Spindel an beiden Enden axial zu lagern.

Axialrillenkugellager dienen zur Übertragung von Axialkräften. Sie verlieren für Spindellagerungen an Bedeutung. Um hohe axiale Spindelbelastungen aufnehmen zu können, werden zunehmend Axialschrägkugellager bevorzugt.

Schrägkugellager erlauben hohe Drehzahlen. Die geringere Steifigkeit dieser Lager vor allem in axialer Richtung wird durch Aneinanderreihen mehrerer (bis zu 4) Lager in Tandemanordnung, die mit bis zu zwei Stützlagern vorgespannt werden, erhöht, **Bild 63**. Häufig werden die Schrägkugellager in Kombination mit einem ein- oder mehrreihigen Zylinderrollenlager eingesetzt. Wenn die zu lagernde Spindel mit höchsten Drehzahlen (Drehzahlkennwert $n \cdot d_m = 1{,}0$ bis $2{,}0 \cdot 10^6$ mm/min) betrieben werden soll, sind fast ausschließlich Schrägkugellager im Einsatz.

Je nach Anordnung ist eine Festlagerung, Fest-/Loslagerung (**Bild 64**) oder eine elastisch angestellte Lagerung (**Bild 65**) möglich. Fest- und Fest-/Loslagerungen sind axial steif in Zug- und Druckrichtung; elastisch angestellte Lagerungen nehmen nur Druckkräfte auf, sind jedoch für höchste Drehzahlen geeignet, da die Lagervorspannung konstant ist. Hochgeschwindigkeitslager werden immer häufiger als Hybridlager (Lagerringe aus Stahl mit Keramikkörpern) ausgeführt. Die Werkstoffpaarung Keramik/Stahl weist gute tribologische Eigenschaften auf.

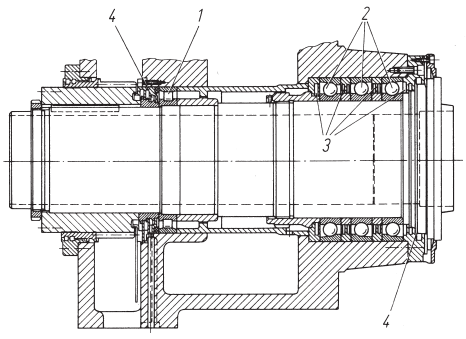


Bild 63. Drehmaschinenarbeitsspindel (FAG, Schweinfurt). *1* Zylinderrollenlager, *2* Schrägkugellager, *3* Fettkammern, *4* Labyrinthabdichtung [48]

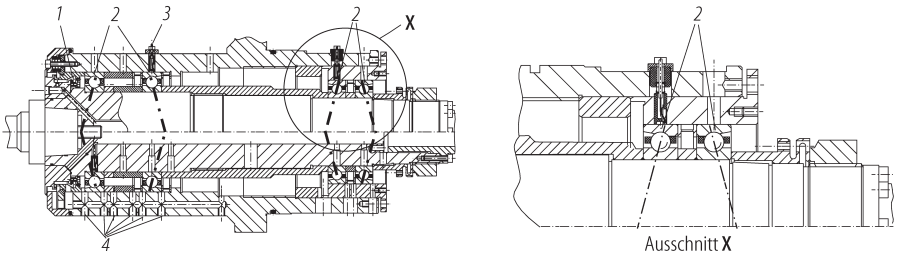


Bild 64. Fräsmaschinenspindel mit Fest- Loslagerung (WZL, Aachen). *1* Berührungslose Dichtung, *2* Spindellager, *3* Temperatursensor, *4* Öl Zu- und Abfuhr

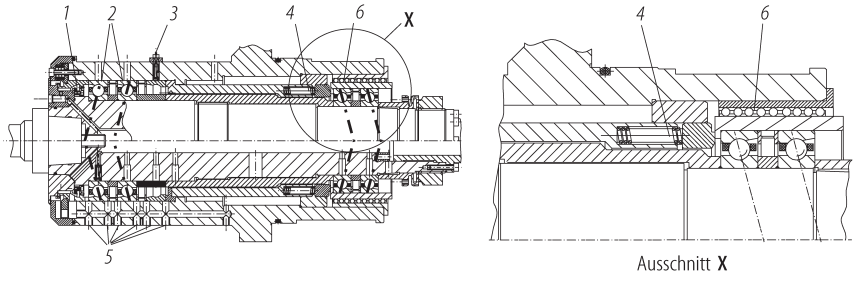


Bild 65. Fräs(„Hochgeschwindigkeits"-)spindel, elastisch angestellte Lagerung (WZL, Aachen). *1* Berührungslose Dichtung, *2* Spindellager, *3* Temperatursensor, *4* Federvorspannung, *5* Ölzu- und Abfuhr, *6* Kugelhülse

2 Steuerungen. Control systems

G. Pritschow, Stuttgart

2.1 Steuerungstechnische Grundlagen
Fundamentals of control

2.1.1 Zum Begriff Steuerung. Definition of control

DIN 19226 definiert Steuerung als Vorgang in einem System, bei dem eine oder mehrere Größen als Eingangsgrößen die Ausgangsgrößen auf Grund der dem System eigentümlichen Gesetzmäßigkeiten beeinflussen. Die Benennung Steuerung wird auch als Gerätebezeichnung verwendet, wobei die Kombination von Mechanik, Elektronik und Informatik, auch über das Kunstwort „Mechatronik" bekannt, heute eine Grundlage der Automatisierungstechnik im Maschinenbau darstellt. Die Steuerung bildet den unabdingbaren Bestandteil einer Maschine, um einen Arbeitsprozeß nach vorgegebenem Programm selbständig ablaufen lassen zu können.
Eine Spezifikation des Begriffs Steuerung nimmt DIN 19237 vor [31]. In dieser Norm wird eine Steuerung nach ihrer Art der Informationsdarstellung und Signalverarbeitung definiert.

2.1.2 Informationsdarstellung. Information layout

Nach der Informationsdarstellung unterscheidet man zwischen *analog* (z. B. Kurven-, Nocken-, Nachformsteuerungen) und *digital* (z. B. NC-Steuerungen) arbeitenden Steuerungen. Letztere arbeiten mit digitalen (quantisierten) Signalen, die üblicherweise *binär* (zweiwertig) dargestellt werden.

2.1.3 Programmsteuerung und Funktionssteuerung
Program control and function control

Werden Maschinenfunktionen (z. B. Bewegungen, Schaltfunktionen) von Hand aufgerufen, spricht man von einer *Handsteuerung,* werden sie dagegen über die einzelnen Schritte eines gespeicherten Programms aufgerufen, handelt es sich um eine *Programmsteuerung* [1]. Digital arbeitende Programmsteuerungen verfügen über ein Schaltwerk, das schrittweise das Anwenderprogramm interpretiert.
Programmsteuerungen verarbeiten *Programmanweisungen* zu einzelnen Funktionsaufrufen und koordinieren den Ablauf der Funktionen selbsttätig. Ist der Steuerungszustand zeitlich determiniert, wie z. B. bei der Führung eines Drehmeißels durch eine Kurvenscheibe – hier ist die Drehwinkellage eine Funktion der Zeit –, dann wird von einer *zeitgeführten* Steuerung gesprochen (z. B. Kurvensteuerung). Alle anderen Programmsteuerungen sind *prozeßgeführt,* d. h. die Weiterschaltbedingungen zum nächsten Programmschritt sind vom Erreichen bestimmter Werte der Prozeßgrößen wie Weg, Temperatur, Kraft abhängig. Für die Steuerung von Werkzeugmaschinen kommen häufig Wegplansteuerungen zur Anwendung, deren bekannteste Variante die *numerische Steuerung* ist [3, 4].
Die Umsetzung der von Hand oder per Programm aufgerufenen Funktionen einer Maschine erfolgt über eine *Funktionssteuerung* (**Bild 1**). Diese zerlegt die aufgerufenen Funktionen in eine festgelegte Folge von Arbeitsschritten und leitet deren Ausführung ein. Abhängig von der Komplexität ihrer Aufgaben können Funktionssteuerungen in sich wiederum Programmsteuerungen enthalten. Damit erhält dieser Begriff eine übergeordnete allgemeinere Bedeutung, da letztlich jede Programmsteuerung der Umsetzung einer Funktionalität dient (**Bild 2**). Der Funktionssteuerung untergeordnet sind hier Stell- und Meßglieder. Als Stellglieder werden diejenigen

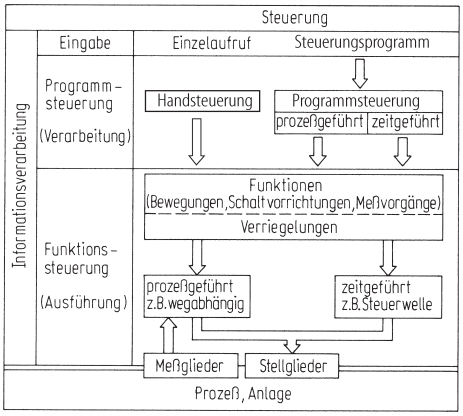


Bild 1. Steuerungsstruktur

Elemente bezeichnet, die als Ausgang der Regel- oder Steuereinrichtungen direkten Einfluß auf die Anlage oder den Prozeß nehmen. Zu stellende Elemente sind z. B. Hydro- und Elektromotoren, hydraulische und pneumatische Stellzylinder, Kupplungen und Getriebe. Läuft das Arbeitsprogramm prozeßgeführt ab, so sind an der Maschine Meßglieder, z. B. Wegmeßsysteme angebracht. Sie melden den Zustand des Prozesses, z. B. die Lage des Werkzeugs, an die Steuerung. Damit ist es möglich, in Abhängigkeit von zurückgelegten Wegen oder bestimmten Positionen Bearbeitungsschritte einzuleiten oder zu beenden.

2.1.4 Signaleingabe und -ausgabe
Input and output of signals

Ein Signal am Eingang eines Funktionsglieds bezeichnet man als Eingangs- oder Eingabesignal, analog dazu nennt man Signale am Ausgang Ausgangs- oder Ausgabesignale. Vor oder nach der Verarbeitung werden Signale häufig einer Behandlung durch Ein- bzw. Ausgabeglieder unterzogen. Funktionen sind dabei für das

– *Eingabeglied:* Entstören, Umformen, Umsetzen, Potential trennen, Anpassen, Wandeln (Analog/Digital, Digital/Analog);
– *Ausgabeglied:* Verstärken, Wandeln, Sichern, Entkoppeln.

Eingabe- und Ausgabeglieder können entfallen, wenn die Schaltungstechnik der Signalumgebung der Steuerung angepaßt ist (systemgerechte Signale).

2.1.5 Signalbildung. Signal forming

Eingangs- und Ausgangssignale einer Steuerung sind Signale einer Signalbildungsquelle. Je nach Art der Signale unterscheidet man zwischen

– *Meldung:* Signal über den Zustand des Prozesses zur Information des Menschen (optische und akustische Signalisierung nach DIN 19235) und
– *Rückmeldung:* Signal, das als unmittelbare Auswirkung auf einen Befehl erfolgt.

2.1.6 Signalverarbeitung. Signal processing

Jede Steuerungsfunktion, unabhängig vom Umfang und der Steuerungsebene, läßt sich strukturell in *Signaleingabe, Signalverarbeitung* und *Signalausgabe* gliedern. Die Signalverarbeitung erfolgt entweder in Form der Verknüpfungssteuerung oder der Ablaufsteuerung.

Verknüpfungssteuerung. Werden Ausgangssignale im Sinne von Verknüpfungen bestimmten Eingangssignalen zugeordnet, spricht man von Verknüpfungssteuerungen. Die Signalverarbeitung erfolgt über *Grundfunktionsglieder*.
Beispiele für Grundfunktionsglieder sind:

– Verknüpfungsglieder: UND, ODER, NICHT,
– Zeitglieder zur Signalverkürzung, -verzögerung, -verlängerung,
– Speicherglieder wie RS-, D-, JK-Speicherglieder (R = Reset, S = Set).

Ablaufsteuerung. Steuerungen mit zwangsläufig schrittweisen Abläufen nennt man Ablaufsteuerungen. Hierbei unterscheidet man Steuerungen mit zeit- oder prozeßgeführten Weiterschaltbedingungen. Das Steuerungsproblem läßt sich dabei in Form einer Ablaufkette beschreiben (**Bild 3**).
Wichtige Merkmale einer prozeßgeführten Ablaufsteuerung sind:

– Nur ein Ablaufglied ist gesetzt.
– Weiterschaltbedingung ist nur von den dem aktuellen Schritt folgenden Bedingungen abhängig.
– Sicherheitsverriegelungen erfolgen unabhängig von der Ablaufkette.
– Umfangreiche Steuerungsaufgaben verlangen häufig mehrere Ablaufketten, die sich aus der in **Bild 4** dargestellten Struktur ableiten lassen.

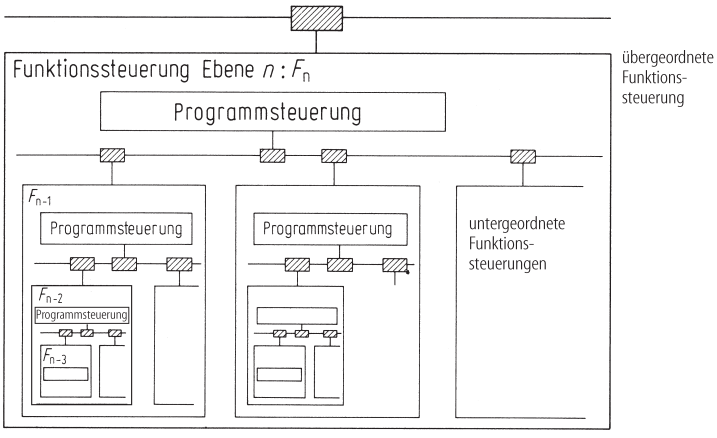


Bild 2. Funktions- und Programmsteuerung

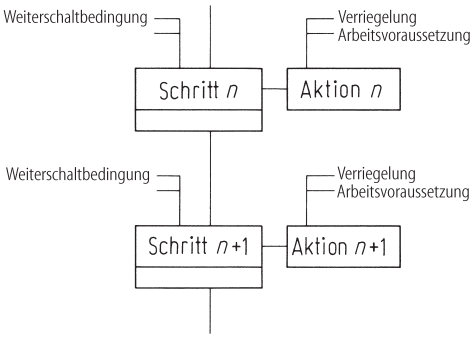


Bild 3. Beschreibung des Steuerungsproblems als Ablaufkette

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ergibt sich aufgrund der zeitlichen Steuerung der Signalverarbeitung:

Taktsynchrone Steuerung. Bei ihr erfolgt die Signalverarbeitung in den einzelnen Elementen der Steuerung nur zu bestimmten Zeitpunkten, die durch einen Takt synchronisiert werden. Diese Vorgehensweise ist vor allem dann sinnvoll, wenn unterschiedliche Signallaufzeiten in verschiedenen Steuerungsteilen und ihre Streuung das auftretende Steuerungsergebnis nicht eindeutig machen würden. Sie wird insbesondere bei elektronischen Steuerungen angewendet.

Asynchrone Steuerung. Eine asynchrone Signalverarbeitung ist bedarfs- und laufzeitorientiert und nicht an einen festen Takt geknüpft. Durch die Art der Steuerung ist sichergestellt, daß keine laufzeitbedingten Fehler zwischen sich beeinflussenden Signalen auftreten. Dies erfolgt i. allg. durch eine vorgeschriebene Signalfolge, bei der die Verarbeitung von Daten erst nach speziellen Freigabesignalen erlaubt und die Einleitung einer Folgeoperation nur über eine Erfolgsmeldung der vorhergehenden freigegeben wird.

2.1.7 Steuerungsprogramme. Control programs

Merkmale

Das Programm einer Steuerung umfaßt die Gesamtheit aller Anweisungen und Vereinbarungen für die Signalverarbeitung, durch die eine zu steuernde Anlage (Prozeß) aufgabengemäß beeinflußt wird. Es kann in unterschiedlicher Form vorliegen. Starre Systeme arbeiten mit festen Programmen, wobei eine Auswahl zwischen mehreren Programmen möglich sein kann. Ändern sich die Programme häufig, werden zweckmäßigerweise austauschbare, freiprogrammierbare Programmspeicher eingesetzt. Bei mechanischen Steuerungen sind dies z. B. Kurvenscheiben, Nocken, Anschläge oder Kerbleisten und bei elektrischen Steuerungen waren es früher Programmwalzen,

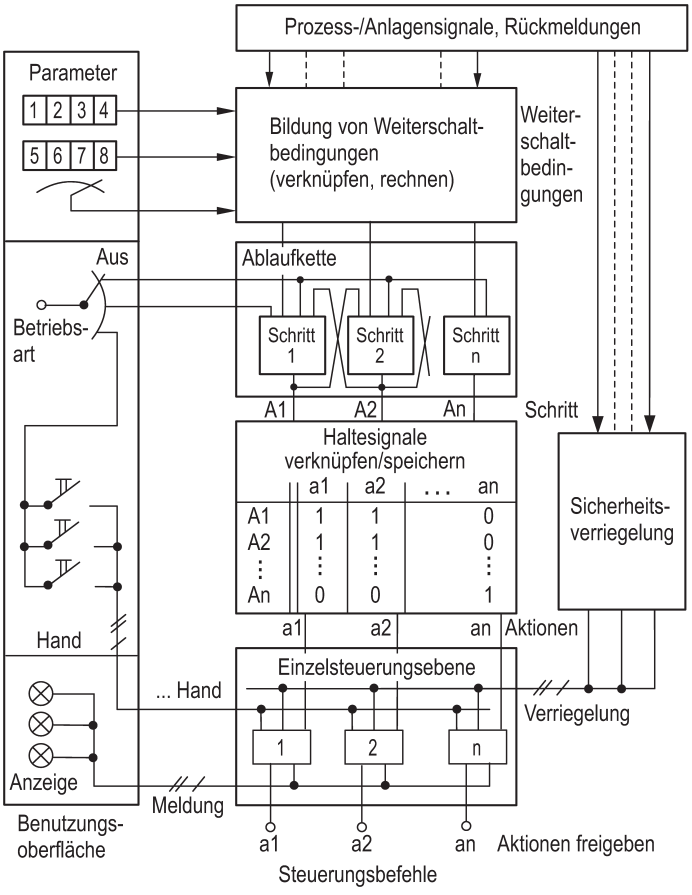


Bild 4. Struktur einer prozeßgeführten Steuerung

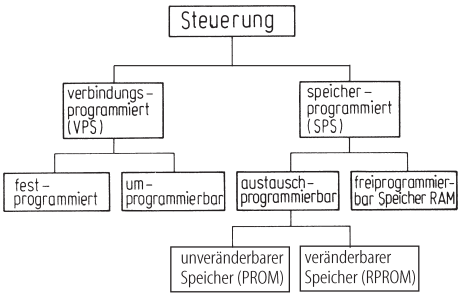


Bild 5. Steuerungseinteilung nach DIN 19237 (funktional nach Programmverwirklichung)

Kreuzschienenverteiler und Lochstreifen, heute sind es elektronische Datenträger.
Wenn die austauschbaren Programme vom Anwender des zu steuernden Prozesses erstellt werden, heißen sie *Anwenderprogramme*. Elektronische Steuerungen benötigen zur Interpretation und Verarbeitung dieser Anwenderprogramme zusätzliche interne *Systemprogramme*.

Gerätetechnische Realisierung von Programmen

Je nach Programmverwirklichung unterscheidet man nach DIN 19237 [31] *Verbindungsprogrammierte Steuerungen* (VPS) und *Speicherprogrammierbare Steuerungen* (SPS) (**Bild 5**). VPS können entweder festprogrammiert, d.h. unveränderbar, z.B. durch feste Draht- oder Leiterplattenverbindungen, oder umprogrammierbar, d.h. veränderbar, z.B. durch steckbare Leitungsverbindungen, Diodenmatrizen, Lochkarten, änderbare Kreuzschienenverteiler oder austauschbare Bauelemente, verwirklicht werden. Bei SPS lassen sich freiprogrammierbare Steuerungen von austauschprogrammierbaren Steuerungen unterscheiden.
Bei *freiprogrammierbaren elektronischen Steuerungen* ist der Programmspeicher ein Schreib-Lese-Speicher (RAM = Random Access Memory), dessen gesamter Inhalt ohne mechanischen Eingriff frei, d.h. in beliebig kleinem Umfang, geändert werden kann.
Austauschprogrammierbare Steuerungen hingegen haben als Programmspeicher Nur-Lese-Speicher (ROM = Read Only Memory), deren Inhalt nach erfolgtem Programmieren nur durch mechanischen oder elektrischen Eingriff in die Steuerungseinrichtung verändert werden kann. Hierbei lassen sich Steuerungen mit Nur-Lese-Speichern unterscheiden, die nach der Herstellung programmiert und mehrmals verändert werden können (RPROM = Re-Programmable ROM wie z.B. Flash-EPROM), sowie solche, die nur einmalig bei oder nach der Herstellung programmiert werden können und dann unveränderbar sind (PROM = Programmable ROM).

2.1.8 Aufbauorganisation von Steuerungen
Organisation of control

Große Bedeutung kommt für industrielle Anwendungen dem hierarchisch organisierten prozeßgeführten Steuerungssystem zu. Die den unterschiedlichen Hierarchieebenen zugehörigen Steuerungen sind:

Einzelsteuerung. Die Einwirkung einer Steuerungseinrichtung auf den Prozeß erfolgt i.allg. durch Stelleingriffe von der Einzelsteuerung aus. Sie dient als kleinste Steuerungseinheit der Ansteuerung von Antriebselementen und kann entweder von Hand oder durch eine übergeordnete Einheit betätigt werden.

Gruppensteuerung. Die zum Steuern eines Teilprozesses erforderliche Funktionseinheit wird Gruppensteuerung genannt. Sie ist den zum Teilprozeß zugehörenden Einzelsteuerungen (Antriebssteuerungen) übergeordnet. Sollte es die geplante Beeinflussung des Prozesses erfordern, so können mehrere Gruppensteuerungen hierarchisch übereinander angeordnet sein.

Leitsteuerung. Die Leitsteuerung ist die den Gruppensteuerungen übergeordnete Funktionseinheit zur Steuerung des Gesamtprozesses. Die Unterteilung in Einzel-, Gruppen- und Leitsteuerung ist eine Strukturierung in Funktionseinheiten, wobei i.allg. die darüberliegende Ebene jeweils die Führungsebene der darunterliegenden ist.

Steuerungsebenen in Fertigungsanlagen

Die Unterteilung der Steuerungsaufgaben in Ebenen führt zu einer Dezentralisierung der Datenverarbeitungsaufgaben und damit zu überschaubaren Teilsystemen mit eigener Datenhaltung und standardisierten Schnittstellen sowie zu modularer Software. Die Vorteile der autonomen Teilsysteme liegen in einer höheren Verfügbarkeit des Gesamtsystems sowie in vereinfachten Bedingungen für Inbetriebnahmen oder Anpassungen.
Hierarchisch unterteilt man die Steuerungsaufgaben in der Fertigungstechnik in Leit-, Zellen- und Maschinensteuerungsebene. Auch hier stellt die Unterteilung eine Strukturierung in Funktionseinheiten dar (**Bild 6**).
Obige Einteilung läßt sich nicht für alle Anwendungsfälle übernehmen. Die Ebene der Zellensteuerung kann abhängig von der Größe des Fertigungssystems mit der Leitsteuerungsebene zusammenfallen oder bei geeigneten gerätetechnischen Voraussetzungen auch Maschinensteuerungsaufgaben übernehmen.
Die Steuerungsaufgaben in einem verketteten Fertigungssystem können also nicht fest den genannten Ebenen zugeordnet werden, jedoch gilt i. allg. eine dem folgenden Beispiel ähnliche Aufteilung:

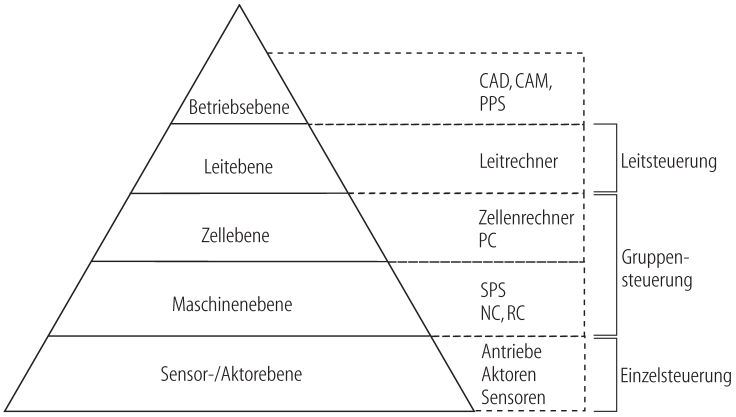
Leitsteuerungsebene:
- Steuerdatengenerierung für Werkstück- und Werkzeugfluß (interne Disposition),
- NC-Programmverwaltung,
- Führen des Systemabbilds,
- Aufbereitung von BDE/MDE-Daten (BDE = Betriebs-Daten-Erfassung, M = Maschinen) für Anzeige, Dokumentation und Beeinflussung.

Zellensteuerungsebene:
- Verwaltung von Werkzeugdaten,
- NC-Programmverteilung,
- Erfassung und Auswertung von BDE/MDE-Daten,
- Auswerten von Meßdaten und gegebenenfalls Beeinflussung.
- Synchronisation zwischen Geräten der Maschinensteuerungsebene,

Maschinensteuerungsebene:
- Handbedienung/Einrichtebetrieb,
- Programmkorrektur, Programmerstellung,
- Verarbeitung von Koordinaten und Werkzeugkorrekturen,
- Verarbeitung digitaler und binärer Steuerungsfunktionen,
- Erzeugen von Achsbewegungen,
- Überwachungs- und Diagnosefunktionen,
- Prozeßregelung und Meßabläufe,
- Erfassen von BDE/MDE-Daten.

2.1.9 Aufbau von Steuerungssystemen
Design of control systems

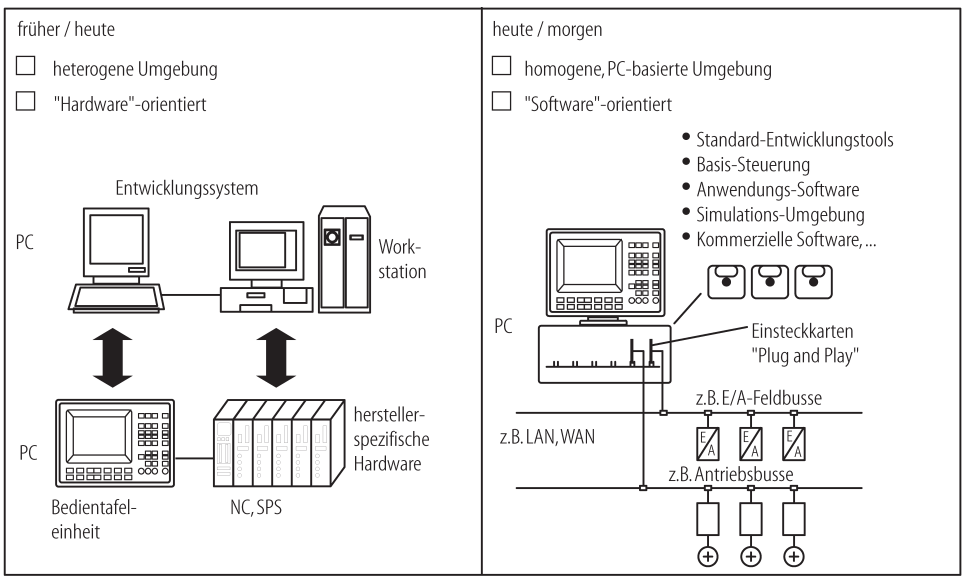
Herkömmliche Steuerungssysteme sind gekennzeichnet durch herstellerspezifische Hardwaresysteme mit einem oder meh-



CAD : Computer-Aided Design
CAM : Computer-Aided Manufacturing
PPS : Produktionsplanungs-System
PC : Personal Computer
SPS : Speicherprogrammierbare Steuerung
NC : Numeric Control (Numerische Steuerung)
RC : Robot Control (Robotersteuerung)

Bild 6. Funktionale Steuerungsebenen

reren Prozessoren, auf denen spezielle Software für einen abgegrenzten Anwendungsbereich abläuft. Solche Systeme sind gekennzeichnet durch starre Festlegungen, die eine Anpassung an neue Anforderungen erschweren und entsprechend lange Entwicklungszeiten beanspruchen. Zunehmend setzen sich daher Systeme im Markt durch, die auf Standard-Komponenten basieren (z. B. Personal Computer-(PC-)Technik) (**Bild 7**). Grundlage für den Erfolg des PC in der Steuerungstechnik ist der hohe Verbreitungsgrad für Büroanwendungen, deren enorme Stückzahlen eine günstige Beschaffung und einen stetigen technischen Fortschritt sicherstellen. Das Aufkommen von Echtzeiterweiterungen für die Microsoft-(MS-) Windows-Betriebssysteme erlaubt es, auch eingeschränkt zeitkritische, steuerungstechnische Anwendungen auf dem PC auszuführen. Ein Steuerungsrechner wird an übergeordnete Rechnersysteme über lokale Netzwerke, wie z. B. TCP/IP (Transmission Control Protocol/Internet Protocol) auf der Basis von Ethernet, angekoppelt. Mit Hilfe von Feldbussystemen wird die Anbindung an die dezentrale Steuerungsperipherie (z. B. Sensoren und Aktoren) ermöglicht.



PC=Personal Computer
NC=Numeric Control (Numerische Steuerung)
SPS=Speicherprogrammierbare Steuerung
LAN=Local Area Network
WAN=Wide Area Network

Bild 7. Zunehmender Einsatz von Standard-Hardware in der Steuerungstechnik

Aufgrund ständig steigender Mikroprozessorleistungen und Kapazitäten von Halbleiterbausteinen wird die Leistungsfähigkeit von Steuerungen heute weniger von der Hardware als vielmehr durch die eingesetzte Software bestimmt. Um in der Zukunft kostengünstige und qualitativ hochwertige Steuerungen einsetzen zu können, müssen Softwaretechniken eingesetzt werden, die den Anforderungen z. B. nach Wiederverwendung und nach einfacher Erweiterbarkeit von Software Rechnung tragen.

2.1.10 Dezentralisierung durch den Einsatz industrieller Kommunikationssysteme

Decentralisation using industrial communication tools

Zunächst waren einfache Steuerungseinheiten, wie z. B. Sensoren, Relais und Motorschalter, über analoge Stromschnittstellen in Form einer Punkt-zu-Punkt-Verbindung mit einer Steuereinheit verbunden. Heute werden zunehmend digitale Verbindungen über Kommunikationsbusse (sogenannte Feldbusse) verwendet (**Bild 8**).

Die Vorteile der Feldbussysteme liegen zum einen in der Verringerung des Verkabelungsaufwandes, in der einfachen Erweiterbarkeit, der verbesserten Störsicherheit sowie einer schnelleren Fehlerlokalisierung bei Störfällen.

Innerhalb des Anwendungsbereiches von Feldbussystemen kann eine Einteilung nach Einsatzgebieten getroffen werden, welche unterschiedliche Anforderungen bezüglich Datenvolumen, Echtzeiteigenschaften und akzeptablem Kostenniveau stellen [23].

- Sensor/Aktorbusse wie z. B. ASI (Actuator Sensor Interface) dienen zur Ankopplung von einfachen Sensoren und Aktoren (z. B. Näherungs-, Kipp- oder Drehschalter bzw. Pneumatik- oder Hydraulikventile sowie Relais) an übergeordnete Geräte.
- Ein-/Ausgabebusse dienen zur räumlichen Verlagerung von Ein-/Ausgabebaugruppen weg vom zentralen Baugruppenträger hin in die Nähe des Herkunfts- bzw. Zielortes der Ein-/Ausgabesignale. Bei offenen Ein-/Ausgabebussen wie z. B. Interbus-S, Profibus-DP oder Device-Net sind die Konstruktionsmerkmale schriftlich in Standards spezifiziert und damit öffentlich zugänglich. Sie erlauben die Verwendung von Komponenten unterschiedlicher Anbieter, soweit diese den Spezifikationen entsprechen.
- Antriebsbusse: Antriebsbusse wie z. B. SERCOS interface (Serial Real-Time Communication System) oder Profibus DP V3 sind eine Sonderform der Ein-Ausgabebusse, bei denen als untergeordnete Systeme intelligente Antriebe verwendet werden. Die technischen Vorteile, die sich aus der rein digitalen Arbeitsweise des Antriebs ergeben, liegen insbesondere in der Verbesserung der erreichbaren Genauigkeit und der Vermeidung von Störeinflüssen. Ein Antriebsbus ist gekennzeichnet durch Synchronisierungsmechanismen für die Antriebssteuerung sowie vereinbarte Protokolle und Parameter zur Einstellung der Antriebe und für Rückmeldungen.
- Feldbussysteme mit Zellenbuseigenschaften: Neben dem reinen Austausch von Ein-/Ausgabedaten zwischen einer Steuerung und Ein-/Ausgabebaugruppen ist auch der Datenverkehr zwischen Steuerungen möglich. Dabei werden sowohl bezüglich des Umfangs der Datengruppen als auch der Strukturierungsmöglichkeiten der Daten Leistungsmerkmale erreicht, die mit Zellenbussystemen vergleichbar sind. Beispiele für Feldbussysteme mit Zellenbuseigenschaften sind Profibus FMS (Fieldbus Message Specification) und FIP (Factory Instrumentation Protocol).
- Zellenbusse: Zellenbusse wie z. B. Mini-MAP (Manufacturing Automation Protocol) oder Ethernet werden zur Kommunikation von Steuerungen untereinander und zu übergeordneten Instanzen innerhalb der Automatisierungshierarchie verwendet. Der Dienstumfang und die technischen Eigenschaften sind dabei an den Erfordernissen dieses Bereiches orientiert.
- Fabrikbusse: Bei den Fabrikbussen etablieren sich zunehmend leistungsfähige Netzwerke, wie z. B. FDDI (Fiber

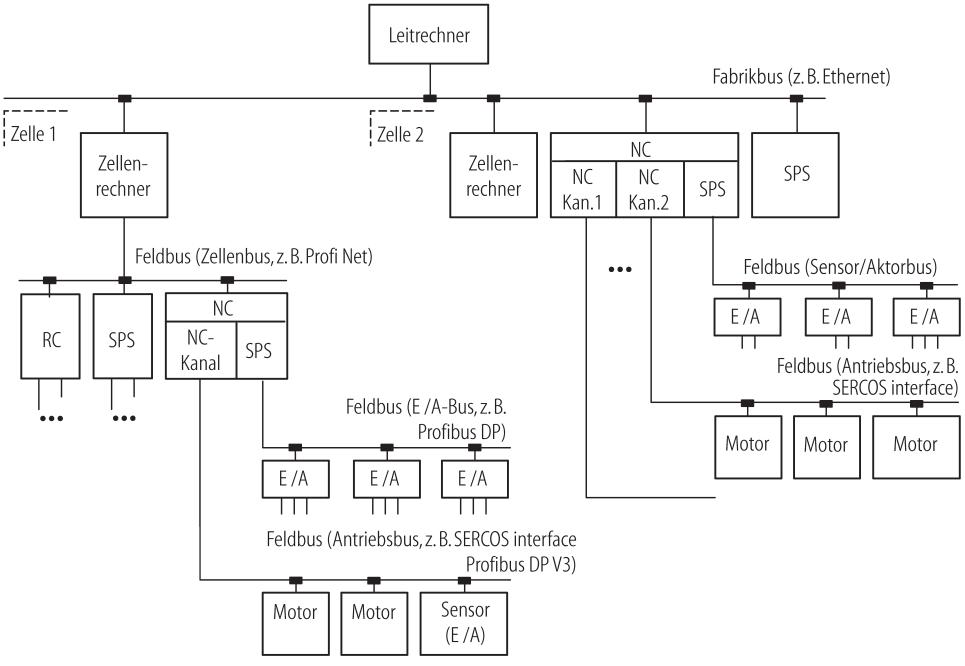


Bild 8. Dezentralisierung von Steuerungsfunktionen durch Kommunikationssysteme

Distributed Data Interface) oder Fast-Ethernet, auf deren Basis Protokolle wie z. B. TCP/IP (Transmission Control Protocol/Internet Protocol) die einfache Anbindung von Steuergeräten an übergeordnete Rechnersysteme über Intranet und Internet ermöglichen.

Der Übergang zwischen den verschiedenen Arten von Kommunikationssystemen ist fließend, wobei insgesamt ein Zusammenrücken der Hierarchieebenen festzustellen ist. Um Daten über verschiedenartige Bussysteme und Hierarchieebenen hinweg austauschen zu können, kommen Gateways zum Einsatz.

Grundsätzlich werden zwei unterschiedliche Übertragungsverfahren bei Feldbussystemen unterschieden: das nachrichtenbasierte und das E/A-basierte Übertragungsverfahren [24]. Beim nachrichtenbasierten Verfahren fordert der Steuerrechner mittels einer Nachricht von einem Gerät Daten an (sogenanntes Polling). Die Gesamtzeit eines Abfragezyklus hängt dabei von der Anzahl der einzelnen Geräte ab. Das verwendete Übertragungsprotokoll enthält nicht nur die eigentlichen Daten, sondern ebenfalls die Adresse des Gerätes sowie Kommandos und Prüfsequenzen. Werden lediglich kurze Informationseinheiten übertragen, wie es in der Regel für Sensoren und Aktoren üblich ist, wirkt sich dies nachteilig auf die Reaktionszeit des Systems aus. Daher wird für die Einbindung von Sensoren und Aktoren in diesem Fall ein E/A-basiertes Verfahren verwendet, das alle Busteilnehmer mit einem Summenrahmentelegramm gleichzeitig anspricht.

Heute existieren eine Vielzahl funktioneller und topologischer Varianten von Feldbussystemen auf dem Markt [25, 26]. Diese Systeme unterscheiden sich bezüglich zahlreicher technischer Kriterien, von denen einige in **Tab. 1** gegenübergestellt sind. Dieses breite Spektrum ist in den vielen verschiedenen Anforderungen der einzelnen Anwenderindustriezweige, aber auch in den firmenpolitischen Interessen der Hersteller begründet.

Basieren die Kommunikationssysteme über alle Ebenen auf allgemein akzeptierten, offengelegten Standards, so können Komponenten unterschiedlicher Hersteller miteinander kooperieren (Interoperabilität). Diese Fähigkeit wird als Offene Kommunikation bezeichnet und ist ein wichtiger Bestandteil von sogenannten offenen Steuerungssystemen, die im folgenden beschrieben werden.

2.1.11 Offene Steuerungssysteme. Open control systems

Offene Steuerungssysteme resultieren aus dem Wunsch von Maschinenherstellern und Maschinennutzern, Anpassungen und Erweiterungen an kommerziellen Steuerungen vornehmen zu können.

Bereits heute finden sich zahlreiche Anbieter von offenen Steuerungssystemen auf dem Markt, wobei die Interpretation dessen, was Offenheit bedeutet, sehr variieren kann. Wird in einigen Fällen bereits die alleinige Verwendung eines Personal Computers für die Gestaltung von Benutzungsoberflächen als offenes System betrachtet, bieten weiterentwickelte Konzepte die Möglichkeit, die bestehende Software eines Steuerungssystem zu erweitern oder sogar zu modifizieren. Einige kommerzielle Lösungen erlauben sogar die Integration von anwenderspezifischen Funktionen im echtzeitkritischen Teil einer Steuerung (**Bild 9**).

Da diese Offenheit heutzutage noch auf herstellerspezifischen Spezifikationen basiert, arbeiten verschiedene Initiativen weltweit, u. a. OSACA (Open System Architecture for Controls within Automation Systems) in Europa und OMAC (Open Modular Architecture Controllers) in den USA, an herstellerübergreifend offenen Steuerungsarchitekturen. Ziel dieser Bestrebungen ist es, dem Anwender ein System zur Verfügung zu stellen, das die Austauschbarkeit, Erweiterbarkeit, Kombinierbarkeit und Portierbarkeit von Softwaremodulen auf der Basis allgemein akzeptierter Standards ermöglicht.

Trotz unterschiedlicher Offenheit von Steuerungssystemen können gemeinsame Strukturmerkmale festgestellt werden: Alle offenen Steuerungssysteme besitzen Anwendungssoftware, die die steuerungstechnischen Funktionen enthält, und ein rechnerbasiertes Grundsystem, das die Umgebung zur Ausführung der Anwendungssoftware bietet. Dieses Grundsystem wird üblicherweise als Systemplattform bezeichnet [22]. Die Systemplattform kann unterschiedliche Hardware in Form von Rechner- und Peripheriebaugruppen enthalten sowie darauf abgestimmte Betriebssysteme. Da Hardware-Kom-

Tabelle 1. Übersicht über einige wichtige Feldbussysteme

	CAN	Profibus-DP	Interbus-S	ASI	SERCOS interface
Zugriffsverfahren	Multi-Master (CSMA/CA)	Master-Master (Token Ring), Master-Slave (Polling)	Master-Slave (Summenrahmen)	Master-Slave (Polling)	Master-Slave (Zeitschlitz)
Topologie	Linie	Ring	Ring	Linie	Ring
Max. Übertragungsrate	1 Mbit/s	9,6 kbit/s – 12 Mbit/s	500 kbit/s – 2 Mbit/s	167 kbit/s	2, 4, 8, (16) Mbit/s
Leitungslänge	40 m	200–1200 m	400 m	100 m	60–250 m
Anzahl Datenbytes	0–8	1–246	4–64	5 Bit	0–16
Kodierung	RS 485 (ISO 11898 / NRZ)	RS-485 (NRZ)	RS-485 (NRZ)	ALP, Manchester	NRZI nach HDLC
Standardisierung	ISO 11898, ISO 11519-1	DIN E 19245, EN 50170	DIN E 19258	–	IEC 61491

CAN = Controller Area Network
ISO = International Standard Organisation
NRZ = Non Return to Zero
CSMA = Carrier Sense Multiple Access
EN = Europäische Norm
NRZI = Non Return to Zero Invers
CA = Collision Avoidance
IEC = International Electrotechnical Commission
HDLC = High Level Data Link Control
DIN = Deutsche Industrienorm
ALP = Alternierendes Flanken-Puls-Verfahren
RS = Receiver Specification

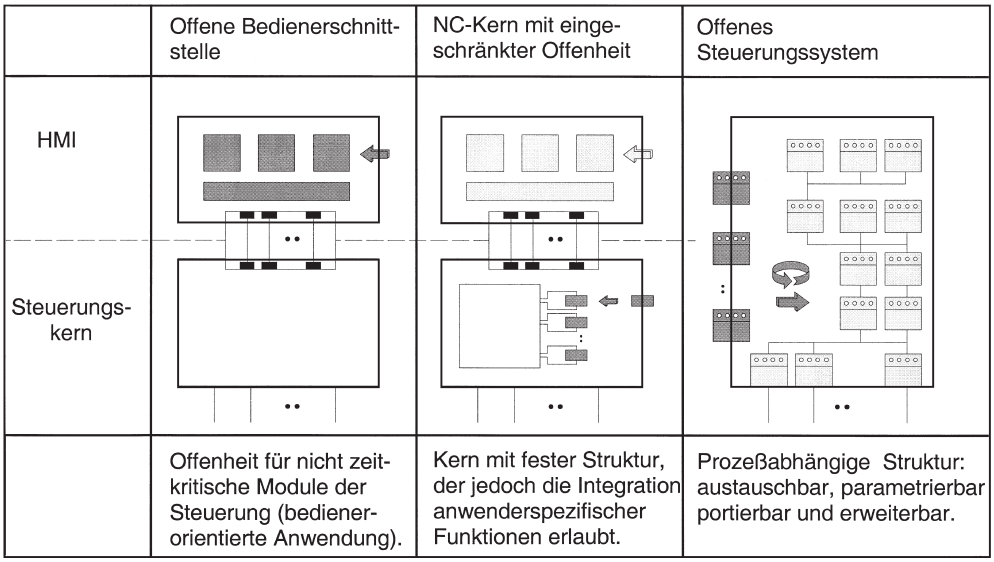


Bild 9. Kategorien offener Steuerungssysteme

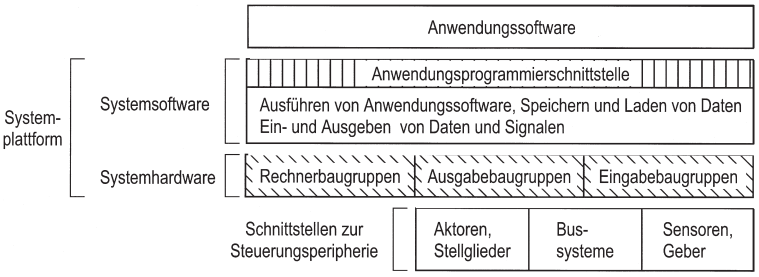


Bild 10. Aufbau von Systemplattformen für offene Steuerungssysteme

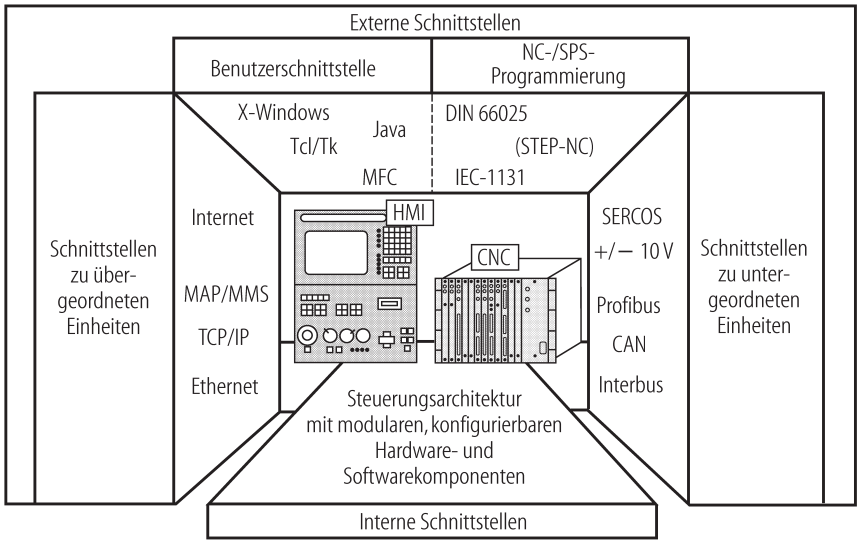


Bild 11. Interne und externe Schnittstellen eines Steuerungssystems

T

ponenten – aber auch Betriebssysteme – immer kürzeren Innovationszyklen unterliegen, sollte die Software der Systemplattform wiederverwendbar gestaltet und sehr einfach an neue Systemgegebenheiten anpaßbar sein (**Bild 10**).
Um die Wiederverwendung und Portabilität von Anwendungssoftware gewährleisten zu können, muß die Systemplattform eine einheitliche Anwenderschnittstelle bereitstellen. Über diese Schnittstelle werden alle zum Ausführen der Anwendungssoftware erforderlichen Dienste ausgeführt (**Bild 11**).

Ausführungen offener Steuerungssysteme

Offene Steuerungen sind gekennzeichnet durch die Verwendung von Standards. Typische Anwendungsbereiche finden sich wie folgt:

Hardware: Einsatz von Standard-Hardware (z.B. PC-basierte Systeme, VME-Bus-Systeme)

Software: Einsatz von gängigen Betriebssystemen (z.B. WindowsNT, VxWorks, QNX) und Kommunikationsplattformen (z.B. DCOM, CORBA, OSACA)

Kommunikation: Einsatz von gängigen Kommunikationssysteme in allen Steuerungsebenen (TCP/IP, Ethernet, SERCOS, Interbus-S, Profibus)

Programmierung: Einsatz von standardisierten Hochsprachen für die Programmierung der Steuerungssoftware (C, C++, JAVA), sowie zur Erstellung von NC- und SPS-Programmen (DIN 66025, STEP-NC, IEC-1131)
Durch den breiten Einsatz von Standard-Hardware, kommt der Software und somit offenen Softwareschnittstellen eine zunehmend wichtige Bedeutung zu.
Die große Verbreitung des Betriebssystems Windows in der Automatisierungstechnik hat Maßstäbe gesetzt. Über standardisierte Schnittstellen und entsprechende Datenserver (z.B. DDE-Server) können proprietäre Steuerungssysteme mit kommerzieller Bürosoftware kombiniert werden.
Mit sog. OPC-Servern können dezentrale Automatisierungskomponenten unterschiedlicher Hersteller über eine einheitliche Treiberschnittstelle unter Windows angebunden werden. Allerdings muß hier stark auf Kombinierbarkeit und Versionshandling geachtet werden, um die Interoperabilität von Modulen unterschiedlicher Hersteller zu gewährleisten.
Einige kommerziellen Steuerungen bieten auch eine Offenheit im Steuerungskern, welche die Anpassung an technologiespezifische Anforderungen ermöglicht. Dazu kann das Standardsystem um bestimmte Funktionen ergänzt werden, die üblicherweise in der Programmiersprache C oder C++ entwickelt werden und im echtzeitkritischen Bereich eines Steuerungssystems abgearbeitet werden. An definierten Stellen im Steuerungskern sind spezielle Aussprungstellen, sogenannte Events, definiert, an denen ein Anwender eigene Software in Form von OEM-Funktionen „einhängen" kann.

2.1.12 Datenquellen und Verbindungsstrukturen in der Fertigung. Data bases and link structures in manufacturing

Die Anforderung an die Produktion lautet: Marktwünsche flexibel und häufig bis hin zur Losgröße 1 erfüllen zu können. Das bedeutet, daß die Reaktionszeit zwischen Auftrag und Lieferung über die einfache, aber doch schwierig lösbare Formel Durchlaufzeit/Bearbeitungszeit $\rightarrow 1$ bei einem Höchstmaß an flexibler Automatisierung der Betriebsmittel minimiert werden muß. Diesem Ziel kann man sich nur nähern, wenn alle Planungs- und Ausführungsebenen der Produktion mit ihren Datenquellen und -senken rechnerunterstützt arbeiten und die entsprechend zugeordneten Datenbasen und Rechnersysteme über ein Kommunikationssystem in einem Rechnerverbund integriert sind. Die damit erreichbare kurze Reaktionsfähigkeit zwischen den beteiligten Bereichen, die Datenvollständigkeit und die Mächtigkeit der dezentral arbeitenden, aber miteinander kommunizierenden fertigungstechnischen Regelkreise bieten die Möglichkeit, dem weitgesteckten Ziel näher zu kommen. Welche Bereiche hiervon vornehmlich betroffen sind, zeigt **Bild 12** mit den datenerzeugenden Bereichen einer Fabrik, die zu einem CIM-System (Computer Integrated Manufacturing) zusammenwachsen sollen.

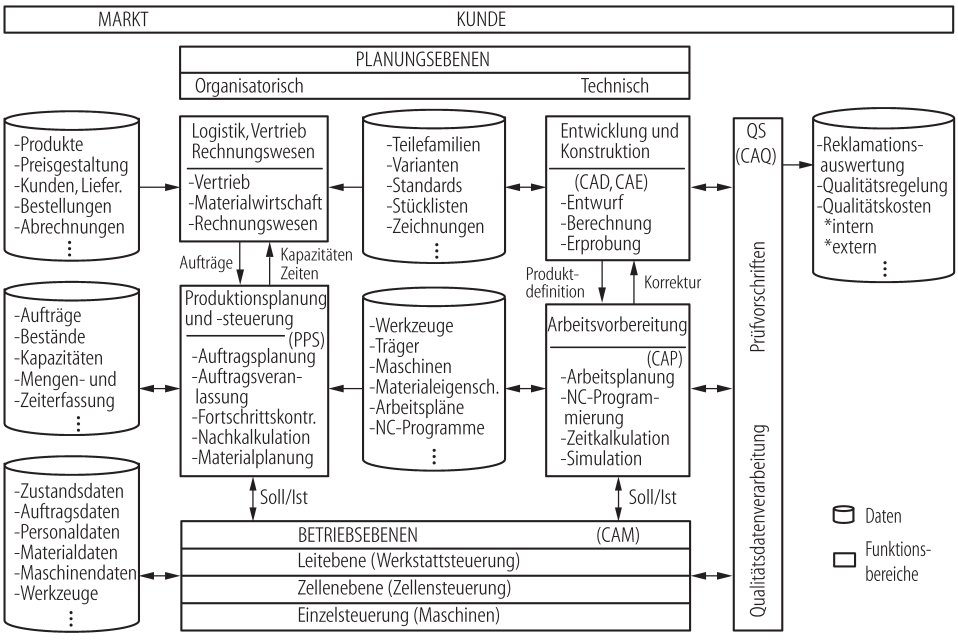


Bild 12. Datenbasen in der Fabrikorganisation

Unter dem Aspekt einer integrierten Informationsverarbeitung ist das Datenaufkommen nur mit Hilfe verteilter Datenbanksysteme und deren Vernetzung und Koordination zu lösen. Neben der reinen Übertragungstechnik sind also auch Datenmanagement- und -inhaltsfragen zu lösen.

2.1.13 Sicherheitsbestimmungen. Safety standards

Von Automatisierungssystemen, die neben Steuerungs- und Regelungsaufgaben auch Sicherheitsfunktionen erfüllen müssen, darf im Fehlerfall keine Gefährdung für Leben und Gesundheit von Personen ausgehen. Insbesondere im Rahmen der Produkthaftung ist ein Hersteller gehalten, die Sicherheit von Automatisierungssystemen nach dem Stand der Technik zu gewährleisten. Für den Bereich der industriellen Steuerungstechnik sind die anerkannten Regeln der Technik zu beachten.

Normen und Richtlinien

Grundsätzlich gilt für alle Maschinen die Europäische Maschinenrichtlinie [37]. Der Begriff Maschine ist dabei sehr weit gefasst und beinhaltet auch eine Anlage aus mehreren einzelnen Maschinen. In Deutschland wurde die Maschinenrichtlinie durch die 9. Verordnung zum Gerätesicherheitsgesetz in nationales Recht umgesetzt. Im Anhang l der Richtlinie sind die Mindestanforderungen festgelegt. Präzisiert werden diese durch europäisch harmonisierte Normen. Die europäischen Normen zur Sicherheit von Maschinen sind hierarchisch gegliedert in Typ A, B1, B2 und C Normen, **Tab. 2** zeigt eine Auswahl. Typ A Normen enthalten grundlegende Begriffe und Festlegungen für alle Maschinen, wie zum Beispiel die DIN EN 292. Typ B1-Normen stehen für übergeordnete Sicherheitsaspekte und enthalten z. B. ergonomische Grundsätze, Sicherheitsabstände gegen das Erreichen von Gefahrquellen, Mindestabstände zur Vermeidung des Quetschens von Körperteilen. Typ B2-Normen behandeln Sicherheitseinrichtungen von Maschinen, wie z. B. Not-Aus-Einrichtungen, Zweihandschaltungen, Verriegelungen oder berührungslos wirkende Schutzeinrichtungen. Bei Typ C Normen handelt es sich schließlich um maschinenspezifische Normen z.B. für Werkzeugmaschinen, Holzbearbeitungsmaschinen, Aufzüge, Verpackungsmaschinen oder Druckmaschinen.
Für die Zertifizierung von Steuerungen für Werkzeugmaschinen hat derzeit die europäische Norm DIN EN 954-1 die größte Bedeutung. Sie legt fünf Kategorien für sicherheitsbezogene Teile von Maschinensteuerungen und Schutzeinrichtungen fest. Für jede Kategorie werden notwendige Prinzipien aufgeführt, die bei der Realisierung einer Steuerung für diese Kategorie beachtet werden müssen. Ausgenommen sind dabei die Antriebselemente und die Kraftübertragungselemente selbst. Als klassische Typ B Norm ist sie anwendungs- und technologieunabhängig, d. h. sie ist für pneumatische und hydraulische ebenso wie für elektromechanische und elektronische Steuerungen gültig.

Tabelle 2. Einige Europäische harmonisierte Normen zur Maschinensicherheit

Typ A Normen	**DIN EN 292** Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, allgemeine Gestaltungsgrundsätze.		
Typ B1 Normen	**DIN EN 954-1** Sicherheit von Maschinen – Sicherheitsbezogene Teile von Steuerungen – Teil 1: Allgemeine Gestaltungsleitsätze.	**DIN EN 60204-1** Sicherheit von Maschinen – Elektrische Ausrüstung von Maschinen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen.	**DIN EN 1088** Sicherheit von Maschinen – Verriegelungseinrichtungen in Verbindung mit trennenden Schutzeinrichtungen – Leitsätze für Gestaltung und Auswahl.
Typ B2 Normen	**DIN EN 574** Sicherheit von Maschinen – Zweihandschaltungen – Funktionelle Aspekte; Gestaltungsleitsätze.	**DIN EN 418** Sicherheit von Maschinen – Not-Aus-Einrichtungen – funktionelle Aspekte, Gestaltungsleitsätze.	**DIN EN 61496** Sicherheit von Maschinen – Berührungslos wirkende Schutzeinrichtungen.
Typ C Normen	**DIN EN 692** Mechanische Pressen – Sicherheit	**DIN EN 12417** Sicherheit von Werkzeugmaschinen – Bearbeitungszentren.	**DIN EN 1921** Industrielle Automatisierungssysteme – Sicherheit von integrierten Fertigungssystemen – Grundlegende Anforderungen.

Tabelle 3. Auswahl weiterer Normen und Richtlinien zur Sicherheit von Automatisierungssystemen

DIN-Normen		
DIN EN 1050 Sicherheit von Maschinen – Leitsätze zur Risikobeurteilung.	**DIN EN 60073** Grund- und Sicherheitsregeln für die Mensch-Maschine-Schnittstelle, Kennzeichnung – Codierungsgrundsätze für Anzeigegeräte und Bedienteile.	**DIN VDE 31000-2** Allgemeine Leitsätze für das sicherheitsgerechte Gestalten technischer Erzeugnisse; Begriffe der Sicherheitstechnik; Grundbegriffe.
DIN V 19250 Leittechnik – Grundlegende Sicherheitsbetrachtungen für MSR-Schutzeinrichtungen.	**DIN V 19251** Leittechnik – MSR-Schutzeinrichtungen – Anforderungen und Maßnahmen zur gesicherten Funktion.	**DIN V VDE 0801** Grundsätze für Rechner in Systemen mit Sicherheitsaufgaben.

Internationale Normen	
IEC 61508	**IEC 61511**
Functional Safety of electrical programmable electronic safety systems	Functional Safety: safety instrumented systems for the process industry sector

VDI-Richtlinien	
VDI 2854 Sicherheitstechnische Anforderung an automatisierte Fertigungssysteme	**VDI/VDE 3542** Sicherheitstechnische Begriffe für Automatisierungssysteme.

Unfallverhütungsvorschriften (UVV)		
BG-Vorschriften	**BG-Regeln**	**BG-Informationen**
BGV A2 Elektrische Anlagen und Betriebsmittel.	**BGR 102** Sicherheitsregeln für Fräsmaschinen für mehrseitige Bearbeitung (Kehlmaschinen).	BGI 575 Merkblatt für die Auswahl und Anbringung elektromechanischer Verriegelungseinrichtungen für Sicherheitsfunktionen.

Eine Auswahl weiterer wichtiger Normen und Richtlinien zur sicheren Steuerung von Automatisierungssystemen zeigt **Tab. 3**. Anforderungen an die Gestaltung und Auslegung von programmierbaren elektronischen Steuerungen enthält zum Beispiel die deutsche Vornorm DIN V VDE 0801. Sie listet bestimmte Maßnahmen zur Beherrschung und Vermeidung von Fehlern und definiert deren Wirksamkeit. Die jeweils geforderte Wirksamkeit gegen bestimmte Fehlerannahmen ist abhängig von der Einordnung in eine von acht Anforderungsklassen.
Die internationale Norm IEC 61508 betrachtet die Funktionale Sicherheit von programmierbaren elektronischen Systemen (PEM). Funktionen mit Sicherheitsbezug werden in sogenannte Safety Integrity Levels (SIL) von 1 bis 4 eingeteilt, wobei 4 die höchsten Anforderungen an die Sicherheit stellt. Die SIL weisen wiederum auf Anforderungen an die Gestaltung der Hardware und Software, z. B. bezüglich der Architektur, der Wahl der Komponenten, dem Grad der Diagnoseabdeckung, den Methoden der Softwareentwicklung oder der Durchführung von Tests.
Bei den Unfallverhütungsvorschriften handelt es sich um Arbeitschutzregelungen, die von den gewerblichen Berufsgenossenschaften erlassen werden und im Rahmen des Sozialgesetzbuchs (SGB VII, 15) in Deutschland rechtlich bindend sind.

2.2 Steuerungsmittel. Means of control

2.2.1 Mechanische Speicher und Steuerungen
Mechanical memories and control systems

Kurvensteuerung. Zur Erzielung von Weg- und Geschwindigkeitsverläufen werden häufig Kurvengetriebe eingesetzt, d. h. Kurven stellen Speicher für Weg- und Geschwindigkeitsverläufe dar. Während einer Umdrehung wird der geforderte Bewegungsverlauf nach Weg und Geschwindigkeit über den Taster des Übertragungsglieds auf das zu bewegende Bauteil, z. B. den Werkzeugmaschinenschlitten übertragen. Die Bewegung der Übertragungsglieder folgt der Mittelpunktbahn (Äquidistante) der Tasterradius. Die Kurven können entweder dreidimensional (Trommelkurven) oder zweidimensional (Scheibenkurven) ausgebildet sein (**Bild 13**).
Ein wichtiges Anwendungsgebiet für Kurvensteuerungen liegt z. B. auf dem Gebiet der Drehautomaten oder Druckmaschinen. Die Steuerung des Prozesses erfolgt automatisch über Kurven und Nocken, die auf Steuerwellen untergebracht sind und sich i. allg. mit konstanter Drehzahl drehen (Zeitplansteuerung). Die Kurven bilden Programmspeicher für die Wege und Geschwindigkeiten mit den Beziehungen
Wegspeicherung:

$$\text{Hub } \Delta s = f(\alpha); \quad \Delta s_{\max} = r_{\max} - r_{\min};$$

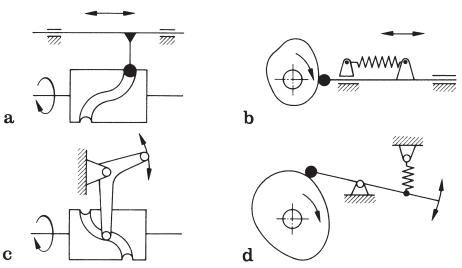


Bild 13a–d. Prinzipien der Kurvensteuerung. **a** Schieben – Trommelkurve (Formschluß); **b** schieben – Scheibenkurve (Kraftschluß); **c** schwenken – Trommelkurve (Formschluß); **d** schwenken – Scheibenkurve (Kraftschluß)

Geschwindigkeitsspeicherung:

$$v = \omega(\mathrm{d}s/\mathrm{d}\alpha), \quad \omega = 2\pi/T, \quad \alpha = \omega t.$$

Hierin sind α Winkellage der Kurve, r Kurvenscheibenradius, ω Winkelgeschwindigkeit und T Umdrehungszeit.
Sie übertragen z. B. die am Stellglied benötigte Vorschubleistung sowie die zur Beschleunigung erforderlichen Momente bzw. Kräfte. Der Übertragungsmechanismus besteht aus mechanischen Elementen, wie Rollen, Hebel, Kugellager, Führungen und Federn.

Nockensteuerung. Nocken bewegen beim Überfahren einen Stößel, der eine Schaltfunktion mechanischer, elektrischer, hydraulischer oder pneumatischer Art auslöst.
Die Nocken werden auf Nockenleisten oder Nockenwalzen, die i. allg. mehrere Nockenbahnen aufweisen, befestigt und sind an beliebigen Stellen klemmbar. Die am Schlitten oder Werkzeugbett befestigte Nockenleiste dient als Wegplanspeicher für die Nockenprogrammsteuerung, wohingegen die sich mit der Steuerwelle drehende Nockenwalze einen Zeitplanspeicher darstellt.

Nachformsteuerung. Unter Nachformen (Kopieren) wird ein Arbeitsverfahren verstanden, bei dem die Werkzeugbewegung von einer Leitkurve oder -fläche (Modell, Schablone) derart gesteuert wird, daß das Profil des Musters auf das Werkstück übertragen wird. Das Nachformen wird für die Fertigung schwierig geformter Werkstücke (z. B. Formwerkzeuge) anstelle der NC-Technik gelegentlich noch in der Kleinserienfertigung eingesetzt.
Beim Nachformen unterscheidet man ein-, zwei- und dreiachsiges Nachformen. Beim *einachsigen Nachformen* wird die Bewegung des Nachformschlittens nur in einer Achse gesteuert, während er in der anderen Achsrichtung mit konstantem Leitvorschub durchläuft. Analog werden dazu beim *zwei- und dreiachsigen Nachformen* zwei bzw. drei Bewegungsachsen gesteuert, wobei beide Verfahren ein räumliches Nachformen gestatten. Bei der zweiachsigen Steuerung läuft dann die Schlittenbewegung längs der dritten Achse mit dem Leitvorschub mit ($=2^1/_2$ Achsverfahren), z. B. beim Zeilenfräsen und mehrschichtigen Umlauffräsen (**Bild 14**).

2.2.2 Fluidische Steuerungen. Fluidics

Fluidische Steuerungen (s. H) arbeiten mit *Druckluft* (Pneumatische Steuerungen) oder *Hydrauliköl* (Hydraulische Steuerungen) [5–7] . Sie werden angewendet, wenn fluidische Antriebe aufgrund ihrer Besonderheiten eingesetzt werden und die Steuerungsaufgaben einfach sind. Man erspart dann die Umsetzung einer Energieform in eine andere. Die Einleitung und Beendigung von Bewegungen erfolgt meist über Wegeventile, wobei die Geschwindigkeit der Bewegung über

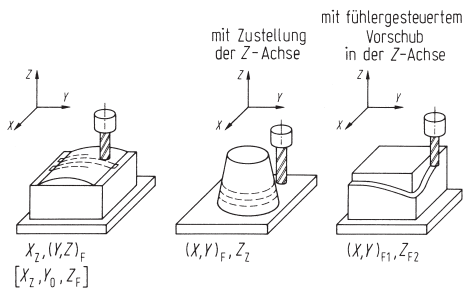


Bild 14a, b. Möglichkeiten des Nachformfräsens. **a** Zeilenfräsen; **b** Umrißfräsen, *F* Fühler, *z* Zeilenvorschub

Mengenventile eingestellt wird. Eine Betätigung der Wegeventile geschieht entweder mechanisch direkt aus der Anlage oder elektromagnetisch aufgrund elektrischer Signale. Gelegentlich wird auch druckabhängiges Schalten vorgenommen. Die Kombination elektrischer Signalverarbeitung mit ölhydraulischer Kraftverstärkung wird als *Elektrohydraulik* bezeichnet. Man kombiniert hier die einfache Verknüpfbarkeit und leichte Handhabbarkeit elektrischer Signale mit der hohen Kraftverstärkung und dem guten Zeitverhalten ölhydraulischer Antriebe [13].
Fluidische Antriebe sind in Form von Rotations- und Linearmotoren verfügbar. Aufgrund des hohen Drucks fluidischer Medien und den damit verbundenen hohen Drehmomenten kann im Gegensatz zu Elektromotoren häufig auf ein Getriebe verzichtet werden.

Fluidische Linearmotoren lassen sich nach dem Prinzip von Kolben und Zylinder sehr kostengünstig herstellen. Sie ersparen zudem die mechanische Umsetzung einer Rotationsbewegung in die häufig erforderliche Linearbewegung.

Ölhydraulische Linearantriebe erlauben hohe Kräfte bei mittleren Geschwindigkeiten (bis 1 m/s) und befriedigenden Steifigkeiten.

Pneumatische Linearantriebe sind sehr kostengünstig und außerordentlich schnell. Sie erlauben Stellgeschwindigkeiten von 1 m/s bis im Grenzfall sogar 10 m/s. Die zu verwirklichenden Kräfte sind durch die Abmessungen und begrenzten Betriebsdrücke (i. allg. <6 bar) eingeschränkt. Ihre Steifigkeit ist gering, dergleichen die Einstellbarkeit ihrer Geschwindigkeit. Sie werden deshalb vorzugsweise zu reinen Stellbewegungen herangezogen.
Die Verwendung *ölhydraulischer Antriebe* an einer Maschine setzt ein *Hydraulikaggregat* voraus, das die elektrische Energie in ölhydraulische umsetzt.
Ölhydraulische Anlagen werden durch Hydraulikplan und Stückliste beschrieben. Die dafür zu verwendenden Symbole sind in DIN 24300 bzw. ISO 1219 zusammengefaßt und erläutert.

2.2.3 Elektrische Steuerungen. Electrical control

Elektrische Steuerungen werden als Kontaktsteuerungen oder elektronische Steuerungen ausgeführt.

Kontaktsteuerungen. Über Kontakte lassen sich mit geringem Aufwand große Leistungen schalten. Sie eignen sich ferner für binäre Schaltungen (DIN 19237), bei denen durch Veränderung eines zweiwertigen Signals durch ein Stellglied eine Veränderung des Anlagenzustands durchgeführt wird. Die Zusammenfassung von Kontakten mit einem elektromagnetischen Antrieb wird *Schütz* oder *Relais* genannt.
Da sowohl die Schaltung von Drehstrommotoren als auch die Betätigung von Stellgliedern häufig über Schütze erfolgt, können mit weiteren Kontakten dieser Elemente auch Verknüpfungen durchgeführt werden. Leistungs- und Verknüpfungsebene sind hier gerätemäßig miteinander vereint. Bei nicht zu umfangreichen Steuerungen im Bereich der Funktionssteuerungen sind daher Kontaktsteuerungen eine günstige Lösung. Dabei ist zu beachten, daß die Zahl der Schaltungen für Schütze sowohl mechanisch auf etwa 10^6 bis 10^7 Schaltungen begrenzt ist, als auch das elektrische Schaltvermögen des Kontakts selbst. Des weiteren erfordern Schütze Schaltzeiten von 10 bis 200 ms, die bei schnellen Vorgängen zu berücksichtigen sind. Die Schaltzeiten sind von Typ und Leistungsvermögen der Geräte abhängig und mit Streuung behaftet.
Kontaktsteuerungen werden durch Stromlaufpläne und Stücklisten beschrieben und verbindungsprogrammiert aufgebaut. Die Möglichkeiten zur Rationalisierung der Steuerungsfertigung sind daher begrenzt. Die zur Darstellung verwendeten Symbole und die Regeln zu ihrer Anwendung sind in DIN 40719 festgehalten. Bei der praktischen Ausführung sind außerdem die VDE-Vorschriften zu beachten, die den Stand der Technik definieren wie DIN 60204, die Ausrüstungen für Be- und Verarbeitungsmaschinen betreffen.
Die Steuerspannung in Kontaktsteuerungen betragen üblicherweise 220 V Wechselspannung oder 24 V Gleichspannung. Ein Schalten von Gleichspannungen sollte nur mit dazu ausgelegten Kontakten und unter Verwendung von Schutzeinrichtungen, die Lichtbogenbildung vermeiden, durchgeführt werden.

Elektronische Steuerungen. Geht die Informationsverarbeitung über einfache Verknüpfungsaufgaben hinaus, so verwendet man elektronisch arbeitende Steuerungen. Sie werden sowohl für binäre (Bit) wie digitale (Wort) Signalverarbeitung eingesetzt. Über Halbleiterschaltkreise wird die Verarbeitung sowohl einfacher Funktionen wie eine UND- bzw. ODER-Verknüpfung oder komplexer Funktionen, wie die Realisierung eines Zählers oder eines Digital/Analog-Umsetzers verwirklicht. Elektronische Steuerungen sind in der Zahl der Schaltungen und der Lebensdauer praktisch unbegrenzt, schalten sehr schnell (ns bis µs) und auf geringem Leistungsniveau. Für die Bit- und Wortverarbeitung von ablauf- und verknüpfungsorientierten Steuerungsproblemen verwendet man als gerätetechnische Lösung die SPS *(Speicherprogrammierbare Steuerung)*. Daneben werden digitale Steuerungen für spezielle Anwendungen durch Rechner (auch Mikro-Rechner) verwirklicht. In beiden Fällen ist der Steuerungsalgorithmus durch ein Programm realisiert. Vereinzelt sind noch *verbindungsprogrammierte elektronische Steuerungen* (VPS) anzutreffen. Sie sind wegen der Entwicklungs-, Fertigungsvorbereitungs- und Prüfkosten für Leiterbahnenträger nur bei großen Stückzahlen gleicher Steuerungen wirtschaftlich. Elektronische Steuerungen können aufgrund ihres schnellen Schaltens und der enthaltenen gespeicherten oder speicherbaren Zustände durch Spannungsspitzen, die galvanisch oder elektromagnetisch eingestreut werden, gestört werden. Maßnahmen dagegen sind eine sorgfältige Dimensionierung der Netzgeräte, ausreichende Leiterbahnen sowie eine Abschirmung des Geräts selbst. Ein- und Ausgänge sind durch einen Tiefpaß von Störungen freizuhalten, gegebenenfalls auch galvanisch zu entkoppeln. Auch ist auf Eindeutigkeit des Bezugspotentials durch ausreichende Masseleitungen zu achten.
Aufgrund ihrer Bedeutung bei der Steuerung von Fertigungseinrichtungen wird auf Speicherprogrammierbare Steuerungen (SPS) und numerische Steuerungen (NC) im folgenden vertiefend eingegangen.

2.3 Speicherprogrammierbare Steuerungen
Programmable logic controller (PLC)

Der Begriff „Speicherprogrammierte Steuerung (SPS)“ wird nach der VDI-Richtlinie 2880 wie folgt definiert: Speicherprogrammierbares Automatisierungsgerät mit anwenderorientierter Programmiersprache, das im Schwerpunkt zum Steuern eingesetzt wird [14].
Speicherprogrammierbare Steuerungen (SPS) eignen sich für den effizienten und flexiblen Aufbau von Maschinen- und Anlagensteuerungen. Das Leistungsspektrum reicht hierbei von der Realisierung einfacher Verknüpfungen binärer Signale über komplexe Steuerungs- und Diagnosefunktionen bis hin zu datenverarbeitenden Funktionen wie z. B. Werkzeugverwaltung.

2.3.1 Aufbau. Structure

Allgemein kann eine SPS durch eine Kombination von Bit- und Wortprozessoren und Speichern (RAM, Flash-EPROM)

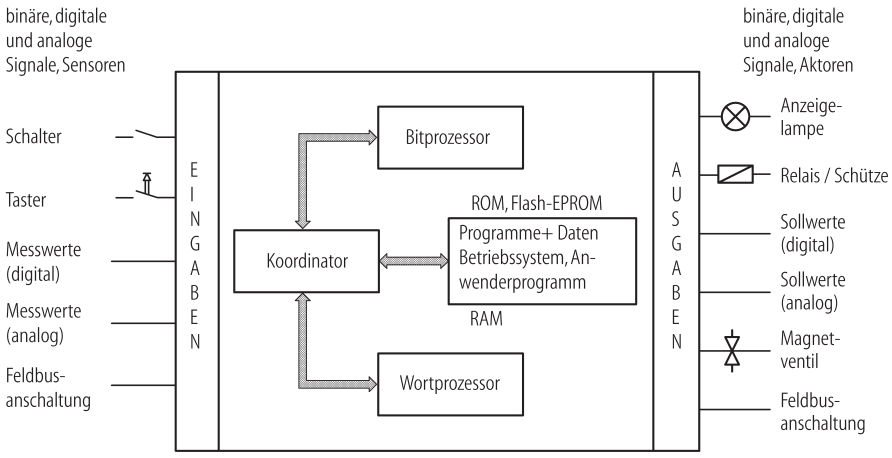


Bild 15. Struktur einer speicherprogrammierbaren Steuerung

aufgebaut werden. Diese werden durch spezielle Hardwaremodule zur Ankopplung der Eingangs- bzw. Ausgangssignale ergänzt. Die Ankopplung der Eingangs- bzw. Ausgangssignale kann sowohl direkt als auch über ein Bussystem erfolgen (**Bild 15**).

Das Gesamtprogramm einer SPS wird aus dem Systemprogramm und dem Anwenderprogramm (auch als SPS-Programm bezeichnet) gebildet. Das Systemprogramm ist die Gesamtheit aller Anweisungen und Vereinbarungen geräteinterner Betriebssystemfunktionen und ist fester Bestandteil der SPS. Das Systemprogramm wird vom Hersteller der Steuerung erstellt und kann vom Anwender nicht verändert werden. Im Gegensatz dazu werden im Anwenderprogramm die Verknüpfungen und Algorithmen zum Steuern des vom Anwender zu automatisierenden Prozesses (z. B. Werkzeugmaschine oder verfahrenstechnische Anlage) beschrieben.

2.3.2 **Arbeitsweise.** Functioning

Die Abarbeitung der Programme einer SPS erfolgt i. d. R. interpretativ, d. h. das Systemprogramm der SPS interpretiert die SPS-Programme und setzt sie während des Betriebes Anweisung für Anweisung in Maschinenbefehle um.

Anforderungsdefinitionen für SPS-Hardware und SPS-Programmierung wurden in der fünfteiligen, internationalen Norm IEC 1131 zusammengefaßt. Der Teil 3 befaßt sich mit der SPS-Programmierung. Darin sind die **P**rogramm**O**rganisations**E**inheiten (**POE**): Programm (PROGRAM), Funktionsbaustein, (FB, FUNCTION BLOCK) und Funktion (FC, FUNCTION) festgelegt. Nach IEC 1131-3 sind Programme und Funktionsbausteine jeweils einer **TASK** zugeordnet, durch welche die Laufzeiteigenschaften festgelegt werden. Die Definition mehrerer Tasks setzt eine multitaskingfähige Steuerung voraus. Prinzipiell lassen sich durch Taskeigenschaften zwei Arten der Abarbeitung realisieren:

– zyklische Abarbeitung (**Bild 16**),
– Interrupt-Bearbeitung.

Bei der zyklischen Abarbeitung werden Programme und Funktionsbausteine in einem für die Task typischen Zeittakt (z. B. 20 ms) durchlaufen und periodisch von vorn ausgeführt.

Bei der Interrupt-Bearbeitung wird jeder Task eine Triggervariable und eine Priorität zugeordnet, anhand derer die Koordination gleichzeitig laufender Programme durchgeführt wird. Durch die Triggervariable wird die Task aktiviert, die durch einen Prozeßalarm, ein Zeitintervall oder die Uhrzeit aufgerufen wird.

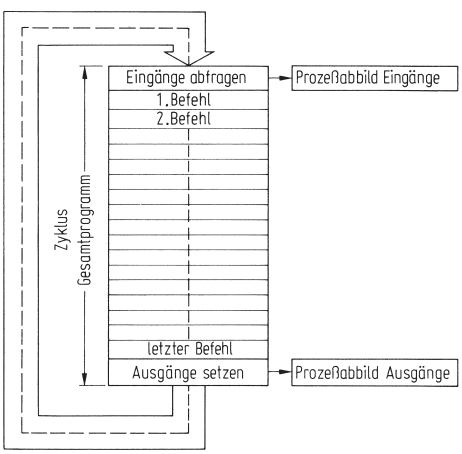


Bild 16. Zyklische Programmabarbeitung einer SPS

2.3.3 **Programmierung.** Programming

Die Erstellung strukturierter SPS-Programme erfolgt mit Hilfe der POEs PROGRAM, FUNCTION BLOCK und FUNCTION. Durch ein PROGRAM wird ein zusammengehöriger, steuerungstechnischer Funktionsumfang beschrieben, z. B. das Steuerungsprogramm einer Drehmaschine. FUNCTIONs (Funktionen) haben Ein- und Ausgangsvariablen, jedoch keine internen Variablen. Sie besitzen kein Speicherverhalten, d. h. keinen internen Zustand und liefern bei gleichen Werten der Eingangsvariablen stets die gleichen Werte der Ausgangsvariablen. FUNCTION BLOCKs (Funktionsbausteine) haben im Gegensatz hierzu interne Variablen und damit Speicherverhalten, d. h. die Werte der Ausgangsvariablen ist von den Werten der Eingangsvariablen und dem internen Zustand abhängig.

Erstellung von Programm Organisations Einheiten (POEs). Zur Programmierung stehen eine Reihe unterschiedlicher Programmiersprachen zur Verfügung. Diese lassen sich in verknüpfungsorientierte, ablauforientierte und hochsprachenähnliche Programmiersprachen einteilen:

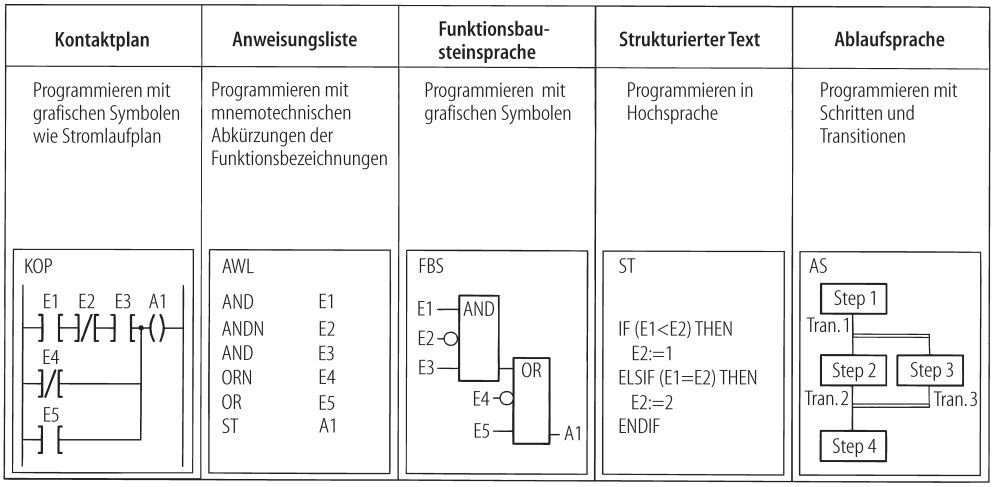


Bild 17. Programmiersprachen der IEC 1131-3

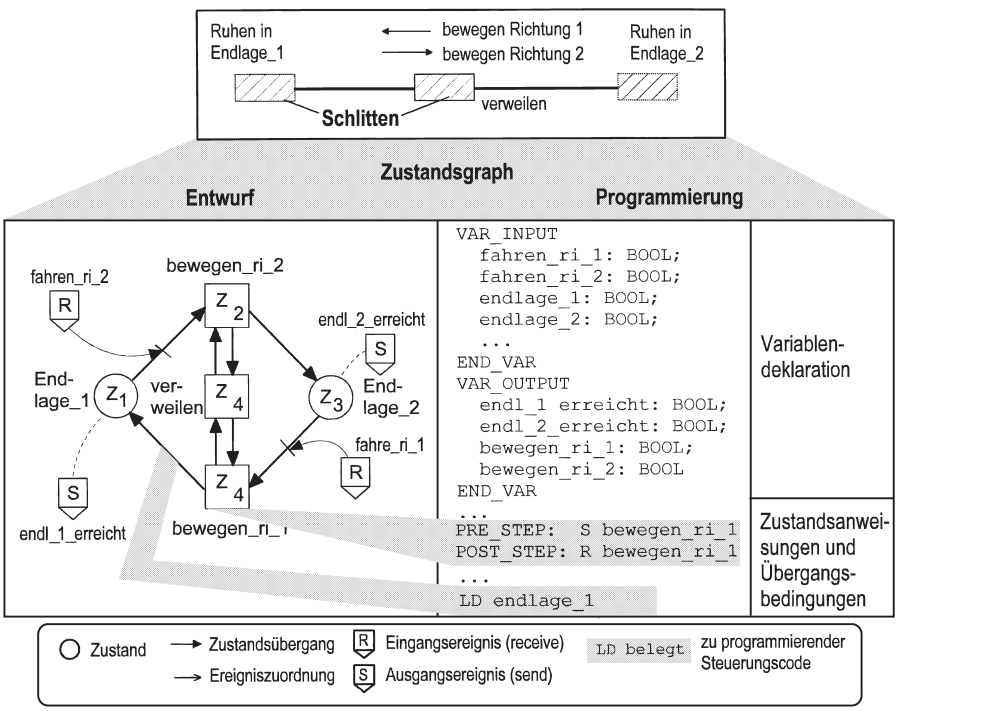


Bild 18. Graphische Programmierung mit Zustandsgraphen

1. Kontaktplan (KOP),
2. Anweisungsliste (AWL),
3. Funktionsbausteinsprache (FBS),

} verknüpfungsorientiert

4. Ablaufsprache (AS),
5. Zustandsgraphen, Petrinetze,

} ablauforientiert

6. Strukturierter Text (ST), C.

} hochsprachenähnlich

Die Programmiersprachen KOP, AWL, FBS, AS und ST sind in der IEC 1131-3 genormt (**Bild 17**). Neben den genormten Programmiersprachen existieren jedoch noch zahlreiche hersteller- bzw. technologiespezifische Dialekte.

Der Einsatz verknüpfungsorientierter Programmierarten erfolgt sinnvollerweise dann, wenn zahlreiche Bedingungen logisch miteinander verknüpft werden, z. B.:

wenn Wasserstand erreicht
und Temperatur < Solltemperatur,
dann schaltet Heizung ein.

Der Vorteil höherer Programmiersprachen liegt in der sehr kompakten Formulierung von Steuerungsaufgaben und der damit erzielbaren Übersichtlichkeit des Steuerungscodes. Durch die Mächtigkeit der Konstrukte eignen sich Hochspra-

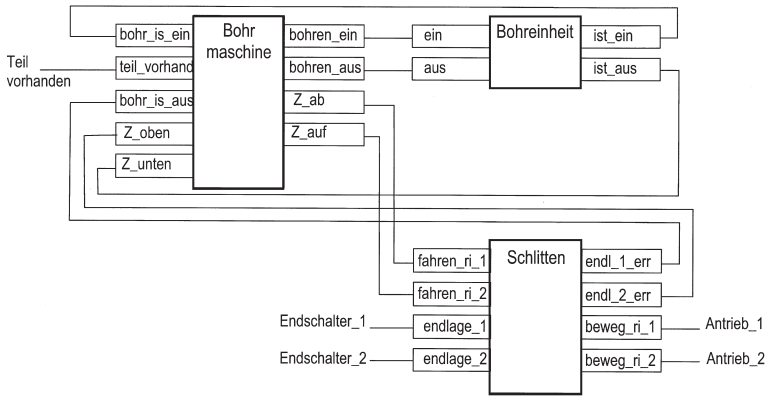


Bild 19. Funktionsbausteindiagramm

chen vor allem dann, wenn Berechnungen durchgeführt werden müssen, z. B.:

wenn Wasserstand < 20, dann
Energiezufuhr = Energiezufuhr –2;
sonst wenn Wasserstand > 30, dann
Energiezufuhr = Energiezufuhr + 2;
sonst Energiezufuhr gleichbleibend.

Ablaufsprache wird dann eingesetzt, wenn das Steuerungsproblem als eine Folge von Schritten und Transitionen beschreibbar ist, z. B.:

wenn Grundstellung erreicht,
dann Spindel an;
wenn Spindel an,
dann Z-Achse absenken.

Die Ablaufsprache kann in textueller oder grafischer Form angewendet werden. Die Programmierung innerhalb der Schritte (Aktionsblöcke) und Transitionen (Transitionsbedingungen) erfolgt hierbei in einer der Programmierarten ST, AWL, KOP oder FBS. Aktionsblöcke können zusätzlich wiederum in Ablaufsprache programmiert sein.
Zur Programmierung komplexer Steuerungsaufgaben werden häufig graphisch unterstützte Programmiersprachen wie Zustandsgraphen oder Petrinetze eingesetzt (**Bild 18**). Strukturen und Abläufe in der Software lassen sich damit transparenter abbilden als in rein textuellen Programmiersprachen, wodurch gleichzeitig eine sehr gute Dokumentation gegeben ist. Durch die einfache Verständlichkeit erschließt sich die programmierte Funktionalität auch einem Nutzerkreis, der nicht mit den Details der SPS-Programmierung vertraut ist.

Softwarewiederverwendung. Über die Strukturierung hinaus ist die Wiederverwendbarkeit eine wichtige Eigenschaft von SPS-Software.
Die IEC 1131-3 ermöglicht die Wiederverwendung durch das Funktionsbausteinkonzept. In Form von Funktionsbausteinen können häufig eingesetzte Funktionalitäten, wie z. B. Reglerbausteine oder ganze maschinenbauliche bzw. verfahrenstechnische Funktionseinheiten mit eigenem Speicherbereich definiert werden. Diese sind mehrfach instanziierbar und somit wiederverwendbar. Für die Verknüpfung von Funktionsbaustein-Instanzen eignen sich Funktionsbausteindiagramme (**Bild 19**). SPS-Software wird, eine entsprechende Funktionsbausteinbibliothek vorausgesetzt, somit nicht mehr programmiert, sondern konfiguriert.

2.4 Numerische Steuerungen
Numerical control (NC)

2.4.1 Zum Begriff. Definition

Zur Herstellung von Rotorblättern baute Parson 1949 mit Unterstützung des MIT (Massachusetts Institute of Technology) die erste numerisch gesteuerte Bohrmaschine. Numerisch heißt zahlenmäßig und bedeutet, daß die Eingabe der Steuerinformationen in Form von Zahlen erfolgt. Diese werden in einem Binärcode dargestellt und können direkt von der Steuerung verarbeitet werden. Einzugeben sind Zahlen für die Beschreibung der Werkstückgeometrie (Weginformationen) sowie technologische Angaben über Werkzeuge und Arbeitsgeschwindigkeiten (Schaltinformationen), ebenfalls in Zahlenform. Die Bedeutung der Zahlen wird durch einen vorangestellten Adreßbuchstaben erkannt (DIN 66 025). Jede Steuerung, bei der die Weginformationen durch Zahlen eingegeben werden, ist eine numerische Steuerung, unabhängig vom Eingabegerät und Datenspeicher [8–10, 17].

2.4.2 NC-Programmierung. Programming

Unter *NC-Programmierung* wird die Erstellung von werkstückabhängigen Steuerdaten für numerische Steuerungen verstanden. Als Ausgangsdaten für die Programmerstellung dienen Konstruktionszeichnungen oder CAD-Daten [16]. Das Ergebnis ist das NC-Programm, vorwiegend nach DIN 66 025 [29]. NC-Programme können sowohl *on line*, d. h. durch den Werker direkt an der Maschine, man spricht dann von manuellem Programmieren, als auch *off line* in der Arbeitsvorbereitung erstellt werden [15]. Nach einem Arbeitsplan wird nun das NC-Programm als Reihenfolge von Sätzen aufgestellt, wobei jeder Satz eine Arbeitsanweisung enthalten muß. Diese Informationen werden durch Worte beschrieben, wobei jedes Wort aus einem Adreßbuchstaben und einer Ziffernfolge besteht.
Den prinzipiellen Satzaufbau mit Adreßbuchstaben gemäß DIN 66 025 zeigt **Bild 20** am Beispiel einer Drehmaschine. Die Sätze können mit variabler Satzlänge programmiert werden, d. h. die Anzahl der Operationen pro Satz kann unterschiedlich sein.
Trotz weitgehender Normung sind Programme nach DIN 66 025 i. a. auf gleichartigen NC-Maschinen unterschiedlicher Hersteller nicht lauffähig, da zwar die Bedeutung der Adreßbuchstaben eindeutig ist, nicht immer jedoch die Ziffern. So

Satz	Geometrie			Technologie		Hilfsfunktionen		Bemerkung
Nr.	Weg-bed.	Koordinaten		Vorschub	Dreh-zahl	Werkzeug	Maschi-nen-funktion	
N	G	X	Z	F	S	T	M	
%								Anfang
N010	G00	X1	Z1	F99	S73	T42	M04	PI, LL
N020	G01		Z2	F20				LL
N030		X3						PA
N050	G00		Z5	F99	S75			LR
N060		X6						PI
N070	G01		Z7	F20				LL
N080		X8						
N090	G00	X9	Z9				M05	PA, LR
N100							M30	Ende

P = Plan R = Rechts I = Innen
L = Längs L = Links A = Außen

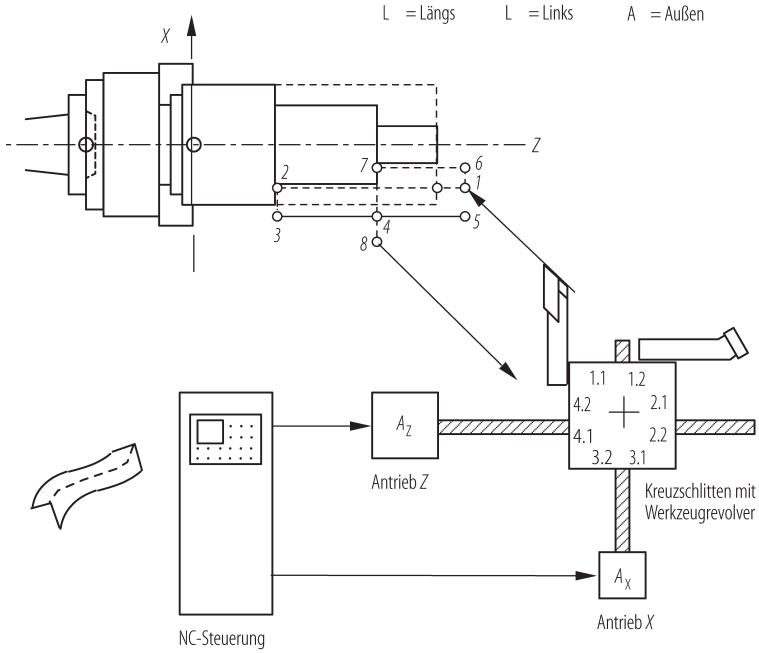


Bild 20. Satzaufbau für NC-Programme am Beispiel einer Drehbearbeitung (Koordinatenwerte sind vereinfacht angegeben)

bedeutet GO1 eindeutig „Geradeninterpolation“, die Werte zur Adresse F (Feedrate) oder S (Spindle speed) können dagegen frei zugeordnet werden. Man nennt die Zuordnung der physikalischen Größen zu DIN 66 025 „Maschinencode“. Verwendet man eine höherwertige fertigungstechnische Programmiersprache wie EXAPT, so wird die Bearbeitungsaufgabe zunächst durch ein sogenanntes Teileprogramm strukturiert. Bei dieser rechnerunterstützten Programmierung wird anschließend mit Hilfe eines Processors (Übersetzerprogramm) das Teileprogramm in CLDATA-Code (cutter location data, [30]) übersetzt. Dabei verarbeitet der Processor die geometrischen Informationen und ergänzt unter Zuhilfenahme von Werkstoff- und Werkstückdateien die technologischen Bearbeitungsvorschriften (**Bild 21**). Ein Postprocessor paßt den maschinenunabhängigen CLDATA-Code an eine spezielle NC-Maschine an, indem Verfahr- und Schaltbefehle in der festgelegten Reihenfolge und Codierung erzeugt werden.

2.4.3 Datenschnittstellen. Data interfaces

Wie bereits in **T 2.4.2** dargestellt, wird heute hauptsächlich die NC-Programmierschnittstelle nach DIN 66025 angewandt. Zur Beschreibung besonderer Entwicklungen, z. B. Hochgeschwindigkeitsbearbeitung oder Splineverarbeitung, ist ihre Struktur bzw. ihr Informationsinhalt jedoch nicht mehr ausreichend [27]. Dies hat zu herstellerspezifischen Erweiterungen und zur Entwicklung neuartiger Schnittstellen, wie z. B. den Spline-Schnittstellen, geführt. Unter der Bezeichnung ISO 14649 [28] befindet sich derzeit eine STEP-basierte NC-Programmierschnittstelle in der Vorbereitung, welche zukünf-

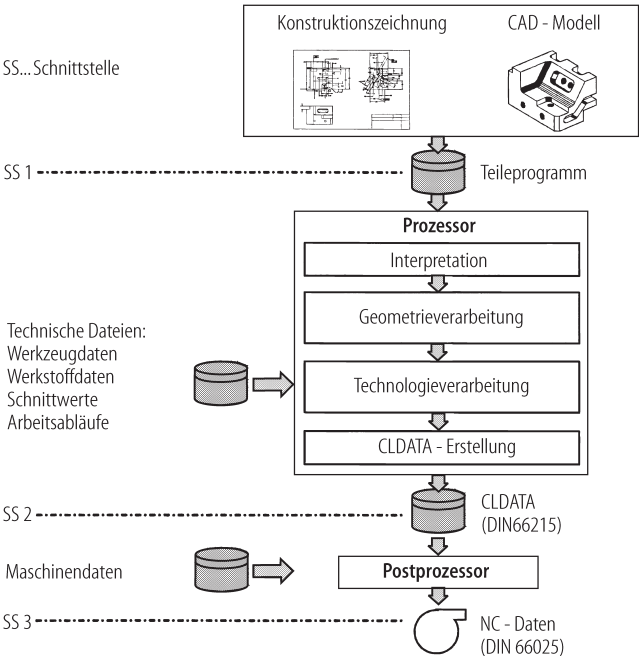


Bild 21. Rechnerunterstützte NC-Programmierung

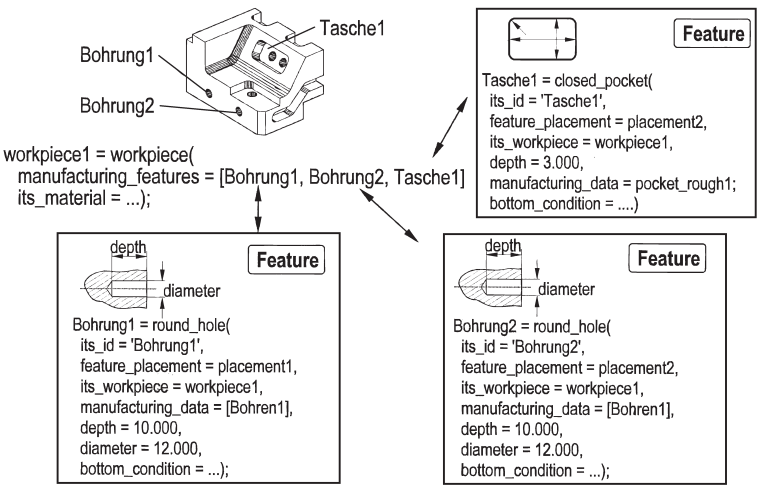


Bild 22. Beispiel für die Feature-orientierte Beschreibung eines Werkstücks

tig die DIN 66025 ablösen soll. ISO 14649 ist, im Gegensatz zu DIN 66025, nicht nur eine Datenschnittstelle zur NC-Steuerung, sondern ein Informationsmodell zur hierarchisch strukturierten, Feature-orientierten Beschreibung der Bearbeitungsaufgabe (**Bild 22**). Den Features werden ausführbare Workingsteps (Bearbeitungsschritte) zugeordnet (**Bild 23**). Mit ISO 14649 sollen vorhandene Anforderungen erfüllt werden, wie z. B. eine bessere Strukturierbarkeit der NC-Programme durch eine direkte Verknüpfung von Geometrie und Technologie, eine durchgängige Feature-Verarbeitung von der Konstruktion bis zur Fertigung sowie die Möglichkeit zur Rückübertragung von modifizierten Steuer- oder ermittelten Prozeßdaten in die der Werkstatt vorgelagerten Bereiche.

2.4.4 Steuerdatenverarbeitung. Control data processing

Die programmierten und in einen Datenspeicher eingegebenen Steuerdaten werden in der numerischen Steuerung zu *Lagesollwerten* für die einzelnen Achsen verarbeitet oder als *Schaltbefehle* ausgegeben. Die kontinuierliche Bewegung in mehreren Achsen wird durch fortwährende mit dem Prozeß schritthaltende taktsynchrone Ausgabe getrennter Lagesoll-

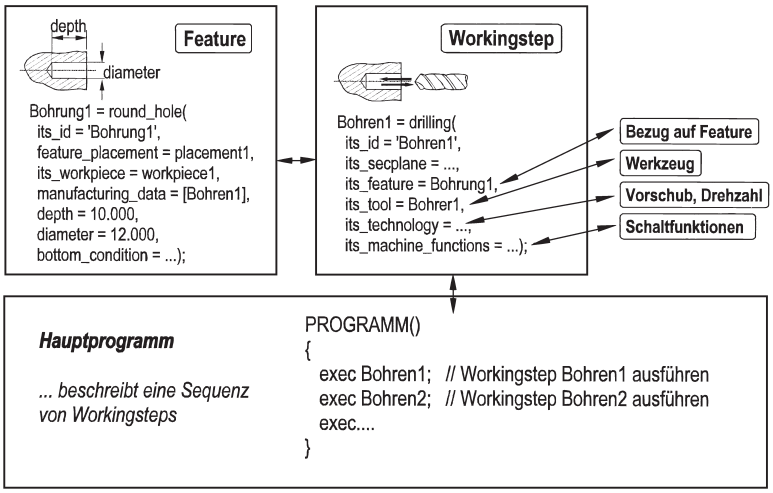


Bild 23. Zuordnung von Feature und Workingstep

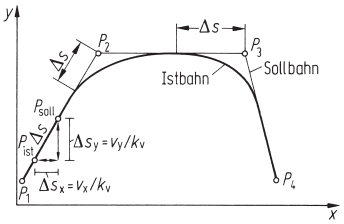


Bild 24. Numerische Bahnsteuerung bei Geradeninterpolation und Bahnrichtungsänderung ohne Halt. Δs Schleppabstand, K_v Geschwindigkeitsverstärkung, v_x; v_y Geschwindigkeit

werte erreicht. Die Lagesollwerte jeder Achse werden mit dem jeweiligen *Lageistwert* verglichen. Aus der *Lageregelabweichung* wird durch Multiplikation mit einem in allen Achsen gleichen Faktor (Geschwindigkeitsverstärkung K_v [1/s]) eine Sollgeschwindigkeit gebildet. Unterschiedliche Lagesollwerte der einzelnen Achsen führen zu unterschiedlichen Lageregelabweichungen, die man als *Schleppabstand* bezeichnet, und damit zu unterschiedlichen Geschwindigkeiten, wie sie zum Fahren verschiedener Kurswinkel erforderlich sind (**Bild 24**). Bei Verwendung von Schrittmotorantrieben werden aus Lagesollwerten Impulse für Schrittmotoren generiert.

Die Errechnung der Lagesollwerte aus den programmierten Steuerdaten erfolgt nach festen Rechenregeln und wird als *Interpolation* bezeichnet. Sinn der Interpolation ist die Reduzierung der Steuerdatenmenge auf ein Maß, das ausreicht, um beliebige Werkstückkonturen aus einfachen Geraden-, Kreis- oder Parabelabschnitten zusammenzusetzen. Für die meisten Beschreibungen von Bahnkurven genügen Geraden- und Kreisinterpolation, d. h. die eingegebenen Steuerdaten sind Stützpunkte, zwischen denen vom Interpolator Zwischenwerte auf diesen Kurven so errechnet werden, daß etwa alle 1 bis 5 ms ein Lagesollwert in jeder Achse ausgegeben wird. Bei der selteneren, für Bahnkurven angewendeten Parabel- oder Splineinterpolation wird durch angegebene Punkte eine Ausgleichskurve gelegt. Vor der Interpolation sind i. allg. noch Korrekturrechnungen (Koordinatentransformation, Werkzeuglängen- und -radiuskorrektur u. ä.) vorzunehmen.

Schaltinformationen werden vorzugsweise in der numerischen Steuerung nur gespeichert und zeitgerecht an die Speicherprogrammierbare Steuerung als Funktionssteuerung ausgegeben.

2.4.5 Numerische Grundfunktionen

Numerical basic functions

Zerlegt man die Funktionen einer NC in funktionsorientierte Einheiten, so ergeben sich vier grundlegende Aufgabenstellungen gemäß **Bild 25**, die den Mindestfunktionsumfang einer NC darstellen. Dazu gehören: die Mensch-Maschine Kommunikation (HMI = Human Machine Interface), die NC-Datenverwaltung, -aufbereitung und -verteilung (NCVA), die Technologiedatenverarbeitung (SPS) und die Geometriedatenverarbeitung (GEO). Die vier Funktionsblöcke sind so strukturiert, daß sich zwischen ihnen ein minimaler Datenverkehr bildet. Der Datenaustausch erfolgt über definierte Schnittstellen.

Im folgenden werden diese Grundfunktionen kurz erläutert:

Mensch-Maschine Kommunikation (HMI). Die Mensch-Maschine-Kommunikation steht bei numerischen Steuerungen immer mehr im Vordergrund. Bei der Schnittstelle zum Benutzer zeigen sich neue Entwicklungen wie Menütechnik, grafische Bildschirme, Fensterfunktionen etc. Die Möglichkeiten der Benutzung und Programmierung werden immer komplexer, bei modernen NCs umfaßt dieser Teil der Systemsoftware schon mehr als die Hälfte des Gesamtsystems. Zur Benutzeroberfläche einer NC-Steuerung zählen heute im wesentlichen folgende Funktionen:

- Benutzung und Benutzerführung,
- NC-Programmier- und Editierfunktionen (mit zugehörigen Verwaltungsarbeiten),
- Simulation des Programmablaufs,
- Diagnosefunktionen.

NC-Datenverwaltung und -aufbereitung (NCVA). Wesentliche Aufgaben dieser Funktionseinheit sind u. a.:

- Bereitstellen von NC-Sätzen für die Decodierung und für die Anzeige,
- Decodierung von NC-Sätzen (Umwandlung von ASCII-Zeichen in steuerungsinterne Darstellung),
- Auflösung von Arbeitszyklen und Unterprogrammen, Parameterrechnung,
- Durchführung von Korrekturrechnungen (Werkzeuglängenkorrektur, Werkzeugradiuskorrektur),

T

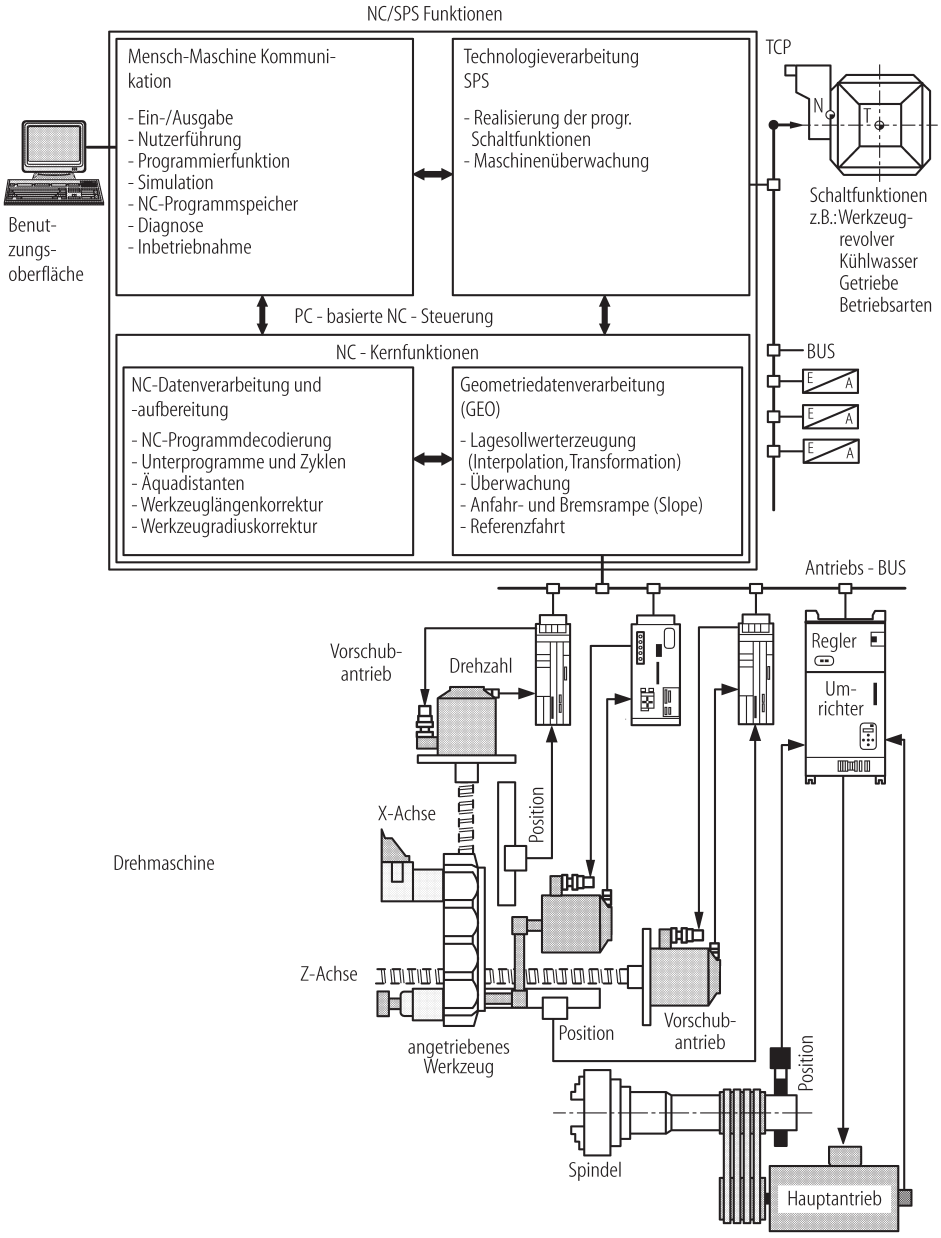


Bild 25. Informationsfluß in einem NC-Steuerungssystem einer Drehmaschine

– Überwachung der dynamischen Grenzwerte der Antriebe,
– Look-Ahead-Funktionalität.
– Arbeitsraumüberwachung,

Technologiedatenverarbeitung (SPS). Die technologische Informationsverarbeitung übernimmt die Ausführung von Schaltinformationen (= technologische Anweisungen), die über die Einzelsteuerungsebene z. B. das Schalten von Hauptspindeldrehzahlen, Vorschubgeschwindigkeiten, Werkzeugwechseleinrichtungen, Kühlmittelzuflüssen etc. bewirken.

Geometriedatenverarbeitung (GEO). Die Geometriedatenverarbeitung umfaßt alle Grundfunktionen zur Bahnerzeugung. Eine Bahn wird erzeugt durch die überlagerte Bewegung einzelner Achsen. Zur Lageeinstellung einer Achse benötigt man die Funktionseinheiten Sollwerterzeugung (Interpolation), Sollwertbeeinflussung zur Beschleunigungs- und Ruckbegrenzung sowie zur Bremseinleitung mit Restwegüberwachung (Slope), Transformation bei nichtkartesischen Achssystemen und Lageregelung. **T 2.4.6** geht auf diese Funktionen näher ein.

2.4.6 Lageeinstellung. Position adjustment

Lagesollwertbildung

Aus geometrischen Eingabeinformationen werden in der numerischen Steuerung Lagesollwerte für die einzelnen Achsen der gesteuerten Anlage gebildet. Abhängig von den kinematischen Abläufen unterscheidet man drei Steuerungsarten: die Punktsteuerung, die Streckensteuerung und die Bahnsteuerung [17].

Bei der *Punktsteuerung* kann der durch den Sollwert definierte Punkt auf beliebigen Wegen angelaufen werden, da während des Einfahrens das Werkzeug nicht im Eingriff ist (**Bild 26a**). In der Regel wird aus Zeitgründen der kürzeste Weg ausgewählt, lediglich in Ausnahmefällen beeinflußt die geometrische Form des Werkstücks den Verfahrweg. Diese Steuerungsart ist die einfachste numerische Steuerung und findet i. allg. bei Bohrmaschinen, Punktschweißmaschinen und Bestückungsmaschinen für elektronische Bauelemente Verwendung.

Die den Punktsteuerungen verwandten *Streckensteuerungen* unterscheiden sich von diesen im wesentlichen dadurch, daß das Werkzeug beim Verfahren im Eingriff sein kann. Der Bewegungsablauf erfolgt dabei parallel zu den Bewegungsachsen der Maschine, wobei die Arbeitsgeschwindigkeit vorgegeben werden kann (**Bild 26b**). Einen Sonderfall stellt die gleichzeitige Betätigung von zwei oder drei Achsen bei gleicher Geschwindigkeit (Bewegungen unter 45°) dar.

Bahnsteuerungen werden bei der Bearbeitung beliebiger zwei- oder mehrdimensionaler Kurven erforderlich, wie dies z. B. bei Fräsmaschinen, Drehmaschinen und Brennschneidmaschinen vornehmlich der Fall ist. Sie sind heute die typischen Steuerungen bei Werkzeugmaschinen. Beim Verfahren des Werkzeugs z. B. von Punkt A zu Punkt B, wie in **Bild 26c** gezeigt, folgt das Werkzeug der eingezeichneten Funktion $y=f(x)$. Hierbei ist die Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug stetig nach Größe und Richtung veränderlich. Die Schlittenbewegung ist daher während der Bearbeitung in mindestens zwei Koordinaten zu steuern.

Im folgenden wird die *Lagesollwerterzeugung* (Interpolation) für Bahnsteuerungen näher erläutert.

Die für den gewünschten Verfahrweg benötigten Eingabeinformationen liegen bei numerisch bahngesteuerten Werkzeugmaschinen, wie bereits erwähnt, in digitaler Form vor. Durch den Interpolator werden aus den Daten über Geometrie und Bewegung die Lagesollwerte als Lageführungsgrößen in Form einer feingestuften Weg-Zeit-Funktion erzeugt. Eine Umsetzung dieser Funktion erfolgt über die Lageregelungen, die die einzelnen Maschinenschlitten den Lageführungsgrößen nachführen (**Bild 27**).

Die durch die Lageführungsgrößen erzeugte Bahn ist im wesentlichen abhängig von dem Interpolationsverfahren (einstufig, zweistufig), dem Interpolationsraster und dem Interpolationsberechnungsverfahren.

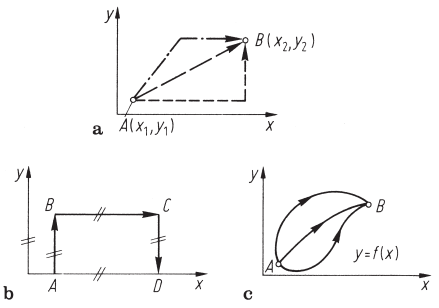


Bild 26a–c. NC-Steuerungsarten. **a** Punktsteuerung; **b** Streckensteuerung; **c** Bahnsteuerung

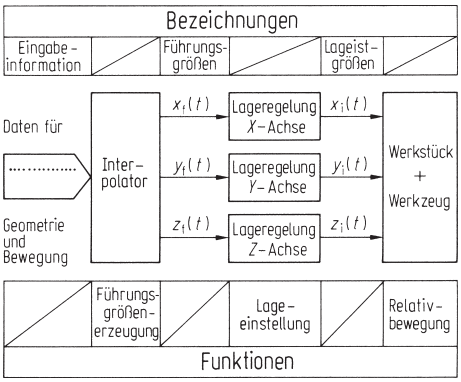


Bild 27. Signalflußplan zur Erzeugung von Relativbewegungen zwischen Werkstück und Werkzeug

Diese drei Einflußfaktoren werden anschließend kurz vorgestellt.

Interpolationsverfahren. Bei der *einstufigen Interpolation* werden die Stützpunkte direkt als Führungsgrößen für die Lageregelung berechnet. Die Interpolation erfolgt in einem Zeittakt, dessen Frequenz so hoch liegt, daß die Antriebe die digitalisierten Führungsgrößen als Tiefpaßfilter glätten.

Sofern aus Leistungsgründen vom Interpolator der Steuerung die Taktfrequenz nicht hoch genug vorgegeben werden kann – und das ist bei hochdynamischen Antrieben i. a. der Fall – wird auf Antriebsebene der Achse ein sogenannter Feininterpolator vorgeschaltet, um mit entsprechend hoher Frequenz eine weitere Unterteilung der Lagesollwerte durchzuführen. Im einfachsten Fall erfolgt die Feininterpolation als Geradeninterpolation. Wegen der dabei erzeugten Unstetigkeiten bei einer Geschwindigkeitsänderung und den damit hervorgerufenen Beschleunigungsspitzen sollte jedoch hier einer Splineinterpolation der Vorzug gegeben werden.

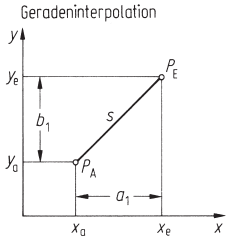
Interpolationsraster. Die Interpolation erfolgt in Form eines
- *konstanten Zeitrasters:* Hierbei wird der zu verfahrende Weg pro Interpolationstakt vorgegeben (üblich bei Lageregelkreisen);
- *konstanten Wegrasters:* Der Interpolator gibt einzelne Wegelemente in Form von kleinsten verfahrbaren Einheiten aus. Diese Form wird bei Schrittantrieben benötigt.

Interpolationsberechnungsverfahren. Folgende Verfahren können unterschieden werden: Suchschrittverfahren, DDA-Verfahren (DDA = Digital Differential Analyzer), direkte Funktionsberechnung und rekursive Funktionsberechnung.

Das Suchschritt- und das DDA-Verfahren, beides Interpolationsverfahren mit konstanten Wegrastern, erfordern bei Rasterweiten im Bereich der Auflösung üblicher Meßsysteme i. allg. spezielle Hardwareinterpolatoren und sind heute nicht mehr üblich.

Die direkte oder rekursive Funktionsberechnung, beides Interpolationsverfahren mit konstanten Zeitrastern, lassen sich auf Rechnern relativ einfach implementieren und besitzen daher große Verbreitung. Letzteres Verfahren führt zu besonders einfachen Berechnungen, jedoch muß infolge der Fehlerfortpflanzung die Berechnung mit erhöhter Genauigkeit durchgeführt werden.

Die Berechnung von Interpolationszwischenpunkten nach den beiden Funktionsberechnungsverfahren wird in **Bild 28** anhand der zweidimensionalen Linearinterpolation, auch als Geradeninterpolation bezeichnet, veranschaulicht. Wird der Parameter τ im Interpolationstakt ΔT um jeweils ein Inkrement $\Delta\tau$ erhöht, so ergibt sich in einem kartesischen Arbeitsraum



direkte Berechnung:
$x = x_a + a_1\tau$
$y = y_a + b_1\tau$
$0 \leq \tau \leq 1$

rekursive Berechnung:
$x_{n+1} = x_n + a_1 \Delta\tau$
$y_{n+1} = y_n + b_1 \Delta\tau$

Bild 28. Funktionsberechnung bei der Geradeninterpolation

eine konstante Bahngeschwindigkeit v_B. Die Größe des Inkrements $\Delta\tau$ ist proportional zur programmierten Bahngeschwindigkeit v_B und umgekehrt proportional zum räumlichen Verfahrweg s.

$$s = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}, \quad \Delta\tau/1 = \Delta T/T, \quad v_B = s/T.$$

Somit ist der Parameter $\Delta\tau = (v_B/s)\Delta T$, wobei ΔT die Interpolationstaktzeit und T die Gesamtverfahrzeit ist.

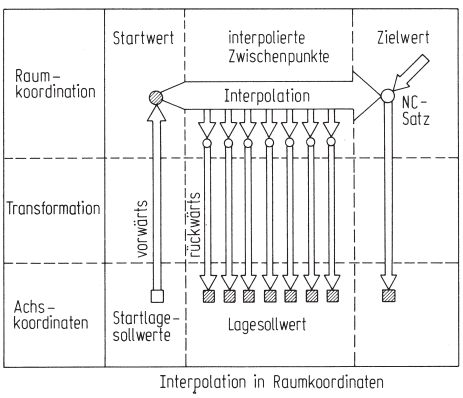


Bild 29. Datenfluß von Raum- und Achskoordinaten bei der Transformation

Transformation von Raumkoordinaten in Achskoordinaten

Die Programmierung der Geometrie erfolgt i. allg. in den Koordinaten x, y, z des kartesischen Koordinatensystems. Sind die Achskoordinaten nicht identisch mit den Hauptkoordinaten des kartesischen Koordinatensystems, so ist vom Steuerungsrechner eine entsprechende Transformation vom Raum- zum Achskoordinatensystem durchzuführen, die i. allg. einer Matrizenoperation entspricht. Die Transformation sollte im Interpolationstakt erfolgen und kann für mehrachsige Maschinen wie z. B. fünfachsiges Fräsen oder sechsachsige Roboterführung sehr rechenintensiv werden. Der Datenfluß von der Interpolation in Raumkoordinaten (kartesische Koordinaten) bis zur Führungsgröße der einzelnen Achsen ist aus dem **Bild 29** ersichtlich.

Lageregelung

Die Relativbewegung zwischen Werkzeug oder Meßzeug und Werkstück erfolgt bei bahngesteuerten NC-Maschinen durch die überlagerte Bewegung von mindestens zwei Achsen [11]. **Bild 30** zeigt den Aufbau einer lagegeregelten Achse mit einem einfachen regelungstechnischen Strukturbild, wobei der Antrieb als System 1. Ordnung nachgebildet wird und der Lageregler typischerweise als P-Regler mit der Geschwindigkeitsverstärkung K_v ausgeführt ist [12].

Um ein Überschwingen zu vermeiden, wird bei rampenförmiger Ansteuerung eine Dämpfung von $D_L = 0{,}7$ bevorzugt, d. h. die Antriebszeitkonstante T_A gibt die mögliche Geschwindigkeitsverstärkung K_v vor. Der K_v-Faktor bestimmt wiederum den Schleppabstand z. B. für die x-Achse mit Δs_x in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit $\dot{x}_i$ = const über die Beziehung $\Delta s_x = \dot{x}_i K_v^{-1}$. Zusätzlich läßt sich der Schleppabstand für konstante Beschleunigung $\ddot{x}_i$ = const zu $\Delta s_x = \ddot{x}_i K_v^{-1} T_A$ berechnen. Wie man erkennt, wirkt sich die Antriebszeitkonstante erst bei Beschleunigungsvorgängen direkt auf den Schleppabstand aus. Konturverzerrungen bei der Geraden-

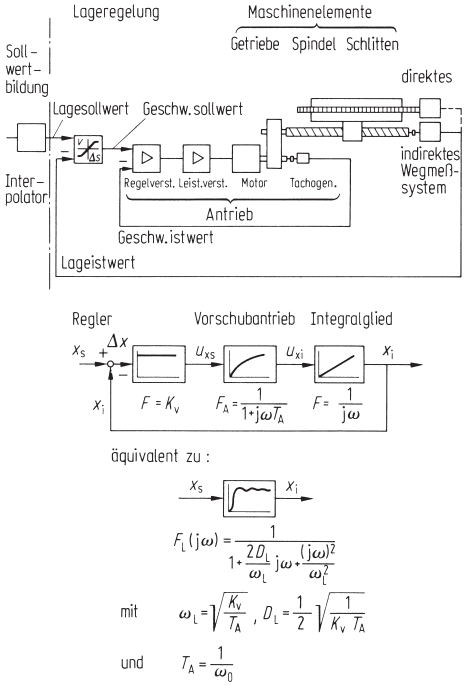


Bild 30. Einfaches Modell einer lagegeregelten Achse

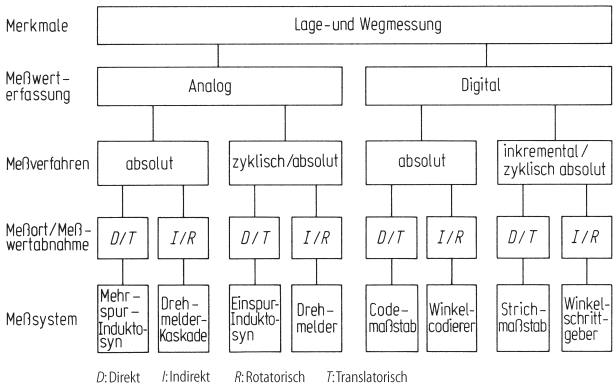


Bild 31. Arten der Lage- und Wegmessung. *D* Direkt, *I* Indirekt, *R* Rotatorisch, *T* Translatorisch

fahrt werden dann vermieden, wenn sowohl die Geschwindigkeitsverstärkungsfaktoren K_v als auch die Antriebszeitkonstanten T_A in beiden Achsen gleich sind oder wenn gänzlich schleppabstandsfrei gefahren wird. Hierzu wird in neueren Steuerungen der Schleppabstand kompensiert durch Vorsteuerungsverfahren [36].

2.5 Einrichtungen zur Positionsmessung bei NC-Maschinen

Equipment for position measurement at NC-machines

Die Positionsmeßsysteme bei NC-Maschinen dienen dazu, eine als analoge geometrische Größe vorgegebene Strecke zu erfassen und sie als digitalen Positionswert zur Verfügung zu stellen. Sie sind wesentliche Bestandteile des Lageregelkreises und bestimmen über ihre Genauigkeit mit die Fertigungsqualität einer Maschine.
Ihr Aufbau besteht aus einer Maßverkörperung, z. B. in Form eines Maßstabs, einer Ablese- und einer Auswerteeinrichtung (s. dazu Begriffe der Meßtechnik [34, 35]). Von besonderer Bedeutung sind dabei:
das Auflösungsvermögen, die Genauigkeit, die Empfindlichkeit gegen äußere Einflüsse und die Anbaubarkeit.

2.5.1 Arten der Positionswerterfassung

Types of position data registration

Grundsätzlich lassen sich die Meßsysteme durch Merkmale unterscheiden (**Bild 31**).

2.5.2 Meßort und Meßwertabnahme

Measuring spot and data sensoring

Nach der Lage des Meßorts unterscheidet man zwischen der direkten und der indirekten Messung [18].
Bei der *direkten* Messung ist das Meßsystem unmittelbar am Maschinenschlitten angebracht.
Bei der *indirekten* Messung übertragen Zwischenglieder die Lage- bzw. Streckenänderung auf ein meist rotatorisch wirkendes Meßsystem. Zwischenglieder können die Vorschubspindel evtl. mit einem Meßgetriebe sowie Zahnstange und Ritzel sein. Verbunden ist die indirekte Messung sehr häufig mit konstruktiven und auch kostenmäßigen Vorteilen. Fertigungsungenauigkeiten der Zwischenglieder sowie Maßänderungen durch Temperatureinflüsse wirken sich aber direkt auf das Meßergebnis aus. Damit ist die direkte Messung der indirekten in der Genauigkeit überlegen.
Grundsätzlich sind die Fehlereinflüsse um so geringer, je besser die Meßanordnung den Abbeschen Grundsatz (nach Abbe, 1890) erfüllt. Danach sollen Prüfling und Vergleichsstrecke in Meßrichtung fluchtend angeordnet werden. Der Fluchtungswinkelfehler geht dann nur mit 2. Ordnung in das Meßergebnis ein.

2.5.3 Digitale Meßwerterfassung. Digital data logging

Bei der digitalen Meßwerterfassung liegt die zu messende Größe in quantitativer Form vor. Dabei sind zwei Funktionsprinzipien zu unterscheiden: die inkrementalen und die absoluten Meßsysteme. Zunächst soll auf die Funktionsprinzipien der inkremental arbeitenden Meßsysteme eingegangen werden.

Digital-inkrementale Meßsysteme

Dem digital-inkrementalen Meßsystem liegt über die Unterteilung des Wegs in gleich große Teilstücke (Inkremente) das Prinzip der Kettenmaßbildung zugrunde. Die Messung einer Strecke (eines Winkels) erfolgt durch Aufsummieren der von einer Abtasteinrichtung überstrichenen Inkremente eines Rastermaßstabs oder einer Rasterscheibe in Abhängigkeit von der Richtung. Zur Unterscheidung zweier benachbarter Inkremente wird den einzelnen Inkrementen abwechselnd eine andere physikalische Eigenschaft gegeben. Die Abtasteinrichtung liefert dann bei der Relativbewegung gegenüber dem Raster die sog. Zählimpulse, die vom Zähler aufsummiert werden.
Die meisten inkrementalen Meßsysteme verwenden photoelektrische Impulsgeber. Daneben werden bei geringeren Anforderungen an die Auflösung auch Impulsgeber mit magnetischer Abtastung eingesetzt (z. B. Zahnrad und magnetischer Impulsgeber).
Bei der konstruktiven Ausführung der photoelektrischen Impulsgeber wird unterschieden zwischen:
Durchlichtverfahren, Auflichtverfahren, Polygonspiegelverfahren [19, 20] und Multiprismaverfahren.
Wesentliche Funktionselemente dieser Meßsysteme sind:
Inkrementalmaßstab, Gegengitter, Beleuchtungseinheit, Zähleinheit und Richtungsdiskriminator.
Der *Inkrementalmeßstab* ist charakterisiert durch eine regelmäßige Reihe von Markierungen. Je nach Ausführung handelt es sich z. B. um lichtdurchlässige und nicht lichtdurchlässige, reflektierende und nicht reflektierende Streifen. Die Teilung (Gitterkonstante) kann äußerst fein sein (bis auf wenige µm).
Das *Gegengitter* ist Bestandteil des Abtasters und bedingt die Form des auszuwertenden Signals. Man unterscheidet drei Ausführungsformen der Gegengitter (**Bild 32**). Bei der ersten Form ist die Gegengitterteilung gleich der Maßstabsteilung

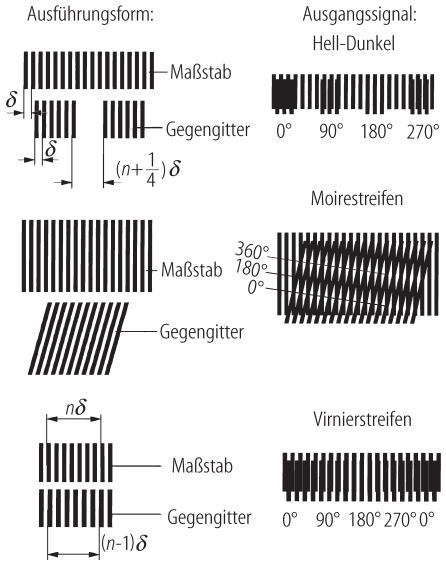


Bild 32. Ausführungsformen des Gegengitters bei Inkremental-Meßsystemen

und parallel zu dieser. Bei der Bewegung wird das ganze Gitterfeld abwechselnd hell und dunkel. Bei schräg gestelltem Gegengitterfeld entstehen Moiré-Streifen. In der dritten Form ist die Gegengitterteilung ungleich. Die entstehenden Hell-Dunkel-Zonen wandern längs zur Maßstabsrichtung.
Mit allen Ausführungsformen erreicht man das gleiche Ziel: Die feine Hell-Dunkel-Teilung des Maßstabs wird umgesetzt in großflächige Hell-Dunkel-Zonen. Dies ist notwendig, um die Abtastung mit lichtempfindlichen Elementen durchführen zu können.

Durchlichtmeßsysteme

Stellvertretend für alle Systeme soll am Durchlichtverfahren die Auswertemethode erläutert werden. Das Licht gelangt von der Lampe über eine Optik, die paralleles Licht erzeugt, durch den Maßstab und die Abtastplatte auf die Photoelemente (**Bild 33**). Bei einer Bewegung des Maßstabs relativ zur Abtasteinheit erzeugen die Photoelemente periodisch annähernd sinusförmige Signale. Diese Signale sind zueinander um 90° phasenverschoben ($=1/4$ Teilungsperiode oder Gitterkonstante), um eine Richtungserkennung durchführen zu können. Nach einer Vorverstärkung können die beiden analogen Meßsignale zusätzlich über eine phasenauswertende Vervielfachungsschaltung bis auf 1 : 1000 zusätzlich unterteilt werden. In einem nachfolgenden Umformer werden aus den analogen Signalen zwei um 90° phasenverschobene Rechteckimpulsfolgen erzeugt. Zur Anzeige bzw. Verarbeitung wird in einer Zählschaltung mit Richtungslogik die Richtungserkennung und die Addition der Impulse durchgeführt. Der Zählerstand gibt nach einer durchgeführten Referenzpunktfahrt ein Maß für den zurückgelegten Weg bezüglich dieses Referenzpunkts an.

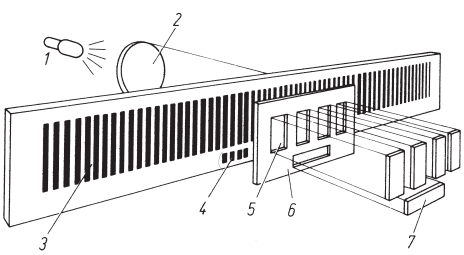


Bild 33. Funktionsprinzip des Durchlichtverfahrens. *1* Miniaturlampe, *2* Kondensor, *3* Maßstabgitter, *4* Referenzmarke, *5* Abtastgitter, *6* Abtastplatte, *7* Siliziumphotoelemente

Neben dem dargestellten inkrementalen Meßsystem für translatorische Bewegungen gibt es entsprechende für rotatorische Bewegungen, die nach demselben Funktionsprinzip arbeiten. Für Standardanwendungen haben die Drehgeber 1000 bis 3000 Striche je Umdrehung, für Präzisionsanwendungen sind bis zu 36000 Striche möglich, die eine Winkelauflösung bis zu 0,5″ ermöglichen.

Digital-absolute Meßsysteme

Bei den digital-absoluten Meßsystemen ist jedem Streckenelement ein eindeutiger, auf einen festen Nullpunkt bezogener Meßwert zugeordnet. Diese Meßwerte sind vom Nullpunkt ausgehend fortlaufend durch ein eindeutig erkennbares Codewort gekennzeichnet. Der Nullpunkt liegt mechanisch fest. Eine Nullpunktverschiebung kann durch Addition eines Betrags zum Lagemeßwert oder mechanisch vorgenommen werden. Als Maßverkörperung dienen bei translatorischen Lagemeßsystemen ein *Codelineal* und bei rotatorischen Meßsystemen eine *Codescheibe* . Die physikalischen Möglichkeiten zur Verkörperung des Codes und die Abtastverfahren entsprechen denen, die zur Erzeugung der Raster von inkrementalen Systemen verwendet werden. Auch hier überwiegt die photoelektrische Abtastung.

2.5.4 Analoge Meßwerterfassung. Analog data logging

Eine analoge Meßwerterfassung ist dadurch gekennzeichnet, daß jedem Wert der Meßgröße stetig ein Meßsignalwert zugeordnet werden kann.
Im einfachsten Fall wird die Änderung des Widerstands in Abhängigkeit von der Länge des elektrischen Leiters zur Erzeugung eines elektrischen Meßsignals benutzt. In der Praxis werden Potentiometer als Spannungsteiler geschaltet.
Solche Meßeinrichtungen (linear oder rotatorisch) werden, da sie nicht verschleißfrei arbeiten und ihr Auflösungsvermögen begrenzt ist, nur in Sonderfällen, z. B. bei einer Grobpositionierung, eingesetzt. Außerdem ist ihre Linearität auch bei Spezialpotentiometern i. allg. nicht besser als 1%.
Durchgesetzt haben sich bei der analogen Lage- bzw. Strekkenmessung induktiv arbeitende Meßsysteme, nämlich *Resolver (= Drehmelder)* und *Inductosyn*.

Drehmelder. Diese sind rotatorisch wirkende Meßsysteme, bei denen Winkel induktiv berührungslos erfaßt werden. Sie sind ein im wesentlichen aus Rotor (Läufer) und Stator (Ständer) bestehender Drehtransformator (**Bild 34**).
Die in **Bild 34a** dargestellte Anordnung hat je einen einphasig bewickelten Ständer und Läufer. Sie besitzt zwar keine praktische Bedeutung, jedoch sind hier die Verhältnisse der Ausgangs- und Eingangsspannung zueinander am deutlichsten zu erkennen.
Liegt an der Ständerwicklung die Wechselspannung $u_1 = U_1 \sin \omega t$, so induziert der entstehende magnetische Fluß in der Läuferwicklung eine amplitudenmodulierte Spannung gleicher Frequenz mit $u_2 = (U_1 \sin \omega t) \cos \alpha = U_2^* \sin \omega t$.
Wie aus **Bild 34a** hervorgeht, wird die zeitliche Amplitudenänderung durch die winkelabhängige Änderung von $\cos\alpha$ moduliert. Die Einhüllende gibt die jeweilige Winkelstellung wieder, jedoch wird diese durch die Amplitudenhöhe der Einspeisung beeinflußt. Günstiger sind Schaltungen, die anstelle einer Amplitudenmodulation eine Phasenmodulation nutzen, wobei hier die Auswertung unabhängig von der Amplitudenhöhe wird und nur vom Signalnulldurchgang abhängt.

T

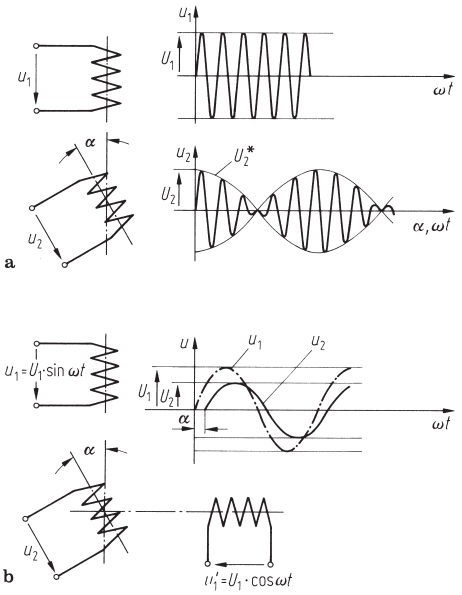


Bild 34a, b. Drehmelder, Prinzip. **a** Mit einer Erregerspule; **b** mit zwei Erregerspulen

Von den vielen in der Praxis möglichen Wicklungsanordnungen und Schaltungsarten zeigt **Bild 34b** einen Drehmelder mit einphasiger Läuferwicklung und zwei um 90° räumlich versetzte Ständerwicklungen.
Die in der Läuferwicklung induzierte Spannung ist, wenn an den Ständerwicklungen eine Cos- und eine Sin-Spannung angelegt wird:

$$u_2 = [U_1 \cos\alpha] \sin\omega t + [U_1 \cos\left(\alpha + \frac{\pi}{2}\right) \cos\omega t$$
$$= [U_1 \cos\alpha] \sin\omega t - [U_1 \sin\alpha] \cos\omega t$$
$$= U_1 \sin(\omega t - \alpha).$$

Die Spannung an der Sekundärwicklung ändert sich mit dem räumlichen Winkel α nur in der Phasenlage gegenüber der Spannung an einer der Primärwicklungen. Ein Phasendiskriminator liefert ein Signal proportional zu α.

Inductosyn. Dieses ist ein induktiv arbeitender Maßstab, der auf dem Wirkungsprinzip des Drehmelders basiert. Beim Inductosyn ist eine mäanderförmige Teilung auf einem Maßstab in gedruckter Schaltung aufgebracht (**Bild 35**).

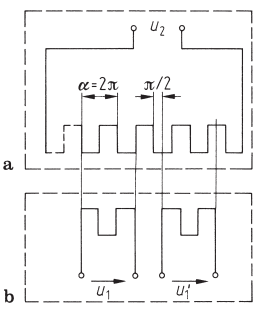


Bild 35a, b. Prinzip des Inductosyn-Meßsystems. **a** Lineal≙Rotor beim Drehmelder; **b** Reiter≙Ständer beim Drehmelder

Darüber bewegt sich berührungslos ein Gleiter mit zwei ebenfalls mäanderförmig ausgebildeten Wicklungen, die räumlich um 90° gegeneinander versetzt sind. Diese Einrichtung arbeitet genau wie ein zweiphasiger Drehmelder, da auch hier die beiden um 90° versetzten Spulen innerhalb der Teilung einen bestimmten Feldvektor erzeugen. Inductosyn-Maßstäbe haben i. allg. eine Teilung von $^1/_{10}$ Zoll oder 2 mm. Sie erlauben eine Auflösung im unteren m-Bereich. Absolut kann nur innerhalb der Teilung gemessen werden.

2.6 Einrichtungen zur Geschwindigkeitserfassung bei NC-Maschinen

Equipment for speed logging at NC-machines

Lagegeregelte Achsen sind i. allg. als kaskadierte Regelungssysteme in der Reihenfolge von innen nach außen: Stromregler, Geschwindigkeitsregler, Lageregler aufgebaut. Zur Erfassung der Geschwindigkeit wird häufig die 1. Ableitung der digital erfaßten Position nach der Zeit genutzt, da die Position i. a. ohnehin vorliegt oder einfach erfaßt werden kann.
Der Nachteil dieses Vorgehens liegt im prinzipbedingten Quantisierungsrauschen, wodurch die Führungsgröße für den Stromregler negativ beeinflußt wird.
Aus diesem Grund wird auch der direkte Weg zur Geschwindigkeitserfassung bei rotatorischen Antrieben mittels Tachogeneratoren gewählt. Für Direktantriebe bietet sich die Erfassung der Beschleunigung mittels eines Ferraris-Sensors an, aus der sich die Geschwindigkeit integrieren läßt.

2.6.1 Direkte Geschwindigkeitsmessung

Direct speed measurement

– mittels Gleichstromgenerator

Zur Messung von Winkelgeschwindigkeiten werden bis heute Gleichstromgeneratoren (Tachos) eingesetzt. Schon bei kleinen Drehzahlen geben diese Geräte ein gut auswertbares Gleichspannungssignal ab. Diese Spannung ist über einen weiten Drehzahlbereich des Tachos der Drehzahl proportional. Nachteilig bei diesen Generatoren ist der für die Kommutierung erforderliche Kollektor mit den Schleifbürsten, die eine regelmäßige Wartung erfordern. Die am Kollektor abgegriffene Spannung ist abhängig von der Stellung des Rotors im Magnetfeld. Um eine hohe Gleichförmigkeit der Ausgangsspannung zu erreichen, muß der Rotor möglichst viele Pole aufweisen.

– mittels Drehstromgenerator

Drehstromgeneratoren sind wartungsfrei, da sie keine Kommutierung benötigen. In den Statorwicklungen wird eine sinusförmige Ausgangsspannung induziert, deren Amplitude proportional der Drehzahl ist. Die Anzahl der Pole im Rotor und die Drehzahl bestimmen die Frequenz der Messspannung. Für Messzwecke wird deshalb eine möglichst große Polzahl angestrebt. Nach einer Gleichrichtung liefert die Messspannung ein Maß für die Geschwindigkeit. Die Bewegungsrichtung wird über die Phasenverschiebung der beiden Spannungen definiert. Probleme mit der Gleichförmigkeit des Messsignals können bei sehr niedrigen Drehzahlen entstehen.

2.6.2 Messen von Beschleunigungen

Measurement of accelerations

Die Beschleunigung stellt die zweite Ableitung des Weges dar und wird deshalb auch als Weggröße betrachtet. Beschleunigungswerte wurden in der Vergangenheit im wesentlichen zur Analyse von Schwingungen an Maschinen und Geräten eingesetzt. In jüngster Zeit wird die Beschleunigung zur

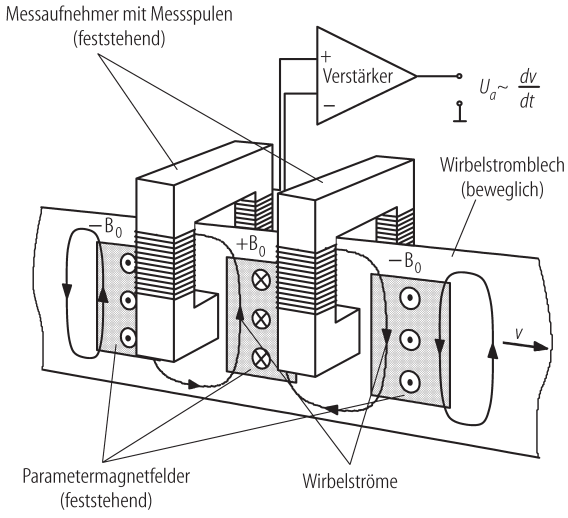


Bild 36. Ferraris-Sensor zu Messung der Relativbeschleunigung dv/dt

Gegenkopplung in Lageregelkreisen von schwachgedämpften Systemen benutzt oder auch über Integration zur Geschwindigkeitserfassung bei Lineardirektantrieben. Die Anforderungen an Empfindlichkeit, Dynamik, Linearität und Genauigkeit sind je nach Anwendung sehr unterschiedlich.

Absolute Beschleunigungsaufnehmer

Bei Aufnehmern nach dem Feder-Masse-Prinzip wird die Schwingungsamplitude des Feder-Masse-Schwingers zur Messung der Absolutbeschleunigung ausgewertet.
Bei einem optimal gedämpften ($D = 0{,}65$) mechanischen Aufnehmersystem reicht der Frequenzbereich bei Beschleunigungsaufnehmern von der Frequenz Null bis ungefähr zur halben Aufnehmerfrequenz.
Piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer sind besonders massearm. Die Beschleunigungsmessung beruht hier auf Kraftmessung. Bei sehr hohen Eigenfrequenzen bis 250 kHz können Beschleunigungen bis zu 10^5 g erfaßt werden.

Relativbeschleunigungssensor nach dem Ferraris-Prinzip

Bei der Beschleunigungsermittlung von Maschinentischen interessiert i. a. die Beschleunigung gegenüber dem Gestell und damit die Relativbeschleunigung zwischen zwei Körpern. Hierfür hat sich in den letzten Jahren das Ferraris-Prinzip als hochauflösendes, robustes, industrietaugliches Verfahren mit genügender Bandbreite erwiesen [38].
Mit der in **Bild 36** gezeigten Anordnung läßt sich die relative Linearbeschleunigung eines leitenden Metallstreifens gegen einen Meßkopf mit Aufnehmer- und Erregerblocks berührungslos messen. Wird der Metallstreifen als Wirbelstromscheibe von einer Antriebsachse gedreht, so läßt sich die Drehbeschleunigung erfassen ohne daß Schleifer oder sonstige Medien zur Signalübertragung, wie sie bei anderen Ausführungsformen für Drehbeschleunigungssensoren üblich sind, vorgesehen werden müssen.
Bei der Bewegung des elektrisch gut leitenden Wirbelstromblechs aus nichtmagnetischem Material (z. B. Aluminium) entstehen im Bereich der ortsfesten, jeweils entgegengesetzten Erregermagnetfelder Wirbelströme im Wirbelstromblech, die sekundäre, geschwindigkeitsproportionale Magnetfelder zur Folge haben. Diese werden von den Aufnehmerspulen, deren Kern aus magnetisch gut leitendem Material wie z. B. Ferrit besteht, erfaßt. Die in den Aufnehmerspulen induzierte Spannung ist der Änderung dieser Magnetfelder und damit der Beschleunigung proportional.
Ob sich der Aufnehmer und Erregerblock gegenüber dem Blechstreifen bewegt oder umgekehrt, ist dabei belanglos. In jedem Fall wird nur die für eine Regelung relevante, relative Beschleunigung zwischen Wirbelstromblech und Aufnehmer- und Erregerblock erfaßt. Neben der Beschleunigung läßt sich auch hervorragend die Geschwindigkeit zwischen Tisch und Bett einer Maschine erfassen. Durch Integration der Beschleunigung erhält man ein rauschfreies Geschwindigkeitssignal. Unvermeidliche Offsetspannungen analoger Systeme lassen sich durch eine niederfrequente Beobachtung der Geschwindigkeit aus der Differentiation der Lage kompensieren.

3 Maschinen zum Scheren und Schneiden
Shearing and blanking machines

K. Siegert und **T. Werle**, Stuttgart

In diesem Kapitel wurden bewährte Bilder mit Textteil aus der 16. Aufl., S 4.7 (K. Lange u. a.), übernommen.

3.1 Maschinen zum Scheren. Shearing machines

Tafelscheren. Sie dienen zum Schneiden von Streifen oder geradlinig berandeten Platinen aus Blechtafeln. Mit Hilfe eines Blechhalters, entsprechend ausgebildetem Ober- und Untermesser sollen durch Antrieb eines oder beider Messer möglichst gratfreie und zur Blechebene rechtwinklig verlaufende Schnittflächen erzeugt werden (**Bild 1**). Parallel zum Untermesser geführte Obermesser führen prinzipiell zu leicht schrägen Schnittkanten. Schräggestellte und schwingende

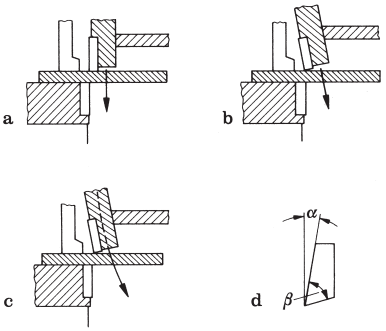


Bild 1a–d. Tafelschere. **a** Parallel geführtes Obermesser; **b** schräggeführtes Obermesser; **c** schwingendes Obermesser; **d** Winkel am Schermesser

Obermesser verbessern die Rechtwinkligkeit der Schnittfläche. Als Antriebe kommen Kurbel- und Kniehebelgetriebe sowie deren Varianten in Frage. Daneben findet man auch hydraulische Antriebe. Unabhängig vom Antriebskonzept werden heute CNC-gesteuerte Maschinen angeboten, bei denen Schnittwinkel, Schneidspalt und maximale Schneidkraft programmiert werden können.

Streifenscheren. Sie teilen Bänder im Durchlaufverfahren (**Bild 2**). Anwendungsgrenzen sind derzeit maximale Blechdicken von 6,5 mm und Mindestbreiten von 40 mm je Streifen.

Kreis- und Kurvenscheren. Diese erlauben das Schneiden entlang gekrümmter Linien. Der Durchmesser D der Schneidwerkzeuge (**Bild 3**) darf wegen der für starke Krümmungen erforderlichen Beweglichkeit einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten ($D \leq 120\,s_0$, wobei s_0 die Blechdicke bezeichnet).

Knüppelscheren und -brecher. Sie werden zur Herstellung von Rohteilen, z. B. für das *Gesenkschmieden*, eingesetzt. Hier kommt es auf die Volumenkonstanz der geschnittenen Rohteile an. Aufgrund der Abmessungsschwankungen der Knüppel ist zur Einstellung des Längenanschlags eine aufwendige Meß- und Regeleinrichtung notwendig.

Rohteilscheren. Sie dienen speziell zur Rohteilherstellung in der Kaltmassivumformung und arbeiten mit relativ hohen Hubzahlen. Sie scheren entweder mit offenem Messer (**Bild 4**) von gewalztem Draht oder von gewalzten Stäben oder mit geschlossenem Messer vom Stabmaterial die Rohteile ab. Als Antrieb kommen überwiegend Kurbelgetriebe, daneben auch Kurvengetriebe, zum Einsatz.

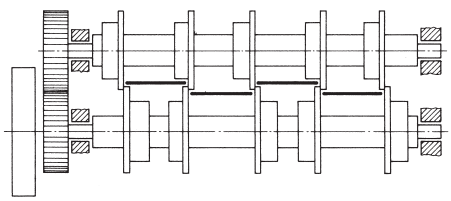


Bild 2. Funktionsprinzip einer Streifenschere

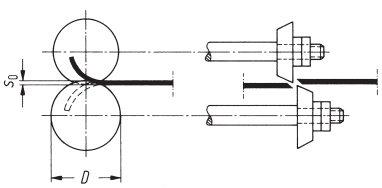


Bild 3. Funktionsprinzip einer Kurvenschere

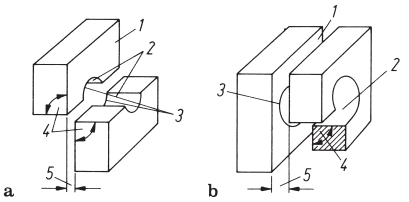


Bild 4a, b. Rohteilscheren. **a** Offenes Messer; **b** geschlossenes Messer. *1* Freifläche, *2* Druckfläche, *3* Schneide, *4* Keilwinkel, *5* Schneidspalt

3.2 Maschinen zum Schneiden. Blanking machines

Der für das Schneiden typische Kraft-Weg-Verlauf (**Bild 5**) erfordert Maschinen mit hoher Nennkraft bei nur relativ geringem Arbeitsvermögen, wobei letzteres beim Schneiden von Blechen mit großer Bruchdehnung aufgrund der sich dann ergebenden längeren Scherwege größer sein muß als bei Blechen mit geringer Bruchdehnung und gleicher Festigkeit. Zum Schneiden werden schnellaufende Kurbel- und in Sonderfällen auch Kniehebelpressen mit kleinem Hub und hoher Hubzahl sowie hydraulische Pressen mit Hubbegrenzung eingesetzt. Als Zusatzeinrichtung werden im Interesse der Geräuschdämpfung bei Schneidanlagen zunehmend Schnittschlagdämpfungen, die das Durchfallen des Stößels bei Vorgangsende verhindern, gefordert. Üblich sind für mechanische Schneidautomaten bei einer Nennkraft von 800 kN Hubzahlen bis 900 min^{-1}. *Nutenschneidautomaten* mit einem durch seine Strecklage schwingenden Kniehebelantrieb erreichen Hubzahlen von 1400 min^{-1}. Dies setzt entsprechend leistungsfähige und genaue Vorschubapparate (Vorschubgenauigkeit $\pm 0{,}01$ mm, mittlere Durchlaufgeschwindigkeit bis zu 120 m/min) beim Arbeiten vom Band bzw. exakte Teilapparate beim Schneiden von Nuten in Stator- oder Rotorbleche von Elektromotoren voraus. Moderne Präzisions-Stanzautomaten erlauben aufgrund von CNC-Steuerungen Hubzahlen bis zu 2000 min^{-1} bei einer Nennkraft von 200 kN. Derartige Hubzahlen sind allerdings nur bei optimierter Stößelführung (Führung des Stößels in der Bandlaufebene zur Vermeidung des Verkippens, **Bild 6**), Massenausgleich (Ausgleich der dynamischen Kräfte bei schnellaufenden Pressen, **Bild 7**) und aufwendiger Sensorik (Überwachung aller entscheidenden Einflußparameter) sowie Regelung der Stempeleintauchtiefe möglich. Es werden maschinenseitig die Eintauchtiefe, der automatische Stößelhalt im oberen Totpunkt, die Vorschub-

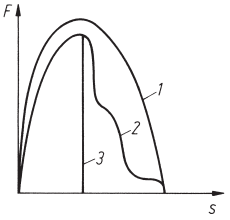


Bild 5. Kraft-Weg-Verlauf beim Schneiden. *1* Feinschneiden, *2* Schneiden von Blech mit großer Bruchdehnung, *3* Schneiden von Blech mit geringer Bruchdehnung

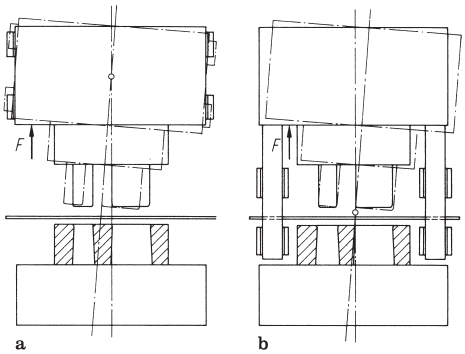


Bild 6a, b. Möglichkeiten der Stößelführung an Schnelläuferpressen. **a** Schematische Darstellung einer Stößelführung oberhalb der Bandlaufebene; **b** schematische Darstellung einer Stößelführung annähernd in der Bandlaufebene

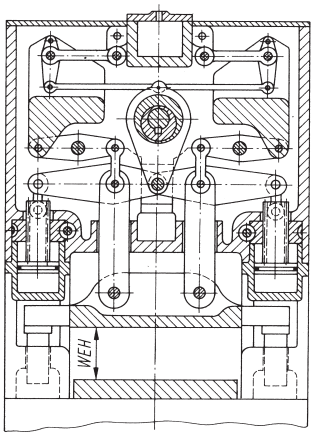


Bild 7. Aufbau von Antrieb und Massenausgleich einer schnellaufenden Presse zum Schneiden (Bruderer). *WEH* Werkzeug-Einbauhöhe

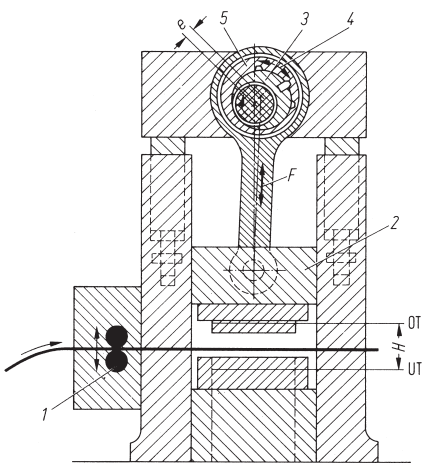


Bild 8. Schema einer Exzenterpresse mit Vorschubapparat, Einstellungen durch numerisch gesteuerte Stellglieder [1]. *F* Preßkraft, *H* Hub, *e* Exzentrizität, *1* Walzenvorschub, *2* Stößel, *3* Exzenterbüchse, *4* Stößelhubverstellung, *5* Exzenter

längen, werkstückseitig die Banddicke und Bandbreite sowie werkzeugseitige Parameter wie Bandeinlaufhöhe, Vorschubgenauigkeit des Walzenvorschubs und Schneidkraft überwacht [1] (**Bild 8**). Letztere Größe erlaubt durch einen Ist/Sollkraftvergleich auch Aussagen über den Werkzeugverschleiß. Zur Minimierung des Verschleißes sollten die Pressen möglichst steif ausgebildet sein und die Stößelführungen optimiert werden. Schnelläuferpressen eignen sich besonders zum Einsatz in flexiblen Stanzzentren. **Tab. 1** zeigt eine Einteilung industrieller Stanztechniken nach den Merkmalen Genauigkeiten, Einsatzgebiete und Hubfrequenzen [2].

3.3 Blechbearbeitungszentren
Centers for sheet metal working

Sie sind für die Bearbeitung von flächigen Blechteilen vornehmlich durch Schneiden einschließlich Knabber- und Strahlschneiden, aber auch durch einfache Umformoperationen konzipiert. Das Rohteil (Blechtafel) bzw. das Werkstück wird relativ zum Werkzeug bewegt [3]. Die Blechbearbeitungszentren verfügen über Werkzeugspeicher, aus denen eine Vielzahl eingestellter Werkzeuge automatisiert entnommen werden kann. Die numerische Steuerung gibt Steuerbefehle für Bewegung und Positionierung des Werkstücks durch den Koordinatentisch, die Schaltbefehle zur Hubauslösung und -umstellung (Einzel-, Dauerhub) sowie die Befehle für den Werkzeugwechsel. Der Maschinenkörper besteht aus einem weit ausladenden C-Gestell, seltener aus einem Torgestell (s. **T 1.3**). Der Antrieb des Stößels erfolgt über ein Kurbelgetriebe oder hydraulisch.

3.4 Maschinen zum Strahlschneiden
Beam cutting machines

Sie werden dazu verwendet, mit einem zu einem Strahl gebündelten Wirkmedium (Plasma-, Wasserstrahlschneiden) bzw. mit strahlförmig verfügbarer Wirkenergie (Lasertrennen) Platinen oder Werkstücke mit komplizierter Geometrie

Tabelle 1. Einteilung industrieller Stanztechniken [2]

Stanztechnik	Merkmale
Hochleistungs-Stanztechnik	Stanzteile aus Bändern von 0,1 bis 3 mm Dicke hoher Genauigkeit, hohe Hubfrequenz (bis 1800 min^{-1}), sehr große Stückzahlen (z. B. Steckkontakte, elektronische Systemträger, geblechte Rotoren und Statoren)
Konventionelle Stanztechnik	Stanzteile aus Bändern von 1 bis 6 mm Dicke mittlerer Genauigkeit (z. B. Maschinenbauteile, Beschläge), mittlere Hubfrequenz (bis 400 min^{-1})
Feinschneid-Stanztechnik	Stanzteile mit glatter Schnittfläche ($R_a = 0{,}8$–$2{,}4$ µm) von 1 bis 15 mm Dicke, hoher Genauigkeit und großer Formenvielfalt auch in dritter Dimension (z. B. Kupplungsteile, Schalthebel, Zahnradsegmente)
Nibbel- und Laserschneid-Technik	Stanzteile aus 0,5 bis 3 mm (und darüber) dickem Blech oder Platinen für Losgrößen ab „eins“, vor allem für größere, sperrige Teile, Tischbewegung CNC-gesteuert (z. B. formgeschnittene Gehäusebleche)
Großteil-Stanztechnik	Stanzteile aus 0,3 bis 2 mm dicken Blechplatinen großer Abmessungen (z. B. Karosserieteile)

T

herzustellen (s. **S 4.5.6**). Die Maschinen sind häufig Element einer Fertigungszelle. Aufgrund ihrer hohen Flexibilität eignen sich diese Maschinen insbesondere zum Schneiden von Klein- und Mittelserien. *Wasserstrahlschneidanlagen* erzielen Genauigkeiten von ≥0,1 mm, *Laserschneidanlagen* von ≥0,005 mm.

4 Werkzeugmaschinen zum Umformen
Presses and hammers for metal forming

K. Siegert und **E. Dannenmann**, Stuttgart

In diesem Kapitel wurden bewährte Bilder mit Textteilen aus der 16. Aufl., S 3.4 (K. Lange u. a.), übernommen.

Sie haben Umformwerkzeuge zum Eingriff zu bringen, gegenseitige Führung der Werkzeugteile zu übernehmen und für den Vorgang benötigte Kräfte, Momente und Energiebeträge zur Verfügung zu stellen. Einteilung der Umformmaschinen **Bild 1**. Größte Bedeutung für die Fertigung von Stückgut kommt den Preßmaschinen zu, die hier behandelt werden.

4.1 Kenngrößen von Preßmaschinen
Characteristics of presses and hammers

Kenngrößen beschreiben die Eigenschaften einer Umformmaschine. Im Vergleich mit den Anforderungen des Umformvorgangs ermöglichen sie, die für den jeweiligen Vorgang geeignete Maschine auszuwählen. Bei Preßmaschinen unterscheidet man drei Gruppen von Kenngrößen: *Kraft- und Energiekenngrößen, Zeitkenngrößen* und *Genauigkeitskenngrößen*, **Tab. 1**.

Neben diesen Kenngrößen und ihren Zahlenwerten (Kennwerten) sind für den Einsatz von Preßmaschinen noch Maschinendaten wie Hubweg des Stößels bzw. Bären, Abmessungen und Beschaffenheit des Werkzeugeinbauraums, Anschlußleistung, Raumbedarf, Gewicht von Bedeutung. Für eine Reihe von Preßmaschinen sind Baugrößen genormt (DIN 55 170, DIN 55 181, DIN 55 184, DIN 55 185, DIN 55 222).

Wesentliche *Kraft-* und *Energiekenngrößen* einer Umformmaschine sind Stößelkraft F_{St} und Arbeitsvermögen E_M. Sie müssen betragsmäßig mindestens der vom Vorgang geforderten Umformkraft F und -arbeit W entsprechen, damit der Vorgang auf der Maschine durchgeführt werden kann. Neben Umformkräften und -arbeiten sind gegebenenfalls für den Betrieb von Zusatzaggregaten wie Ziehapparat, Blechhalter, Ausstoßer usw. zusätzliche Kraft- und Arbeitsbeträge erforderlich. Zu berücksichtigen sind weiterhin – je nach Vorgang – die im System Maschine/Werkzeug gespeicherten Federarbeiten.

Nach Art der Bereitstellung der Kraft- und Energiekenngrößen durch die Maschine unterscheidet man weg-, kraft- und arbeitgebundene Preßmaschinen (**Bild 2**).

Zeitkenngrößen beschreiben von einer Umformmaschine abhängige Vorgangszeiten und -geschwindigkeiten wie Schlag- bzw. Hubfolgezeit, Druckberührzeit, Werkzeuggeschwindigkeit.

Genauigkeitskenngrößen geben Hinweise auf mit einer Umformmaschine erreichbare Werkstückgenauigkeiten. Zu unterscheiden sind Kenngrößen der unbelasteten (Herstellgenauigkeit) und der belasteten Maschine.

Richtwerte für Herstellgenauigkeit, sie betreffen Geometrie des Werkzeugeinbauraums und Bewegungsgenauigkeit des

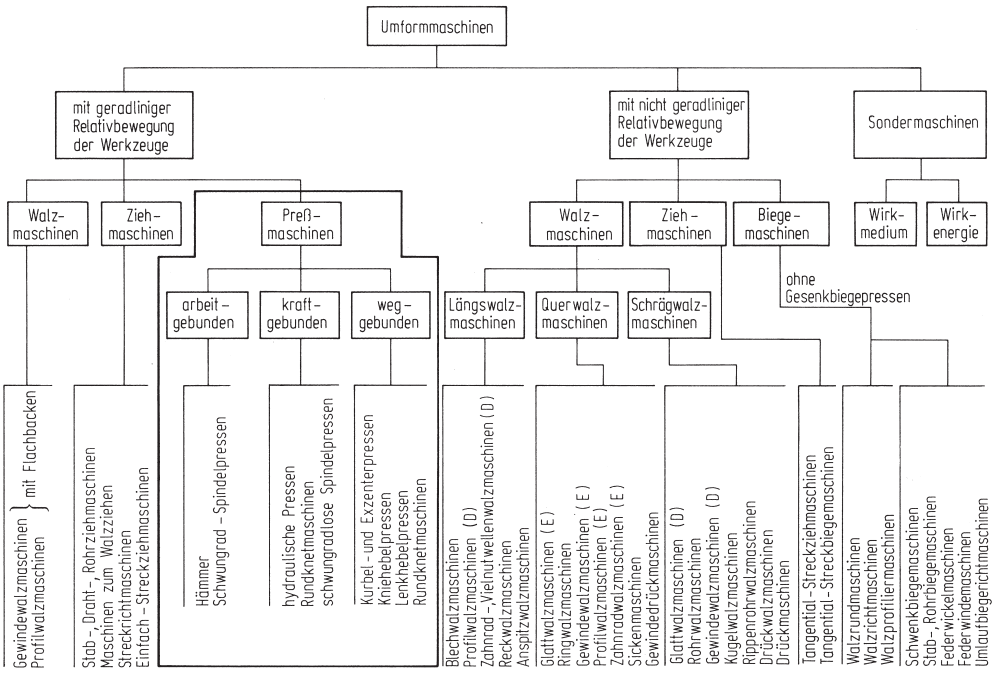


Bild 1. Einteilung der Umformmaschinen (*D* Durchlaufverfahren, *E* Einstechverfahren)

Tabelle 1. Kenngrößen von Preßmaschinen

Kraft- und Energiekenngrößen	F_{St}	Stößelkraft, von Maschine zu jedem Zeitpunkt des Vorgangs zur Verfügung gestellte Kraft
	F_N	Nennkraft, für Auslegung der Maschine maßgebende Kraft
	F_{Prell}	Prellschlagkraft, Preßkraft bei größter Auftreffgeschwindigkeit ohne Abgabe von Nutzarbeit (arbeitgebundene Preßmaschinen)
	$F_{max\,zul}$	größte (im Dauerbetrieb) zulässige Kraft (Spindelpressen)
	E_M	Arbeitsvermögen der Maschine
	E_N	Nennarbeitsvermögen der Maschine, für ein Arbeitsspiel maximal zur Verfügung stehende Energiemenge
	W_F	Federarbeit, in Maschine und Werkzeug beim Arbeitsvorgang gespeicherte potentielle Energie
Zeitkenngrößen	t_H	Schlag-, Hubfolgezeit, Dauer eines Bär- bzw. Stößelhubes bis zur Bereitschaft der Maschine zum nächsten Hub
	n_H	Schlagzahl, Hubzahl, Kehrwert der Hubfolgezeit, bei Pressen mit Kurbelgetrieben gleich Kurbelwellendrehzahl n_K
	v_{Wz}	Werkzeuggeschwindigkeit zu jedem Zeitpunkt des Vorgangs (i. allg. gleich Stößelgeschwindigkeit v_{St})
Genauigkeitskenngrößen	Unbelastete Maschine	Ebenheit und Parallelität der Werkzeugaufspannflächen, Rechtwinkligkeit der Stößelbewegung zur Tischfläche
	Belastete Maschine	c_Z Steifigkeit in Arbeitsrichtung; c_{kA}, c_{kB} Kippsteifigkeiten; v_{gesX}, v_{gesY} Verlagerungen senkrecht zur Arbeitsrichtung (Versatz)

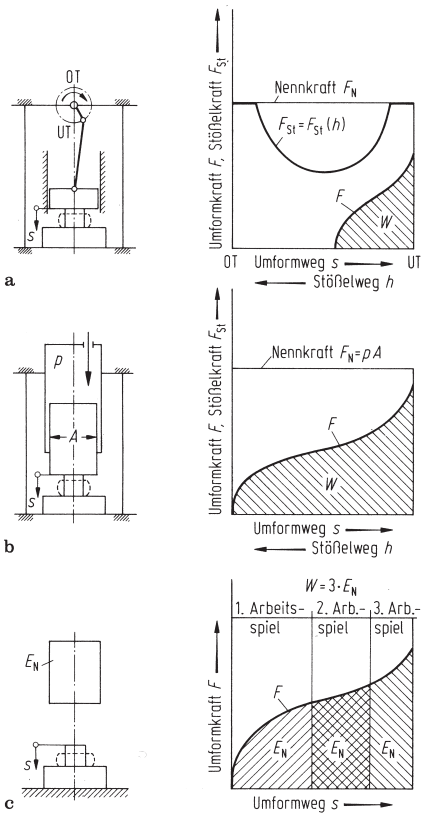


Bild 2a–c. Prinzipien von Preßmaschinen. **a** Weggebunden; **b** kraftgebunden; **c** arbeitgebunden

Stößels, sind für weggebundene Pressen, abhängig von Maschinenbauart und -größe, in DIN 8650 und DIN 8651 festgelegt. Genauigkeitskenngrößen der belasteten Maschine, definiert in DIN 55 189 für mechanische (weggebundene) und hydraulische Pressen, beschreiben die Verlagerungen der werkzeugtragenden Flächen unter Last gegenüber dem unbelasteten Zustand.

Bei Pressen mit symmetrisch aufgebauten Gestellen (O-Gestellen) und Triebwerken tritt bei mittiger Belastung nur eine Verlagerung (v_{gesZ}) in Arbeitsrichtung auf (**Bild 3**). Sie setzt sich zusammen aus Anfangsverlagerung v_{aZ}, hervorgerufen durch Spiele, und belastungsabhängiger elastischer Verformung v_{elZ} der einzelnen Pressen-Bauteile (**Bild 4**). Steifigkeit c_Z in Arbeitsrichtung als Genauigkeitskenngröße wird aus dem linearen Teil der Verlagerungskurve zu $c_Z = \Delta F_Z / \Delta v_{elZ}$ ermittelt.

Außermittige Belastung (**Bild 5**) führt unabhängig von Gestellbauart zu einer Kippung zwischen Tisch und Stößel sowie zu einer Verlagerung der Mitten von Tisch und Stößel senkrecht zur Arbeitsrichtung (Versatz). Gesamtkippung k_{ges} setzt sich aus Anfangskippung k_a (Ausgleich von Führungsspiel) und elastischer Kippung k_{el} (Gestell-, Stößel- und Triebwerkverformung) zusammen (**Bild 6**). Kippsteifigkeiten c_{kA} bzw. c_{kB} um die *X*- bzw. *Y*-Achse als Genauigkeitskenngrößen werden aus linearem Teil der Kippungskurven zu $c_{kA} = \Delta F_Z \cdot \Delta l_Y / \Delta k_{elA}$ bzw. $c_{kB} = \Delta F_Z \cdot \Delta l_X / \Delta k_{elB}$ für eine Belastung (F_Z) in Höhe von 50% der Nennkraft (F_N) bei einer Außermittigkeit (Δl_Y bzw. Δl_X) von 10% der nutzbaren Stößeltiefe bzw. -breite bestimmt. Kenngröße für Verlagerung senkrecht zur Arbeitsrichtung (Versatz) ist der Abstand der Mittelsenkrechten des Stößels gegenüber der Mittelsenkrechten des Tisches, gemessen bei halbem Abstand zwischen

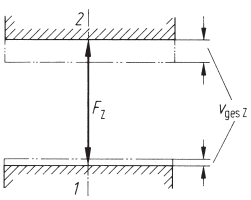


Bild 3. Verlagerungen bei symmetrisch aufgebauten Pressengestellen und mittiger Belastung (DIN 55 189). *1* Tisch, *2* Stößel, F_Z Belastungskraft, $v_{ges\,Z}$ Gesamtverlagerung zwischen Tisch und Stößel

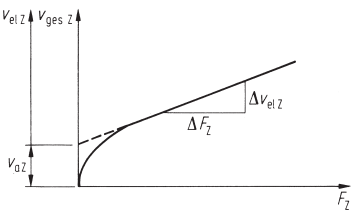


Bild 4. Verlagerung v_Z als Funktion der Belastungskraft F_Z (Verlagerungskurve, DIN 55 189)

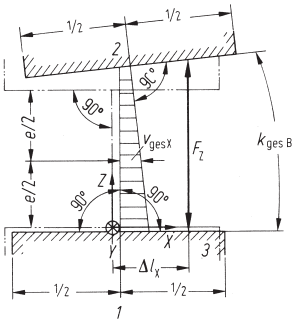


Bild 5. Kippung und Verlagerung senkrecht zur Arbeitsrichtung bei außermittiger Belastung (DIN 55 189). *1* Bedienungsseite, *2* Stößel, *3* Tisch

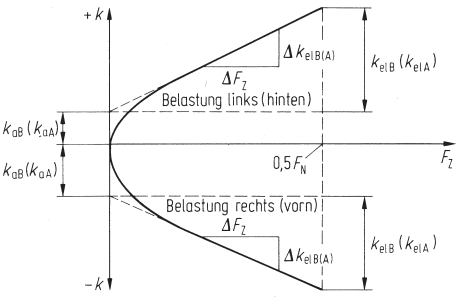


Bild 6. Kippung k als Funktion der Belastungskraft F_Z bei gegebener Außermittigkeit $\Delta l_{X(Y)}$ (Kippungskurven, DIN 55 189), k_{aA}, k_{aB} Anfangskippung

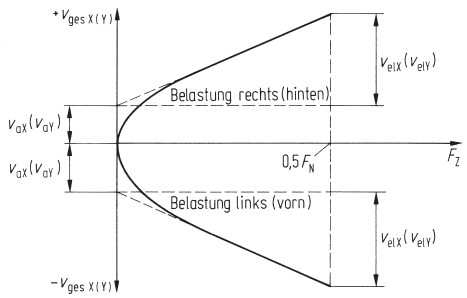


Bild 7. Verlagerung $v_{ges\,X(Y)}$ senkrecht zur Arbeitsrichtung als Funktion der Belastungskraft F_Z bei gegebener Außermittigkeit $\Delta l_{X(Y)}$ (DIN 55 189), v_{aX}, v_{aY} Anfangsverlagerung

Tischaufspannfläche und Stößelfläche (**Bild 5**). Sie wird ermittelt als Gesamtverlagerung $v_{ges\,X} = v_{aX} + v_{elX}$ bzw. $v_{ges\,Y} = v_{aY} + v_{elY}$ für eine Belastung (F_Z) in Höhe von 50% der Nennkraft (F_N) bei einer Außermittigkeit (Δl_X bzw. Δl_Y) von 10% der nutzbaren Stößelbreite bzw. -tiefe, **Bild 7**.

4.2 Weggebundene Preßmaschinen
Mechanical presses

Bei weggebundenen Preßmaschinen (**Bild 2a**) durchläuft Maschinenstößel einen durch Kinematik des Hauptgetriebes vorgegebenen Weg. Antrieb des Hauptgetriebes erfolgt durch Elektromotor über Schwungrad und Schaltkupplung. Zwischen Schwungrad und Hauptgetriebe kann Vorgelege angeordnet sein. Größe der vom Stößel ausübbaren Kraft F_{St} von Stößelstellung h abhängig. Maßgebende Kenngrößen daher Verlauf der Stößelkraft in Abhängigkeit vom Stößelweg – $F_{St} = F_{St}(h)$ – und deren zulässiger Größtwert, die Nennkraft F_N, für die im Kraftfluß liegende Bauteile ausgelegt sind. Energiebedarf eines Arbeitsspiels fast ausschließlich durch Energieabgabe des Schwungrads gedeckt. Arbeitsvermögen als weitere wichtige Kenngröße durch Auslegung des Schwungrads und Betriebsart gegeben: Im Dauerhubbetrieb maximal verfügbar Nennarbeitsvermögen E_N. Im Einzelhubbetrieb wegen geringerer relativer Einschaltdauer und dadurch niedrigerer thermischer Belastung des Antriebsmotors höheres Arbeitsvermögen $E_E = 2E_N$ nutzbar.

4.2.1 Bauarten. Types

Nach Art und Aufbau des Hauptgetriebes werden Pressen mit *Kurbel-* und *Kurvengetrieben* (**Bild 8**) unterschieden. Kurvengetriebe auf kleine F_N beschränkt; ermöglichen aber nahezu beliebige Bewegungsabläufe. Unterteilung der Pressen mit Kurbelgetriebe in solche mit einfachem und mit erweitertem Kurbelgetriebe. Am weitesten verbreitet Pressen mit *Schubkurbelgetriebe*, das sind Kurbelpressen (Gesamthub unveränderlich) und Exzenterpressen (Gesamthub veränderlich). Erweiterte Kurbelgetriebe eingesetzt, wenn bei kleinem Hub große F_{St} gefordert sind (Kniehebelgetriebe) oder wenn im Arbeitsbereich verminderte Arbeitsgeschwindigkeit erwünscht (Lenkhebelgetriebe).

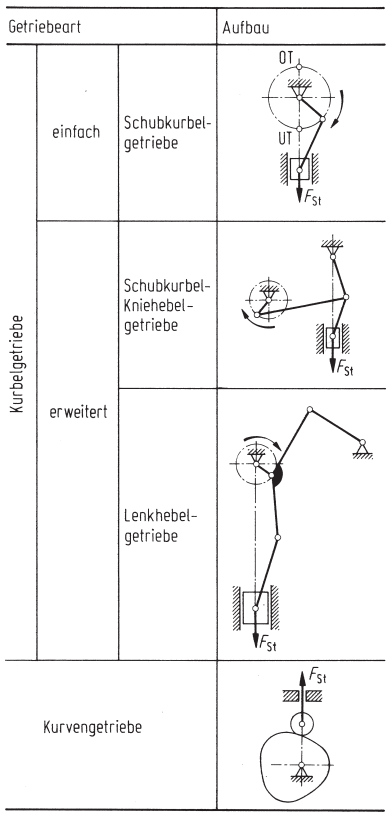


Bild 8. Aufbau von Hauptgetriebe-Arten

T

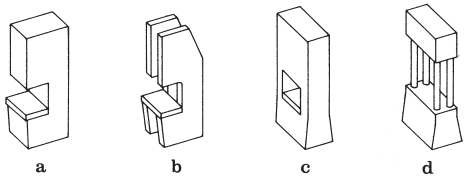


Bild 9a–d. Bauformen und Bauarten von Gestellen für weggebundene Pressen. **a** C-Gestellform, Einständer-Bauart; **b** C-Gestellform, Doppelständer-Bauart; **c** O-Gestellform, Zweiständer-Bauart; **d** O-Gestellform, Säulen-Bauart

4.2.2 Baugruppen. Assemblies

Gestelle (Bild 9). *C-Gestelle* in Ein- und Doppelständerausführung, stehend, neigbar, liegend, teilweise mit Zugankern. Überwiegend für Pressen kleiner bis mittlerer Nennkraft. *O-Gestelle* in Zwei-, Drei- und Vierständerbauart mit Durchbrüchen in den Seitenständern für Werkzeugwechsel sowie Werkstückzu- und -abführung, seltener in Säulenbauart. Für Pressen mittlerer Baugröße in der Regel einteilige, bei Großpressen mehrteilige Zweiständergestelle: Tisch, Seitenständer, Querhaupt durch Zuganker miteinander verbunden. Ausführung der Gestelle in Grauguß, Stahlguß und – heute vermehrt – in Stahlblechschweißkonstruktion.

Antrieb. Schwungrad meist über Drehstrom-Asynchronmotoren angetrieben. Hubzahländerung bei Pressen kleiner bis mittlerer Nennkraft über Getriebe zwischen Antriebsmotor und Schwungrad, bei Pressen großer Nennkraft über Antriebsmotor mit veränderlicher Drehzahl.

Kupplung, Bremse. Heute überwiegend kraftschlüssige (Reib-)Kupplungen in Ein- oder Mehrscheibenbauart (s. **G 3**). Anpreßkräfte meist durch Druckmedium (Luft, seltener Öl) aufgebracht. Bremsen im Grundaufbau diesen Kupplungen ähnlich. Anpreßkräfte hierbei aus Sicherheitsgründen durch Federn erzeugt. Formschlüssige Kupplungen (Drehkeil- und Bolzenkupplungen) verlieren aufgrund heutiger Sicherheitsanforderungen an Bedeutung.

4.2.3 Kinetik und Kinematik. Dynamics and kinematics

Beim *Schubkurbelgetriebe* (**Bild 8**) Stößelweg h und Stößelgeschwindigkeit v_{St} von Kurbelwinkel α abhängig (s. **P 1.3.2**).
Für Stößelkraft F_{St} gilt vereinfacht:

$$F_{St} = M_K/(r \sin\alpha),$$

M_K Kurbelmoment, r Kurbelhalbmesser, α Kurbelwinkel. F_{St} weist Kleinstwert ($F_{St\,min}$) für $\alpha = 90°$ ($h \approx H/2; H = 2r$ Gesamthub) auf und strebt in Endlagen ($\alpha = 0°; \alpha = 180°$) gegen Unendlich. Mit Rücksicht auf die im Kraftfluß liegenden Maschinenteile muß Stößelkraft über bestimmten Kurbelwinkel (Nennkraftwinkel α_N) oder über bestimmten Stößelweg (Nennkraftweg h_N) vor unterem Totpunkt auf endlichen Wert, die Nennkraft F_N, beschränkt bleiben. Kraftbegrenzung durch Überlastsicherungen (Scherplatte, Hydraulikkissen, Kraftmeßglied, das auf Maschinensteuerung einwirkt) erreicht. Größe des Nennkraftwinkels α_N bzw. des Nennkraftwegs h_N abhängig von Bauart und Einsatzbereich.
Nach DIN 55 170 und den bis 1985 gültigen Normen für Exzenterpressen mit C-Gestell ist Antrieb so auszulegen, daß für Größthub H_{max} Nennkraft F_N bei $\alpha_N = 30°$ (entspr. $h_N = 0{,}073\ H_{max}$) zur Verfügung steht (Normalauslegung). Weitere übliche Auslegungsarten nach Verwendungszweck: Gesenkschmieden $\alpha_N = 10°$, Schneiden $\alpha_N = 20°$, Fließpressen $\alpha_N = 45°$, Tiefziehen bis $\alpha_N = 75°$. Stößelkraftgrenzen für

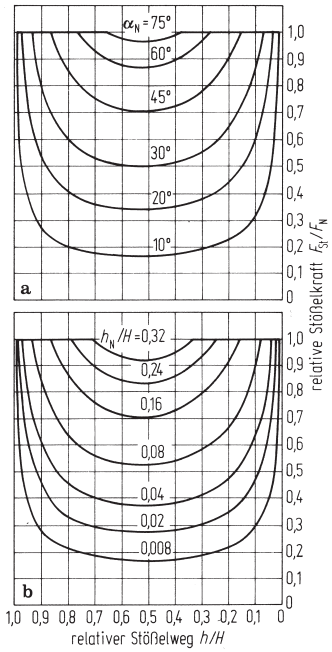


Bild 10a, b. Stößelkraftgrenzen in Abhängigkeit vom Stößelweg für Kurbelpressen verschiedener Auslegung. **a** Auslegung nach dem Nennkraftwinkel α_N; **b** Auslegung nach dem Nennkraftweg h_N. ($\lambda = 0{,}1$)

$\alpha > \alpha_N$ bzw. $h > h_N$ durch $F_{St} = F_N(\sin\alpha_N/\sin\alpha)$ gegeben (**Bild 10a**).
In neueren Normen über Baugrößen von weggebundenen Pressen ist Auslegung nach Nennkraftweg h_N vorgesehen: Für Pressen mit C-Gestell (DIN 55 184) Nennkraftwege im Bereich $2\ mm \leq h_N \leq 9\ mm$, für Pressen mit Torgestell (DIN 55 181) Nennkraftwege von $h_N = 3{,}5$, 7, 12,5 und 25 mm festgelegt. Für letztgenannten Fall sind Stößelkraftgrenzen der möglichen Auslegungen in **Bild 10b** dargestellt.
Nennarbeitsvermögen im Dauerhubbetrieb (E_N) üblicherweise $E_N = F_N \cdot h_N$.
Gesamthub bei Exzenterpressen meist im Bereich $H_{max}/H_{min} = 10$ verstellbar. Mit Hubverstellung ändern sich Verlauf und Größe von F_{St} (**Bild 11**) sowie die Stößelgeschwindigkeit v_{St}, dagegen nicht das Arbeitsvermögen.

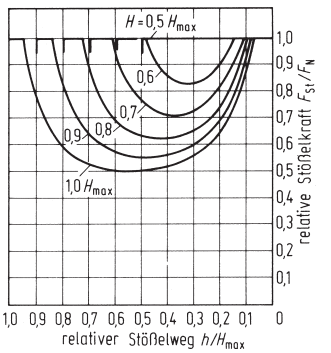


Bild 11. Stößelkraftgrenzen in Abhängigkeit vom Stößelweg bei Hubverstellung (Auslegung: $\alpha_N = 30°$ für $H = H_{max}$)

Bei *Schubkurbel-Kniehebelgetrieben* (**Bild 8**) mit zug- oder druckbeanspruchtem Pleuel Stößelbewegung in Nähe vom unteren Totpunkt verzögert. Dadurch verglichen mit Schubkurbelgetrieben gleicher Auslegung bezüglich Nennkraftweg h_N und Gesamthub H niedrigere Stößelkräfte im Bereich $h > h_N$, **Bild 12**.

Lenkhebelgetriebe (**Bild 8** und **Bild 18a**) ermöglichen niedrige und nahezu konstante Stößelgeschwindigkeiten v_{St} im Arbeitsbereich. Leerwege werden mit hoher Geschwindigkeit durchlaufen (**Bild 13**). Im Vergleich zum Schubkurbelgetriebe mit gleich großem Nennkraftweg h_N sind für $h > h_N$ höhere Stößelkräfte verfügbar (**Bild 14**).

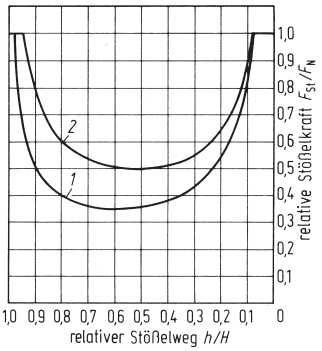


Bild 12. Stößelkraftgrenzen in Abhängigkeit vom Stößelweg für Schubkurbel-Kniehebelgetriebe mit zugbeanspruchter Pleuelstange (*1*) und einfaches Schubkurbelgetriebe (*2*) bei gleichem Nennkraftweg h_N und gleichem Gesamthub H ($h_N/H = 0{,}073$)

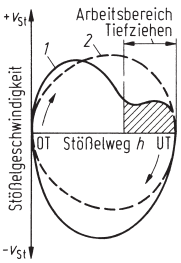


Bild 13. Stößelgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Stößelweg (Schuler). *1* Lenkhebelgetriebe, *2* Schubkurbelgetriebe

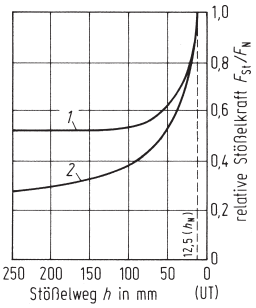


Bild 14. Stößelkraftgrenzen in Abhängigkeit vom Stößelweg (Schuler). *1* Lenkhebelgetriebe, *2* Schubkurbelgetriebe, Nennkraftweg $h_N = 12{,}5$ mm

4.2.4 Anwendung, Ausführungsbeispiele. Applications

Weggebundene Pressen stellen den Großteil der für die Stückgutfertigung eingesetzten Umformmaschinen mit einer Vielzahl von den Anforderungen des jeweiligen Einsatzgebiets angepaßten Bauformen.

Die bei der *Massivumformung* (Gesenkschmieden, Fließpressen) mit Rücksicht auf Arbeitsgenauigkeit und Druckberührzeit geforderte hohe Steifigkeit wird erreicht durch Gestellbauform (O-Gestelle mit geringer Ständerweite) in Verbindung mit der Ausbildung des Triebwerks (Hauptantriebswelle bei Gesenkschmiedepressen als biegesteife Exzenterwelle mit kurzem breitem Pleuel; Keilpresse; Schubkurbel-Kniehebelgetriebe bei Maschinen zum Fließpressen). Bei Keilpresse (**Bild 15**) erfolgt Stößelantrieb vom Pleuel über zwischengeschalteten Keil (Keilwinkel 30°). Pleuel dadurch nur mit etwa halber Stößelkraft beaufschlagt. Keil verhindert Kippen des Stößels um Führungsspiel. Keilpressen, ausgeführt mit Nennkräften bis 125 MN, zur Herstellung langer Genauschmiedestücke eingesetzt. Neben der meist ausgeführten Bauart mit vertikaler Arbeitsbewegung auch Ausführungen mit horizontaler Arbeitsbewegung für die Herstellung von langschäftigen Werkstücken (Waagerechtstauchmaschinen) oder hülsenförmigen Teilen (z. B. Maschinen zum Tubenfließpressen) mit Vorteilen bei der Werkstückhandhabung.

Für *Blechumformung* Pressen mit C- und O-Gestellen eingesetzt. Bei C-Gestell-Pressen (**Bild 16**) Arbeitsraum von drei Seiten frei zugänglich; Ausführung meist mit Hubverstellung, dadurch an unterschiedliche Aufgaben leicht anzupassen (Universalpressen). Pressen mit O-Gestellen für Blechumformung wegen relativ großer Ständerweite mit Mehrpunktantrieb des Stößels, heute in der Mehrzahl als Querwellenantrieb (**Bild 17**). Tiefziehen mit Blechhalter macht Einrichtung an Presse zur Betätigung des Blechhalters im Werkzeug erforderlich. Betätigung des Werkzeug-Blechhalters erfolgt bei zweifachwirkenden Pressen durch vom Ziehstößel getrennten Blechhalterstößel (**Bild 18b**) mit Rastgetriebe (Bewegungsablauf von Zieh- und Blechhalterstößel, **Bild 19**), bei einfachwirkenden Pressen durch meist pneumatisch beaufschlagten Ziehapparat. In jüngerer Zeit vermehrt Einsatz von hydraulisch beaufschlagten Ziehapparaten mit besser reproduzierbarer Einstellung der Blechhalterkraft und Möglichkeit zu ihrer gezielten Veränderung in Abhängigkeit vom Ziehweg [2].

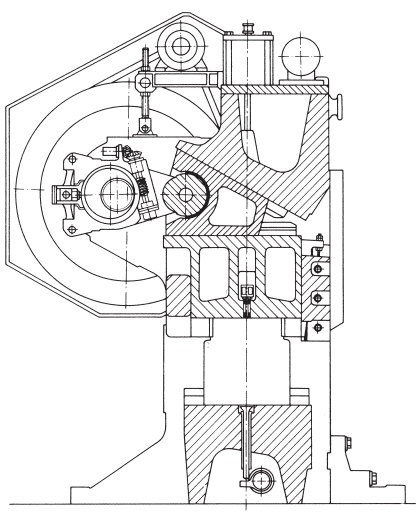


Bild 15. Keilpresse (EUMUCO)

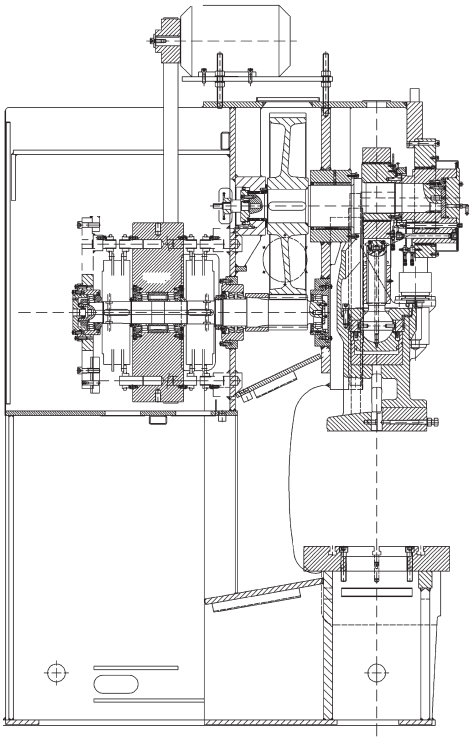


Bild 16. Exzenterpresse mit C-Gestell (Müller Weingarten). $F_N = 1\,000$ kN, $H_{max} = 125$ mm, $H_{min} = 20$ mm, $n_K = 60\ min^{-1}$

4.3 Kraftgebundene Preßmaschinen
Hydraulic presses

Kraftgebundene Preßmaschinen (**Bild 2b**) sind *hydraulische* und *pneumatische Pressen*; von Bedeutung hauptsächlich hydraulische Pressen. Sie arbeiten nach hydrostatischem Prinzip (s. **H 1.1**). Hohe Druckenergie des Druckmediums (Öl, Wasser) wird in Zylindern in mechanische Arbeit umgesetzt. Druck p und Förderstrom $\dot{V}$ maßgebliche Kenngrößen des hydraulischen Antriebs. Auslegung s. **H 3**.
Stößelkraft F_{St} wird durch Druck p sowie Kolbenfläche A festgelegt: $F_{St} = pA$. Damit ist sie unabhängig von Stößelstellung (**Bild 2b**). Größtwert von F_{St} – Nennkraft F_N – kann nicht überschritten werden. F_N wichtigste Kraftkenngröße. Arbeitsvermögen spielt bei unmittelbarem Pumpenantrieb untergeordnete Rolle, da für Vorgang benötigte Energie vom Antriebsmotor in erforderlicher Höhe bereitgestellt; bei Speicherantrieb Arbeitsvermögen E_N durch Größe des Speichers gegeben und deshalb weitere wichtige Kenngröße.
Hydraulische Pressen sind an Anforderungen des Vorgangs hinsichtlich Kraft- und Arbeitsbedarf, Geschwindigkeit und Umformweg leicht anzupassen. Einsatz vorwiegend für Vorgänge mit großem Kraft- und/oder Arbeitsbedarf sowie langen Wirkwegen bei – je nach Hubgröße – kleinen bis mittleren Hubzahlen.

4.3.1 Bauarten. Types

Nach Art des Antriebs werden unterschieden:

Hydraulische Pressen mit Förderstromquelle (unmittelbarer Pumpenantrieb). Grundschema des Hydraulikkreislaufs, **Bild 20a**; Ausführung mit Sicherheitsüberwachung (Absinken Stößel, unbeabsichtigter Druckaufbau), **Bild 21**. Merkmale: Pumpe und Antriebsmotor auf größten momentanen Leistungsbedarf der Presse ausgelegt. Öl als Druckmedium. Stößelgeschwindigkeit über Verstellen der Fördermenge der Hochdruckpumpe meist stufenlos einstellbar.

Hydraulische Pressen mit Druckquelle (*Speicherantrieb*) (**Bild 20b**). Gekennzeichnet durch auf mittlere Leistung ausgelegte Pumpen und Antriebsmotoren. Öl oder Wasser als Druckmedium.
Wegen Verkürzung der Hubfolgezeiten infolge Mechanisierung und Automatisierung der Werkstückhandhabung verstärkte Tendenz zu unmittelbarem Pumpenantrieb.

4.3.2 Baugruppen. Assemblies

Bei hydraulischen Pressen neben Ein- und Zweiständergestellen auch Säulengestelle mit 2 und 4 Säulen üblich, letztere besonders bei Pressen hoher Nennkraft zum Freiformschmieden und Strangpressen.
Als Hochdruckölpumpen Vielkolbenpumpen (Axial-, Radial-, Reihenkolbenpumpen) mit kleinem Hub und Kolbendurchmesser verwendet. Bauarten mit konstantem und mit stufenlos einstellbarem Förderstrom. Über Regeleinrichtungen (Leistungs-, Druck-, Nullhubregler) Förderstrom und Druck an Arbeitsvorgang anpaßbar. Daneben für konstanten Förderstrom auch Zahnradpumpen im Einsatz. Übliche Drücke p liegen bei 200 bis 315 bar, in Ausnahmefällen auch darüber.
Bei Speicherantrieb Stickstoffblasenspeicher, Kolbenspeicher oder bei Wasser als Druckmedium direkt mit Druckluft beaufschlagte Hydrospeicher verwendet.

4.3.3 Anwendung, Ausführungsbeispiele. Applications

Wegen guter Steuerbarkeit von Stößelkraft und -geschwindigkeit hydraulischer Antrieb bei Maschinen zum Massiv- und Blechumformen häufig eingesetzt. Hydraulische Pressen für Serienfertigung von *Blechteilen* (durch Genauschneiden, Ziehen, **Bild 22**, Gesenkbiegen) und zum *Kaltmassivumformen* (Fließpressen, Einsenken, Prägen) fast ausschließlich mit unmittelbarem Pumpenantrieb. *Schmiedepressen* (Freiformschmieden, Gesenkschmieden von Leichtmetallen) mit Nennkräften bis ca. 30 MN und Stößelgeschwindigkeiten unterhalb 80 mm/s ebenfalls mit direktem Pumpenantrieb; bei höheren Nennkräften und großen Stößelgeschwindigkeiten bis ca. 250 mm/s Speicherantrieb bevorzugt. *Freiformschmiedepressen* vielfach mit Säulengestellen, die den Zugang zum Arbeitsraum erleichtern. Besondere Vorteile in dieser Hinsicht bei Unterflurantrieb gegeben.
Strangpressen (**Bild 23**, **Bild 24**) fast ausschließlich in horizontaler Bauart mit Säulen-Gestellen.
Pneumatischer Antrieb auf Pressen kleiner Baugröße zum Ziehen, Schneiden, Biegen und Nieten beschränkt.

4.4 Arbeitgebundene Preßmaschinen
Hammers and screw presses

Arbeitgebundene Preßmaschinen (**Bild 2c**) sind *Hämmer* und *Schwungradspindelpressen.* Maßgebende Kenngröße ist Arbeitsvermögen E, das mit Ausnahme der Kupplungs-Spindelpressen bei jedem Arbeitsspiel vollständig umgesetzt wird. Bei Spindelpressen außerdem Nennkraft F_N, größte (dauernd) zulässige Kraft $F_{max,zul}$ und Prellschlagkraft F_{Prell} von Bedeutung.

4.4.1 Hämmer. Hammers

Sie sind die billigsten Umformmaschinen zum Erzeugen großer Kräfte und Übertragen hoher Arbeitsvermögen. Konstruktiver Aufbau einfach. Nicht überlastbar, da Hammergestell und -antrieb beim Arbeitsvorgang nicht im Kraftfluß liegen.

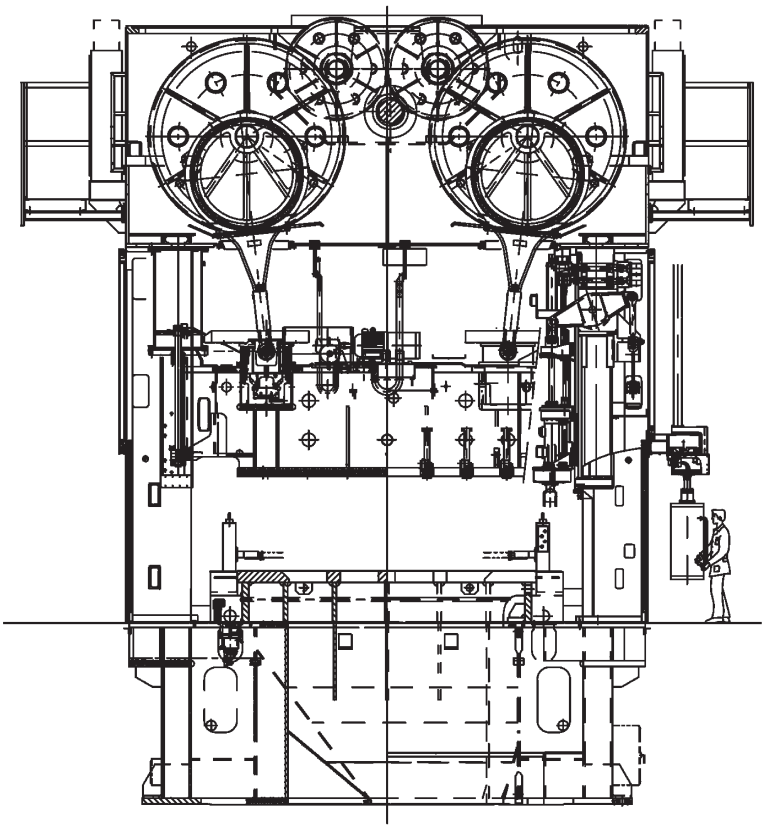


Bild 17. Zweiständerpresse mit 4-Punkt-Querwellenantrieb (Schuler). $F_N = 9000$ kN, $H = 1240$ mm, $n_K = 8$ bis 14 min^{-1}

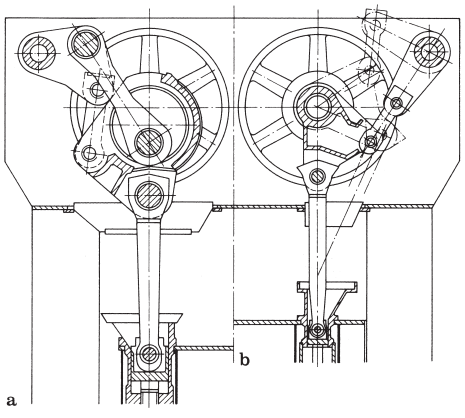


Bild 18a, b. Prinzipieller Aufbau der Getriebe einer zweifachwirkenden Presse [1]. **a** Lenkhebelgetriebe für Ziehstößel; **b** Rastgetriebe für Blechhalterstößel

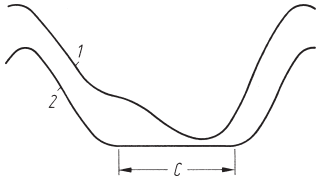


Bild 19. Bewegungsablauf des Ziehstößels (*1*) und des Blechhalterstößels (*2*) der Presse nach **Bild 18** [1], *C* Stillstandsphase des Blechhalterstößels

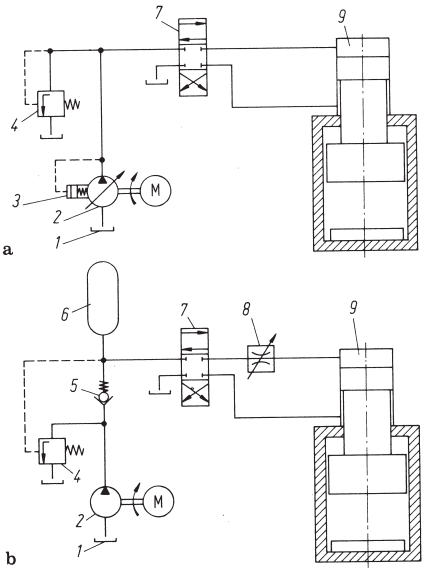


Bild 20a, b. Grundschema des hydraulischen Kreislaufs einer Presse mit Förderstromquelle (unmittelbarer Pumpenantrieb) (**a**) und mit Druckquelle (Speicherantrieb) (**b**). *1* Behälter, *2* Pumpe mit Motor, *3* Regler, *4* Druckbegrenzungsventil, *5* Rückschlagventil, *6* Hydrospeicher, *7* 4/3-Wegeventil, *8* Drosselventil, *9* Hydrozylinder der Presse

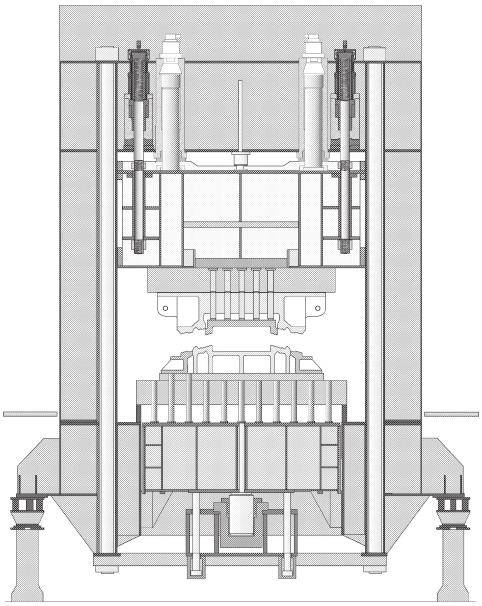


Bild 22. Hydraulische Presse mit Ziehkissen (Müller Weingarten), $F_N = 12\,500$ kN

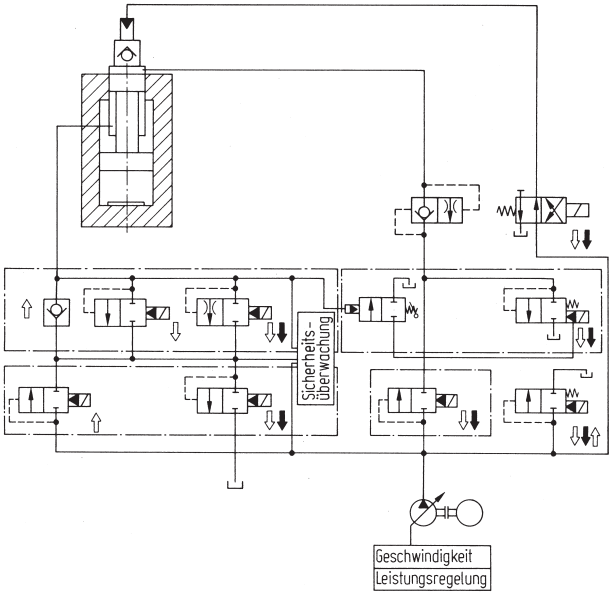


Bild 21. Hydraulikkreislauf einer Presse mit unmittelbarem Pumpenantrieb und Sicherheitsüberwachung gegen Absinken des Stößels und unbeabsichtigten Druckaufbau (SMG)

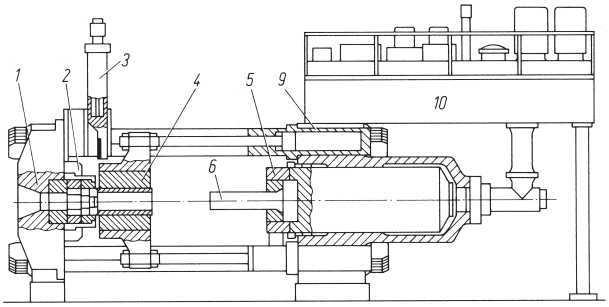


Bild 23. Strangpresse für direktes Pressen (SMS Hasenclever). *1* Gegenholm, *2* Werkzeugschieber oder Werkzeugdrehkopf, *3* Schere, *4* Blockaufnehmer, *5* Laufholm, *6* Stempel, *9* Zylinderholm, *10* Ölbehälter mit Antrieb und Steuerungen

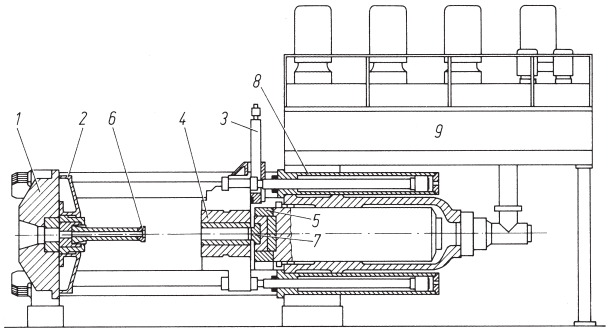


Bild 24. Strangpresse für indirektes Pressen (SMS Hasenclever). *1* Gegenholm, *2* Werkzeugschieber, *3* Schere, *4* Blockaufnehmer, *5* Laufholm, *6* Matrizenstempel, *7* Verschlußstück, *8* Zylinderholm, *9* Ölbehälter mit Antrieb und Steuerungen

Umformvorgang im Hammer folgt Stoßgesetzen. Arbeitsvermögen E wird in Nutzarbeit W_N und Verlustarbeiten W_V (Bärrücksprung- und Schabotteverlustarbeiten) umgesetzt. Kennwert der Energieumsetzung ist Schlagwirkungsgrad $\eta_S = W_N/E$. Für Schabottehammer gilt theoretisch:

$$\eta_S = (1 - k^2)/(1 + m_B/m_S).$$

k Stoßzahl: beim Stauchen $k = 0{,}1 \ldots 0{,}3$; beim Gesenkschmieden $k = 0{,}6 \ldots 0{,}8$. Verhältnis Schabottemasse m_S/Bärmasse m_B hat Einfluß auf Fundamentbelastung und Rücksprungbeschleunigung der Schabotte (Springen des Schmiedestücks). Mindestwerte: $m_S/m_B = 10 \ldots 20$ bei feststehender Schabotte; bei bewegter Schabotte $m_S/m_B = 3 \ldots 5$.

Bauarten

Man unterscheidet *Schabottehämmer*, unterteilt in *Fall-* und *Oberdruckhämmer*, sowie *Gegenschlaghämmer,* **Bild 25**. Schabottehämmer (**Bild 26a**) haben feststehende Schabotte, Gegenschlaghämmer (**Bild 26b**) zwei gegeneinander bewegte Bären.

Anwendung, Ausführungsbeispiele

Hauptanwendungsbereiche sind Freiform- und Gesenkschmieden; in Sonderfällen Prägen, Warmfließpressen und Blechumformen. Anwendungsbereiche der verschiedenen Bauarten, **Bild 27**.

Fallhämmer. Arbeitsvermögen (ohne Reibverluste):

$$E_N = m_B\, gH.$$

g Erdbeschleunigung, H Fallhöhe. Hub auf $H = 1 \ldots 1{,}6$ m begrenzt, um Schlagzahlen $n_H = 50$ bis $60\ \text{min}^{-1}$ zu erreichen. Bärauftreffgeschwindigkeit liegt zwischen 4 und 6,5 m/s. Entwicklung ging von Riemen- und Brettfallhämmern zu pneumatischen oder hydraulischen Fallhämmern, mit Vorteil des geringeren Verschleißes der Huborgane sowie der einfacheren Steuerung und Energiedosierung.

Oberdruckhämmer. Haben neben Bär zusätzlichen Energiespeicher in Form von Druckluft, Dampf (6 bis 7 bar) oder Hydrauliköl (20 bis 200 bar). Hydraulisch angetriebene Oberdruckhämmer (**Bild 28**) wegen günstiger Energiebilanz heute vermehrt im Einsatz. Arbeitsvermögen

$$E_N = (m_B\, g + p_{mi} A)\, H.$$

p_{mi} mittlerer indizierter Arbeitsdruck, A Kolbenfläche. Oberdruckhämmer lassen bei gleichen Bärauftreffgeschwindigkei-

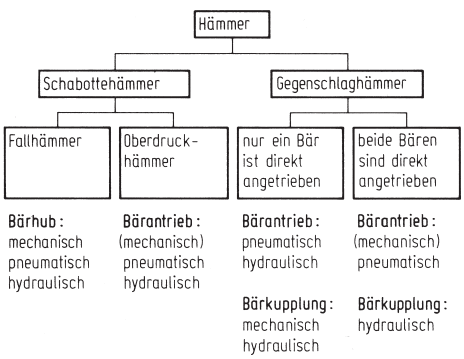


Bild 25. Einteilung der Hämmer

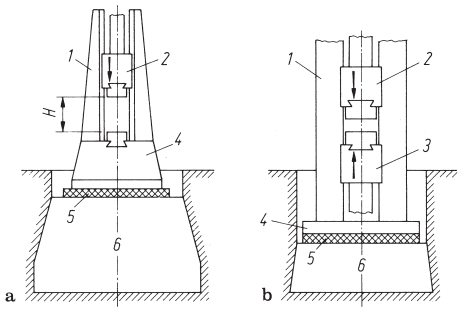


Bild 26a, b. Hammerprinzipien. **a** Schabottehammer; **b** Gegenschlaghammer. *1* Gestell, *2* (Ober-)Bär, *3* Unterbär, *4* Schabotte bzw. Grundplatte, *5* Zwischenlage, *6* Fundament

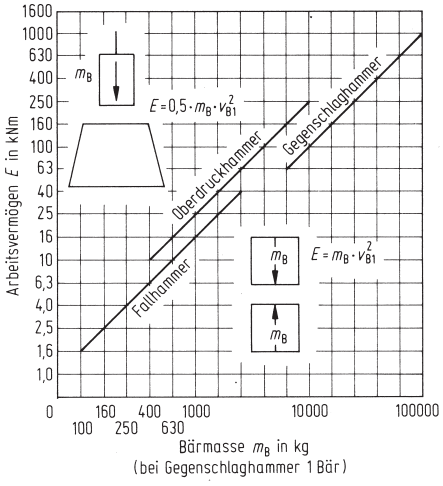


Bild 27. Anwendungsbereiche von Schabottehämmern (Fall- und Oberdruckhämmer) und Gegenschlaghämmern zum Gesenkschmieden

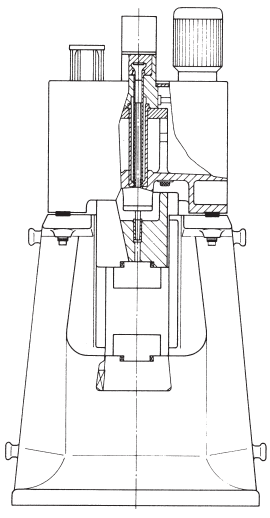


Bild 28. Hydraulisch angetriebener Oberdruckhammer (Lasco)

ten wie Fallhämmer kürzeren Hub von $H = 0{,}4 \ldots 0{,}7$ m zu, damit wesentlich höhere Schlagzahlen ($n_H = 55$ bis 250 (450) min^{-1}, abhängig von Baugröße und Antriebsart) möglich.

Gegenschlaghämmer. Sie weisen bei gleichem Arbeitsvermögen nur etwa $^1/_3$ der Baumasse von Oberdruckhämmern auf. Entsprechend kleinere Fundamente möglich. Ausführungen mit vertikaler (hauptsächlich) und horizontaler Arbeitsbewegung üblich. Antrieb in der Regel wie bei Oberdruckhämmern. Beide Bären sind in ihrer Bewegung mechanisch (Band) oder hydraulisch gekuppelt, **Bild 29**. Neben Bauarten mit etwa gleich großen Massen von Ober- und Unterbär neuere Entwicklung, bei der Masse des Unterbären wesentlich größer als die des Oberbären (**Bild 30**). Dadurch Hub des Unterbären sehr viel kleiner als der des Oberbären, woraus sich Vorteile bei der Beschickung ergeben. Schlagzahlen, abhängig von Antriebsart, 30 bis 120 min^{-1}.

4.4.2 Spindelpressen. Screw presses

Bei der traditionellen Bauart der (Schwungrad-)Spindelpresse ist Spindel form- oder kraftschlüssig dauernd mit Schwungrad verbunden. Drehbewegung von Schwungrad und Spindel über steilgängiges Dreifach- oder Vierfachgewinde (Steigungswinkel 12° bis 17°) in geradlinige Stößelbewegung umgesetzt. Beim Auftreffen des Werkzeugs auf das Werkstück wird kinetische Energie von Schwungrad, Spindel und Stößel vollständig in Nutz- und Verlustarbeit (Längs- und Torsionsfederverluste in Spindel und Gestell sowie Reibungsverluste an Führung und Spindel) umgewandelt.
Energieumsetzung durch Schlagwirkungsgrad η_S gekennzeichnet.
Bestimmende Kenngröße ist das Arbeitsvermögen

$$E = (J\omega_0^2/2) + (m_B\, v_{St}^2/2).$$

J Trägheitsmoment von Schwungrad und Spindel, ω_0 Winkelgeschwindigkeit von Schwungrad/Spindel beim Auftreffen auf Werkstück, m_B Stößelmasse, v_{St} Auftreffgeschwindigkeit des Stößels auf Werkstück (üblich zwischen 0,5 und 1 m/s).

Weiter wichtig Nennkraft F_N, größte (im Dauerbetrieb) zulässige Kraft $F_{max\,zul}$ und Prellschlagkraft F_{Prell}, da Spindel und

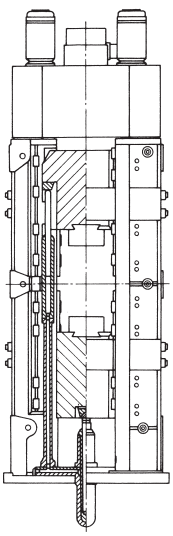


Bild 29. Gegenschlaghammer, Antrieb und Bärkupplung hydraulisch (Bêché & Grohs)

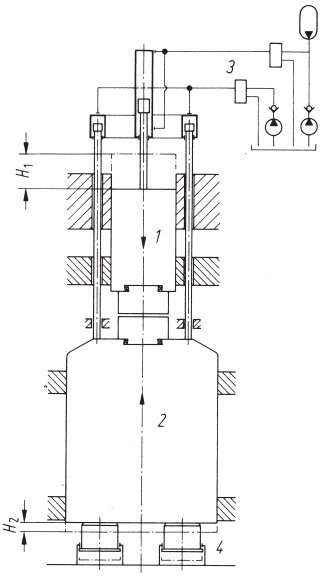


Bild 30. Antriebssystem (schematisch) eines Gegenschlaghammers mit ungleichen Bärmassen (Lasco). *1* Oberbär mit Masse m_1, *2* Unterbär mit Masse m_2, *3* Öl, *4* Luft, H_1 Hub Oberbär, H_2 Hub Unterbär, υ_1 Geschwindigkeit Oberbär, υ_2 Geschwindigkeit Unterbär, $m_1/m_2 = 1/4$, $H_1/H_2 = 4/1$, $\upsilon_1/\upsilon_2 = 4/1$

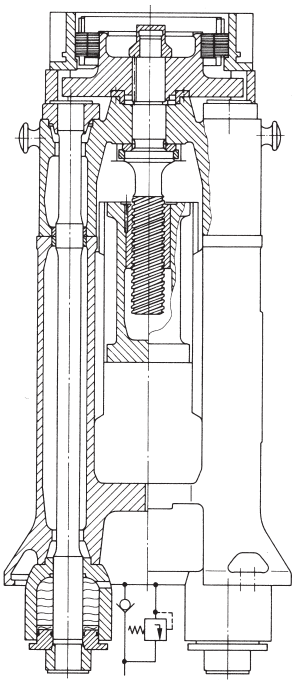


Bild 31. Direkt angetriebene Spindelpresse mit hydraulischer Überlastsicherung (Müller Weingarten)

Gestell (abhängig von Bauart) durch Preßkraft beansprucht. Prellschlagkraft F_{Prell} tritt auf, wenn gesamtes Arbeitsvermögen ohne Abgabe von Nutzarbeit in Federarbeit umgesetzt wird. F_{Prell} kann aus Nennarbeitsvermögen E_{N} und Steifigkeit c_{Z} der Presse in Arbeitsrichtung zu $F_{\mathrm{Prell}} \approx \sqrt{2 c_{\mathrm{Z}} E_{\mathrm{N}}}$ abgeschätzt werden. Zwischen F_{N}, F_{Prell} und $F_{\mathrm{max\,zul}}$ gilt i. allg.: $F_{\mathrm{Prell}} = 2\ F_{\mathrm{N}}$; $F_{\mathrm{max\,zul}} = 1{,}6 F_{\mathrm{N}} = 0{,}8 F_{\mathrm{Prell}}$.

Spindelpressen mit großem Arbeitsvermögen (für Warmumformung) sind aus wirtschaftlichen Gründen kaum prellschlagsicher auszulegen. Begrenzung der in der Maschine auftretenden Kräfte durch Hydraulikkissen zwischen Zugankermutter und Gestell (**Bild 31**), Rutschkupplung zwischen Schwungrad und Spindel oder durch Energiedosierung. Bei Spindelpressen abhängig von Bauart und -größe Hubzahlen von 12 bis etwa 65 min^{-1} erreichbar.

Bauarten, Ausführungsbeispiele

Klassische Antriebsform ist der Reibscheibenantrieb mit 2 oder 3 dauernd umlaufenden ebenen Seitenscheiben bei längsbeweglicher Spindel bzw. 2 kegeligen Seitenscheiben bei ortsfester Spindel (Vincent-Presse). Nachteilig bei diesen Bauarten ist die hohe Beanspruchung und der damit verbundene starke Verschleiß der Reibbeläge. Entwicklung ging deshalb zur Verwendung von elektrischen Reversiermotoren, die über Reibrollen bzw. Ritzel das Schwungrad antreiben oder direkt auf diesem angeordnet sind (**Bild 31**). Bei Großspindelpressen (größte ausgeführte Presse mit Arbeitsvermögen von 4,5 MNm und Prellschlagkraft von 315 MN) erfolgt Antrieb durch mehrere am Schwungradumfang angeordnete elektrische Reversiermotoren oder Hydromotoren (**Bild 32**) über Ritzel auf verzahnten Schwungradkranz. Entwicklung der jüngeren Zeit ist Kupplungs-Spindelpresse (**Bild 33**) mit ständig umlaufendem Schwungrad, das zur Einleitung eines Arbeitshubs über schaltbare Reibungskupplung mit der Spindel verbunden wird. Bei Erreichen einer einstellbaren Kraft trennt Kupplung Schwungrad von Spindel, Rückhub des Stößels erfolgt durch Rückzugzylinder. Kurze Beschleunigungszeiten des Stößels, da die beim Arbeitshub zu beschleunigenden Massen klein sind. Preßkraft läßt sich über Rutschmoment der Reibungskupplung begrenzen.

Direktangetriebene Spindelpressen benötigen währen des kurzen Beschleunigungsvorgangs große Antriebsleistungen. Deshalb werden ab einem bestimmten Arbeitsvermögen Energiespeicher eingesetzt. Der Wirkungsgrad dieser Maschinen liegt bei $< 20\,\%$. Durch die Verwendung von Frequenzumrichtern werden diese Nachteile stark reduziert. Der Wirkungsgrad steigt auf ca. 60 % und die Netzbelastung nimmt drastisch ab. Durch die Funktion "generatorisches Bremsen" werden die Bremsbeläge geschont, die Bremse dient nur noch als Haltebremse. Es können durch die Funktion „generatorisches Bremsen" während der Abwärtsbewegung des Stößels beliebig kleine Schlagenergien realisiert werden.

Anwendung

Spindelpressen finden sowohl im Schmiedebetrieb (Gesenkschmieden von NE-Metallen, Herstellung von Genau- und Präzisionsschmiedeteilen) als auch beim Kaltmassivumformen (Besteckfertigung, Münz- und Maßprägen, Kalibrieren) und Blechumformen (Herstellen flacher Ziehteile aus dicken Blechen) Anwendung.

4.5 Arbeitssicherheit. Safety

Mit Wirkung vom 01.01.1995 gelten innerhalb der Europäischen Gemeinschaft neue Sicherheitsvorschriften für den Bau und den Betrieb von Maschinen. Für Maschinen, die bis zum 31.12.1994 in den Verkehr gebracht wurden, behalten die berufsgenossenschaftlichen Regelungen (**Bild 34**) weiterhin ihre Gültigkeit.

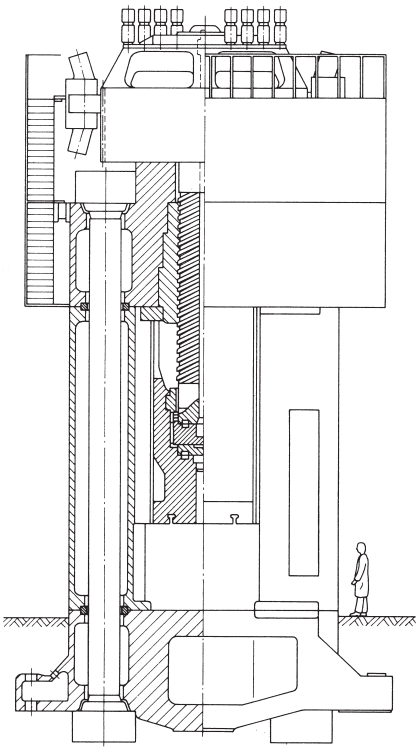


Bild 32. Großspindelpresse mit Antrieb durch Hydromotoren (SMS Hasenclever)

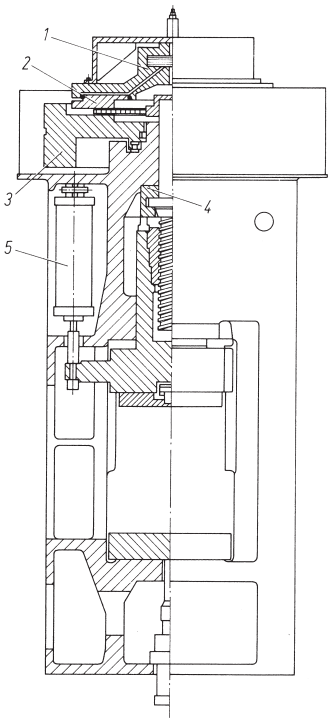


Bild 33. Spindelpresse mit dauernd umlaufendem Schwungrad und Schaltkupplung (Siempelkamp). *1* Kupplungszylinder, *2* Kupplungskolben, *3* Schwungrad, *4* Drucklager, *5* Rückzugzylinder

Altmaschinen (Inbetriebnahme bis 31.12.1992 oder Bau nach Übergangsbestimmungen und Inverkehrbringung vom 01.01.1993 bis 31.12.1994)	**Neue Maschinen** (Inverkehrbringung ab 01.01.1995)	
Unfallverhütungsvorschriften – Kraftbetriebene Arbeitsmittel (VBG 5) – Exzenter- und verwandte Pressen (VBG 7n5.1) – Hydraulische Pressen (VBG 7n5.2) – Spindelpressen (VBG 7n5.3) **Sicherheitsregeln** – Berührungslos wirkende Schutzeinrichtungen an kraftbetriebenen Pressen der Metallbearbeitung (ZH 1/281) – Zweihandschaltungen an kraftbetriebenen Pressen der Metallbearbeitung (ZH 1/456) – Steuerungen an kraftbetriebenen Pressen der Metallbearbeitung (ZH 1/457) – Bewegliche Abschirmungen an kraftbetriebenen Exzenter- und verwandten Pressen der Metallbearbeitung (ZH 1/508)	**EG-Richtlinien** – Maschinenrichtlinie 89/392/EWG – Rahmenrichtlinie Arbeitsschutz 89/391/EWG – Richtlinie Arbeitsmittel 89/655/EWG **Nationale gesetzliche Vorschriften** – Gerätesicherheitsgesetz (GSG) – Verordnungen (GSGV) zum Gerätesicherheitsgesetz (GSG) – Maschinenlärminformationsverordnung (3. GSGV) – Maschinenverordnung (9. GSGV) – Arbeitsschutzgesetz (ArbSchG) – Arbeitsmittelbenutzungs-Verordnung (AMBV)	**Harmonisierte Normen** **Typ-A-Normen** (Allgem. Leitsätze) – DIN EN 292 Sicherheit von Maschinen – Grundbegriffe, Allgemeine Gestaltungsleitsätze – DIN EN 1050 Risikobeurteilung **Typ-B-Normen** (Horizontale Normen) – DIN EN 294, DIN EN 811 Sicherheitsabstände gegen das Erreichen von Gefahrstellen – DIN EN 349 Mindestabstände zur Verhinderung des Quetschens von Körperteilen – DIN EN 574 Zweihandschaltung – DIN EN 953 Trennende Schutzeinrichtungen – DIN EN 50100 Berührungslos wirkende Schutzeinrichtungen **Typ-C-Normen** (Vertikale Normen) – DIN EN 692 Mechanische Pressen-Sicherheit – DIN EN 693 Hydraulische Pressen-Sicherheit

Bild 34. Sicherheitsvorschriften für den Bau und den Betrieb von Pressen

Grundlagen der neuen Sicherheitsvorschriften sind die in **Bild 34** aufgeführten EG-Richtlinien und die durch deren Umsetzung in nationales Recht entstandenen gesetzlichen Vorschriften. Daneben gelten bezüglich des Betriebs der Maschinen die berufsgenossenschaftlichen Regelungen. Die in **Bild 34** ebenfalls angegebenen harmonisierten Normen stellen keine gesetzlichen Vorschriften, sondern ein Hilfsmittel für die Erfüllung der Richtlinien dar. Dabei gilt die sog. Vermutungswirkung, wonach davon ausgegangen werden kann, daß bei Anwendung der harmonisierten Normen die Anforderungen der Richtlinien erfüllt werden.
Die Erfüllung der grundlegenden Sicherheits- und Gesundheitsanforderungen nach Anhang I der Maschinenrichtlinie ist durch eine Konformitätserklärung des Maschinenherstellers zu dokumentieren und durch Anbringen des CE-Zeichens an der Maschine sichtbar zum Ausdruck zu bringen. Im Falle gefährlicher Maschinen nach Abschnitt IV der Maschinenrichtlinie (hierzu zählen Pressen für Handeinlegearbeiten) muß entweder eine Typ-C-Norm vorliegen und der Bau der Maschine nach dieser Norm erfolgen oder es muß vor Ausstellung der Konformitätserklärung und Anbringen des CE-Zeichens durch den Maschinenhersteller eine Baumusterprüfung der Maschine durch eine notifizierte Stelle vorgenommen werden.

5 Spanende Werkzeugmaschinen
Metal cutting machine tools

G. Spur und **E. Uhlmann**, Berlin

5.1 Drehmaschinen. Lathes

5.1.1 Allgemeines. General

Rotationsorientierte Teile werden auf Drehmaschinen gefertigt. Das Werkstück führt die kreisförmige Schnittbewegung um eine werkstückgebundene Drehachse aus, während das Werkzeug die Vorschubbewegung in einer zur Schnittrichtung senkrechten Ebene vollzieht. Bei Sonderbauformen kann auch das Werkzeug umlaufen. Die Verwendung angetriebener Werkzeuge erlaubt auch leichte Bohr- und Fräsoperationen und damit die Fertigung von Planflächen, Nuten sowie außermittiger oder quer zur Werkstückachse orientierter Bohrungen auf der Drehmaschine.

Einteilung. Aus der Praxis des Drehmaschinenbaus stammt die Einteilung in *Universaldrehmaschinen, Drehautomaten, Frontdrehmaschinen, Vertikaldrehmaschinen* und *Sonderdrehmaschinen*. Eine systematische Einteilung kann nach der Lage der Hauptachse in Senkrecht- und Waagerechtmaschinen, nach der Anzahl der Spindeln in Ein- und Mehrspindler sowie nach der Steuerungsart in handbediente Maschinen, mechanisch programmgesteuerte Automaten und numerisch gesteuerte Maschinen erfolgen.

Konstruktion. Das Drehbearbeitungssystem kann in die Untersysteme Energiesystem, Kinematiksystem, Informationssystem, Hilfssystem, Werkzeugsystem und Werkstücksystem gegliedert werden.

Energiesystem und Kinematiksystem. Das Kinematiksystem ist unterteilt in ein System zur Erzeugung der Schnittbewegung und ein System zur Erzeugung der Vorschubbewegung, denen das Energiesystem direkt zugeordnet ist. Als *Hauptantriebe* werden Drehstrommotoren zur Abdeckung eines weiten Drehzahlbereichs mit Schaltgetrieben kombiniert. Bei numerisch gesteuerten Maschinen werden meist Antriebsmotoren mit elektrischer Drehzahlverstellung mit zwei- bis vierstufigen, elektrisch geschalteten Getrieben gekoppelt. Die *Hauptspindel* ist in der Regel wälzgelagert. Hohe Anforderungen an das thermische Verhalten und hohe Drehzahlen können spezielle Schmiersysteme bedingen.
Bei nicht vom Hauptantrieb abgeleiteten *Vorschubantrieben* werden ebenfalls Elektromotoren, vereinzelt auch hydraulische Antriebe, verwendet. Die Schlitten laufen überwiegend in prismatischen *Führungen*; auch geschlossene Flachführungen, Rundführungen sowie Kombinationen werden angewandt.

Informationssystem. Es dient der Steuerung der Funktionszusammenhänge zwischen den Untersystemen, nimmt Informationen wie Bearbeitungsprogramme oder Teilefolgen von außen in das Fertigungssystem auf und gibt Zustandsmeldungen an übergeordnete Leitsysteme. Steuerkurven, Anschläge und Schaltnocken als mechanische Informationsspeicher werden in Automaten für die Großserienfertigung eingesetzt. Für Klein- und Mittelserien hat sich die flexiblere numerische Steuerung durchgesetzt.

Hilfssystem. Hierzu gehören die Funktionskomplexe Kühlschmiermittel, Späneförderung und Zentralschmierung.

Werkzeugsystem. Hierzu gehören Werkzeug, Werkzeugspannmittel, Werkzeugträger und Werkzeugwechselsystem. Neben Schnellwechselwerkzeughaltern werden insbesondere für programmgesteuerte Maschinen *Revolverköpfe* als Werkzeugträger für mehrere Werkzeuge verwendet (**Bild 1**). Die Werkzeughalter werden in genormten Zylinderschaftaufnahmen, T-Nuten oder prismatischen Führungen aufgenommen. Darüber hinaus finden zunehmend Werkzeugwechselsysteme Anwendung, bei denen entweder nur der Schneidkopf oder das gesamte Werkzeug mit Schaft und Aufnahme gewechselt werden. Insbesondere letztgenannte lassen auch den Wechsel angetriebener Werkzeuge zu.

Werkstücksystem. Es umfaßt neben dem Werkstück auch die Bauteile, die für die Spannung, Abstützung und den Wechsel der Werkstücke notwendig sind. Das gebräuchlichste Spannmittel ist das *Dreibackenfutter* (**Bild 2**). Es wird in konventionellen Maschinen als Handspannfutter und in NC-Maschinen als Kraftspannfutter mit hydraulischer aber auch elektrischer oder pneumatischer Betätigung verwendet. Auch Drehfutter mit zwei, vier oder sechs Backen werden in Sonderfällen eingesetzt. Als weitere Spannmittel sind *Spannzangen, Planscheiben* und *Drehdorne* zu erwähnen. Lange Werkstücke werden zwischen *Spitzen* aufgenommen, über *Mitnehmer* angetrieben und gegebenenfalls im *Setzstock* (Lünette) abgestützt.
Bestimmend für die Grundform der Maschine ist das *Gestell* als Träger der weiteren Baugruppen, das als *Bett* die Führungen der Werkzeugschlitten trägt und als *Spindelstock* die Hauptspindel und den Hauptantrieb aufnimmt. Es werden Guß-, Schweiß- und Betonkonstruktionen angewandt. Das bei handbedienten Maschinen gebräuchliche *Waagrechtbett* ist bei numerisch gesteuerten Maschinen aufgrund des besseren Spänefalls meist durch ein *Schrägbett* ersetzt. Drehmaschinen mit senkrechter Hauptachse werden in Ständerbauweise gestaltet.

5.1.2 Universaldrehmaschinen. Universal lathes

In der Klein- und Mittelserienfertigung überwiegen Einspindel-Drehmaschinen in unterschiedlichen Baugrößen, die

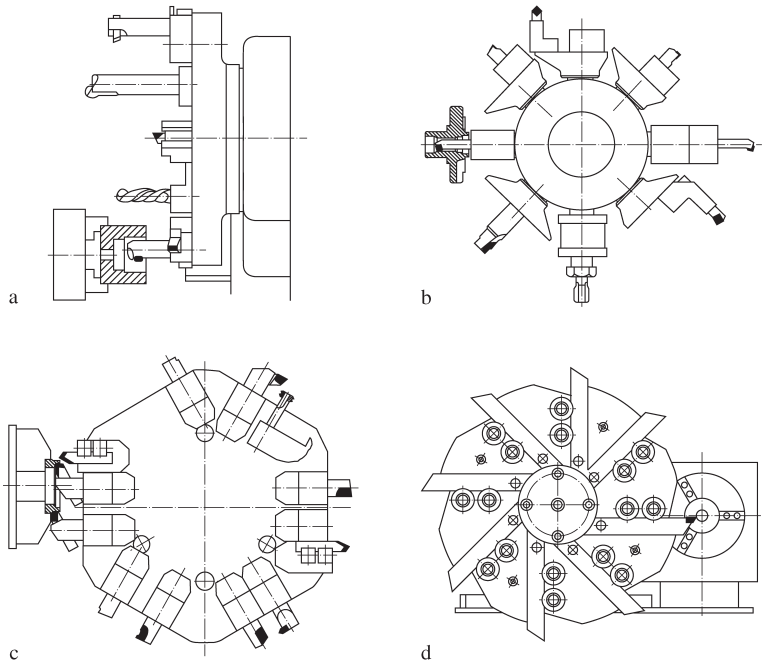


Bild 1a–d. Bauformen von Revolverköpfen. **a** Trommelrevolverkopf (Pittler, Langen); **b** Sternrevolverkopf (Pittler, Langen); **c** Flachtischrevolverkopf (Pittler, Langen); **d** Scheibenrevolverkopf (=Sternrevolverkopf) (Boehringer GmbH, Göppingen)

durch Antriebsleistung und Arbeitsbereich klassifiziert werden. Der Arbeitsbereich ist durch den größten Drehdurchmesser sowie die größte Drehlänge bestimmt. Die häufigsten Baugrößen haben maximale Drehdurchmesser zwischen 100 und 500 mm und maximale Drehlängen zwischen 250 und 1250 mm. Darunter liegen Kleindrehmaschinen, darüber die Großdrehmaschinen mit Drehdurchmessern bis etwa 2500 mm und Drehlängen bis etwa 10 m.

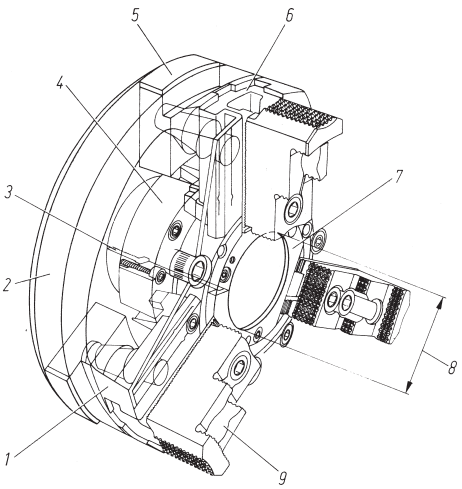


Bild 2. Kraftbetätigtes Keilflächenfutter mit Fliehkraftausgleich (Forkardt GmbH, Düsseldorf). *1* Futterkörper, *2* Futterdeckel zur universellen Spindelmontage, *3* Gewindering zum Anschluß an das Zugrohr, *4* Spannkolben, *5* Fliehgewicht, *6* Grundbacke, *7* Schutzbüchse, *8* Stangendurchlaß, *9* Standardaufsatzbacke

Die handbediente *Leit- und Zugspindeldrehmaschine* ist die Grundform der Universaldrehmaschine (**Bild 3**). Die Hauptspindel wird über ein mehrstufiges Schieberadgetriebe angetrieben, um einen großen Drehzahlbereich mit konstanter Leistung durchfahren zu können. Der Vorschubantrieb wird vom Hauptantrieb über Vorschubgetriebe, Zugspindel und Bettschlittenantrieb abgeleitet. Die Leitspindel dient zur Einhaltung des kinematischen Zusammenhangs zwischen Hauptspindel und Längsvorschub bei der Gewindefertigung.

Mit der Verwendung von Revolvern als Träger der zur Bearbeitung eines Werkstücks notwendigen Werkzeuge wurde die *Revolverdrehmaschine* entwickelt. Nach der Orientierung von Werkzeugachse und Schaltachse werden die Bauformen *Trommelrevolver*, *Stern-* oder *Scheibenrevolver* und *Flachtischrevolver* unterschieden (**Bild 1**). Sonderausführungen sind Block-, Kreuz- und Kronenrevolver. Die handbedienten Revolverdrehmaschinen sind heute weitgehend durch die numerisch gesteuerten Maschinen ersetzt. Der mechanisch programmgesteuerte Typ wird in der Großserienfertigung als Einspindel-Drehautomat verwendet.

Nachformdrehmaschinen verwenden mechanische, elektrische oder hydraulische Systeme zur Abtastung eines zwei- oder dreidimensionalen Formspeichers, woraus die Steuerung der Vorschubbewegung des Drehwerkzeugs abgeleitet wird. Neben dem Längsnachformdrehen für die Wellenbearbeitung werden auch Vorrichtungen zum Unrund-Nachformdrehen eingesetzt. Mechanische Systeme arbeiten mit direkter Kraftübertragung und Leitkurve oder Leitlineal (Kegeldrehen), kraftverstärkende Systeme arbeiten mit feinfühlender Abtastung und elektrisch oder hydraulisch gesteuerter Nachfahrbewegung des Werkzeugs. Da numerische Bahnsteuerungen gleiche Aufgaben erfüllen und die Beschreibung der Werkstückkontur im NC-Programm weniger aufwendig als die Fertigung einer Leitkurve ist, wurde auch das Nachformdrehen weitgehend durch den Einsatz von NC-Maschinen ersetzt.

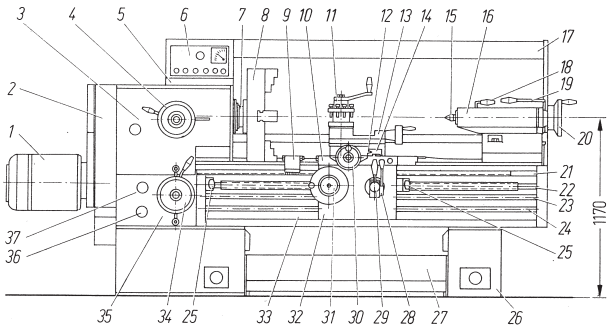


Bild 3. Leit- und Zugspindel-Drehmaschine (Boehringer GmbH, Göppingen). *1* Antriebs-Flanschmotor, *2* Vorschubantrieb, *3* Spindelstock mit Hauptgetriebe, *4* Drehzahlschaltung, *5* Schaltschrank, *6* Bedientafel, *7* Hauptspindel, *8* Planscheibe, *9* Längsanschlag, *10* Bettschlitten (Längsschlitten), *11* Werkzeughalter, *12* Planschlitten, *13* Obersupport, *14* Plananschlag, *15* Körnerspitze, *16* Reitstock, *17* Späneschutz, *18* Hebel für Reitstock-Pinolenklemmung, *19* Reitstock-Klemmhebel, *20* Handrad, *21* Zahnstange, *22* Leitspindel, *23* Zugspindel, *24* Schaltwelle, *25* Fernschalthebel, *26* Bettfuß, *27* Spänewanne, *28* Kreuzschalthebel für Vorschubrichtungen, *29* Schloßmutter, *30* Handrad für Planschlitten, *31* Handrad für Längsschlitten, *32* Schloßkasten, *33* Bett, *34* Vorschub- und Gewindewähltrommel, *35* Vorschubkasten, *36* Umschaltung mm/Zoll, *37* Leit-Zugspindelwendehebel

In *numerisch gesteuerten Universaldrehmaschinen* wird die Hauptspindel von einem drehzahlgeregelten Hauptmotor über einen Riementrieb entweder direkt oder über ein Zwischengetriebe angetrieben (**Bild 4**). Die Vorschubschlitten werden über eigene weggeregelte Antriebe unter Verwendung von Kugelgewindetrieben hoher Genauigkeit positioniert. Bei großen Baulängen wird meist eine feststehende Spindel mit angetriebener Mutter (Antriebsmotor am Bettschlitten) oder ein angetriebenes Ritzel mit am Bett angeordneter Zahnstange angewendet. Zur Synchronisation der Spindeldrehung mit dem Längsvorschub bei der Gewindefertigung wird die Winkelposition der Spindel mit einem rotatorischen Meßsystem erfaßt und über die Steuerung mit dem Vorschub gekoppelt. CNC-Bahnsteuerungen (s. **T 2.4**) ermöglichen eine hohe Produktivität durch Bedienungs- und Programmiererleichterungen wie Unterprogramme für Bearbeitungszyklen, Gewindedrehprogramme, selbsttätige Schnittaufteilung sowie graphische Prozeßsimulation am Bildschirm der Steuerung.

5.1.3 Frontdrehmaschinen. Front turning machines

Für die Bearbeitung scheibenförmiger Werkstücke bis zu einem Durchmesser von 800 mm, werden Futterdrehmaschinen mit Frontbedienung eingesetzt (**Bild 5**). Die Maschinen werden ein- und zweispindlig ausgeführt, ermöglichen Mehrschnittbearbeitung und verfügen über elektrohydraulische oder numerische Programmsteuerungen. Es werden Revolverschlitten, Plan- und Kreuzschlitten eingesetzt. Für Futterarbeiten werden die Maschinen auch in Ständerbauweise mit Blockrevolverkopf und Seitenschlitten gebaut sowie als *Plandrehmaschinen* mit Hauptbettführung, meist quer zur horizontal liegenden Spindelachse für die Bearbeitung großer und sperriger Werkstücke auf Planscheiben.
Eine hohe Mengenleistung wird bei automatisierter Werkstückhandhabung durch Doppelarmsysteme zum Greifen, Laden, Wenden und Entladen in Verbindung mit Werkstückspeichern möglich.

5.1.4 Drehautomaten. Automatic lathes

Sie ermöglichen die selbsttätige Bearbeitung von Werkstükken aus Stangenwerkstoff oder vorgeformten Futterteilen. Gemeinsames Merkmal der verschiedenen Bauformen ist die *Mehrschnittbearbeitung*, die bei mehrspindligen Maschinen durch *Mehrstückbearbeitung* ergänzt wird. Unterscheidungskriterien sind neben der Spindelzahl die waagrechte oder

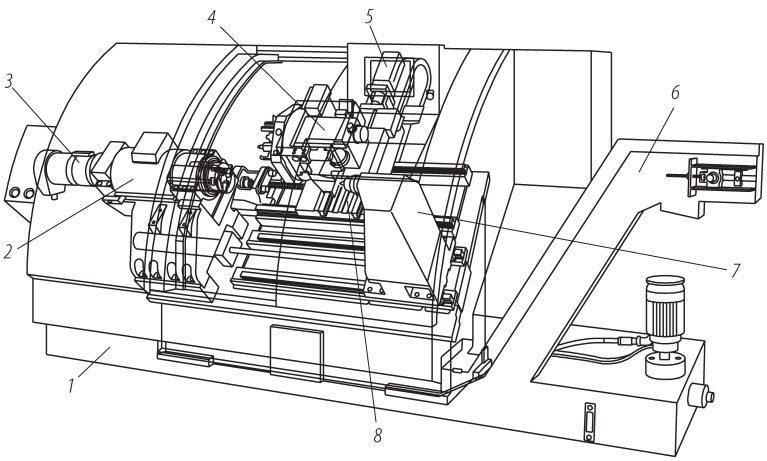


Bild 4. Numerisch gesteuerte Universaldrehmaschine (Gildemeister Drehmaschinen GmbH, Bielefeld). *1* Maschinenbett, *2* Hauptspindel, *3* Spanneinrichtung, *4* Werkzeugträger, *5* Vorschubantrieb (quer), *6* Späneförderer, *7* Reitstock, *8* Kreuzschlitten

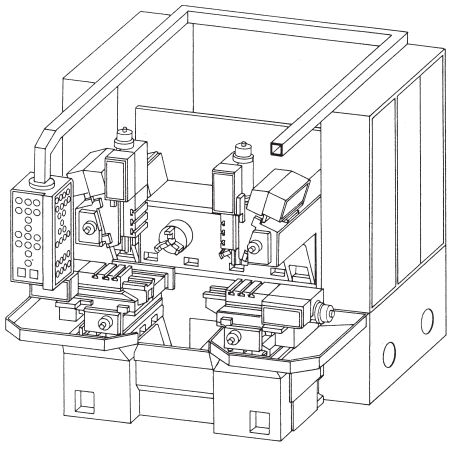


Bild 5. Doppelspindlige Frontdrehmaschine (J.G. Weisser & Söhne, St. Georgen)

senkrechte Lage der Maschinenhauptachse, die Gestellbauweise, die Art der Werkzeugträger, Zuordnung von Schnitt- und Vorschubbewegung sowie die Anzahl der möglichen Vorschubbewegungen. Modulare Konzepte ermöglichen das Konfigurieren von Maschinen entsprechend der Fertigungsaufgabe (**Bild 6**).

In der Großserienfertigung eingesetzte Automaten mit mechanischer Steuerung verwenden Steuerkurven und Schaltnocken für folgende Funktionen: Werkstoffvorschub oder Werkstückzuführung, Bewegung von Längs- und Querschlitten sowie Pinole und Revolverkopf, Drehzahl- und Drehrichtungsänderung, Spannmittelbetätigung, Bewegung der Zusatz- oder Sondereinrichtungen sowie erforderlichenfalls Spindelstock- oder Spindelpinolenbewegung. Die *Hauptsteuerwelle*, die einen Umlauf pro gefertigtem Werkstück ausführt, bestimmt die zeitliche Reihenfolge der Haupt- und Nebenzeitbewegungen. Zur Erzeugung unabhängiger Nebenzeitbewegungen wird sie durch eine *Hilfssteuerwelle* ergänzt. Die mechanische Kurvensteuerung kann durch elektrische, hydraulische oder numerische Steuerungen ergänzt oder ersetzt werden. Die Automatisierung der Werkstoffhandhabung durch angepaßte Lade- und Magazineinrichtungen für Stangen- oder Futterteile ermöglicht auch die Verkettung mehrerer Maschinen.

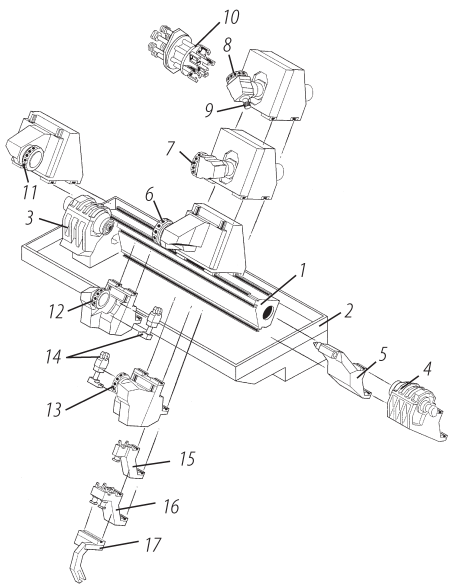


Bild 6. Modulares Maschinenkonzept (INDEX-Werke GmbH & Co. KG, Esslingen). *1* Maschinenbett, *2* Unterkasten, *3* Hauptspindelstock, *4* Gegenspindelstock, *5* Reitstock, *6* Scheibenrevolver mit Z- und X-Schlittenachsen, *7* Scheibenrevolver mit Z-, X- und Y-Schlittenachsen, *8* Scheibenrevolver mit Z-, X-, Y- und B-Schlittenachsen, *9* Zusatzfrässpindel, *10* Werkzeugmagazin für Zusatzfrässpindel, *11* Zusätzlicher Scheibenrevolver mit X- und Z-Schlittenachsen, *12* Scheibenrevolver nach rechts orientiert, 13 Scheibenrevolver nach links orientiert, *14* Lünette als Revolverkopfaufsatz, *15* Einfachlünette, *16* Tandem-Lünette, *17* Greifer

Bei mechanisch gesteuerten Automaten werden alle Vorschub- und Schaltbewegungen, die über komplexe Getriebe vom Hauptantrieb abgeleitet werden, durch Kurven und Nokken gesteuert. Da die Kurven zur Steuerung der Werkzeugwege und -geschwindigkeiten aufwendig an die Bearbeitungsaufgabe angepaßt werden müssen, werden die mechanisch gesteuerten Drehautomaten zunehmend durch numerisch gesteuerte Maschinen ersetzt (**Bild 7**).

Zur Fertigung langer, schlanker Werkstücke werden *Langdrehautomaten* eingesetzt, bei denen das Werkstück dicht an der Bearbeitungsstelle geführt wird. Der Längsvorschub wird beim *Schweizer System* durch einen beweglichen Spindelstock ausgeführt (**Bild 8**), beim *Offenbacher System* durch eine bewegliche Lünette. Zur Erhöhung der erzielbaren Genauigkeit werden beim Schweizer System Führungsbuchsen verwendet. Es werden sowohl numerische Steuerungen als auch mechanische Kurvensteuerungen eingesetzt.

Mehrspindeldrehautomaten. Zur automatisierten Großserienbearbeitung von Drehteilen werden mehrspindlige Stangen- oder Futterdrehautomaten eingesetzt (**Bild 9**).

Einteilung. Es existieren Bauarten mit oder ohne Werkstückträgerschaltung, mit umlaufenden Werkstücken oder Werkzeugen, waagerechter oder senkrechter Maschinenhauptachse sowie unterschiedlichen Steuerungsarten. Die Baugröße kann nach dem Spindeldurchlaß- oder Futterdurchmesser sowie der Spindelzahl angegeben werden.

Konstruktion. Das Gestell wird meist in Ständer- oder Portalbauweise mit großer Steifigkeit unter Berücksichtigung des Arbeitsraums, der Werkzeug- und Werkstückbewegungen, des Spänefalls und des Kühlschmiersystems gestaltet, bei größeren Drehdurchmessern auch in Senkrechtbauweise. Die Hauptspindeln werden zentral angetrieben. Sperrige oder unwuchtige Werkstücke werden auf Maschinen mit umlaufenden Werkzeugen in Bett- oder Rahmenbauweise ein- oder mehrseitig bearbeitet, wobei die Spannung auf Schalttellern oder -trommeln erfolgt. Längs- und Seitenschlitten sowie alle Hilfsbewegungen werden mechanisch gesteuert, dazu zählen Schaltung und Verriegelung der Spindeltrommel, Stangenvorschub, Stangenanschlag, Zangen- oder Futterspannung sowie Betätigung von Sondereinrichtungen. Weg- und Schaltinformationen sind durch Kurven und Nocken auf der zentralen oder verzweigten Steuerwelle gespeichert, die für Hauptzeitbewegungen im Arbeitsgang, für Nebenzeitbewegungen im Eilgang läuft. Längs- und Querschlitten werden in Gruppen oder einzeln gesteuert. Zusatzeinrichtungen für das Stillsetzen der Spindeln, den Antrieb mit unterschiedlichen Drehzahlen, die Doppelschaltung für zwei Spannstellen sowie Stangen- und Futterspannung erweitern den Arbeitsbereich. Die Anwendung der numerischen Steuerung und unabhängiger Vorschubantriebe wird im Mehrspindel-Drehautomaten durch die beengten Raumverhältnisse erschwert. Numerisch gesteuerte Schlitten werden daher häufig nur an kritischen Bearbeitungsstationen vorgesehen.

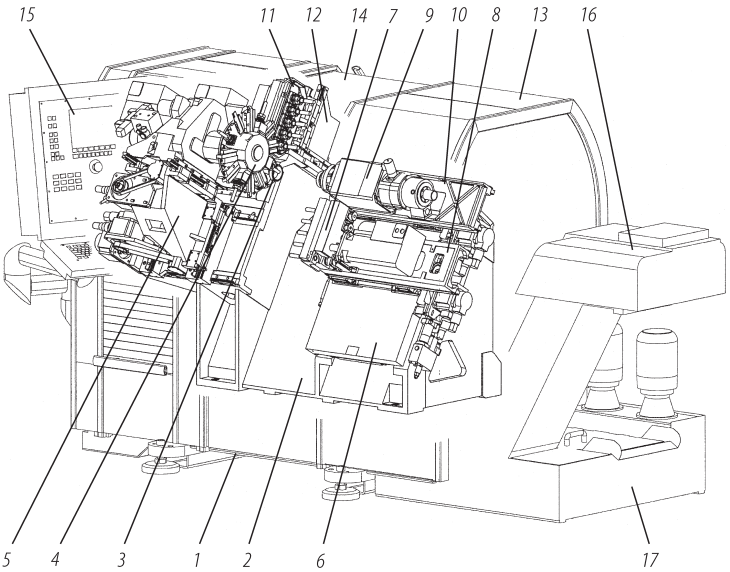


Bild 7. CNC-gesteuerter Drehautomat mit Gegenspindel (Traub-Drehmaschinen GmbH, Reichenbach). *1* Untergestell, *2* Maschinenbett, *3* Hauptspindel als Motorspindel mit hydraulischem Hohlspanner und C1-Achse, *4* Werkzeugrevolver 1 mit Werkzeughaltern für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 1 für Außenbearbeitung an der Hauptspindel, *5* Schlitten für Werkzeugrevolver 1 mit X1-, Y1-, Z1-Achsen, *6* X2-Schlitten für Linearwerkzeugträger 2 und Gegenspindel mit Linearantrieb, *7* Linearwerkzeugträger 2 mit Werkzeughaltern für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 2 für Innenbearbeitung an der Hauptspindel, *8* Z2-Schlitten für Linearwerkzeugträger 2, *9* Gegenspindel als Motorspindel mit hydraulischem Hohlspanner und C2-Achse, *10* Z3-Schlitten für Gegenspindel, *11* Linearwerkzeugträger 3 mit Werkzeughaltern für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 3 für Abstichseitenbearbeitung an der Gegenspindel, *12* Schlitten für Linearwerkzeugträger 3 mit X3-, Y3-Achsen, *13* Maschinenverkleidung, *14* Trennende Schutzeinrichtung über Arbeitsraum, *15* Bedienpult, *16* Späneförderer, *17* Kühlschmieranlage

Vorteile der vertikalen Spindeltrommelanordnung sind zum einen ein günstiger Spänefall, zum anderen die Möglichkeit eines vereinfachten Werkstückhandlings, d. h. die Spindeln können die Werkstücke direkt von der Transporteinrichtung greifen und in die Bearbeitungsposition befördern (**Bild 10**).

5.1.5 Großdrehmaschinen. Heavy duty lathes

Große längsorientierte Rotationsteile werden auf speziellen Waagrecht-Drehmaschinen gefertigt. Der konstruktive Aufbau entspricht prinzipiell den Einspindel-Universaldrehmaschinen. Da die Durchbiegung des Werkstücks sich am geringsten auf den bearbeiteten Durchmesser auswirkt, wenn die Zustellrichtung des Werkzeugs senkrecht zur Richtung der Gewichtskraft steht, wird ausschließlich die Flachbettbauweise angewendet. Zusätzliche Fräseinrichtungen ermöglichen die Komplettbearbeitung der Großteile und durch *Drehfräsen* ein hohes Zeitspanungsvolumen (**Bild 11**).

Vertikaldrehmaschinen werden für die Bearbeitung schwerer und sperriger Werkstücke mit kleinem Verhältnis von Länge zu Umlaufdurchmesser eingesetzt. Kennzeichnend ist die um eine senkrechte Achse drehende *Planscheibe* als Träger des Werkstücks, das möglichst in der späteren Einbaulage und in einer Aufspannung zu bearbeiten ist. Unterschieden werden *Ein-* und *Zweiständermaschinen* mit ortsfesten oder verfahrbaren Gestellbauteilen und mehreren Werkzeugschlitten an Ständer und Querbalken (**Bild 12**). Über 3 m Drehdurchmesser wird die Zweiständermaschine in Portalbauweise oder die Einständermaschine mit auskragendem Querbalken eingesetzt. Portal, Ständer oder Planscheibenuntergestell können verfahrbar sein, um den Drehdurchmesser zu vergrößern oder die Zugänglichkeit für Kranbeschickung zu erleichtern. Der Planscheibendurchmesser beträgt meist zwischen 800 und 5000 mm, maximal bis zu etwa 18 m. Der größte Drehdurchmesser liegt vorrangig zwischen 1400 und 5200 mm, maximal beträgt er etwa 25 m. Die Belastbarkeit der Planscheibe begrenzt das Werkstückgewicht. Bei Großmaschinen sind Kern- und Ringplanscheiben kombinierbar. Der Vorschub erfolgt zunehmend durch numerisch gesteuerte Einzelantriebe. Als Hauptantrieb werden Gleich- bzw. Drehstrommotoren mit bis zu 200 kW Antriebsleistung eingesetzt; Positionierbarkeit und NC-Bahnsteuerung des Planscheibenantriebs ist möglich. Revolver- oder Stößelschlitten bilden das Werkzeugsystem. Die Bedienung erfolgt von einer Pendeltafel oder bei großen Drehwerken von einem mitfahrenden Bedienungsstand. Zusatzeinrichtungen werden für spezielle Arbeitsgänge angewendet (**Bild 13**).

Werkstück- und Eigengewichte von Gestellbauteilen bewirken Werkzeugverlagerungen, die konstruktiv zu berücksichtigen sind.

5.1.6 Sonderdrehmaschinen. Special purpose lathes

Für Werkstücke, deren Bearbeitung auf Standardmaschinen nicht möglich oder unwirtschaftlich ist, werden Sonderdrehmaschinen eingesetzt. Ihre Konstruktion wird durch die Größe und Art der Werkstücke bestimmt. Der Aufbau erfolgt zweckmäßigerweise aus genormten Baueinheiten nach dem Baukastenprinzip mit unterschiedlichen Baugrößen, im Bedarfsfall werden Anpaß- oder Neukonstruktionen vorgenommen. Neben den nach der Fertigungsaufgabe benannten Drehmaschinen, wie beispielsweise Kurbelwellen-, Turbinenscheiben-, Zylinderbuchsen-, Achsen- und Nockenwellen-Drehmaschinen, existieren auch Maschinen zur Hoch- und Ultrapräzisions- sowie für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von Drehteilen.

Hochpräzisions- und Ultrapräzisionsdrehmaschinen. Zur Fertigung von Bauelementen mit hohen Formgenauigkeiten

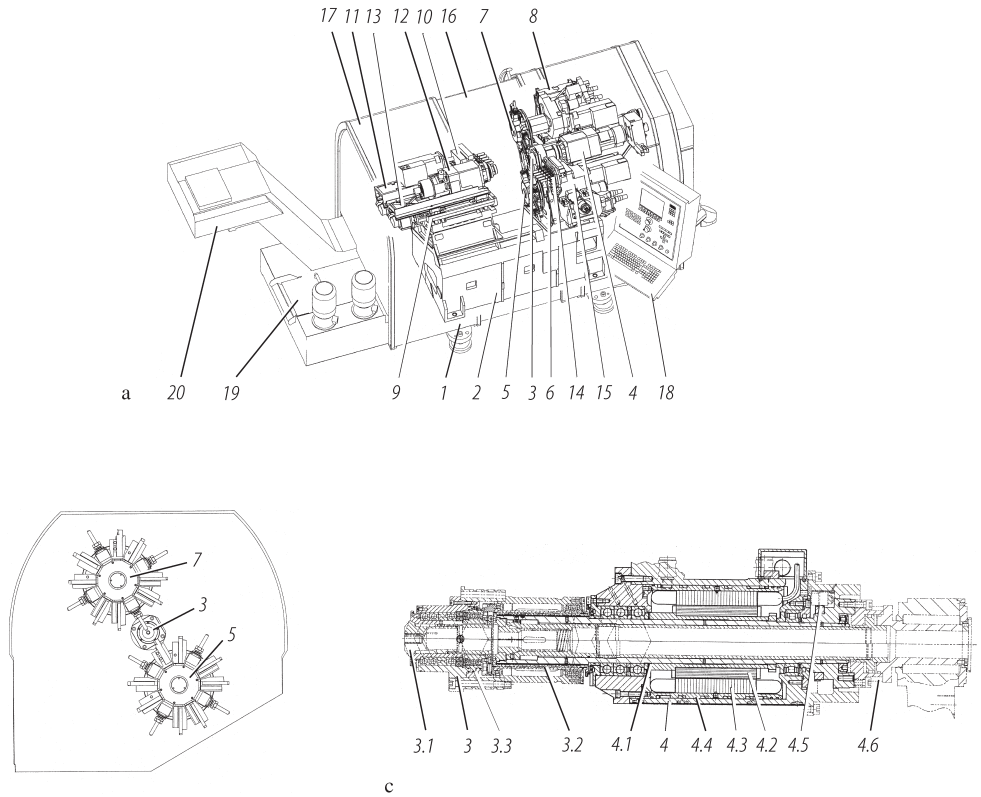


Bild 8a–c. CNC-gesteuerter Langdrehautomat (Traub-Drehmaschinen GmbH, Reichenbach). **a** Gesamtansicht; **b** Werkzeugrevolver und Führungsbüchseneinrichtung; **c** Schnitt durch die Hauptspindel. *1* Untergestell, *2* Maschinenbett, *3* angetriebene, programmierbare Führungsbüchseneinrichtung, *3.1* Führungsbüchse, *3.2* Teleskophülsen für Führungsbüchsenantrieb, *3.3* Hydraulikzylinder zur Führungsbüchsenanstellung, *4* Hauptspindel als Motorspindel, längsverschiebbar mit Z1-Achse und C1-Achse, *4.1* Spindel, *4.2* Rotor mit Permanentmagneten, *4.3* Stator, *4.4* Kühlmantel, *4.5* Winkelschrittgeber, *4.6* Hohlspanner, *5* Werkzeugrevolver 1 mit Werkzeughaltern für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 1 für Außenbearbeitung an der Führungsbüchse, *6* Schlitten für Werkzeugrevolver 1 mit X1-, Y1-Achsen, *7* Werkzeugrevolver 2 mit Werkzeughaltern für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 2 für Außenbearbeitung an der Führungsbüchse, *8* Schlitten für Werkzeugrevolver 2 mit X2-, Y2-, Z2-Achsen, *9* X3-Schlitten für Linearwerkzeugträger 3 und Gegenspindel, *10* Linearwerkzeugträger 3 mit Werkzeughaltern für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 3 für Innenbearbeitung an der Führungsbüchse, *11* Z3-Schlitten für Linearwerkzeugträger 3, *12* Gegenspindel als Motorspindel mit hydraulischem Hohlspanner und C2-Achse, *13* Z4-Schlitten für Gegenspindel, *14* Linearwerkzeugträger 4 mit Werkzeughalter für feste und angetriebene Werkzeuge und Werkzeugantrieb 4 für Abstichseitenbearbeitung an der Gegenspindel, *15* X4-, Y4- Schlitten für Linearwerkzeugträger 4, *16* Trennende Schutzeinrichtung über Arbeitsraum, *17* Maschinenverkleidung, *18* Bedienpult, *19* Kühlschmieranlage, *20* Späneförderer

und geringen Oberflächenrauhtiefen, wie Laserspiegel, optische Linsen oder Luftlagerbauteile, werden speziell angepaßte Bauformen von Drehmaschinen verwendet. Sie sind insbesondere durch ein schwingungsisoliertes Maschinenbett aus Granit zur Erhöhung der thermischen Langzeitstabilität gekennzeichnet. Zur Reduzierung des „Stick-Slip-Effektes" werden hydro- oder aerostatische Lager und Führungen verwendet.

Hochgeschwindigkeitsdrehmaschinen. Durch die Fortschritte im Bereich der wälzgelagerten Spindeln und schnellaufenden Asynchronantriebe existieren bereits erste Drehmaschinen für einen maximalen Drehzahlbereich von 10000 bis 16000 min^{-1}. Dabei werden hohe Anforderungen an das Spannsystem sowie an die Steifigkeit und das Dämpfungsvermögen von Maschinenbett und Hauptspindellagerung gestellt.

5.1.7 Flexible Drehbearbeitungszentren
Flexible turning centers

Numerisch gesteuerte Maschinen können durch eine Erweiterung des Kinematiksystems, den Einsatz angetriebener Werkzeuge und Zusatzeinrichtungen zur rückseitigen Bearbeitung für die Komplettbearbeitung eines umfangreichen Werkstückspektrums ausgerüstet werden.

Die Verwendung einer zweiten Schlitteneinheit führt zur *Vierachsen-Drehmaschine*, die durch Mehrschnittbearbeitung eine Steigerung der Mengenleistung ermöglicht. In Verbindung mit angetriebenen Werkzeugen für Bohr- und Fräsbearbeitungen wird häufig eine *C-Achse* für die Winkelpositionierung der Spindel eingesetzt, in seltenen Fällen auch eine *Y-Achse* als dritte Schlittenachse. **Bild 14** zeigt Beispiele von Formelementen, die durch eine gesteuerte C-Achse in Verbindung mit angetriebenen Werkzeugen gefertigt werden können. Zur *Rückseitenbearbeitung* kann das vorderseitig fertig bearbeitete Werkstück von einer Spanneinrichtung auf einer der Schlitteneinheiten aufgenommen und z. B. an einer separaten Bearbeitungsstation rückseitig fertig bearbeitet werden.

Bild 15 zeigt eine zweispindlige Maschine mit jeweils einer ortsfesten und einer verfahrbaren Spindel- und Revolvereinheit.

Wird die Drehmaschine für benutzerarmen Betrieb mit Speichern und Handhabungssystemen für Werkstücke und Werk-

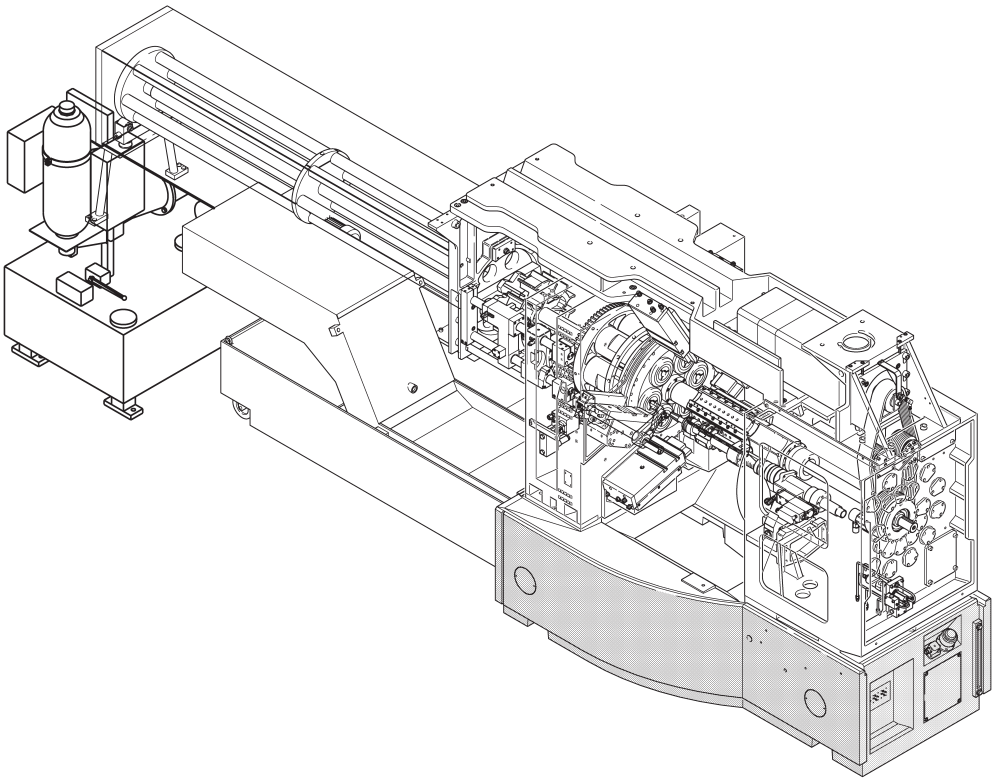


Bild 9. CNC-gesteuerter Sechsspindeldrehautomat für die Stangenverarbeitung (Alfred H. Schütte GmbH & Co. KG, Köln)

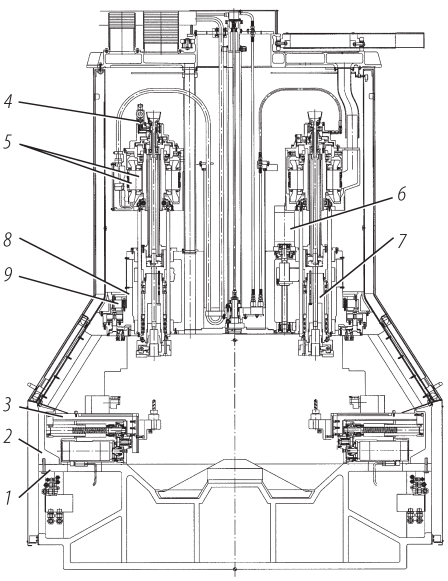


Bild 10. Vertikal-Mehrspindeldrehautomat MV200 (INDEX-Werke GmbH & Co. KG, Esslingen). *1* Untergestell, *2* Rahmengestell, *3* X-Werkzeugschlitten, *4* Spannhydraulik, *5* Hauptantrieb, *6* Antrieb Z-Achse, *7* Arbeitsspindel mit Spannfutter, *8* Spindeltrommel, *9* Spindeltrommelantrieb

zeuge ausgerüstet, entsteht eine *Drehzelle* (**Bild 16**). Für die externe Werkzeugspeicherung werden Trommel-, Ketten- oder Ringmagazine eingesetzt, die Handhabung erfolgt durch frei programmierbare Systeme, die analog zur Werkstückhandhabung oft in Portalbauweise ausgeführt sind. Für den automatischen Werkzeugwechsel nach Verschleiß existieren verschiedene Systeme zum Wechsel des Schneidkopfes (**Bild 17**). Die Werkstückspeicherung erfolgt häufig in Paletten oder auch in Bandspeichern.

Weitere Maßnahmen für einen benutzerarmen Betrieb bei hoher Flexibilität sind der Einsatz von Systemen für den automatischen Wechsel von Spannbacken oder des gesamten Spannmittels sowie von Systemen zur Werkzeugüberwachung und Werkstückmessung.

5.2 Bohrmaschinen. Drilling and boring machines

5.2.1 Allgemeines. General

Bei Bohrmaschinen werden Schnittbewegung und Vorschubbewegung je nach Verfahren dem Werkzeug oder Werkstück zugeordnet. Nach Lage der Bohrspindel und Art des Gestellaufbaus wird die Einteilung nach Bauformen vorgenommen (**Bild 18**). Weitere Einteilungs- und Auswahlgesichtspunkte sind der Spann- und Arbeitsbereich, die Nennbohrleistung, Drehzahl- und Vorschubbereich, Arbeitsgenauigkeit, Automatisierungsgrad sowie Lage und Anzahl der Bohrachsen. Als Werkzeuge werden Spiralbohrer, Senker, Reibahlen, Gewindebohrer, Bohrköpfe und Bohrstangen sowie Sonderbohrwerkzeuge verwendet. Die Werkzeugaufnahme erfolgt durch

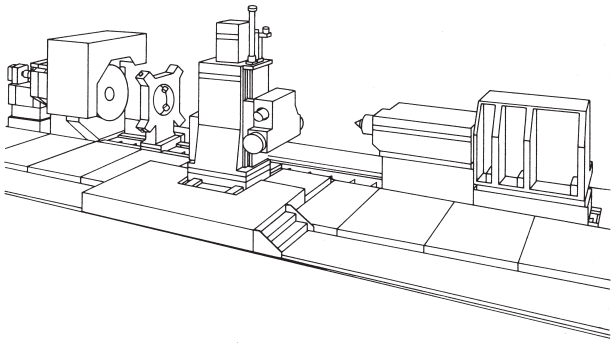


Bild 11. Großdrehmaschine mit Fräseinrichtung (Wohlenberg KG, Hannover)

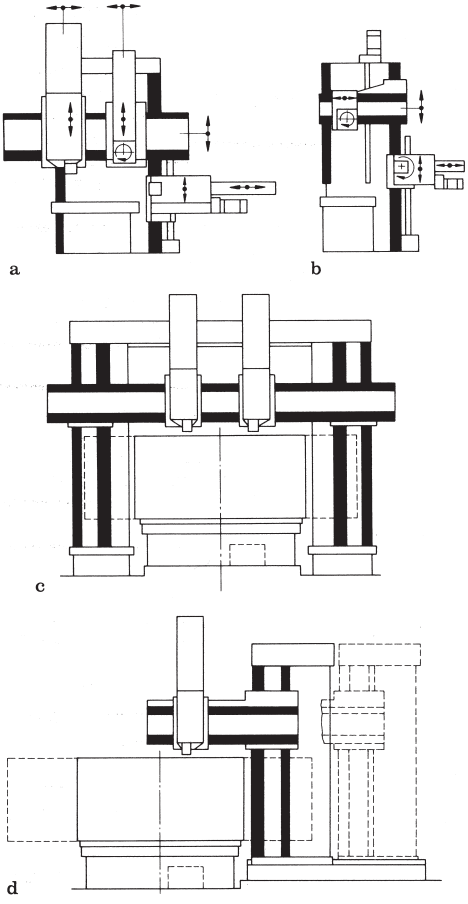


Bild 12a–d. Vertikaldrehmaschinen. **a** Einständer-Vertikaldrehmaschine mit linkem Stößelschlitten, rechtem Vierkantenrevolverschlitten und rechtem Seitenschlitten; **b** Einständer-Vertikaldrehmaschine mit Kreuzschlitten und Seitenschlitten sowie zwei Vierkantrevolverköpfen; **c** Zweiständermaschine mit verfahrbarem Portal; **d** Einständermaschine mit verfahrbarem Ständer

Zylinder- oder Kegelschaft. Bei Sondermaschinen sind die Hauptspindeln der Bohreinheiten zur Aufnahme von Stellhülsen ausgeführt.

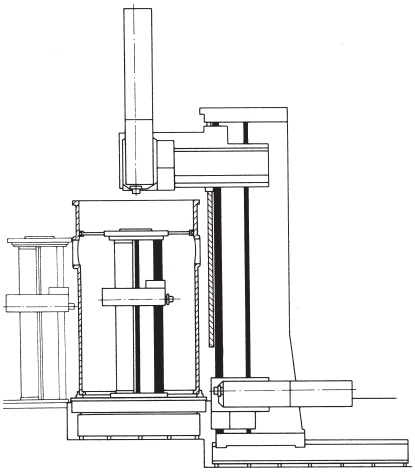


Bild 13. Einständer-Vertikaldrehmaschine mit verfahrbarem Ständer zur Außenbearbeitung von Reaktordruckkesseln; umsetzbarer Hilfsständer zur Kesselinnenbearbeitung auf stationärem Planscheibenzentrum

5.2.2 Tischbohrmaschinen. Bench drilling machines

Sie sind für kleinere Bohrungsdurchmesser und -tiefen sowie für kleinere Werkstücke geeignet. Das Drehmoment wird von der Motorwelle auf die Bohrspindel durch Riemen übertragen. Der Drehzahlwechsel ist durch Umlegen des Riemens oder Wechsel der Riemenscheibe möglich, der Vorschub erfolgt manuell über Handhebelwelle, Vorschubritzel und Zahnstange.

5.2.3 Säulenbohrmaschinen. Free-standing pillar machines

Das Gestell ist als Hohlsäule ausgebildet, an der das Antriebsgehäuse mit der Bohrspindel fest oder im höhenverstellbaren Bohrschlitten angebracht ist. Am unteren Teil trägt die Säule den höhenverstellbaren und schwenkbaren, meist nicht abgestützten Bohrtisch. Räder- oder Reibradgetriebe ermöglichen die Drehzahlveränderung (**Bild 19**). Der Vorschub erfolgt manuell über eine Vorschubkurve oder mittels Schneckengetriebe auf die Pinoleneinheit.

5.2.4 Ständerbohrmaschinen
Column-type drilling machines

Sie werden für kleine und mittlere Werkstückgrößen angewendet. Am oberen Teil eines kastenförmigen Ständers befin-

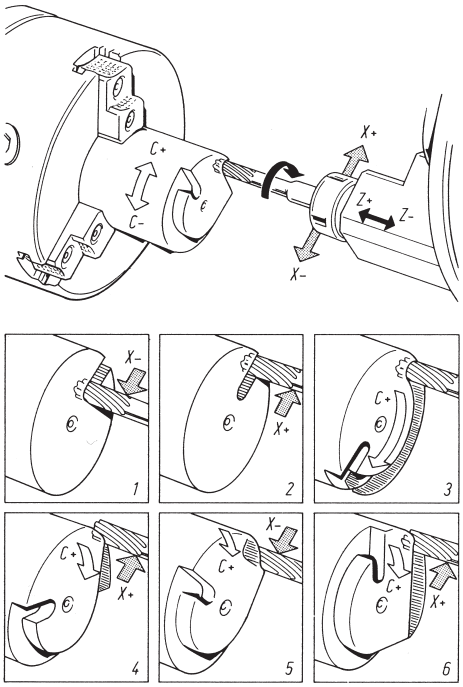


Bild 14. Stirnseiten-Fräsbearbeitung bei Steuerung der C-Achse (Traub-Drehmaschinen GmbH, Reichenbach). *1* und *2* Positionierung; *3* Streckensteuerung; *4* , *5* und *6* Streckensteuerung sowie Interpolation C/X

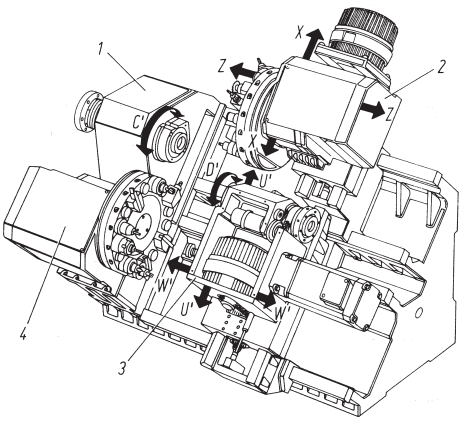


Bild 15. Zweispindel-Drehmaschine (Boley GmbH, Esslingen). *1* Spindelstock I, *2* Revolverschlitten I, *3* verfahrbare Spindeleinheit II, *4* ortsfester Revolverträger II

det sich ein verfahrbarer Bohrschlitten, am unteren Teil wird der für die Aufnahme schwerer Werkstücke abgestützte Bohrtisch geführt. Pinole- oder Bohrschlitten führen den Vorschub aus, die Spindeldrehzahl wird über Keilriemen-, Wechselräder- und Schaltgetriebe oder stufenlos verstellbare Antriebe variiert.

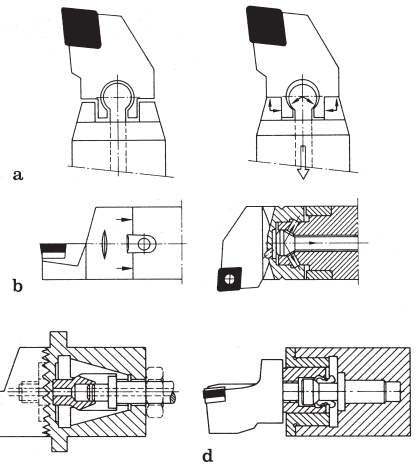


Bild 17a–d. Wechselsysteme für Schneidköpfe (Traub-Drehmaschinen GmbH, Reichenbach). **a** System Sandvik; **b** System Widia; **c** System Hertel; **d** System Sandvik mit Polygonschaft

5.2.5 Mehrspindelbohrmaschinen
Multi-spindle drilling machines

Sie eignen sich für den Einsatz bei hohen Stückzahlen oder häufig vorkommenden Bohrbildern. Der Gestellaufbau ist oft identisch zu schweren Ständerbohrmaschinen. Anstelle des einspindligen Bohrschlittens wird eine mehrspindlige *Bohrglocke* verwendet, die über ein oder zwei Wellen von den Hauptspindeln angetrieben wird. Bei Maschinen mit fest eingestellten Mehrspindelbohrköpfen werden die Spindeln über Zahnräder angetrieben, bei einstellbaren *Gelenkspindel-Bohrmaschinen* über Gelenkwellen. Die Spindelführung in einer festen Lagerplatte (**Bild 20**) hat eine größere Steifigkeit, die verstellbare Tragarmführung beeinträchtigt die Wiederholgenauigkeit. Auf einer Lagerplatte können mehrere Bohrbilder für die Spindelführung vorhanden sein.
Getrennte Antriebszüge mit polumschaltbaren Motoren sowie Haupt- und Schaltgetriebe ermöglichen die Übertragung voneinander unabhängiger Drehzahlen in den Verteilergetrieben, die Zentralrad, Planeten- und Zwischenräder enthalten. Letztere können je nach Drehrichtung der Spindel und Baugröße des Getriebes entfallen. Eilgangbewegungen werden von einem Drehstrommotor erzeugt, der Vorschub, wegen der besseren Geschwindigkeitsabstimmung, von stufenlos einstellbaren Gleichstrommotoren. Mehrspindelbohrköpfe werden auch bei Sondermaschinen mit horizontaler und schräger Vorschubrichtung verwendet.

5.2.6 Schwenkbohrmaschinen. Radial drilling machines

Radial- oder Auslegerbohrmaschinen werden zum Bohren großer und sperriger Werkstücke nach Anriß oder in Vorrichtungen eingesetzt. Die wichtigsten Baugruppen sind Grundplatte, Säule, Auslegerarm, Bohrschlitten und Bohrtisch (**Bild 21**). Die Grundplatte ist als Kastenprofil oder bei Sonderausführungen als Winkel-, Kreuz-, Doppel-, Stern- oder Kreisgrundplatte gestaltet. Die Maschinen werden in der Klein- und Mittelserie als Universalmaschinen eingesetzt. Bei *Wand-Schwenkbohrmaschinen* ist der Ausleger an der Wand ortsfest oder an Führungsbahnen höhenverstellbar angebracht.

5.2.7 Koordinatenbohrmaschinen. Jig boring machines

Auf Koordinatenbohrmaschinen können Bohrungen, Senkungen und leichte Ausfräsungen ohne Anreißen und Scha-

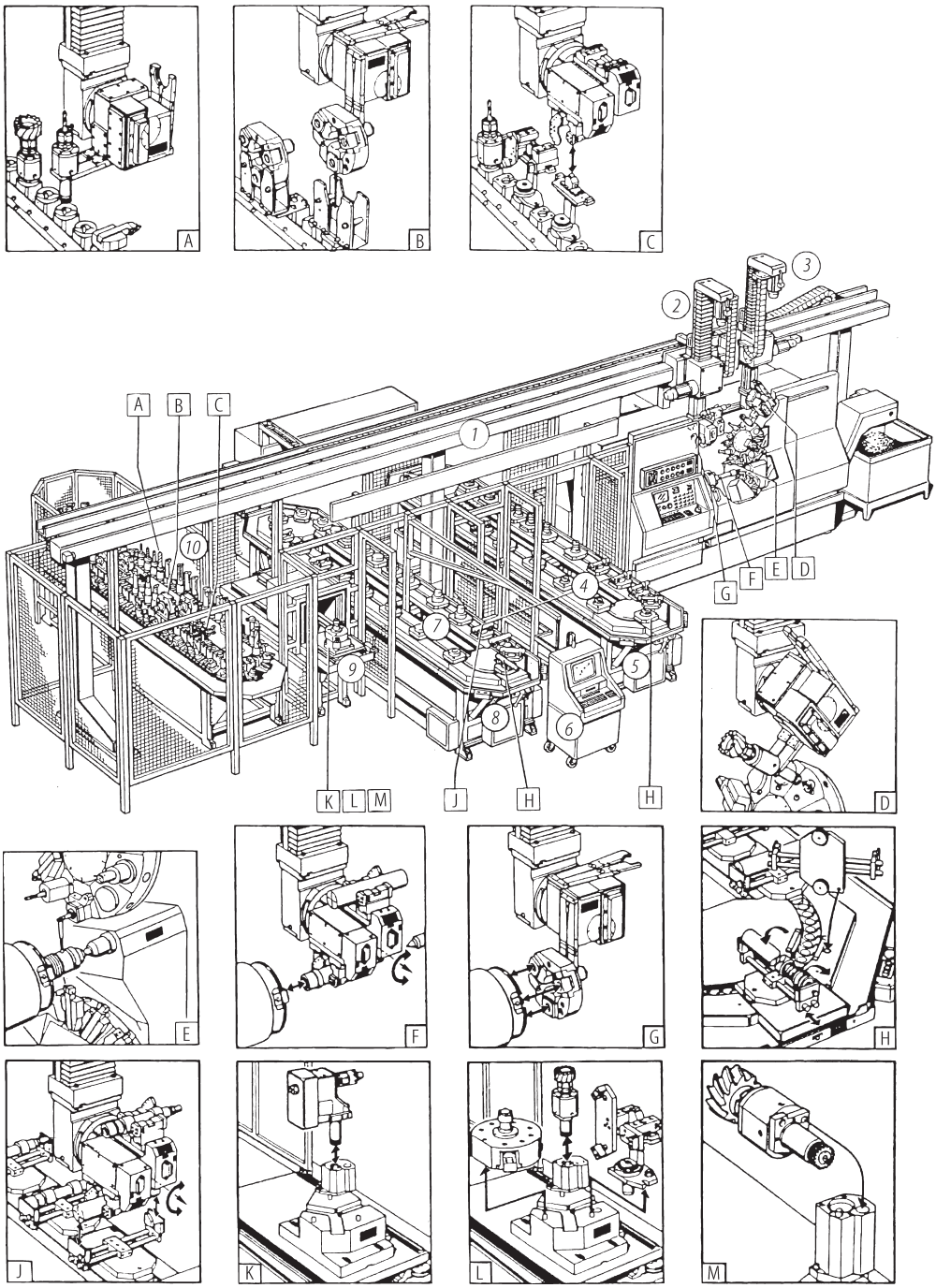


Bild 16. Flexible Drehzelle (Traub-Drehmaschinen GmbH, Reichenbach). *1* Linienportal, *2* Werkstückgreifer, *3* Rüstmittelgreifer, *4* Werkstückspeicher 1, *5* Schleuse für Werkstückspeicher 1, *6* Einricht-Terminal, *7* Werkstückspeicher 2, *8* Schleuse für Werkstückspeicher 2, *9* Schleuse für Rüstmittelspeicher, *10* Rüstmittelspeicher für Werkzeuge, Spannmittel und Greifer. *A* Werkzeug entnehmen, Werkzeug magazinieren, *B* Futterbacken entnehmen, Futterbacken magazinieren, *C* Greiferbacken wechseln, Greiferbacken magazinieren, *D* Werkzeuge wechseln, *E* Werkstückmaße überwachen, Werkzeug korrigieren, *F* Fertigteil entnehmen, Rohteil zuführen, *G* Futterbacken wechseln, *H* Fertigteil ausschleusen, Rohteil einschleusen, Codeträger an Werkstück-Paletten, Lesestation für Paletten, *J* Rohteil entnehmen, Fertigteil ablegen, *K* Werkzeughalter für Querbearbeitung ein-/ausschleusen, *L* Rüstmittel ein-/ausschleusen, *M* Greiferplatte an Werkzeughaltern nach DIN 69880 mit Codeträger, Lesestation für Rüstmittel

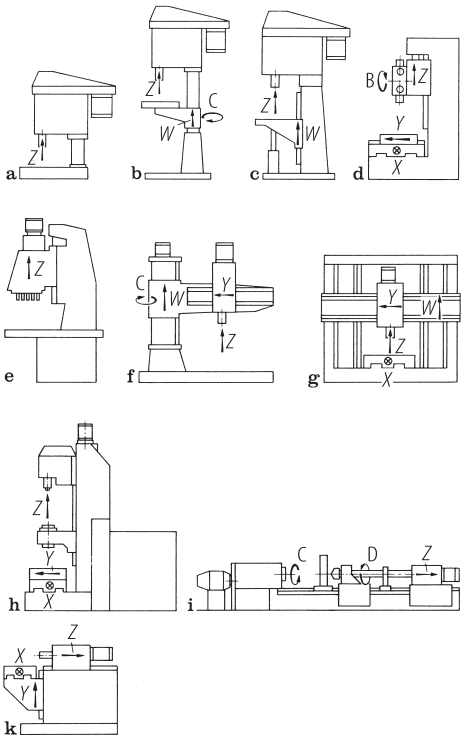


Bild 18a–k. Schematische Übersicht der Bauformen (Koordinatenbezeichnung nach DIN 66 217). **a** Tischbohrmaschine; **b** Säulenbohrmaschine; **c** Ständerbohrmaschine; **d** Revolverbohrmaschine; **e** Mehrspindelbohrmaschine, **f** Schwenkbohrmaschine; **g** Koordinatenbohrmaschine; **h** Senkrecht-Tiefbohrmaschine; **i** Waagerecht-Tiefbohrmaschine; **k** Feinbohrmaschine

blonen mit einer hohen Maßgenauigkeit gefertigt werden. Sie werden in der Einzelfertigung verwendet, z. B. im Lehren-, Werkzeug- und Vorrichtungsbau. Für kleinere Werkstücke werden Einständermaschinen eingesetzt, für größere Werkstücke Portalmaschinen in Säulen- und Ständerausführung. Einständermaschinen werden mit Kreuztisch (**Bild 22**), Zweiständermaschinen mit Längstisch ausgeführt. Der Bohrschlitten wird auf einem Querbalken zwischen den beiden Säulen oder Ständern in Wälzführungen spielfrei horizontal positioniert. Der senkrechte Vorschub wird über ein Ritzel auf die Pinole geleitet. Eine waagerechte Welle treibt synchron zwei Schneckengetriebe für das Senken und Heben des Querbalkens an, der durch hydraulische Klemmung mit Selbsthemmung arretiert wird.

5.2.8 Revolverbohrmaschinen. Turret drilling machines

Der Gestellaufbau ist der Ständerbohrmaschine ähnlich. Antrieb und Getriebe sind entweder im verfahrbaren Bohrschlitten oder getrennt angeordnet. Die Spindel wird über Gelenkwellen und eine Ausrückkupplung angetrieben. Überwiegend erfolgt der Vorschub durch Schlitten. Die Revolverschaltung wird über Malteserkreuz und Indexierbolzen oder mittels Planverzahnung ausgeführt. Als Werkzeugträger dienen Sternrevolver, zusätzlich können Werkzeugwechsler eingesetzt werden. Maschinen mit Kreuztischen erlauben auch leichte Fräsbearbeitungen. In Verbindung mit numerischen Steuerungen ist der Ausbau zum Bearbeitungszentrum möglich.

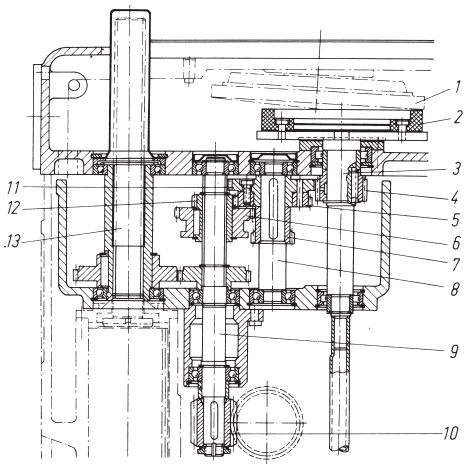


Bild 19. Stufenlose Drehzahlverstellung einer Säulenbohrmaschine (WEBO-Hofheinz, Maschinenfabrik, Düsseldorf). Regelbereich des 2stufigen Getriebes 10,4 (mit polumschaltbarem Motor 20,8). Über oberes Reibrad *1* und Reibring *2* treibt Antriebswelle *3* über Zahnräder *4* und *11* Zwischenwelle *8* an. Über Zahnradpaar *5*, *12* oder *7*, *6* Weiterleitung des Drehmoments von der Vorgelegewelle *9* auf Bohrspindel *13*. Ableitung der Vorschubbewegung über Ritzel *10*

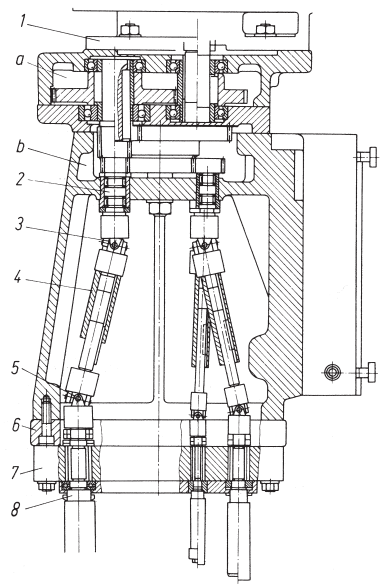


Bild 20. Spindelglocke einer Mehrspindelbohrmaschine mit fester Lagerplatte (Bernhard Steinel, Werkzeugmaschinenfabrik GmbH & Co., Schwenningen). *1* Antriebsmotorflansch, *a* Hauptgetriebe, *b* Verteilergetriebe (Gelenkspindelantrieb), *2* Antriebsspindel, *3*, *5* Gelenkstücke, *4* Mitnehmerbuchse für Längenausgleich, *6* Zwischenstück, *7* Spindelplatte, *8* Bohrspindel

5.2.9 Feinbohrmaschinen. Precision drilling machines

Merkmale sind hohe statische und dynamische Steifigkeit, großes Dämpfungsvermögen, hoher Gleichförmigkeitsgrad der Bewegungen und minimaler Temperaturgang. Hierdurch werden Durchmesser- und Positionstoleranzen von IT 6 bis IT 5 erreicht, bei entsprechendem Aufwand IT 4. Das Dreh-

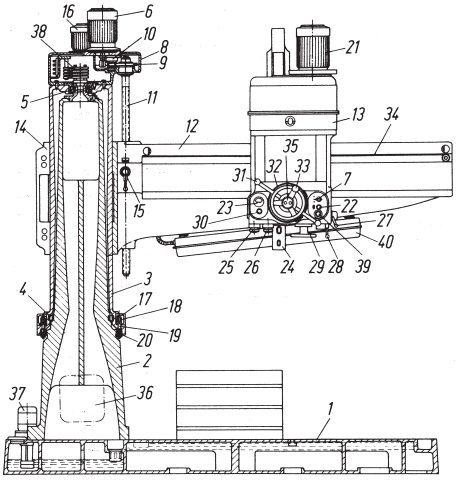


Bild 21. Aufbau einer Schwenkbohrmaschine (Radialbohrmaschine Typ RABOMA; Hermann Kolb Maschinenfabrik, Köln). Aufspannplatte *1* trägt Innensäule *2*, auf dem Mantelrohr *3* um 360° drehbar bei *4* und *5* gelagert. Hubmotor *6*, geschaltet mit *7* auf Windwerk *8*, treibt über Getriebe *9* mit Überlastkupplung *10* Gewindespindel *11* an und verstellt den Ausleger *12* mit Bohrschlitten *13* in der Höhe. Auslegerhub schaltet in Endstellungen automatisch ab. Geschlitzte Auslegerschelle *14* öffnet und schließt sich vor bzw. nach Höhenverstellung des Auslegers *12* selbsttätig (Hubspannsteuerung). Schmierung der Gewindespindel *11* mit Muttern, der Auslegerschelle *14* und des Klemmantriebs durch Zentralölpumpe *15*. Zum Festspannen des Auslegers *12* wird Mantelrohr *3* durch ein hydraulisches Spannwerk (nicht gezeichnet) an Innensäule *2* geklemmt. Dazu treibt der Spannmotor *16* eine Zahnradpumpe mit eingebautem Überdruckventil an. Kolbenbewegung wird in Drehbewegung des Spannrings *17* umgesetzt, wodurch exzentrisch gelagerte Kurvenhebel *18* Spannbolzen *19* heben und Doppelkegelklemmring *20* zur Wirkung kommt: Axiale Klemmbewegung verhindert Wegwandern des Auslegers beim Festspannen. Bohrmotor *21*, geschaltet mit *22*, überwacht mit *23*, treibt über Stufenrädergetriebe Bohrspindel *24* an, von der der Vorschubantrieb abgeleitet wird. Hydraulisch geschalteter Wechsel mit Vorwahl aller Bohrspindeldrehzahlen und -vorschübe, eingestellt mit Drehknöpfen *25* und *26*. Handhebel *27* steuert hydraulisch geschaltete Lamellenwendekupplung mit automatischer Spindelbremse in Nullstellung. Zur Schaltung Zahn-auf-Zahn stehender Getrieberäder läuft Kupplung beim Einschalten selbsttätig verzögert an. Handhebel *28* betätigt Vorschubkupplung mit Überlastsicherung und setzt beim Einschalten Vorschubrad *29* still. Selbsttätige Unterbrechung des Vorschubantriebs an beiden Hubenden der Bohrspindel *24*. Drucktaster *30* löst Bohrspindel *24* zum Werkzeugwechsel vom Getriebe. Flügelhebel *31* unterbrechen Vorschubantrieb am Schaltkopf und ermöglichen Schnellverstellung der Bohrspindel *24* von Hand. Skalascheibe *32* zum Feineinstellen der Bohrtiefe mit Auslösebereich über gesamten Bohrspindelhub (Anschlagbohren). Bohrspindelgewicht ausgeglichen durch Gegengewicht. Bohrschlitten *13* mit Handrad *33* auf Ausleger verschiebbar. Festspannen auf mit nachspannbarem, gehärtetem Stahlband *34* belegter Führungsbahn mit exzentrisch auf Spannwelle gelagerter Klemmstelze, angetrieben durch im Bohrschlitten enthaltenes hydraulisches Spannaggregat mit Selbstnachstellung. Festspanneinrichtung für Schwenkbewegung des Auslegers *12* und Bohrschlitten *13*, betätigt mit Druckknopf *35* , sind durch zwangsläufige elektrische Folgenschaltung miteinander verbunden. Stromzuführung von Schalttafel *36* zur Kühlmitteltauchpumpe *37* und über Schleifringe *38* zur elektrischen Steuereinheit (nicht gezeichnet) im Auslegerrücken. Von dort zu Bedienelementen und Motoren. Pilztaste *39* für „Alles aus". Beleuchtung des Arbeitsfelds durch Langfeldleuchte *40*

moment wird über eine besonders gelagerte Riemenscheibe und Kupplung auf die vertikal oder horizontal orientierte Hauptspindel geleitet, um Querkräfte und Schwingungen zu vermeiden. Es werden sowohl Drehstrommotoren als auch stufenlos einstellbare Gleichstrommotoren verwendet. Die Vorschubbewegung erfolgt meist hydraulisch und wird entweder vom Spindelstock oder vom Bettschlitten (Werkstück) ausgeführt.

5.2.10 Tiefbohrmaschinen. Deep hole drilling machines

Sie werden für die Fertigung tiefer Bohrungen mit einem Verhältnis von Durchmesser: Länge von 1 : 3 bis 1 : 200 verwendet und sind ähnlich den Drehmaschinen aufgebaut. Es werden Kurz- und Langbettmaschinen unterschieden, Maschinen mit kreisendem Werkstück, kreisendem Werkzeug oder mit Gegenlauf von Werkzeug und Werkstück bei waagerechter Spindellage sowie Maschinen mit kreisendem Werkzeug bei senkrechter Spindellage. Der Vorschub erfolgt über Kugelgewindespindel oder Zahnstange, das Werkzeug wird in der Bohrbuchse oder Führungsbohrung durch Dreipunktauflage auf Stützleisten geführt. Eine kontinuierliche Zufuhr von Kühlmittel und Spanabfuhr ist erforderlich.
Baugruppen der Maschine sind der Werkstückspindelkasten, Werkstücksetzstock, Führungsschlitten mit Kühlschmierstoffzufuhr, Werkzeugstützlager, Tiefbohrwerkzeug, Bohrschlitten, Werkzeugklemmlager und Werkzeugspindelkasten.

5.2.11 Sonderbohrmaschinen
Special purpose drilling machines

Die einfachste Art einer Sonderbohrmaschine entsteht durch Reihenanordnung von Tisch-, Säulen- oder Ständerbohrmaschinen. Es wird eine konstruktive Anpassung an die Fertigungsaufgabe vorgenommen, wobei unter Schnittwert- und Taktzeitoptimierung eine bestimmte Bearbeitungsfolge mit zugeordneter Vorschubrichtung festgelegt wird. Es werden Einweg- und Mehrwegmaschinen unterschieden sowie Rundtaktmaschinen mit Umschlagtisch, Rundtisch, Ringtisch oder Trommel. Getaktete Schalttische erlauben einen automatisierten Fertigungsablauf. Im Baukastensystem lassen sich Sonderbohrmaschinen aus Bohrspindel- und Bewegungseinheiten aufbauen. Zur Fertigung bestimmter Bohrbilder werden Mehrspindelbohrköpfe verwendet.
Plattenbohrmaschinen in Brückenbauweise dienen der Bearbeitung großer Werkstücke. Die Brücke verfährt hierbei auf festmontierten Schienen beliebiger Länge. Es können mehrspindlige Bohreinheiten mit verschiebbaren Bohrspindeln verwendet werden. Eine Sonderbauform ist die numerisch gesteuerte *Leiterplattenbohrmaschine,* deren Leistungsfähigkeit von der erzielbaren Zahl von Bohrzyklen pro Zeiteinheit abhängt.
Zur Erzielung hoher Zeitspanvolumina werden als Alternative zu Mehrspindelbohrmaschinen *Hochgeschwindigkeitsbohrmaschinen* (HSC-Bohrmaschinen) eingesetzt. Diese mit einer hochfrequenten Bohrspindel ausgerüsteten Maschinen werden in Bett- oder Portalbauweise ausgeführt und verfügen über eine hohe statische und dynamische Steifigkeit.

5.3 Fräsmaschinen. Milling machines

5.3.1 Allgemeines. General

Fräsmaschinen sind durch drei oder mehr *Bewegungsachsen* gekennzeichnet, die dem Werkzeug- oder Werkstückträger zugeordnet sind. Die Lage der Bewegungsachsen bestimmt den Maschinentyp. Weitere Einteilungsgesichtspunkte ergeben sich aus der Kinematik und dem konstruktiven Aufbau des Gestells. Technologische Vorzüge bestimmter Fräsverfahren und die Häufigkeit ihrer Anwendung haben zu bewährten Bauformen geführt (**Bild 23**), deren kennzeichnende Größen Hauptspindeldurchmesser, Tischfläche, Hauptspindellage und Steuerungsart sind. Nach Lage der Hauptspindel wird zwischen *Waagerecht-* und *Senkrecht-Fräsmaschinen* unterschie-

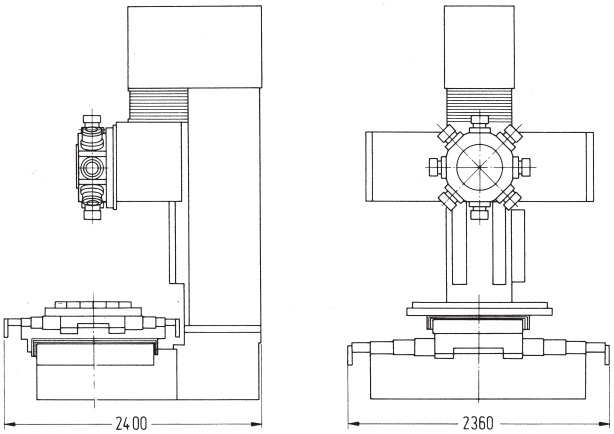


Bild 22. Einständer-Koordinatenbohrmaschine mit achtspindligem Revolverkopf (Hermann Kolb Maschinenfabrik, Köln)

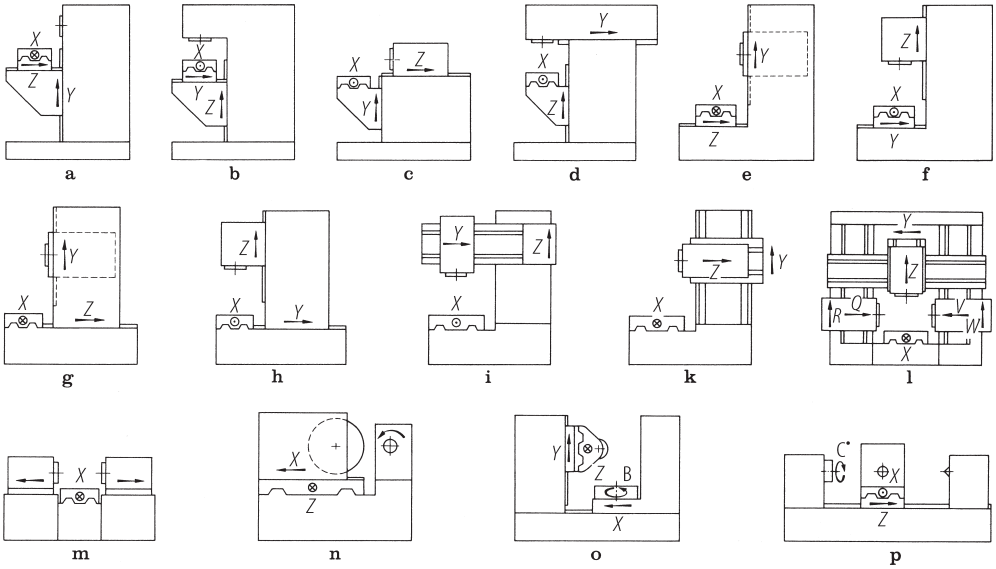


Bild 23a–p. Systematik der Fräsmaschinen (Koordinatenbezeichnung nach DIN 66217). Konsolfräsmaschinen in Waagerecht- und Senkrecht-Ausführung. **a, b** drei Achsen in der Konsole; **c, d** zwei Achsen in der Konsole und eine Achse im Spindelkasten; Bettfräsmaschinen als waagerechte und senkrechte Bauform; **e, f** zwei Achsen im Kreuztisch und eine Achse im Spindelkasten oder **g, h** je eine Achse im Tisch, Ständer und Spindelkasten; Langfräsmaschinen, eine Achse im Tisch und je zwei Achsen im waagerecht oder senkrecht angeordneten Fräseinheiten; **i** Einständer-Langfräsmaschine mit Ausleger; **k** Einständer-Langfräsmaschine; **l** Portalfräsmaschine; **m** Planfräsmaschine; **n** Rundfräsmaschine, eine Drehachse für Werkstückvorschub; Sonderfräsmaschinen; **o** Wälzfräsmaschine, zwei Achsen und eine Schwenkbewegung in der Fräseinheit, zwei Achsen (eine Drehachse) im Tischschlitten; **p** Gewindefräsmaschine, eine Drehachse für Werkstückvorschub, zwei Achsen im Frässchlitten

den. Kleinere Werkstücke mit komplizierten Bearbeitungsvorgängen werden auf Maschinen mit mehreren Tischbewegungen bearbeitet. Bei großen, sperrigen Werkstücken werden die Vorschubbewegungen vorteilhafterweise vom Werkzeug ausgeführt. Entsprechend lassen sich *Konsol-* und *Bettfräsmaschinen* unterscheiden. Die Werkzeuge werden direkt oder über einen Fräsdorn gespannt. Anpassung an spezielle Bearbeitungsaufgaben erfolgt durch Rundtische, Teilköpfe, Winkelfräsköpfe, Feinmeßeinrichtungen und Digitalanzeigen.

5.3.2 Konsolfräsmaschinen. Knee-type milling machines

Sie werden als *Waagerecht-*, *Senkrecht-* und *Universal*-Maschinen ausgeführt. Durch einfache Positionierbarkeit des Werkstücks in allen Bearbeitungsrichtungen sowie durch gute Zugänglichkeit eignen sie sich besonders für die vielseitigen Bearbeitungsfälle in der Einzel- und Kleinserienfertigung. Das Maschinengestell besteht aus Grundplatte und Ständer und nimmt Hauptantrieb, Hauptspindel und Führungsbahnen der Konsole auf. Waagerecht-Fräsmaschinen tragen auf dem Ständer einen axial verstellbaren Gegenhalter (**Bild 24**). Während des Fräsvorgangs wird die Konsole, die den Quer-

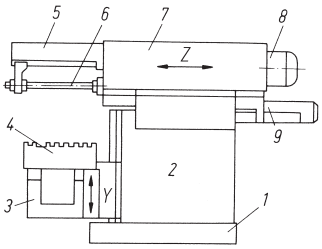


Bild 24. Waagerecht-Konsolfräsmaschine, die auch mit Drei-Achsen-NC-Steuerung ausgerüstet wird (ehem. Fritz Werner, Werkzeugmaschinen AG, Berlin). Tischaufspannfläche 1500×400 mm^2: Hauptantrieb $P = 12$ (14) kW. 22 Drehzahlen mit $\varphi = 1{,}25$ von 22,4 bis 2800 min^{-1}; drei getrennte Vorschubantriebe von 6,3 bis 3150 mm/min. Eilgang 8000 mm/min. Schleichgang 2 mm/min. *1* Grundplatte, *2* Ständer, *3* Konsole, *4* Arbeitstisch, *5* Gegenhalter, *6* Fräsdorn, *7* Spindelkasten, *8* Hauptantrieb, *9* Vorschubantrieb (*Z*-Achse)

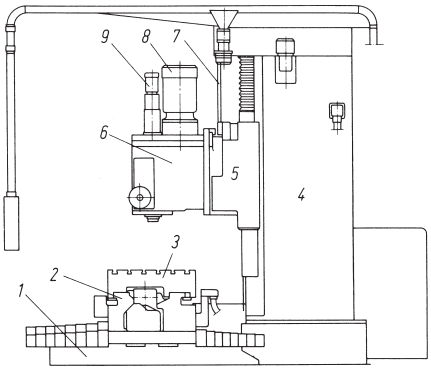


Bild 25. Einständer-Senkrechtfräsmaschine (Droop & Rein, Bielefeld). Hauptspindeldurchmesser 130 mm, Arbeitsraum $x = 2300$ mm, $y = 950$ mm, $z = 800$ mm, Tischaufspannfläche 3000×1000 mm^2, Hauptantriebsleistung, $P = 30$ kW, 18 Drehzahlen von 31,5 bis 1600 min^{-1}, Vorschub in drei Bereichen stufenlos einstellbar von 3 bis 3000 mm. *Gestell: 1* Maschinenbett, *2* Bettschlitten, *3* Tisch, *4* Ständer, *5* Unterschlitten, *6* hydraulisch schwenkbare Fräseinheit, *7* Kette für den Gewichtsausgleich; *Antrieb: 8* Gleichstrom-Hauptmotor, *9* Werkzeugspannmotor; *Steuerung:* Alternativ sind Handeingabe-, Programm-, Nachform- und NC-Steuerung möglich

schieber und den Frästisch trägt, geklemmt. Die Querbewegung ist auch über einen verschiebbaren Frässpindelkasten oder eine Pinolenbewegung möglich. Der Einzelantrieb ersetzt zunehmend den Zentralantrieb, bei dem der Vorschub vom Hauptgetriebe abgeleitet und über eine teleskopartige Gelenkwelle auf die Konsole übertragen wird. Schwere Konsolfräsmaschinen haben ortsfest gelagerte Hauptspindeln, Universalfräsmaschinen besitzen einen um die senkrechte Achse schwenkbar gelagerten Aufspanntisch. Bei gleichem Grundaufbau kann häufig der Gegenhalter durch einen Vertikal- oder Universalfräskopf ausgetauscht werden.

Steuerungen (s. **T 2**). Es werden Handsteuerungen über Wähl- oder Druckschalter, Programmsteuerungen mit fest oder frei programmierbaren Arbeitsabläufen und numerische Steuerungen mit Vorschubbewegungen in allen Achsen durch Gleichstrommotoren über Wälzschraubtriebe unterschieden.

5.3.3 Bettfräsmaschinen. Bed-type milling machines

Sie werden als *Einständer-* und *Zweiständerausführung* in verschiedenen Varianten gebaut (**Bild 23 c, d**). Die Auflage des Tisches erfolgt auf einem festen Maschinenbett. Neben den höhenverstellbaren Frässchlitten zeichnen sich Bettfräsmaschinen durch eine schwingungssteife Bauweise bei günstiger Aufnahme der Schnittkräfte und der Werkstückgewichte sowie durch hohe Tragfähigkeit und Genauigkeit der Tischführung aus.

Einständer-Bettfräsmaschine. Mit senkrecht am Ständer geführter Fräseinheit kommt sie dem Anwendungsbereich der Konsolfräsmaschine nahe (**Bild 25**). Die Hauptspindel ist überwiegend senkrecht, seltener waagerecht in der Fräseinheit gelagert. Das Maschinenbett trägt in zwei Dachprismen- oder Dreibahnen-Flachführungen den Kreuztisch. Abgeänderte Bauformen besitzen in Querrichtung verfahrbare Maschinenständer und Arbeitstische, die in Längsrichtung bewegt werden können. Der Frässchlitten wird kippfrei, teilweise gewichtsentlastet am Ständer geführt und mit einer Klemmeinrichtung festgesetzt.

Langfräsmaschinen. Sie sind für die wirtschaftliche Fertigung großer, langer Werkstücke vorgesehen und werden aus mehreren, in der Größe gestaffelten Baugruppen aufgebaut. Zentrales Bauelement ist das lange Maschinenbett mit dem nur in Längsrichtung verfahrbaren Arbeitstisch. Seitlich am Bett sind je nach Ausbaustufe ein oder zwei Ständer angeordnet. Bis zu vier Fräseinheiten für die gleichzeitige Bearbeitung mehrerer Flächen, geführt an den Ständern, einem zusätzlichen Ausleger oder am Querbalken, sind möglich. Die einzelnen Baugruppen werden zu verschiedenen Ausführungsformen kombiniert und können durch normzahlgestufte Tischbreiten an die Bearbeitungsaufgabe angepaßt werden. Weitere Unterscheidungskriterien der einzelnen Bauformen sind die unterschiedlichen Aufspannlängen und Durchgangshöhen sowie die Anzahl der Fräseinheiten. Die Portalbauweise zeichnet sich durch hohe Steifigkeit und Vielseitigkeit aus. Bei der Bauform mit feststehendem oder beweglichem Portal sind die beiden Ständer, die den Querbalken führen, zusammen mit Bett und Traverse zu einem verwindungssteifen Rahmen verbunden. Bei Maschinen mit beweglichem Portal (*Gantry*-Bauweise) wird dieses entweder auf zwei seitlich am Bett angebrachten oder völlig getrennt im Fundament verlegten Führungen verfahren, während der Werkstückaufspanntisch fest steht. Für die Verstellbewegung von Querbalken und Portal sind zwei synchronisierte Vorschubantriebe erforderlich.

Weitere Konstruktionsmerkmale von Langfräsmaschinen sind austauschbare Fräseinheiten, Gewichtsausgleich des Querbalkens für die feinfühlige Senkrechtzustellung, stufenlos einstellbare Drehzahlen und Vorschübe, motorische Werkzeugspannung, automatische Klemmvorrichtungen, Zentralschmierung, selbsttätige Werkzeugabhebung und zentrales Bedienpult für alle Funktionen. Zusatzeinrichtungen ermöglichen umfangreiche Bearbeitungen der Werkstücke in einer Aufspannung. Die Fräseinheiten mit Antriebsmotor und Schaltgetriebe gibt es in mehreren Ausführungen: Schlittenfräseinheiten, Pinolenfräseinheiten und schwenkbare Fräseinheiten.

Die Vorschubbewegung erfolgt durch getrennt stufenlos einstellbare Gleichstrommotoren und Kugelgewindetriebe, die Tisch- oder Portalbewegung meist über Schnecke und Schneckenzahnstange.

Planfräsmaschinen. Sie sind in ihrer Ausstattung vereinfachte Langfräsmaschinen. Üblich sind Ständer und Ansatzbetten, die ein- oder beidseitig mit einem langen Kastenbett verschraubt sind und waagerechte Fräseinheiten tragen. Anwendung: Planbearbeitungen mit Messerköpfen bei hohen Schnittleistungen in der Serienfertigung. Die Vorschubbewegung ist häufig nur in Tischlängsrichtung vorgesehen. Für die selbsttätige Werkzeugzustellung und -abhebung in Verbin-

dung mit automatischer Pinolen- oder Schlittenklemmung sind Programmsteuerungen üblich. Zusammen mit den einfachen Haupt- und Vorschubantrieben lassen sich die nach dem Baukastensystem ausgeführten Planfräsmaschinen leicht anwenderspezifisch aufbauen.

5.3.4 Nachformfräsmaschinen. Copy milling machines

Sie eignen sich für die Fertigung komplizierter Raumformen, die von einem Meister- oder Modellstück durch Fühler abgetastet werden. Das Werkzeug wird durch stetige Veränderung von zwei oder drei senkrecht zueinander stehenden Vorschubbewegungen entlang einer Kurve geführt, die vom Modell bestimmt wird. Aus dem der Tasterauslenkung proportionalen Signal bildet der Nachform-Regelverstärker die Vorschubsignale für die Stellantriebe. Häufig werden Bettfräsmaschinen üblicher Bauart mit einem Ausleger für die Tasteinrichtung versehen (**Bild 26**). Sondermaschinen dienen speziellen Nachformarbeiten. Durch den zunehmenden Einsatz von CAD-Systemen zur modellunabhängigen Geometriebeschreibung nimmt die Bedeutung der Nachformfräsmaschinen ab.

5.3.5 Rundfräsmaschinen. Machines for circular milling

Kennzeichnendes Merkmal der Rundfräsmaschine ist die Baueinheit für die Rundvorschubbewegung zur Erzeugung zylindrischer Flächen. Der Rundvorschub kann von einem Einstech- oder einem Längsvorschub überlagert sein. Beispiel: Kurbelwellen-Rundfräsen.
Rundfräsarbeiten sind auch auf üblichen Senkrechtfräsmaschinen möglich. Dazu ist anstelle des Maschinentisches ein Rundtisch für die kreisende Vorschubbewegung erforderlich.
Bei Rundfräsmaschinen sind die Hauptspindel der Fräseinheit und die Werkstückspindel des Spannstocks parallel zueinander angeordnet. Das Werkstück wird in zentrisch laufenden Spannfuttern aufgenommen. Der Synchronantrieb beider Werkstückspindeln erfolgt durch ein Schneckengetriebe. Spannstock und querverschiebbare Fräseinheit sind auf einem gemeinsamen Maschinenbett angeordnet. Ein zusätzlicher Schlitten ist für Längsverschiebung der Fräseinheit und Lünette vorgesehen.

5.3.6 Universal-Werkzeugfräsmaschinen
Universal milling machines

Universal-Werkzeugfräsmaschinen haben einen breiten Anwendungsbereich im Werkzeug- und Vorrichtungsbau. Sie besitzen einen großen, feingestuften Drehzahl- und Vorschubbereich, hohe Arbeitsgenauigkeit und ein variables Baukastenprogramm von Zusatzeinrichtungen für verschiedenartige Arbeitsverfahren. Dadurch ist es möglich, Werkstücke in einer Aufspannung zu fräsen, bohren, drehen, stoßen und zu schleifen. Vielfältige Aufspann- und Teilvorrichtungen gestatten die Fertigung komplizierter Formen.
Hauptmerkmal. Einfach ausgestattete Grundmaschine in Konsolbauweise (**Bild 27**). Der Höhen- und Längsvorschub erfolgt über die Konsole, der Quervorschub durch den Frässpindelstock. Zur Bearbeitung schwerer Werkstücke existieren Bauformen mit beweglichem Maschinenständer und querbeweglichem Frässpindelstock, bei denen die Vorschubbewegungen dem Werkzeug zugeordnet sind.
Zusatzeinrichtungen. Gegenhalter, Senkrechtfräskopf, Winkelfräskopf, schnellaufender Senkrechtfräskopf, Stoßapparat, Bohrkopf, Schleifeinrichtung, Winkeltisch (fest, schwenkbar), Umschlagtisch, Rundtisch, Rundtisch mit optischer Einstellung, Teilkopf, Stempelfräseinrichtung, Spiralfräseinrichtung, Feinmeßeinrichtung.

5.3.7 Waagerecht-Bohr- und -Fräsmaschinen
Horizontal boring and milling machines

Grundsätzliches Merkmal der Waagerecht-Bohr- und -Fräsmaschinen ist eine waagerecht angeordnete Hauptspindel, die axial verschiebbar ist. Die Maschinen haben im allgemeinen drei bis vier translatorische Achsen, X-, Y-, Z- und W-Achse, eine rotatorische Achse, B-Achse, für die Drehung des Werkstückaufspanntisches und umfangreiche Zusatzeinrichtungen. Ihre Bauweise mit zahlreichen Bewegungs- und Verstellmöglichkeiten gestattet die Fertigung sehr genau fluchtender Bohrungen und rundlaufender Lagerstirnflächen sowie die Bearbeitung großer, sperriger Werkstücke. Vielseitige Anwendungsgebiete führten zu verschiedenen Bauformen und -größen (**Bild 28**). Bei Tischbohrwerken und Tischfräswerken trägt das Maschinenbett einen feststehenden Ständer, den

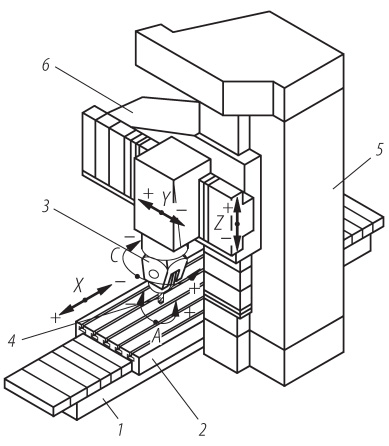


Bild 26. Einständer-Langfräsmaschine mit Ausleger (Droop & Rein, Bielefeld). Arbeitsraum $x = 3300$ mm, $y = 2300$ mm, $z = 1750$ mm, $a = \pm 95°$, c = durchdrehend, Tischaufspannfläche 5500×2000 mm^2, Hauptantriebsleistung $P = 40$ kW, maximale Spindeldrehzahl $n = 2000$ min^{-1}, *Gestell: 1* Maschinenbett, *2* Tisch, *3* Zweiachsen-Gabelfräskopf, *4* Werkzeug, *5* Ständer, *6* Ausleger; *Steuerung:* CNC-Steuerung für fünfachsigen NC- Betrieb

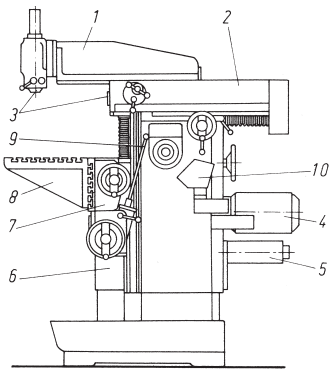


Bild 27. Universal Werkzeugfräs- und Bohrmaschine (ehem. Friedrich Deckel AG, München). Eine erweiterte Ausführung dieses Grundmodells mit automatischer Getriebeschaltung und Schrittmotoren für die Vorschubbewegung wird auch mit einer NC-Steuerung (tastenprogrammierbare Speichersteuerung oder Bahnsteuerung) für 3 bzw. 4 Achsen ausgerüstet. *1* verschiebbarer Vertikalfräskopf, *2* Spindelbock, *3* Hauptspindel mit ausfahrbarer Pinole, *4* Hauptantriebsmotor (Bremsmotor), *5* stufenlos regelbarer Vorschubmotor (Gleichstrom), *6* Konsolschlitten mit Arbeitstischführungen, *7* Tischschlitten, *8* Winkeltisch, *9* Vorschubschaltung, gegenseitig verriegelt mit den Klemmungen, *10* Bedienpult und Digitalanzeige mit Feinauflösung

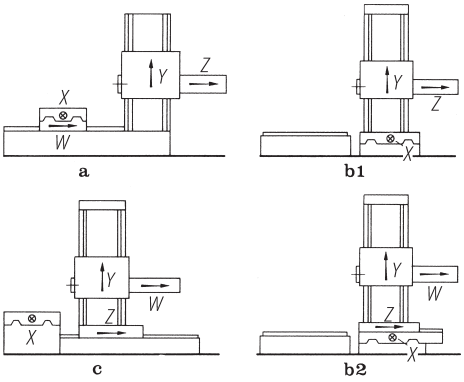


Bild 28a–c. Schematische Darstellung grundsätzlicher Bauformen von Waagerecht-Bohr- und -Fräswerken (Koordinatenbezeichnung nach DIN 66217). **a** Tisch-Bohr- und -Fräswerk; **b** Platten-Bohr- und -Fräswerke, **b1**Normalausführung, **b2** mit kreuzbeweglichem Ständer; **c** kombinierte Bauweise (Planer-Type)

Kreuzschlitten und einen Setzstock. Der Spindelkasten mit der ausfahrbaren Hauptspindel wird seitlich am versetzt angeordneten Ständer oder zentral im torförmigen Ständer höhenverstellbar geführt. Der Kreuzschlitten trägt gewöhnlich einen Drehtisch. Für schwere und genaue Ausbohrarbeiten bei großen Auskraglängen wird die Bohrstange im einstellbaren Setzstock geführt. Plattenbohrwerke und Plattenfräswerke eignen sich vor allem für schwere Werkstücke. Alle Verstellmöglichkeiten und Vorschubbewegungen werden durch Ständer und Spindelkasten ausgeführt. Das Werkstück wird auf einer neben dem Maschinenbett angeordneten Aufspannplatte befestigt. Für die Ständerbewegungen existieren zwei Varianten: Bei einfachen Ausführungen wird der Ständer auf dem Bett rechtwinklig zur Hauptspindelachse verschoben. Um das Werkzeug an das Werkstück heranzuführen, ist die Hauptspindel axial verstellbar. Ein erweiterter Anwendungsbereich wird durch den kreuzbeweglichen Ständer erreicht.

5.3.8 Hochgeschwindigkeitsfräsmaschinen
High-speed milling machines

Hochgeschwindigkeitsfräsmaschinen sind neben- und hauptzeitoptimierte Fräsmaschinen, die für hohe Schnittgeschwindigkeiten, zum Beispiel bis 10000 m/min für Aluminiumwerkstoffe, und hohe Vorschubgeschwindigkeiten konzipiert sind. Als Hauptantrieb werden vorrangig wälzgelagerte Motorspindeln mit hohen Rund- und Planlaufgenauigkeiten verwendet. Als Schnittstelle für die Werkzeugeinspannung wurde für diesen Maschinentyp der Hohlschaftkurzkegel (HSK) nach DIN 69893 entwickelt, der eine hohe statische und dynamische Steifigkeit, eine hohe Rundlaufgenauigkeit sowie eine Spannkraftverstärkung bei hohen Drehzahlen aufweist. Die hohen Vorschubgeschwindigkeiten bis 50 m/s und -beschleunigungen bis 4 g werden durch elektromechanische oder direktangetriebene Vorschubachsen realisiert. Durch das steigende Gefahrenpotential ist es erforderlich, die Schutzeinrichtungen wie Maschinenkapselungen an die erhöhten Anforderungen anzupassen [1].

5.3.9 Fräsmaschinen mit Parallelkinematiken
Milling machines with parallel kinematics

Konventionelle Bauformen von Fräsmaschinen haben zur Erzeugung der translatorischen Relativbewegung kartesisch angeordnete Verfahrachsen, die anwendungsspezifisch dem Werkzeug oder Werkstück zugeordnet werden (**Bild 23**). Für die Fertigung von Freiformflächen sind fünf Achsen erforderlich, so daß zwei zusätzliche, rotatorische Achsen bzw. Schwenkachsen die translatorischen Achsen ergänzen. Neue Ansätze zur Erzeugung von Freiformflächen sind Fräsmaschinen mit Parallelkinematiken. Eine Variante der Parallelkinematiken sind Hexapoden (gr.: Sechsfüßler), bei denen die Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück durch die gleichzeitige Bewegung von sechs längenveränderlichen (**Bild 29a**) oder längenunveränderlichen (**Bild 29b**) Gelenkstreben mit Hilfe einer Sechs-Achsen-Steuerung erzeugt wird.

5.3.10 Sonderfräsmaschinen
Special purpose milling machines

Sonderfräsmaschinen sind Einzweckmaschinen oder Maschinen zur Bearbeitung begrenzter Werkstückarten.

Gewindefräsmaschinen. Aufbau und Kinematik ähnlich der Rundfräsmaschine. Die Langgewindefräsmaschine gleicht im Aufbau der durch einen Frässupport ergänzten Leitspindel-Drehmaschine. Kurzgewindefräsmaschinen arbeiten mit mehrgängigen Gewinde-Profilfräsern im Einstechverfahren.

Wälzfräsmaschinen. Sie dienen zum Verzahnen von Stirnrädern, Schneckenrädern und Sonderverzahnungen. Besonderheit: Wälzgetriebezug und Wechselrädergetriebe erzeugen einen Zwangslauf zwischen Werkstück- und Werkzeugdrehung.

Gravierfräsmaschinen. Sie arbeiten auf der Grundlage eines in der Ebene oder im Raum beweglichen Pantographen. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Fühlerstift und Fräskopf kann über Schieber eingestellt und durch Abtasten von Führungsschablonen auf das Werkstück übertragen werden.

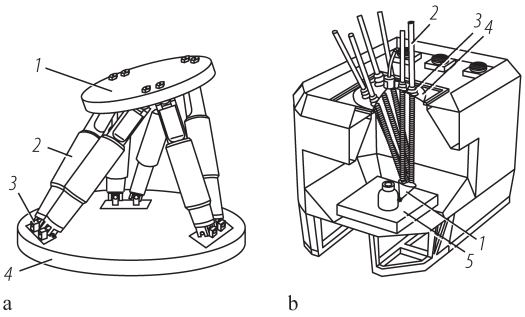


Bild 29. a Schematische Darstellung eines Hexapoden. *1* Werkzeug- oder Werkstückplattform (Stewart-Plattform), *2* Linearantriebe, *3* Gelenke, *4* Grundplattform; **b** schematische Darstellung einer Hexapodfräsmaschine (Fa. Geodetic Technology International Holdings NV, Richmond/USA). *1* Werkzeugplattform (Stewart-Plattform) mit Spindelkasten, *2* Gelenkstreben mit Kugelgewinde, *3* Gelenk, *4* Grundplattform, *5* Werkstücktisch

Nuten- und Langlochfräsmaschinen. Sie erzeugen Nuten, Keilnuten, Keilwellen und Langlöcher nach einem festen Bewegungsprogramm.

Rotornuten-Fräsmaschinen. Sie stellen eine spezielle Bauform zur Fertigung der Wicklungs- und Luftnuten in Generatorrotoren dar und heben sich durch ihre Größe von den oben genannten Maschinen ab.

Kurvenfräsmaschinen. Sie dienen zur Fertigung von Steuerkurven mit Fingerfräsern durch Überlagerung der Frästischlängsbewegung mit einer Werkstückdrehung. Die Steuerung erfolgt durch Abtasten einer Schablone.

Ablängfräsmaschinen. Sie sind aus zwei Fräseinheiten aufgebaute Maschinen zur beidseitigen Bearbeitung von Rohteilen auf eine vorgegebene Länge. Gleichzeitige Zentrierbearbeitung möglich.

5.4 Bearbeitungszentren. Machining Centers

Bearbeitungszentren integrieren mehrere Fertigungsoperationen (z. B. Bohren, Fräsen, Reiben, Gewindeschneiden) für die numerisch gesteuerte Bearbeitung prismatischer Werkstücke in einer Aufspannung. Wichtigste Eigenschaft ist ein hoher Automatisierungsgrad bei großer Flexibilität, realisiert durch numerische Steuerung, automatischen Werkzeugwechsel aus entsprechend großen Magazinen und einem Drehtisch für die Mehrseitenbearbeitung des Werkstückes. Zusätzlich können Meß- und Prüffunktionen, Palettenwechseleinrichtungen für das Werkstück oder Werkzeugmagazinwechseleinrichtungen integriert sein.
Kennzeichen eines Bearbeitungszentrums sind Art und Anzahl der gesteuerten Achsen, Schnittleistung, Einstellbereiche von Drehzahl und Vorschub, Länge der Arbeitswege, Tischfläche und -belastung, Arbeitsgenauigkeit sowie Anzahl der magazinierten Werkzeuge.

Bauformen. Bearbeitungszentren verfügen über mindestens drei numerisch gesteuerte, translatorische Achsen, die um zwei rotatorische Achsen ergänzt werden können (**Bild 30**). Die Art der Zuordnung der Bewegungsachsen auf dem Werkstückträger (Tisch) oder Werkzeugträger (Spindel) bestimmt den Typ und die Bauart eines Bearbeitungszentrums. Die Hauptspindel ist entweder horizontal oder vertikal angeordnet.

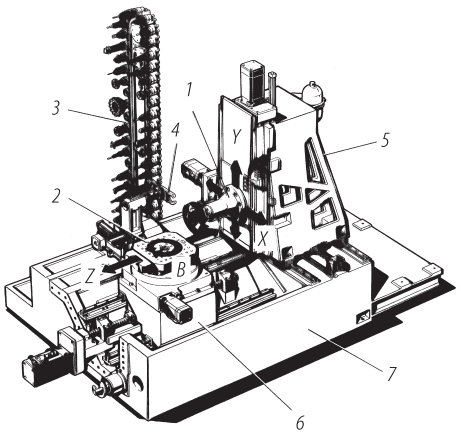


Bild 30. Definition der Bewegungsrichtungen an einem Bearbeitungszentrum (Heckert GmbH, Chemnitz). *1* Hauptspindel, *2* Drehtisch, *3* Werkzeugmagazin, *4* Werkzeugwechsler, *5* Maschinenständer, *6* Maschinentisch. *7* Maschinenbett

Werkzeugsysteme. Die für eine Bearbeitung geplanten Werkzeuge werden an der Maschine in einem Werkzeugmagazin bereitgestellt. Es werden Leisten- oder Kassettenmagazine mit unbeweglichen Werkzeugplätzen oder Scheiben-, Ketten- oder Turmmagazine mit beweglichen Werkzeugplätzen unterschieden (**Bild 31**).
Kassettenmagazine benötigen ein Werkzeughandhabungssystem mit entsprechender Kinematik, das die Werkzeuge hauptzeitparallel in die Wechselposition bringt. Die Wechselkassetten haben häufig die gleichen Abmessungen wie die Werkstückpaletten und werden mit dem gleichen Transportsystem befördert. Die Werkzeugerkennung erfolgt durch Werkzeugkodierung (die einzelnen Werkzeuge sind gekennzeichnet), Platzkodierung (die Magazinplätze müssen in der richtigen Reihenfolge mit Werkzeugen bestückt werden) oder, seit Einführung der CNC-Steuerungen, durch elektronische Buchführung (Kombination beider Kodierungsarten).
Zur Einspannung verschiedener Werkzeuge werden modulare Werkzeugsysteme mit austauschbaren Werkzeugen, ggf. Zwischenstücken und Grundaufnahmen eingesetzt. Der maschinenseitige Anschluß ist als Steilkegel (SK, DIN 2080/69 871) oder, bei hohen Drehzahlen und erhöhten Anforderungen an die Genauigkeit, als Hohlschaftkegel (HSK, DIN 69893) ausgeführt. Neben den genormten Anschlüssen existieren auch herstellerspezifische Ausführungen.

Werkzeugwechseleinrichtungen. Neben der Form des Werkzeugmagazins werden automatische Werkzeugversorgungseinrichtungen durch das Wechselprinzip und die Bauform des Greifers bestimmt. Wechselprinzipien können sein: der Wechsel mit Zusatzeinrichtungen, z. B. Ein- oder Doppelarmgreifern, oder der Wechsel durch Bewegungskombination

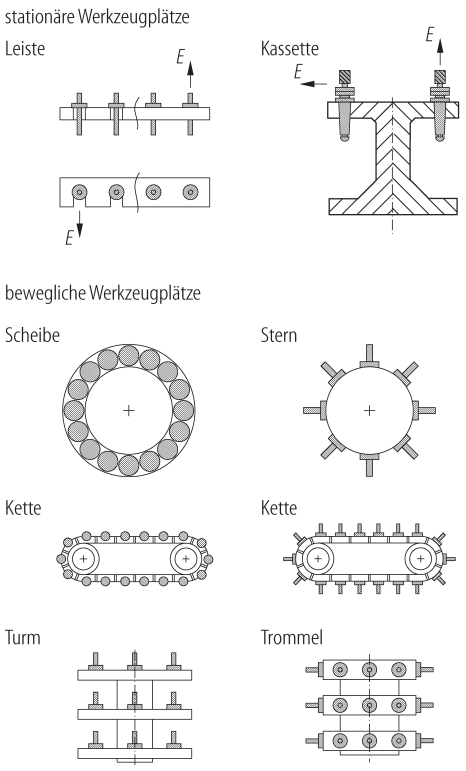


Bild 31. Bauformen von Werkzeugmagazinen für Bearbeitungszentren. *E* Entnahmerichtung

von Maschinenbaugruppen und Magazin (Pick-Up durch die Hauptspindel). Einfachwechsler handhaben jeweils ein Werkzeug und sind daher nur in Verbindung mit einem Werkzeugrevolver oder als Hilfsgreifer wirtschaftlich einsetzbar, da sie ohne eine Zwischenspeichermöglichkeit den gesamten Wechselvorgang, also auch die Vorwählbewegung des Magazins, in der Nebenzeit ausführen. Doppelwechsler entnehmen gleichzeitig je ein Werkzeug aus der Hauptspindel und dem Magazin bzw. Zwischenspeicher und tauschen beide Positionen simultan (**Bild 32**).

Die Nebenzeit wird von der Werkzeugwechselzeit, beschrieben durch die Span-zu-Span-Zeit, beeinflußt. Diese ist abhängig von der Anzahl der notwendigen Bewegungen (Freiheitsgrade) und der Größe der Wege bzw. Winkel, die bei einem Werkzeugwechsel vollzogen werden müssen.

Werkstückwechseleinrichtungen. Durch Werkstückwechseleinrichtungen können die Nebenzeiten für das Be- und Entladen sowie für das Ausrichten und Spannen der Werkstücke parallel zur Hauptzeit gelegt werden. An Bearbeitungszentren werden vorwiegend Palettenwechselsysteme eingesetzt. Die verschiedenen, auf Paletten gespannten Werkstücke werden in Linear- oder Rundspeichersystemen bereitgestellt (**Bild 33**) und durch entsprechende Palettenzuführ- und -wechseleinrichtungen in den Arbeitsraum gebracht. Beim Spannen auf Paletten ist auch das parallele Aufspannen und Bearbeiten von mehreren Werkstücken in speziellen Spannvorrichtungen möglich (Mehrfachaufspannung). Die Bearbeitung erfolgt auf Einspindelmaschinen nacheinander oder simultan an beiden Werkstücken auf Doppelspindelmaschinen. Je nach Spannvorrichtung können bis zu fünf Seiten in einer Aufspannung bearbeitet werden.

Ein Bearbeitungszentrum, das über ein Werkstückwechselsystem und eine steuerungstechnische Integration an ein Werkstückspeichersystem angebunden ist, wird in diesem Automatisierungsgrad als *Flexible Fertigungszelle (FFZ)* bezeichnet (**Bild 34**). Den Werkstücktransport übernehmen dabei Handhabungssysteme in Verbindung mit Werkstückträgern oder gesteuerte Rollenfördersysteme, bei denen die Werkstücke auf Paletten gespannt sind. Die Informationen über die zu bearbeitenden Werkstücke werden über Identifikationssysteme auf den Palettenträgern oder vom Steuerungsrechner durch ein Werkstückfolgeprogramm bereitgestellt. Überwachungs- und Diagnosesysteme erkennen neben Werkzeugverschleiß und -bruch auch andere Maschinenzustände, so daß ein selbständiges Abarbeiten der vorgegebenen Bearbeitungsaufgaben in einer bedienerarmen oder -losen Schicht möglich ist.

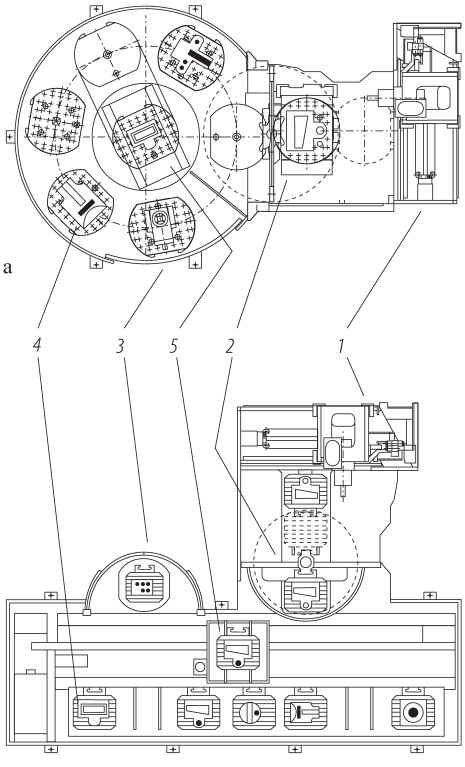


Bild 33 a, b. Bauformen von Palettenspeichersystemen (Deckel Maho GmbH, Pfronten). **a** Rundpalettenspeicher; **b** Linearpalettenspeicher mit schienengebundenem linearem Palettenzuführsystem. *1* Bearbeitungszentrum, *2* 180°-Schwenkpalettenwechsler, *3* Werkstückaufspannplatz, *4* Palettentransportsystem, *5* Palettenspeicherposition

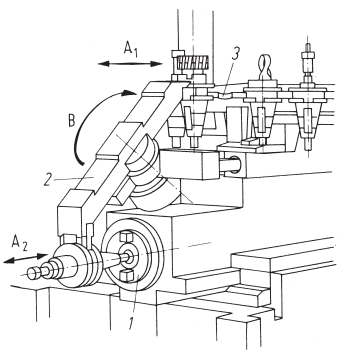


Bild 32. Doppelgreifer für den automatischen Werkzeugwechsel (ehem. Friedrich Deckel AG, München). Der Funktionsablauf des Werkzeugwechslers *2* beginnt mit dem Greifer je eines Werkzeuges aus dem Magazin *3* und der Hauptspindel *1*. Durch Bewegung in *Z*-Richtung werden die Werkzeuge gleichzeitig aus Hauptspindel und Magazin herausgezogen. Es folgt eine Schwenkbewegung um 180°, der sich die Fügebewegung in der entgegengesetzten *Z*-Richtung und das Ausklinken der Greiffinger anschließt. A Entnahme- und Fügebewegung in Richtung der *Z*-Achse, A_1 am Magazin, A_2 an der Hauptspindel, B Schwenkbewegung

Komplettbearbeitung. Ein zunehmender Anteil von Teilen erfordert neben Bohr- und Fräsoperationen auch Drehbearbeitungen. Zur Komplettbearbeitung solcher Werkstücke werden Drehfunktionalitäten in Bearbeitungszentren beispielsweise durch die Verwendung eines NC-Drehtisches als Hauptspindel zur Drehbearbeitung bei stillstehendem Werkzeug in der Frässpindel integriert.

5.5 Hobel- und Stoßmaschinen
Planing, shaping and slotting machines

5.5.1 Hobelmaschinen. Planing machines

Einständer-Hobelmaschinen. Sie gestatten die Bearbeitung sperriger Werkstücke (**Bild 35**). Baueinheiten: Bett, Ständer und höhenverstellbarer Ausleger, im Bedarfsfall mit wechselbarem Hilfsständer zur Abstützung. Seitlich überragende Werkstücke können durch ein auf der offenen Seite angeordnetes Stützrollen-Bett gehalten werden. Hauptantrieb des Tisches: Gleichstrommotor mit Kupplungsgetriebe und Zahnstange oder hydraulisch. Die Werkzeugschlitten sind am Ausleger und am Ständer angeordnet.

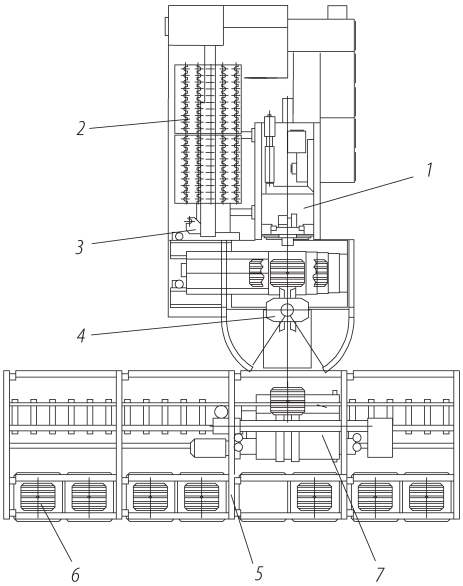


Bild 34. Flexible Fertigungszelle (Hüller Hille GmbH, Diedesheim). *1* Bearbeitungszentrum, *2* Werkzeug-Kassettenmagazin, *3* Werkzeughandhabungsgerät, *4* Werkstückpalettenwechsler (180°-Schwenkpalettenwechsler), *5* Regal-Palettenspeicher, *6* Werkstückpalette, *7* Linear-Palettentransportsystem

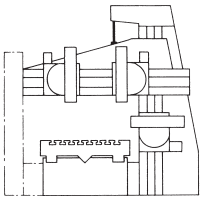


Bild 35. Einständer-Hobelmaschine

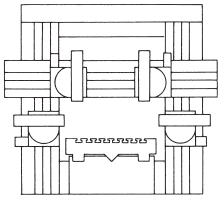


Bild 36. Zweiständer-Hobelmaschine

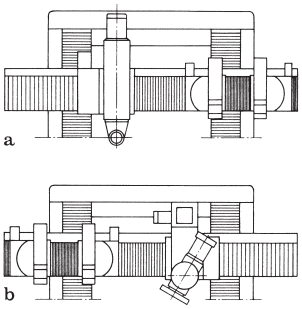


Bild 37. **a** Hobelmaschine mit Fräseinheit; **b** Hobelmaschine mit Schleifeinheit

Zweiständer-Hobelmaschinen. Sie haben einen geschlossenen Portalrahmen mit einem in der Höhe verstellbaren Querbalken (**Bild 36**). Die Werkzeugschlitten werden vorzugsweise am Querbalken, bei größeren Maschinen aber auch an den Ständern angeordnet.

Zusatzeinrichtungen. Am Querbalken angebrachte Fräs- oder Schleifeinheiten (**Bild 37**) mit eigenen Haupt- und Vorschubantrieben.

5.5.2 Stoßmaschinen. Shaping and slotting machines

Waagrecht-Stoßmaschinen. Sie werden vor allem zur Bearbeitung von Flächen an kleinen bis mittelgroßen Werkstücken verwendet (**Bild 38**). Die Schnittbewegung des Werkzeugs

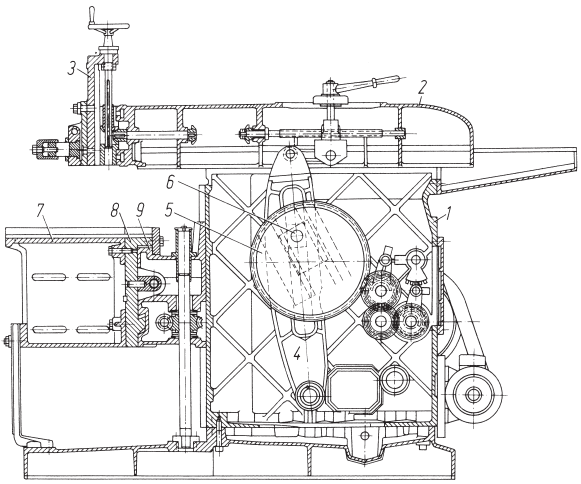


Bild 38. Waagrecht-Stoßmaschine (Schlenker & Cie. GmbH, Werkzeugmaschinenfabrik, Hornberg). *1* Grundgestell, *2* Stößel, *3* Meißelhalterkopf, *4* Kurbelschwinge, *5* Kulissenrad, *6* Kulissenstein, *7* Tisch, *8* Vortisch, *9* Support

erfolgt durch den auf der Oberseite des Grundgestells geführten Stößel. Die Aufnahme des Werkstücks übernimmt ein an der Stirnseite des Grundgestells *1* angeordneter Tisch. Der Stößel *2* wird entweder hydraulisch oder mechanisch über eine Kurbelschwinge angetrieben. Das Werkzeug wird durch den drehbar angeordneten Meißelhalterkopf *3* aufgenommen, der das Werkzeug in senkrechter Richtung zustellt. Die Meißelklappe hebt beim Rücklauf des Stößels das Werkzeug vom Werkstück ab. Die Lage des Stößelhubs zum Tisch kann mit Hilfe einer Verstellspindel verändert werden. Die Kurbelschwinge *4* ist oben mit dem Stößel und unten mit einem Festpunkt im Grundgestell *1* verbunden. Das Kulissenrad *5* treibt über einen Kulissenstein *6* die Kurbelschwinge an. Die Drehbewegung des Antriebsmotors wird über ein Stufenschaltgetriebe auf das Kulissenrad übertragen. Das zu bearbeitende Werkstück wird auf dem mit T-Nuten versehenen Tisch *7* aufgespannt, der um eine waagerechte Achse im Vortisch *8* drehbar gelagert ist. Die Vorschubbewegung führt der auf dem Support *9* in Querrichtung verfahrbare Vortisch aus. Der Support ist in der Höhe verstellbar.

Senkrecht-Stoßmaschinen. Bei diesen führt der Stößel entweder eine senkrechte oder eine in einer oder in zwei Richtungen geneigte Bewegung aus. Bei kleineren Senkrecht-Stoßmaschinen (**Bild 39**) sind Ständer und Bett aus einem Teil, bei größeren Maschinen sind sie aus zwei Teilen zusammengesetzt. Kreuztisch oder zusätzlicher Rundtisch dienen der Werkstückaufnahme. Bei kleineren Maschinen mit Hublängen bis etwa 630 mm überwiegt der mechanische Antrieb über Räderschaltgetriebe und Kurbelumlaufschleife, bei größeren Hublängen der hydraulische Antrieb, der durch konstante, stufenlos einstellbare Geschwindigkeit und stoßfreies Umsteuern gegenüber dem mechanischen Antrieb Vorteile aufweist.

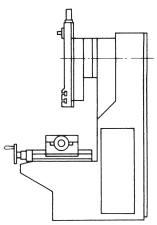


Bild 39. Senkrecht-Stoßmaschine mit einteiligem Ständer und Bett

5.6 Räummaschinen. Broaching machines

Sie werden nach Art des Räumverfahrens in Außen- und Innenräummaschinen sowie nach Lage der Hauptachse in Senkrecht- und Waagrecht-Räummaschinen eingeteilt. Als besondere Bauformen sind Kettenräummaschinen und Sondermaschinen (z. B. in Transferstraßen) anzuführen. Die Einteilung der Räummaschinen erfolgt nach Baugröße, Schnittbewegung sowie nach Haupt- und Anschlußmaßen. Vorteile der senkrechten Bauweise: Geringer Flächenbedarf, keine Durchbiegung des Räumwerkzeugs durch Eigengewicht, bessere Kühlschmierwirkung, gute Einordnungsmöglichkeiten in Transferstraßen. Vorteile der waagerechten Bauweise: Niedrige Aufstellhöhe, Möglichkeit größerer Hublängen, einfachere Zuführung schwerer Werkstücke, Vermeidung von Grubenfundament bzw. Bedienungspodest. Die Arbeitsgenauigkeit von Räummaschinen ist im wesentlichen abhängig von der Schlittenführung des Werkzeugs oder Werkstücks. **Bild 40** zeigt den konstruktiven Aufbau einer Senkrecht-Außenräummaschine.

Räummaschinen werden in der Großserienfertigung eingesetzt. Durch Automatisierungs- und Zuführeinrichtungen ist eine Verkettung von Räummaschinen und Transferstraßen möglich.

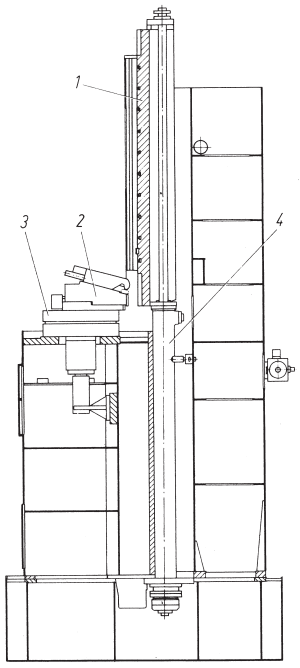


Bild 40. Gesamtaufbau am Beispiel einer Senkrecht-Außenräummaschine (Kurt Hoffmann, Maschinenfabrik, Pforzheim). *1* Werkzeugschlitten, *2* Werkstücktisch, *3* Drehtisch, *4* Hydraulikzylinder

Die Gestelle von Räummaschinen müssen so gestaltet sein, daß sie hohe statische und dynamische Steifigkeit besitzen. Maßnahmen: geeignete Verrippung, Zellenbauweise, Schweißkonstruktion mit Dämpfungsflächen.

Bei Innenräummaschinen hat die Zweizylinderbauweise gegenüber der Einzylinderbauweise dadurch Vorteile, daß die Zugkraft und die Führungen in einer Ebene liegen, so daß die Maschine weniger auf Biegung beansprucht wird. Beim Außenräumen treten Biegeschwingungen in der Form auf, daß der Ständer senkrecht zur Räumrichtung schwingt. Abhilfe ist u. a. durch eine sehr steife Verbindung von Ständer und Räumvorrichtung möglich.

Die Schnittbewegungen der Räummaschinen werden entweder mechanisch oder hydraulisch erzeugt. Mechanische Antriebe werden bei allen Kettenräummaschinen und teilweise auch bei Waagerecht-Außenräummaschinen verwendet.

Auf Räummaschinen werden verschiedene Tischarten entsprechend der Bearbeitungsaufgabe eingesetzt.

Für das Innenräumen werden Spannvorrichtungen nur in Ausnahmefällen benötigt, meist reichen zur Festlegung des Werkstücks einfache Vorlagen und Aufnahmedorne aus. In **Bild 41** ist eine Werkstückvorlage *3* für das Innenräumen dargestellt. Das Werkstück *2* wird durch drei Stifte *1* vorzentriert, die Ausrichtung erfolgt durch das Einführen der Räumnadel.

Die Spannvorrichtungen für das Außenräumen sind kompliziert aufgebaut. Das Hauptspannsystem sollte selbsthemmend sein, damit beim Ausfall der Betätigungsenergie die Spannkraft nicht abfällt. Ein selbsthemmendes Abstützsystem ist in **Bild 42** dargestellt. Der Bolzen *1* wird zunächst gegen das Werkstück gedrückt und durch Keil *2* und Bolzen *3* gesichert.

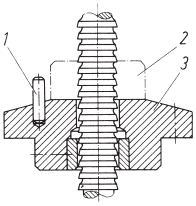


Bild 41. Werkstückvorlage für das Innenräumen (Kurt Hoffmann, Maschinenfabrik, Pforzheim). *1* Zentrierstift, *2* Werkstück, *3* Werkstückvorlage

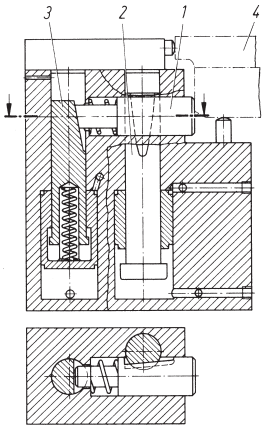


Bild 42. Selbsthemmendes Werkstückabstützsystem (Kurt Hoffmann, Maschinenfabrik, Pforzheim). *1* Bolzen, *2* Keil, *3* Sicherungsbolzen, *4* Werkstück

5.7 Säge- und Feilmaschinen
Sawing and filing machines

5.7.1 Allgemeines. General

Sie dienen zum Trennen und zur Erzeugung von Ein- und Ausschnitten mit ebenen oder einachsig gekrümmten Flächen an Werkstücken aus Metall, Holz, Glas, Keramik, Stein und Kunststoffen. Es werden mehrschneidige Werkzeuge aus Werkzeugstahl, Schnellarbeitsstahl oder Hartmetall verwendet. Die rotatorische oder translatorische, kontinuierliche oder oszillierende Schnittbewegung wird vom Werkzeug ausgeführt, ebenso die Vorschubbewegung. Der Anwendungsbereich der Sägemaschinen überstreicht die gesamte Einzel-, Serien- und Massenfertigung. Feilmaschinen werden überwiegend im Werkzeug-, Vorrichtungs- und Apparatebau eingesetzt.

Schmelzschnitt-Trennmaschinen sowie elektroerosiv arbeitende Maschinen, wie beispielsweise Drahterodiermaschinen, sind nur von der Kinematik den Sägemaschinen verwandt, gehören jedoch aus fertigungssystematischer Sicht zu den abtragenden Werkzeugmaschinen.

Einteilung. Sägemaschinen werden in Kalt- und Warmsägemaschinen sowie nach der Kinematik in Kreis-, Band- und Hubsägemaschinen eingeteilt, Feilmaschinen in Band- und Hubfeilmaschinen. Weitere Einteilungsgesichtspunkte sind Kennzeichen der verwendeten Werkzeuge, Antriebs- und Steuerungsart sowie der Grad der Automatisierung.

5.7.2 Kaltkreissägemaschinen. Circular sawing machines

Verschiedene Bauformen (**Bild 43**) werden nach Richtung und Art der Vorschubbewegung bezeichnet, die waagerecht oder senkrecht sowie geradlinig oder bogenförmig sein kann und vom Sägeschlitten ausgeführt wird. Dieser besteht aus der Sägeblattwelle zur Werkzeugaufnahme, Getriebe und Antriebsmotor sowie Gehäuse und Führungen und wird meist hydraulisch durch Zylinder und Kolben oder Hydraulikmotor und Kugelgewindetrieb angetrieben. Eine selbsttätig wirkende Vorschubanpassung verhindert vor allem beim Sägen veränderlicher Querschnitte, wie beispielsweise T-Trägern, die Überlastung von Werkzeug und Maschine, indem bei einem Ansteigen der Vorschubkraft der Druck im Hydrauliksystem und damit die Vorschubgeschwindigkeit begrenzt wird.

Der Bereich der Schnittgeschwindigkeit für die Bearbeitung von Stahl und Gußwerkstoffen liegt bei HSS-Blättern zwischen 5 und 40 m/min, bei hartmetallbestückten zwischen 60 und 200 m/min. Beim Sägen von NE-Metallen sind 500 bis 1 600 m/min üblich. Die maximale Vorschubgeschwindigkeit beträgt bei Stahl und Gußwerkstoffen etwa 1 250 mm/min und für die NE-Metallbearbeitung 2 300 mm/min und darüber. Die erforderliche Antriebsleistung für große Sägeblattdurchmesser von $d = 1\,120$ mm beträgt etwa 55 kW.

5.7.3 Bandsäge- und Bandfeilmaschinen
Bandsawing and filing machines

Sie werden in waagrechten und senkrechten Bauformen ausgeführt. Wesentliche Konstruktionsmerkmale sind die für den Säge- oder Feilbandumlauf vorgesehenen Bandrollen sowie

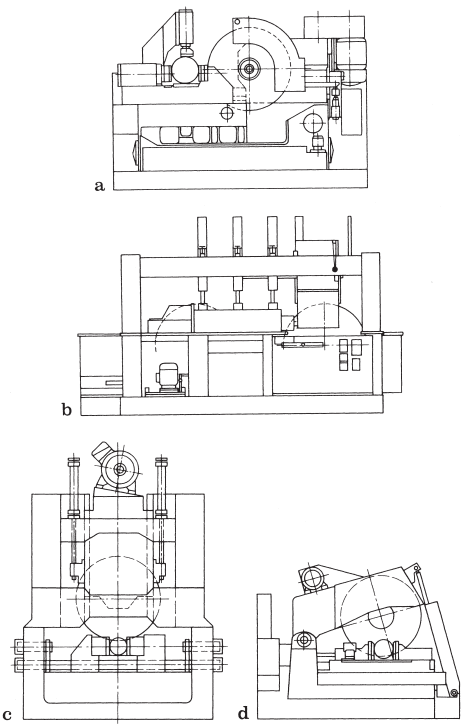


Bild 43a–d. Bauarten von Kaltkreissägemaschinen. **a** Kreissägemaschine mit waagerechter Vorschubbewegung (Heller, Nürtingen); **b** Langschnitt-Kreissägemaschine mit waagerechter Vorschubbewegung (Trennjaeger, Euskirchen); **c** Kreissägemaschine mit senkrechter Vorschubbewegung (Ohler, Remscheid); **d** Kreissägemaschine mit bogenförmiger Vorschubbewegung (Kaltenbach, Lörrach)

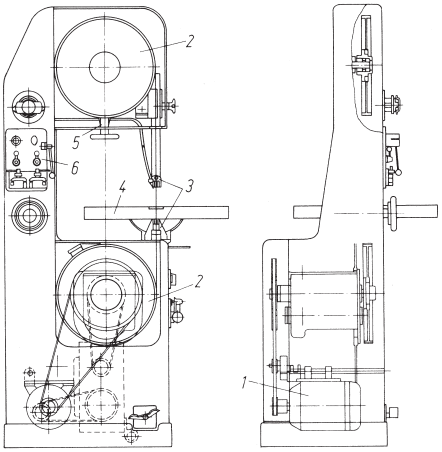


Bild 44. Bandsäge- und Feilmaschine mit zwei Bandrollen und senkrechter Bandführung (Mössner, Mutlangen). *1* Antriebsmotor und Riemenscheibe, *2* Bandrollen, *3* Bandführung (auswechsel- und verstellbar), *4* schwenkbarer Tisch, *5* Einstellvorrichtung für die Bandspannung, *6* Bandschweißvorrichtung

deren Anordnung im Maschinengestell oder Sägerahmen (**Bild 44**). Meist sind zwei, für einen großen Durchlaß auch drei, mit einem Schutzbelag, zum Beispiel Gummi, zur Schonung der Schränkung versehene Rollen für die umlaufende Führung des endlos geschweißten Sägebands bzw. des Feilbands oder der Feilkette vorgesehen. Dabei ist eine Rolle für die Gewährleistung eines störungsfreien Bandlaufs in engen Grenzen schwenkbar angeordnet. Unmittelbar vor und nach dem Schnitt wird das Säge- oder Feilband in meist gehärteten oder hartmetallbestückten Vorrichtungen geführt. Die Bandgeschwindigkeit ist überwiegend stufenlos mittels Riemengetriebe einstellbar und reicht bei universell einsetzbaren Maschinen von 10 bis 1 200 m/min und darüber. Für kleine Schnittgeschwindigkeiten werden Antriebsleistungen von unter 1 kW benötigt, bei mehr als 1 000 m/min und insbesondere bei Schmelzschnitten 4 kW und mehr. Je nach Bearbeitungsaufgabe werden mechanische oder hydraulische sowie numerisch gesteuerte Vorschubeinrichtungen verwendet.

5.7.4 Hubsäge- und Hubfeilmaschinen
Machines for power hack sawing and filing

Es werden Bügelsägemaschinen mit waagerechter und Hubsäge- und Hubfeilmaschinen mit senkrechter Schnittbewegung unterschieden.
Zur Erzeugung der oszillierenden Hubbewegung sind Bügelsägemaschinen mit einem Kurbeltrieb ausgerüstet. Die Vorschubbewegung wird durch Gewichtskraft oder bei Automaten meist hydraulisch erzeugt. Durch entsprechende Einrichtungen wird das Sägeblatt während des beschleunigten Rücklaufs abgehoben. Die Doppelhubfrequenz liegt etwa zwischen 30 und 150 min^{-1}, die installierte Antriebsleistung bei bis zu 6 kW.

5.8 Schleifmaschinen. Grinding machines

5.8.1 Allgemeines. General

Einteilung. Das Hauptkriterium ist die Form der am Werkstück erzeugten Fläche. Auf *Plan-* oder *Flachschleifmaschinen* werden ebene Flächen erzeugt, auf *Rundschleifmaschinen* kreiszylindrische. Weitere Bauformen sind *Schraubflächenschleifmaschinen, Verzahnungsschleifmaschinen, Profilschleifmaschinen* zur Erzeugung beliebiger, durch ein Profilwerkzeug bestimmter Profilflächen und *Formschleifmaschinen* zur Erzeugung beliebiger Formflächen durch mechanische oder numerische Steuerung der Vorschubbewegung.
Weitere Einteilungskriterien sind die Lage der zu bearbeitenden Fläche, nach der z. B. *Außen-* und *Innenrundschleifmaschinen* unterschieden werden, die überwiegend wirksame Fläche der Schleifscheibe, nach der in *Umfangs-* und *Stirnschleifmaschinen* differenziert wird, sowie die Art der Vorschubbewegung, die zur Unterteilung in *Stirn-* und *Querschleifmaschinen* (Einstechschleifmaschinen) führt. Eine weitere Unterteilung erfolgt nach der Art der Werkstückaufnahme in *Spitzenschleifmaschinen, Futterschleifmaschinen* und *spitzenlose Rundschleifmaschinen* sowie nach dem Einsatzgebiet in *Trenn-, Schlicht-* und *Schruppschleifmaschinen*, wobei sich die letztgenannten im wesentlichen durch die erreichbare Arbeitsgenauigkeit und das maximale Zeitspanungsvolumen unterscheiden.
Darüber hinaus werden Schleifmaschinen nach Art des verwendeten Schleifwerkzeugs in Bandschleifmaschinen und Schleifmaschinen mit rotierendem Schleifkörper unterteilt.

5.8.2 Planschleifmaschinen. Surface grinding machines

Sie werden mit horizontaler oder vertikaler Hauptspindel sowie mit Längs- oder Drehtisch gebaut. Bei Rundtischen werden überwiegend Segmentscheiben verwendet. Häufig wird das Pendelschleifen angewendet. Für das Tiefschleifen im Profil-Vollschnitt, das sich vom Pendelschleifen durch hohe Zustellungen und niedrige Vorschubgeschwindigkeiten unterscheidet, sind spielfrei vorgespannte Wälzführungen und elektromechanische Antriebe mit stufenlos einstellbaren Gleichstrommotoren und Kugelgewindetrieben erforderlich.
Bild 45 zeigt eine *Langtisch-Planschleifmaschine* mit horizontaler Hauptspindel. Das Maschinenbett trägt den gleit- und wälzgelagerten Kreuzschlitten für die Längs- und Querbewegung. Die Vorschubbewegung erfolgt elektromechanisch durch steuerbare Dreh- oder Gleichstromantriebe entweder in Stufen oder stufenlos. Der Längstisch wird hydraulisch oder elektromechanisch stufenlos einstellbar angetrieben. Die Zustellbewegung wird im Eilgang durch Drehstrom-Asynchronmotoren oder bei der Schrupp- und Schlichtzustellung durch Hubmagnete, Synchron- oder Schrittmotoren erzeugt. Die Drehzahl der Schleifscheibe ist häufig über statisch oder dynamisch arbeitende Frequenzumformer stufenlos einstellbar.
Bild 46 zeigt eine *Rundtisch-Planschleifmaschine* mit horizontaler Hauptspindel. Varianten werden mit senkrechter Spindel und Segment-Schleifscheiben gebaut.
Verschiedene Bauprinzipien von Planschleifmaschinen mit horizontaler Hauptspindel und Variationen der Bewegungszuordnung sind in **Bild 47** dargestellt.

5.8.3 Rundschleifmaschinen. Cylindrical grinding machines

Für kurze und mittellange Werkstücke wird das *Norton-Verfahren* angewendet, bei dem der Schleifspindelstock steht und das Werkstück längs der Schleifscheibe bewegt wird. Lange Werkstücke werden auf nach dem *Landis-Verfahren* arbeitenden Maschinen geschliffen. Hierbei bewegt sich der Schleifspindelstock mit der Scheibe längs des ortsfesten Werkstücks, wodurch die notwendige Bettlänge verringert wird.
Das Maschinenbett ist bei kleinen und mittelgroßen Maschinen häufig als Schweißkonstruktion ausgeführt und die Hauptspindel in hydrodynamischen Mehrflächengleitlagern für Umfangsgeschwindigkeiten der Schleifscheibe bis 300 m/s gelagert. Neben dem Längsschleifen sind die Maschinen häufig auch für das Einstechschleifen ausgerüstet, besonders in der Massenfertigung wird das *Schrägeinstechschleifen* ange-

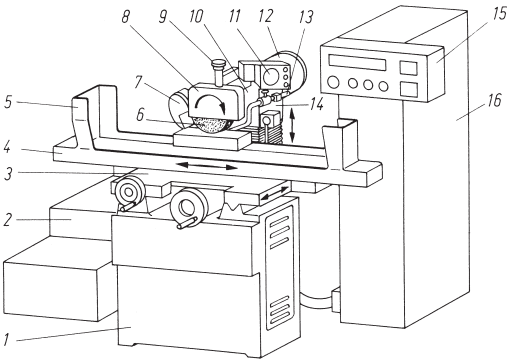


Bild 45. Langtisch-Planschleifmaschine mit horizontaler Hauptspindel. *1* Maschinenbett, *2* Kühlschmierstoffbehälter, *3* Querschlitten, *4* Schleiftisch, *5* Spritzschutz, *6* Schleifscheibe, *7* Absauganlage, *8* Schutzhaube, *9* Abrichteinrichtung, *10* Hauptspindelstock, *11* Zustellarm, *12* Hauptspindel-Antriebsmotor, *13* Kühlschmierstoffzuführung, *14* Säule, *15* Steuertafel, *16* Steuerschrank

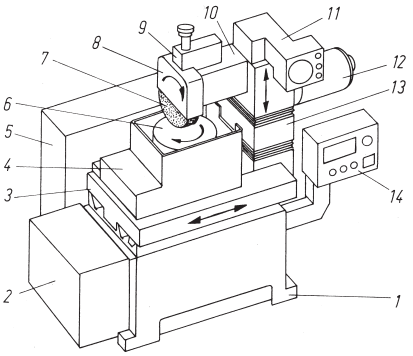


Bild 46. Rundtisch-Planschleifmaschine mit horizontaler Hauptspindel. *1* Maschinenbett, *2* Hydraulikaggregat, *3* Querschlitten, *4* Spritzschutz, *5* Steuerschrank, *6* Rundtisch, *7* Schleifscheibe, *8* Schutzhaube, *9* Abrichtvorrichtung, *10* Hauptspindelstock, *11* Zustellarm, *12* Hauptspindel-Antriebsmotor, *13* Säule, *14* Steuertafel

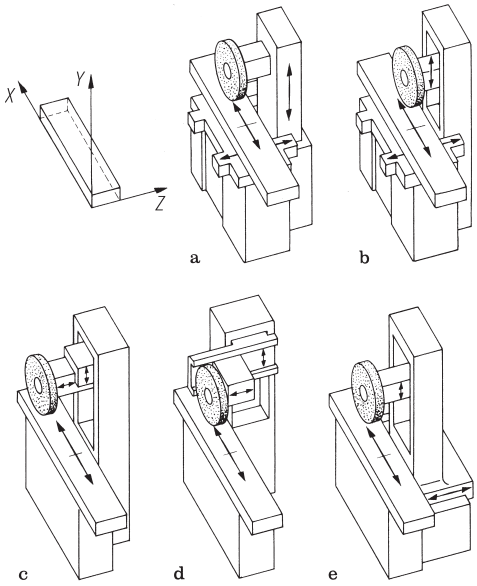


Bild 47 a–e. Bauprinzipien von Planschleifmaschinen mit horizontaler Hauptspindel. **a** Support-Bauform I, Säule tauchend, Kreuzschlitten; **b** Support-Bauform II, Säule stehend, Kreuzschlitten; **c** Traversen-Bauform I, Säule stehend, Ausleger innen; **d** Traversen-Bauform II, Säule stehend, Ausleger außen; **e** Säulenschlitten-Bauform, Querschlitten mit Säule integriert

wendet, wobei eine Längsausrichtung des Werkstücks unumgänglich ist. Zur Standardausrüstung in der Mittelserien- und Massenfertigung gehört eine Meßsteuerung. Es stehen verschiedene Längsmeßköpfe für die selbsttätige und manuelle Positionierung zur Verfügung.

Bei *Universal-Rundschleifmaschinen* kann der Hauptspindelstock oder der Tisch zum Schleifen von Kegeln gedreht und für die Bearbeitung von Bohrungen eine Innenschleifspindel eingeschwenkt werden.

Auf *NC-Rundschleifmaschinen* können der Außendurchmesser, die Planschultern oder auch der Innendurchmesser eines Werkstücks bearbeitet werden. Mit Bahnsteuerungen lassen sich auch unterschiedliche Radien und Profile schleifen. **Bild 48** zeigt die gesteuerten Achsen einer NC-Außenrundschleifmaschine. Dem Hauptspindelstock und dem Werkstückschlitten sind die Bearbeitungsachsen *X* und *Z* zugeordnet, in der *V*-Achse erfolgt die Steuerung des Durchmesser-Meßkopfes, der über die *W*-Achse auf die Mitte der Schleifstelle eingestellt wird. Über die *U*-Achse läßt sich der Längenmeßkopf auf die zu messende Schulter einfahren.

Spitzenlose Rundschleifmaschinen. Diese Maschinen mit besonders hohem Automatisierungsgrad werden in der Massenfertigung eingesetzt. Der Arbeitsbereich liegt zwischen 0,1 und 400 mm. Die Werkstücke liegen längs auf einer Auflage zwischen *Schleif-* und *Regelscheibe*. Da die Bearbeitungskräfte durch die meist in gleicher Breite wie die Schleifscheibe am Werkstück anliegende Regelscheibe gut aufgenommen werden, können auch dünne und lange Werkstücke ohne Biege- und Torsionsbeanspruchung bei hohen Zeitspanungsvolumina geschliffen werden (**Bild 49**). Der *Hauptspindelstock* ist fest auf dem Maschinenbett verschraubt, Regelscheibenspindelstock und Werkstückauflagehalterung sind auf einem Schlitten angeordnet, der die Zustellbewegung ausführt. Bei Ausführungen mit Anordnung von Haupt- und Regelspindelstock auf Schlitten führt der Schleifschlitten die Zustellbewegung aus, die Werkstückauflage ist stationär im Maschinenbett angeordnet und nur in der Höhe verstellbar. Die-

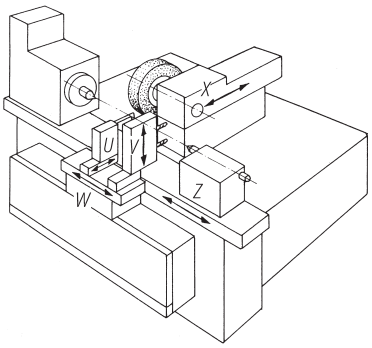


Bild 48. Gesteuerte Achsen einer NC-Außenrundschleifmaschine (Schaudt GmbH, Stuttgart-Hedelfingen). *X*-Achse (Hauptspindelstock), *Z*-Achse (Werkstückschlitten), *U*-Achse (Querpositionierung Längenmeßkopf), *V*-Achse (Steuerung des Durchmesser-Meßkopfes), *W*-Achse (Längspositionierung des Durchmesser-Meßkopfes)

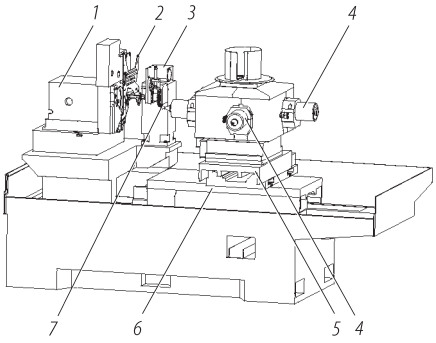


Bild 50. Innenrundschleifmaschine (Berliner Werkzeugmaschinenfabrik). *1* Werkstückspindeleinheit, *2* Werkstückladeeinrichtung, *3* Abrichteinheit, *4* Schleifspindeleinheiten auf Werkzeugspindelrevolver, *5* Zustell- und Positionierachse (*x*-Achse), *6* Zustell- und Positionierachse (*z*-Achse), *7* Schleifdorn (Werkzeug)

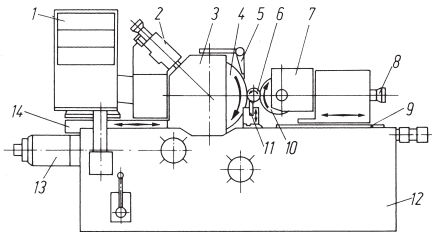


Bild 49. Spitzenlose Rundschleifmaschine. *1* Steuerpult, *2* Abrichtvorrichtung für die Schleifscheibe, *3* Hauptspindelstock, *4* Schleifscheibe, *5* Kühlschmierstoffzuführung, *6* Werkstück, *7* Regelscheibenspindelstock, *8* Abrichtvorrichtung für Regelscheibe, *9* Regelscheibenspindelstockschlitten, *10* Regelscheibe, *11* Stützlineal, *12* Maschinenbett, *13* Zustelleinrichtung, *14* Schleifspindelstockschlitten

ses Prinzip wird vor allem bei schweren Werkstücken angewendet, damit die Beschickungseinrichtungen nicht verstellt werden müssen. Regelscheibe und Schleifscheibe sind entweder fliegend oder doppelseitig gelagert. Zur Erzeugung eines Längsvorschubs des Werkstücks beim spitzenlosen Durchlaufschleifen wird die Regelscheibe um einen kleinen Winkel geschwenkt. Die meisten Maschinen sind auch für das spitzenlose Einstechschleifen ausgerüstet.

Die Durchmesser und Breiten der Schleifscheiben reichen bis zu 650 mm, die Regelscheibe hat immer einen kleineren Durchmesser als die Schleifscheibe. Für beide Spindeln kommen meist hydrodynamische Mehrflächengleitlagerungen zur Anwendung. Die Spindel der Regelscheibe wird häufig durch einen stufenlos einstellbaren Gleichstrommotor über Schnekke und Schneckenrad angetrieben.

Zur Maschinenausstattung gehören automatische Zufuhr-, Be- und Entladeeinrichtungen, auch eine Verkettung ist möglich. Neben dem Werkstücktransport sind weitere Funktionen automatisiert, wie das Abrichten der Schleifscheibe, die Kompensation des Schleifscheibenverschleißes an der Abrichtvorrichtung, die Kompensation des Abrichtbetrags durch die Feinzustellung sowie das Meßsteuern.

Innenrundschleifmaschinen. Die wesentlichen Baugruppen einer Innenrundschleifmaschine mit zusätzlicher Planschleifeinrichtung sind in **Bild 50** gezeigt.

5.8.4 Schraubflächenschleifmaschinen
Screw thread grinding machines

Es werden Maschinen für das ein- und mehrprofilige Längsschleifen sowie das mehrprofilige Einstechschleifen von Gewinden unterschieden.

5.8.5 Verzahnungsschleifmaschinen
Gear grinding machines

Unterschieden werden Maschinen nach den von ihnen auszuführenden Verfahren wie das Teil- und die kontinuierlichen Wälzverfahren.

5.8.6 Profilschleifmaschinen. Profil grinding machines

Durch das Profilschleifen lassen sich Plan- und Rundflächenprofile erzeugen. Die Schleifscheiben haben dazu eine werkstückgebundene Kontur. Um diese Kontur auf das Werkstück zu übertragen, sind bei Profilschleifmaschinen außer der Schnittbewegung der Schleifscheibe nur noch radiale und tangentiale Vorschubbewegungen erforderlich. Die Kontur wird mit Abrichtwerkzeugen in die Schleifscheibenoberfläche übertragen. Hierbei können durch kontinuierliches Abrichten während des Schleifens (Continuous Dressing) die Topographie und das Profil der Schleifscheibe beibehalten werden.

5.8.7 Bandschleifmaschinen. Belt grinding machines

Bei Bandschleifmaschinen läuft das Schleifband über zwei oder mehr Rollen, von denen eine angetrieben wird. Auf mindestens eine Rolle wird – meist hydraulisch – eine Kraft ausgeübt, um das Schleifband zu spannen. Die auf die Bandbreite bezogenen Spannkräfte liegen im Bereich von 30 bis 80 N/cm. Die Zentrierung des Schleifbandes erfolgt durch eine ballige Gestaltung der Rollen und durch eine Neigung der Rollen gegeneinander. Je nach Art des Bandschleifverfahrens erfolgt der Schleifvorgang beim Umfangsbandschleifen direkt an der angetriebenen Kontaktrolle bzw. beim Seitenbandschleifen am freien Schleifband oder einem Stützelement unter dem Schleifband. Der Schleifprozeß wird in den meisten Fällen kraftgesteuert geführt. Dabei wird die Stromaufnahme des Schleifmotors teilweise als Stellgröße verwendet.

Die Bandschleifmaschinen lassen sich nach der Art der erzeugten Fläche oder nach ihrer Bauart unterscheiden in mechanisierte Entgrat- und Kanten-Verrundemaschinen, Flach- und Rundbandschleifmaschinen und Bandschleifroboter [2, 3].

In der Kleinserienfertigung, deren kleine Stückzahlen nicht den Einsatz von Automaten rechtfertigen, kommen Bandschleifmaschinen zum Einsatz, an denen mit manueller Bedienung meist durch Seitenschleifen Teile entgratet und verrundet werden [4].

Das größte Einsatzgebiet der Bandschleifmaschinen ist das Planschleifen [5]. Es kann als Umfangs- oder auch als Seitenschleifen durchgeführt werden. Dabei ist die große Breite der Schleifbänder ein entscheidender Vorteil gegenüber den Maschinen, die mit rotierendem Werkzeug arbeiten. Breitbandschleifmaschinen, die beim Plan-Bandschleifen zum Beispiel in der Holz- und Möbelindustrie Verwendung finden, haben eine Schleifbreite von mehreren Metern. Die auf die Bandbreite bezogene Antriebsleistung liegt je nach Anwendungsfall zwischen 0,1 kW/cm beim Holz-Bandschleifen und 5 kW/cm beim Hochleistungsbandschleifen von Metallbändern. **Bild 51** zeigt eine Maschine für das Seitenbandschleifen. Die Kinematik setzt sich aus der Rotationsbewegung des Arbeitstisches und der Translationsbewegung des Schleifbandes zusammen. Nach dem Schleifvorgang wird der Drehtisch zur Entnahme der Werkstücke gedreht.

Zum Schleifen von kreisförmigen Querschnitten wie Walzen, Rundhalbzeugen oder Drähten, werden ebenfalls Bandschleifmaschinen eingesetzt. Bei ihnen erfolgt der Schleifvorgang zumeist durch Umfangsbandschleifen [6, 7].

Bandschleifroboter werden vor allem zum Form-Bandschleifen eingesetzt. Über CNC-gesteuerte Achsen bewegen die Roboter das Werkstück und das rotierende Schleifband relativ zueinander. Ihr Einsatzgebiet ist vor allem die Bearbeitung von Freiformflächen im Werkzeug- und Formenbau sowie von Turbinenschaufeln, Rotorblättern, Armaturen etc. [2].

5.8.8 Entwicklungstendenzen. Development trends

Das *Hochgeschwindigkeitsschleifen* mit Schnittgeschwindigkeiten bis über 300 m/s ist Stand der Technik [8]. Durch eine Kombination des Hochgeschwindigkeitsschleifens und des Tiefschleifens im *Hochleistungsschleifen* (*High-Efficiency-Deep-Grinding*) ist eine weitere Steigerung der Zerspanleistung zu erwarten [9, 10]. Die damit steigenden Anforderungen an die Maschinen bedingen höhere statische und dynamische Steifigkeiten, hohe Antriebsleistungen, hochgenaue Führungen, verbesserte Kühlschmierstoffsysteme und Sicherheitseinrichtungen sowie Einrichtungen zum schnellen Auswuchten bei Arbeitsdrehzahl.

Im Bereich der Werkzeugschleifmaschinen ist ein eindeutiger Trend zum Tiefschleifen mit Bornitrid- und Diamantscheiben festzustellen.

Weitere Entwicklungstendenzen sind höhere und stufenlos einstellbare Werkstück- und Schleifscheibenumfangsgeschwindigkeiten, verbesserte Systeme zur Feinzustellung, Wälz- oder hydrostatische Führungen, steigender Einsatz von Diamant-Abrichtrollen, dem jeweiligen Werkstück angepaßte Zufuhr-, Be- und Entladeeinrichtungen und verbesserte Steuerungen (Meßsteuerungen, numerische Steuerungen, Sensorsysteme). Im Zuge der Komplettbearbeitung sind Maschinen für das Außen- und Innenschleifen entstanden, wie die in **Bild 52** gezeigte Maschine, bei der beide Spindelstöcke parallel auf einem Drehtisch angeordnet sind.

Mit einem modifizierten Außenrundlängsschleifverfahren, das teilweise als Schälschleifen mit windschiefer Anordnung bezeichnet wird, hat sich ein Verfahren durchgesetzt, bei dem die Werkstückachse und die Schleifscheibenachse um etwa ein Grad gegeneinander geneigt sind. Mit ihm ist die Komplettbearbeitung von Bauteilen in einer Aufspannung und zumeist in einem Überlauf möglich [11, 12].

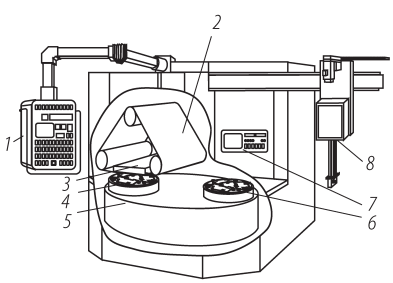


Bild 51. Aufbau einer Hochleistungsbandschleifmaschine (Wafios AG, Reutlingen). *1* Bedienfeld, *2* Schleifband, *3* Kontaktelement (Stützplatte), *4* Schleifteller in Schleifposition, *5* Drehtisch, *6* Schleifteller in Be-/Entladeposition, *7* Meßeinheit, *8* Portallader für Werkstückwechsel

5.9 Honmaschinen. Honing machines

Einteilung. Honmaschinen werden nach der Art der ausgeführten Schnittbewegung in Lang- und Kurzhubhonmaschinen eingeteilt. Die Schnittbewegung setzt sich bei den Langhubhonmaschinen aus einer Drehbewegung und einer langhubigen Hin- und Herbewegung zusammen. Kurzhubhonmaschinen führen eine Dreh- oder Hubbewegung mit einer überlagerten, kurzhubigen Oszillationsbewegung aus.

5.9.1 Langhubhonmaschinen. Long stroke honing machines

Bild 53 zeigt eine Einteilung der Langhubhonmaschinen. Die horizontale Bauweise wird vorwiegend bei der Bearbeitung langer Werkstücke eingesetzt. Typische Bauteile wie Zylinderlaufbuchsen und Kolbenzylinder werden auf vertikalen Honmaschinen bearbeitet (**Bild 54a**). Der Einsatz mehrspindliger Maschinen ist üblich, wenn das Werkstück mehrstufig (Schruppen, Schlichten) bearbeitet wird. Die Erhöhung der Produktivität wird durch Paketbearbeitung möglich, indem mehrere Werkstücke übereinandergespannt werden. Honen von Außenrundflächen: Drehbewegung des Werkstückes über die Hauptspindel, Hubbewegung des Außenhonwerkzeuges. Honen von Innenrundflächen: Drehbewegung und Hubbewegung des Innenhonwerkzeuges. Der Antrieb der Hauptspindel kann über einen Drehstrommotor mit stufenlos einstellbarem Reibradgetriebe bzw. über einen Servodrehstrom- oder Servogleichstrommotor mit elektronischer Regelung erfolgen. Die Hubbewegung wird hydraulisch über eine Flügelzellenpumpe mit veränderlichem Volumenstrom oder elektromechanisch über einen auf eine Zahnstange wirkenden, elektronisch geregelten Servodrehstrommotor erzeugt. Es können die Lage des oberen und unteren Umkehrpunktes sowie die Hubgeschwindigkeit stufenlos eingestellt werden. Übliche Umfangsgeschwindigkeiten des Honwerkzeuges liegen zwischen 15 und 40 m/min, die Hubgeschwindigkeiten zwischen 12 und 25 m/min. Der auf die Honleistenfläche bezogene Leistenanpreßdruck liegt bei Honleisten aus Korund und Siliciumcarbid zwischen 0,2 und 2 N/mm^2, aus kubisch kristallinem Bornitrid zwischen 2 und 3,5 N/mm^2 und aus gesinterten Diamanthonleisten zwischen 3 und 8 N/mm^2. Langhubhonmaschinen werden zur Bearbeitung von Durchmessern im Bereich von 3 bis 2000 mm und einer Länge bis zu 24000 mm angeboten. Bei Einsatz eines bereits auf Endmaß eingestellten galvanisch beschichteten Diamantwerkzeuges können Durchmesser bis 1 mm bearbeitet werden (Dornhonen).

Die Zustellung des Honwerkzeuges kann kraft- oder weggebunden erfolgen (**Bild 56**). Bei der kraftgebundenen Zustellung wird mit einem hydraulischen oder elektromechanischen System ein konstanter Leistenanpreßdruck erzeugt. Bei der weggebundenen Zustellung werden die Honleisten mit einem elektromechanischen Zustellsystem in einer Folge von Teil-

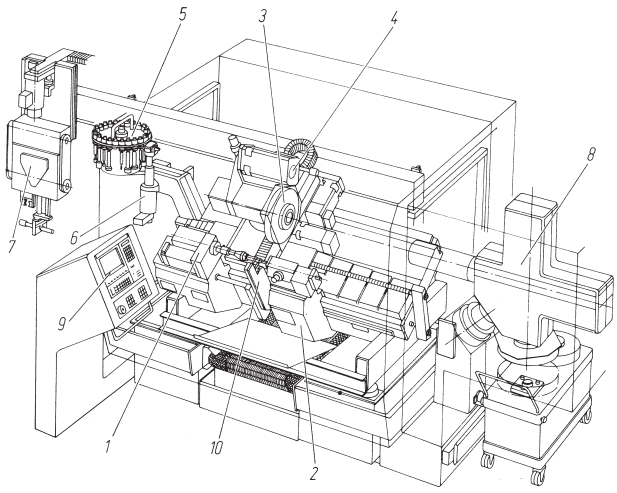
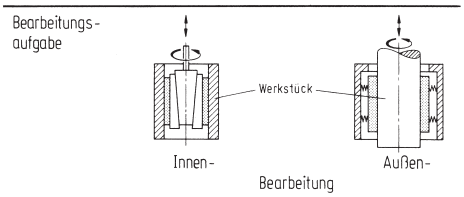


Bild 52. Flexible Schleifzelle für Außen-, Innen- und Profilschleifen in einer Aufspannung (Schaudt Maschinenbau GmbH, Stuttgart). *1* Werkstückspindelstock, *2* Reitstock, *3* Außenschleifspindel, *4* Innenschleifspindel, *5* Magazin für Innenschleifstifte, *6* Schleifstiftwechsler, *7* Portallader für Werkstückwechsel, *8* automatischer Schleifscheibenwechsler, *9* CNC-Steuerung für bis zu fünf Achsen, *10* Meßsystem zur permanenten Durchmesser- und Längenmessung während des Schleifprozesses

Langhubhonmaschinen



Lage der Hauptspindel	horizontal		vertikal	
Anzahl der Hauptspindeln	ein-spindlig	mehr-spindlig	ein-spindlig	mehr-spindlig

Bild 53. Einteilung der Langhubhonmaschinen

zustellschritten im Bereich weniger Mikrometer zugestellt. Die Abschätzung des aktuellen Werkstückdurchmessers erfolgt im einfachsten Fall anhand der Honzeit. Das elektromotorische Zustellsystem ermöglicht die direkte Messung des von der Zustellstange zurückgelegten Weges, der Zustellbetrag der Honleisten ergibt sich daraus unter Vernachlässigung des Honleistenverschleißes. Eine am Honwerkzeug befestigte pneumatische Meßvorrichtung ermöglicht eine direkte Durchmesserermittlung mit einer Abschaltgenauigkeit von $\pm 2\ \mu$m.
Die Einspannung des Honwerkzeuges und des Honwerkstükkes kann bei der Honbearbeitung auf Grund der Selbstzentrierung des Werkzeuges so erfolgen, daß die Möglichkeit einer Ausgleichsbewegung für kleine Achsverschiebungen besteht. Hierzu erfolgt eine doppeltkardanische Lagerung des Werkzeuges bzw. eine kardanisch schwimmende Lagerung des Werkstückes. Zur Verbesserung der Rechtwinkligkeit und der Lage der Bohrung kann eine Einschränkung der Freiheitsgrade zwischen Werkzeug und Werkstück erfolgen. Zuführeinrichtungen für die Werkstücke erlauben eine einfache Beschickung und eine Verkettung von Langhubhonmaschinen in Transferstraßen.

5.9.2 Kurzhubhonmaschinen

Short stroke honing machines

Kurzhubhonmaschinen (**Bild 55**), auch Superfinish-, Feinziehschleif- oder Schwingschleifmaschinen genannt, werden zur Bearbeitung von Innen- und Außenflächen eingesetzt.
Der Aufbau einer spitzenlosen Durchlauf-Kurzhubhonmaschine ist in **Bild 54 b** dargestellt. Zur Erzeugung der sinusförmigen, oszillierenden Bewegung der Honsteine wird ein Schwingkopf *1* eingesetzt, der durch einen Gerätehalter an zwei mit einem Querhaupt verbundenen Säulen geführt wird. Die Höhenverstellung des Schwingkopfes erfolgt durch eine Gewindespindel. Beim Durchlaufverfahren wird im allgemeinen mit mehreren hintereinander liegenden Honsteinen verschiedener Körnung und Härte gearbeitet, so daß sich die Oberflächengüte stufenweise verbessert. Die Aufnahme und Führung der Honsteine, die in entsprechender Anzahl auf dem Schwingkopf montiert worden sind, erfolgt in den Steinführungen *2*. Jede Steinführung besteht aus einem Zylinder, in dem ein Kolben das Auf- und Absenken des Honsteines bewirkt. Die Steuerung des Kolbens erfolgt entweder pneumatisch oder hydraulisch (**Bild 56**). Entsprechend der Bearbeitungsaufgabe sind die Anpreßdrücke einzeln stufenlos einstellbar. Durch die gleichsinnig drehenden Transportwalzen *3* werden die Werkstücke mit einem definierten Vorschub parallel zur Schwingachse unter den Steinführungen verschoben. Der parallele Durchlauf wird durch Form und Verstellbarkeit der Transportwalzen (Neigungswinkel 0,5 bis 2°) ermöglicht. In Sonderfällen, z. B. Kurzhubhonen von Kegelrollen, sind die Transportwalzen nicht zueinander geneigt, und der Durchlauf wird über eine geeignete Form der Walzen realisiert. Die Oszillationsfrequenzen liegen zwischen 4 und 45 Hz, der Steinanpreßdruck etwa zwischen 25 und 100 N/cm^2.
Die Schwingbewegung kann mechanisch erzeugt werden, indem eine Rotationsbewegung über eine Exzenterwelle in eine Translationsbewegung umgesetzt wird.
Innen-Kurzhubhonmaschinen sind meist mit Spanneinrichtungen versehen, die dem Werkstück und der Bearbeitungsaufgabe angepaßt sind. Darüber hinaus gibt es Sondermaschinen zum Kurzhubhonen von ebenen und gekrümmten Flächen. Für die Feinbearbeitung in der Einzelfertigung und bei

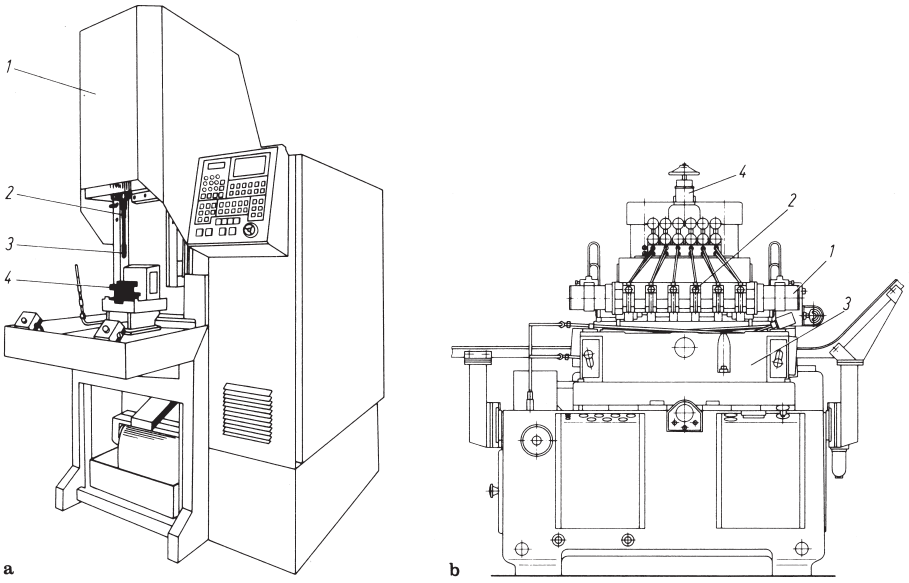


Bild 54. a Aufbau einer CNC-Langhub-Innenhonmaschine (Gehring, Ostfildern), *1* Hubantrieb, *2* Werkzeugspindel, *3* Werkzeug, *4* Werkstückaufnahme; **b** Aufbau einer spitzenlosen Durchlauf-Kurzhub-Außenhonmaschine (Supfina, Remscheid), *1* Schwingkopf, *2* Steinführung, *3* Lagerung der Transportwalzen, *4* mechanische Schwingungserzeugung

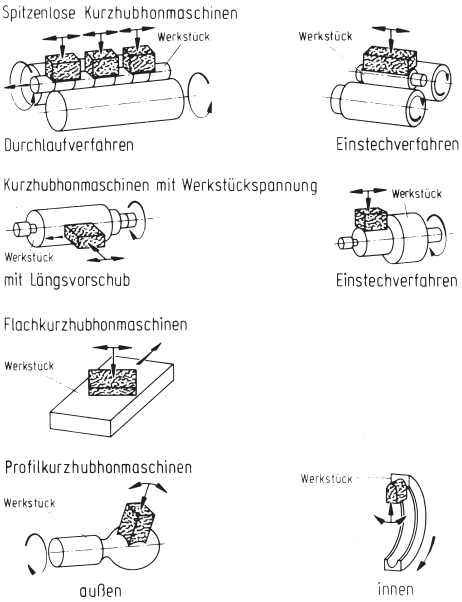


Bild 55. Einteilung der Kurzhubhonmaschinen

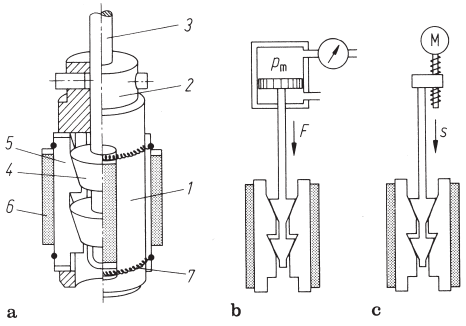


Bild 56. a Vierleistenhonwerkzeug zum Langhubhonen, *1* Werkzeugkörper, *2* Bajonettanschluß, *3* Zustellstange, *4* Zustell-Doppelkonus, *5* Leistenhalter, *6* Honleisten, *7* Rückholfeder für die Leistenhalter; **b** kraftgebundene hydraulische Honleistenzustellung; **c** weggebundene mechanische Honleistenzustellung

kleineren Serien können Kurzhubhongeräte an anderen Werkzeugmaschinen, z. B. an Drehmaschinen, aufgebaut werden. Diese mit einer oder mehreren Steinführungen ausgerüsteten Aufbaueinheiten werden anstelle des Werkzeugs in den Werkzeugträger eingespannt. Längs- und Einstechbearbeitungen sind möglich. Die Erzeugung der Schnittbewegung erfolgt nach den beschriebenen Prinzipien.

5.10 Läppmaschinen. Lapping machines

5.10.1 Allgemeines. General

Das maschinelle Läppen wird nach **Bild 57** eingeteilt.

5.10.2 Einscheiben-Läppmaschinen
Single wheel lapping machines

Prinzipieller Aufbau: **Bild 58**. Ein Grundgestell trägt den Läpptisch, der aus einem Untertisch und, je nach Maschinengröße, aus einer aufgesetzten Läppscheibe oder Läppsegmenten besteht. Auf dem Läpptisch laufen, durch seitliche Rollengabeln abgestützt, die Abrichtringe. Durch die Reibungsverhältnisse auf der umlaufenden Bewegung (*Reibungskopplung*) richten diese die Läppscheibe während des Arbeitsvorganges ständig ab. Dadurch wird eine gleichmäßige Abnut-

Maschinentyp	Anordnung der Hauptspindel	Bearbeitungsaufgabe	kennzeichnende Maschinengröße
Einscheiben-Läppmaschine	vertikal	Werkstück Planläppen	Läppscheiben-durchmesser
Zweischeiben-Läppmaschine	vertikal	Werkstück Planparallel Werkstück Seiten-Außen-Rundläppen mit Linienberührung	
Kugel-Läppmaschine	vertikal horizontal	Werk-stück Läppen von Kugeln	
Innen- und Außenrund-Läppmaschine	vertikal	Werkstück Umfangs-Innen-Rundläppen	Durchmesser und Länge der zu läppenden Innen- bzw. Außenfläche
	horizontal	Werkstück Umfangs-Außen-Rundläppen mit Flächenberührung	
Schwingläpp-maschine	vertikal horizontal	Werkstück beliebige Innen- und Außenflächen	Verfahrwege

Bild 57. Einteilung der Läppmaschinen nach DIN 8589 T 15

zung des Läppwerkzeugs erreicht. Die Abrichtringe dienen gleichzeitig auch zur Aufnahme der Werkstücke, die ohne Aufspannung lose eingelegt werden. Falls erforderlich, werden die Werkstücke zur Einhaltung des geeigneten Läppdrucks mechanisch, hydraulisch oder pneumatisch belastet. Die Zuführung des Läppmittels erfolgt aus einem oder mehreren Vorratsbehältern. Turbomisch- und Rührwerke gewährleisten eine homogene Mischung des Läppmittels (meist Suspension aus Wasser und Läppkorn: Korund, SiC, Borcarbid oder Diamant).
Regelgeräte und Düsen im Läppmittelkreislauf gestatten eine Dosiermöglichkeit und Anpassung an die jeweilige Bearbeitungsaufgabe. Einscheiben-Läppmaschinen werden mit Läppscheibendurchmessern von 300 bis 4000 mm ausgeführt.

5.10.3 Zweischeiben-Läppmaschinen
Twin wheel lapping machines

Sie werden zum Plan-, Planparallel- und Außenrundläppen verwendet (**Bild 59**). Läppscheibendurchmesser: 250 bis

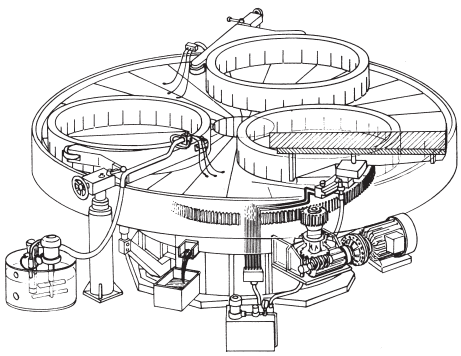


Bild 58. Einscheiben-Läppmaschine (Waldrich Coburg, Coburg)

2000 mm. Für alle Bewegungen sind meist drei drehzahlentkoppelte Antriebe vorhanden. Die Drehzahlen können stufenlos verändert werden. Der Untersatz enthält die Antriebe für die untere Läppscheibe *8* und den inneren Zahnkranz *12*. Die untere Läppscheibe ist auf einem Axiallager, das über Rillenkugellager und Tellerfedern vorgespannt ist, gelagert und wird von einem Drehstrommotor *5* über Keilriemen *6* und einen Schneckentrieb *7* angetrieben. Die obere Läppscheibe ist pendelnd gelagert, die obere Hauptspindel in einem Schwenkarm angeordnet. Die Zwangsführung der Werkstücke durch den Werkstückantrieb *9, 10, 11* führt zu einer großen Gleichmäßigkeit der Werkstücke untereinander. Die zwischen den Läppscheiben angeordneten Werkstückträger werden durch den inneren Zahnkranz angetrieben und wälzen sich am in der Regel stillstehenden, äußeren Zahnkranz ab. Die Werkstücke werden dadurch auf zykloidischen Bahnen zwischen den Läppscheiben bewegt. Die Antriebswelle für den inneren Zahnkranz wird durch zwei Schrägkugellager in X-Anordnung in Verbindung mit einem Nadellager geführt. Der äußere Zahnkranz wird zum Auswechseln der Werkstückträger abgesenkt. Der regelbare Läppdruck wird hydraulisch oder pneumatisch aufgebaut.
Das Einhalten bestimmter Werkstückmaße bzw. -toleranzen erfolgt entweder durch Zeitsteuerung oder durch indirekte Meßsteuerung. Bei der Zeitsteuerung wird die Läppzeit nach Erfahrungswerten eingestellt. Bei einer indirekten Meßsteuerung wird der Abstand zwischen beiden Läppscheiben gemessen und die Maschine nach Erreichen eines eingestellten Maßes abgeschaltet.

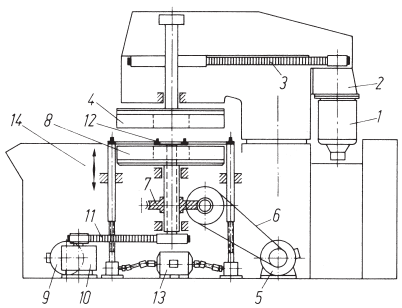


Bild 59. Aufbau einer Zweischeiben-Läppmaschine (Peter Wolters Maschinenfabrik GmbH & Co., Rendsburg). *1* Motor für oberen Läppscheibenantrieb, *2* Getriebe, *3* Zahnriementrieb, *4* obere Läppscheibe, *5* Motor für unteren Läppscheibenantrieb, *6* Keilriementrieb, *7* Schneckentrieb, *8* untere Läppscheibe, *9* Motor für Werkstückantrieb, *10* Schneckengetriebe, *11* Zahnriementrieb, *12* innerer Zahnkranz, *13* Motor zum Absenken des äußeren Zahnkranzes, *14* äußere Zahnkranzabsenkung

5.10.4 Kugelläppmaschinen. Spherical lapping machines

Ähnlich wie Zweischeiben-Läppmaschinen sind Kugelläppmaschinen aufgebaut. Es wird jedoch nur eine Läppscheibe angetrieben. Der Läppscheibendurchmesser liegt zwischen 100 und 1 200 mm. Die Anordnung der Scheiben ist entweder vertikal oder horizontal. Im allgemeinen besitzt eine der beiden Läppscheiben konzentrische, V-förmige Rillen, deren Abmessungen der zu läppenden Kugelgröße angepaßt sind und während des Läppens halbkreisförmig verschleißen. Da die Kugeln mehrmals und jeweils in anderen Rillen zwischen den Läppscheiben durchlaufen müssen, sind Zuführeinrichtungen, die gleichzeitig für eine Durchmischung sorgen, notwendig. Vorbearbeitung: Scheiben aus gebundenem Korn; Feinstbearbeitung: Gußläppscheiben und lose Läppsuspension.

5.11 Mehrmaschinensysteme
Multi-machine Systems

Für die hochproduktive Bearbeitung von komplexen Werkstücken werden Mehrmaschinensysteme eingesetzt, bei denen die einzelnen Bearbeitungsoperationen auf mehrere Maschinen aufgeteilt werden. *Sondermaschinen* und *Transferstraßen* sind auf spezielle Bearbeitungsaufgaben zugeschnitten.
Die gespannten, komplexen Werkstücke durchlaufen mehrere hintereinander angeordnete Bearbeitungsstationen; dabei sind die Werkzeuge und Kinematiken der gleichzeitig ablaufenden Fertigungsoperationen dem Werkstück optimal angepaßt.
Neben verschiedenen spanenden Fertigungsverfahren können in eine Transferstraße auch Meß- und Waschstationen integriert sein. Die einzelnen Stationen sind durch eine automatische Werkstücktransporteinrichtung verkettet. Die Taktzeit wird von der Station mit der längsten Bearbeitungszeit bestimmt. Bei Verwendung von Zwischenpuffern ist ein ungetakteter Werkstücktransport möglich. Es werden modulare Baueinheiten mit genormten Haupt- und Anschlußmaßen verwendet, die in beliebiger Winkellage kombiniert werden können. **Bild 60** zeigt eine Rundtaktmaschine mit verschiedenen Zustell- und Vorschubrichtungen. Das Werkstück wird getaktet von Bearbeitungsstation zu Bearbeitungsstation transportiert.

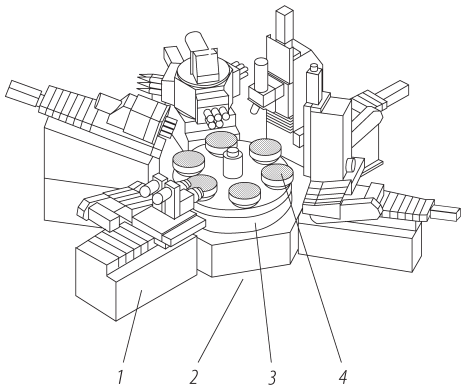


Bild 60. Rundtaktmaschine mit fünf Bearbeitungsstationen. *1* Bearbeitungsmaschine, *2* Lade-/Entladestation, *3* Rundschalttisch, *4* Werkstückträger

Bild 61 zeigt eine Transferstraße zur Bearbeitung von Zylindergehäusen. Die Werkstücke werden mit einem Linear-Portal-Handhabungsgerät von einer Rollenbahn aufgenommen, gedreht und auf Werkstückträgern abgesetzt, die vom Transportsystem der Fertigungsstraße getaktet von Station zu Station transportiert werden. Durch die Aufspannung ist eine parallele Bearbeitung von Ölwannenfläche (linke Maschinenseite) und Zylinderkopffläche (rechte Maschinenseite) möglich. Nach dem Einbringen und Prüfen der Ölrücklaufbohrungen erfolgt die Schrupp- und Schlichtbearbeitung der Zylinderbohrungen sowie das Bohren, Senken und Gewindeschneiden der Befestigungsbohrungen.
Eine Erhöhung der Produkt- und Stückzahlflexibilität ermöglichen *flexible Transferstraßen*, unter Verwendung von Bearbeitungszentren mit Werkzeugmagazin und Werkzeugwechsel. Hierdurch ist die Bearbeitung eines Teilespektrums mög-

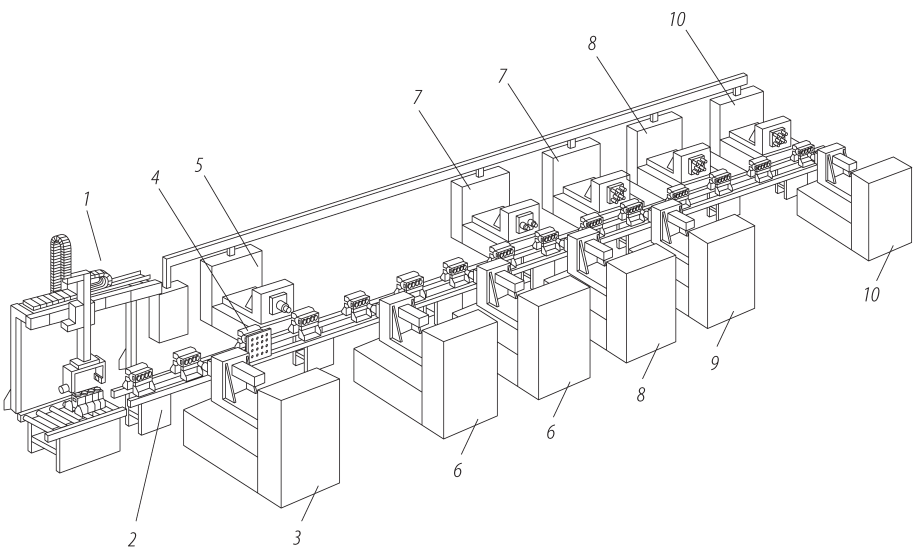


Bild 61. Transferstraße. *1* Portal-Beladeeinrichtung mit 90°-Schwenkeinrichtung, *2* Werkstücktransportsystem (getaktet), *3* Bohren Ölrücklaufbohrungen, *4* Prüfstation Ölrücklaufbohrungen, *5* Bohren Ölversorgung, *6* Schruppen Zylinderbohrungen, *7* Schlichten Zylinderbohrungen, *8* Bohren Befestigungsbohrungen, *9* Senken Befestigungsbohrungen, *10* Gewindeschneiden Befestigungsbohrungen

lich, bei dessen Fertigung jeweils die gleichen Fertigungsoperationen in der gleichen Reihenfolge durchgeführt werden.
Für die Serienfertigung mittlerer Losgrößen werden *flexible Fertigungszellen (FFZ)* eingesetzt, die neben einem numerisch gesteuerten Bearbeitungszentrum für prismatische oder rotationsorientierte Bauteile Werkstück- und Werkzeugspeicher sowie Handhabungs-, Meß- und Überwachungssysteme beinhalten. Mit der Vernetzung derartiger Fertigungszellen entstehen *flexible Fertigungssysteme (FFS)*, in denen sich ergänzende oder ersetzende Bearbeitungs-, Meß- und auch Waschstationen eine ungetaktete und losgrößenunabhängige Fertigung ermöglichen. Sie sind konzipiert für die Fertigung von Kleinserien und Teilefamilien. Gesteuert von einem Zentralrechner für Werkzeug- und Werkstücktransport, Lagerverwaltung für Rohteile, Fertigteile und Werkzeuge sowie für die NC- und Betriebsdatenverwaltung erlauben FFS eine Ansteuerung der Bearbeitungsstationen in beliebiger Reihenfolge.

Bild 62 zeigt ein flexibles Fertigungssystem zur Bearbeitung von Eisenbahnrädern und Radreifen in über 200 Typen im Durchmesserbereich von 700 bis 1300 mm. Die Anlage besteht aus zwei 4-Achsen-Karusseldrehmaschinen und einem Bearbeitungszentrum für die Bohroperationen einschließlich Tieflochbohren der schrägen Öl-Injektionslöcher. Die gesamte Werkstückhandhabung innerhalb des Systems erfolgt über zwei 5-Achs-Flächenportallader mit Universalgreifern. Die Drehmaschinen stellen bei Taktzeiten zwischen 15 und 35 min (je nach Typ und Größe) jeweils ein Fertig-Drehteil her, wobei das Werkstück nach der ersten Aufspannung vom Handhabungssystem gewendet wird. Durch die Ablagestationen vor den Zerspanungsmaschinen wird die Beladezeit verkürzt, da das Holen der Werkstücke aus der Bereitstellung hauptzeitparallel durch das Flächenportalladesystem erfolgt. Die Zerspanungsmaschinen sind mit automatischen Werkzeugwechselsystemen, integrierten Werkzeugmeßeinrichtungen und flexiblen, automatisch verstellbaren Spannsystemen ausgerüstet. Nach der Fertigung erfolgt die Ultraschallprüfung und Markierung der Werkstücke auf einer integrierten Prüfstation, bevor die Fertigteile auf Rollenbahnen abgelegt werden.

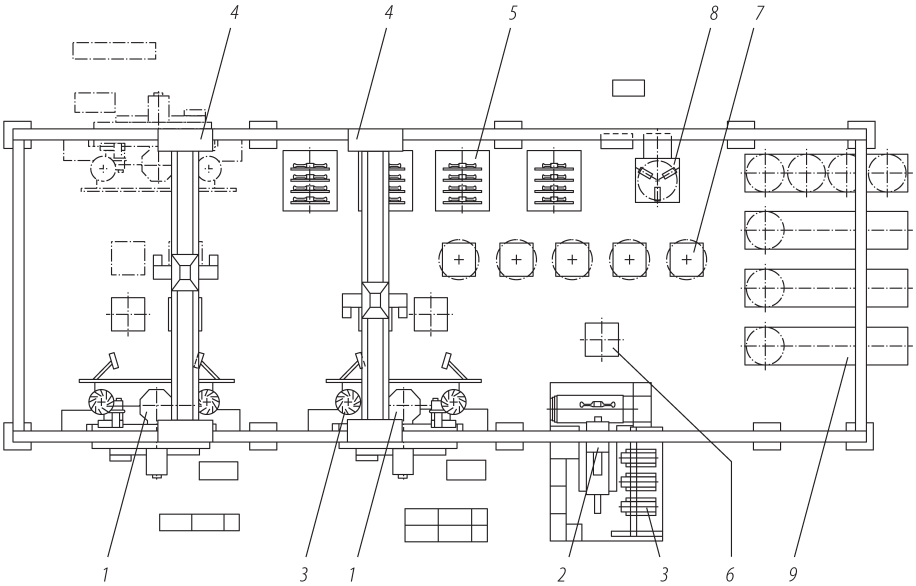


Bild 62. Flexibles Fertigungssystem. *1* Karusselldrehmaschine, *2* Bearbeitungszentrum, *3* Werkzeugmagazine der Zerspanungsmaschinen, *4* Flächenportallader, *5* Werkstückbereitstellung in senkrechter Orientierung, *6* Werkstückabladestation, *7* Werkstückzwischenspeicher, *8* Ultraschall- und Markierstation, *9* Fertigteilablage

6 Schweiß- und Lötmaschinen
Welding and soldering (brazing) machines

L. Dorn, Berlin

Schweißen und Löten s. **G 1.1–1.2**.

6.1 Lichtbogenschweißmaschinen
Arc welding machines

Anforderungen. Zum Zünden und Aufrechterhalten des Lichtbogens sind bestimmte elektrische Bedingungen von der Schweißstromquelle zu erfüllen:

- hohe Leerlaufspannung im Vergleich zur Brennspannung (sicheres Zünden),
- schnelle Spannungswiederkehr nach Tropfenkurzschlüssen (schnelles Wiederzünden),
- wenig oberhalb des Schweißstroms liegender Kurzschlußstrom (spritzerarmes Schweißen).

Statische Kennlinie. Sie beschreibt die Veränderung der Quellspannung U mit der Höhe des Schweißstroms I (**Bild 1**). Die sich beim Schweißen einstellenden Strom- und Spannungswerte (Arbeitspunkt A) entsprechen dem Schnittpunkt der eingestellten statischen Kennlinie *(1, 4)* mit der Lichtbogenkennlinie *(2, 3)*, die sich mit zunehmender Lichtbogenlänge nach oben verschiebt.

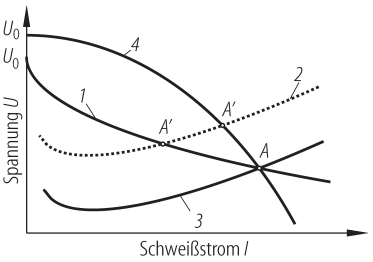


Bild 1. Veränderung des Arbeitspunktes durch Vergrößerung der Lichtbogenlänge bei steiler und flacher statischer Stromquellenkennlinie. *1* Flache Kennlinie, *2* langer Lichtbogen, *3* kurzer Lichtbogen, *4* steile Kennlinie

Bei steil fallender Kennlinie *(4)* bewirkt eine Änderung der Lichtbogenlänge (-spannung) nur geringe Stromänderungen. Dies ist beim WIG- und E-Handschweißen erwünscht und ermöglicht einen gleichmäßigen Energieeintrag in das Werkstück. Beim UP-Schweißen mit dickeren Drähten wird die Spannungsänderung ausgenutzt, um über einen regelbaren Vorschubmotor die Lichtbogenlänge konstant zu halten (sog. äußere Regelung).
Bei flach fallender Kennlinie *(1)* bewirken geringe Änderungen der Lichtbogenlänge (-spannung) starke Stromänderungen. Bei Abschmelzelektroden hoher Stromdichte ändert sich entsprechend der Wärmeleistung die Abschmelzgeschwindigkeit und damit – bei konstantem Drahtvorschub – die Lichtbogenlänge. Dies wird bei dem MSG-Schweißen und UP-Schweißen mit dünneren Drähten dazu ausgenutzt, die Lichtbogenlänge bei Brennerabstandsänderungen konstant zu halten (sog. innere Regelung).

Dynamische Kennlinie. Sie beschreibt das Stromquellenverhalten bei kurzzeitigen Belastungsänderungen, wie sie beim Zünden oder bei Tropfenkurzschlüssen entstehen (**Bild 2**).
Bei Stromquellen mit zu großem Zündstromstoß neigt die Elektrode beim Zünden zum Festhaften am Werkstück und bei Tropfenkurzschlüssen entsteht starke Spritzerbildung; bei zu kleinem Zündstromstoß reicht die Wärmeentwicklung zum sicheren Zünden nicht aus. Damit die Stromquelle ein gutes Wiederzünden gewährleistet, soll die Spannung nach Aufheben des Kurzschlusses möglichst rasch die volle Leerlaufspannung U_0 wieder erreichen. Bei Stromquellen mit hohen Induktivitäten im Schweißstromkreis, z. B. Schweißgleichrichtern mit Zusatzdrosseln, erfolgt ein rascher Spannungsanstieg bis oberhalb U_0.

Einstellbereich des Schweißstroms. Er ergibt sich als Schnittpunkt der Lichtbogenkennlinie mit den statischen Kennlinien auf größter und kleinster Einstellstufe. Die Lichtbogenkennlinien sind in der DIN EN 50078 in Form von Zahlenwertgleichungen festgelegt:

Umhüllte Elektroden	$U = 20 + 0{,}04\,I$,
Wolfram – Inertgas – Schweißen	$U = 10 + 0{,}04\,I$,
Metall – Schutzgas – Schweißen	$U = 14 + 0{,}05\,I$,
Unterpulver – Schweißen	$U = 20 + 0{,}04\,I$ bzw.
	$U = 14 + 0{,}05\,I$.

Zulässige Leerlaufspannungen und Einschaltdauer. Aus Sicherheitsgründen sind die Leerlaufspannungen für das WIG- bzw. E-Hand-Schweißen (DIN EN 50060/A1) und das MIG/MAG-Schweißen (DIN EN 60974-1) begrenzt.

Bauausführungen

Stromquellen ohne elektronische Stellglieder wie z. B. Schweißtransformatoren, Schweißumformer und Schweißgleichrichter spielen in der modernen industriellen Fertigung nur noch eine untergeordnete Rolle. Die ersten Stromquellen mit elektronischen Stellgliedern waren Thyristorstromquellen und Transistorstromquellen mit Längsregler. Aufgrund der großen Verlustleistung der Längsregler und der Fortschritte bei Leistungshalbleitern (*IGBTs und Power-MOSFETs*) werden heutige Stromquellen in getakteter Bauweise ausgeführt. Die immer höheren Schaltfrequenzen erfordern zusätzliche schaltungstechnische Maßnahmen, um Netzrückwirkungen zu minimieren und die elektromagnetische Verträglichkeit (EMV) zu gewährleisten, z. B. aufwendiges Platinenlayout, Ferritkerne, Gehäuseabschirmung, potentialfreie Lichtleiterverbindungen.

Sekundär getaktete Gleichstromquelle. Die herabtransformierte, gleichgerichtete und geglättete Netzspannung wird zu Rechteckimpulsen bis 100 kHz umgeformt und mittels einer Drossel geglättet. Ein Regler vergleicht Soll- mit Istwerten und moduliert die Pulsbreite (**Bild 3**).

Primär getaktete Gleichstromquelle (Inverter). Die primärseitig gleichgerichtete, geglättete Netzspannung wird zu Rechteckimpulsen bis 100 kHz umgeformt. Diese werden herabtransformiert, gleichgerichtet und mittels einer Drossel geglättet. Ein Regler vergleicht Soll- mit Istwerten und moduliert die Pulsbreite entsprechend (**Bild 4**). Bei gleicher Leistung nimmt das Volumen des Transformators mit zunehmender Frequenz ab. Dadurch läßt sich sein Gewicht um über 90 % reduzieren.

Impulsstromquellen. Ein Drehstromschweißgleichrichter liefert den Grundstrom, ein Wechselstromtransformator mit gesteuertem Gleichrichter (Thyristor-Diodenkombination) erzeugt den Impulsstrom. Eine weitere Bauausführung besteht aus einem Transformator und zwei gesteuerten Gleichrichtern [1]. Kurzschlußstromspitzen können bei diesen Bauausführungen nur durch nachgeschaltete Drosseln geglättet werden. Ein weiterer Nachteil ist die nur in Sprüngen wählbare Impulsfrequenz von 25 Hz–150 Hz.

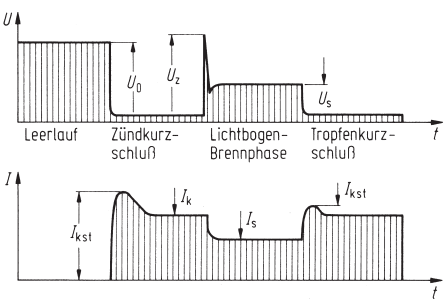


Bild 2. Zeitlicher Verlauf von Strom und Spannung bei kurzzeitigen Belastungsänderungen infolge Berührungszündung und Tropfenkurzschluß

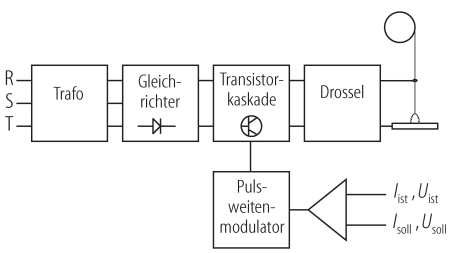


Bild 3. Sekundär getaktete Gleichstromquelle

T

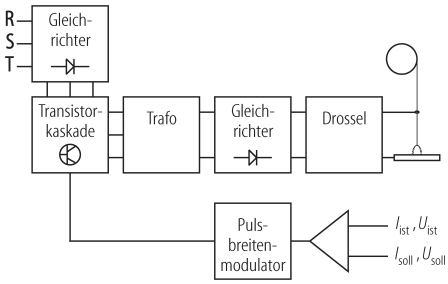


Bild 4. Primär getaktete Gleichstromquelle

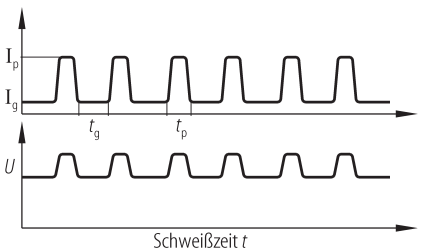


Bild 5. Verlauf von Strom und Spannung beim Impulslichtbogenschweißen

Stromquellen moderner Bauart sind dank ihres schnellen Reglerverhaltens in der Lage, nahezu beliebige Strom- bzw. Spannungsverläufe zu erzeugen. Der Stromverlauf läßt sich durch zwei Phasen charakterisieren. Die Grundstromphase I_g der Länge t_g verhindert ein Erlöschen des Lichtbogens und schmilzt die Drahtspitze an. Die Impulsstromphase I_p der Länge t_p löst den Tropfen von der Drahtspitze ab und läßt ihn kurzschlußfrei übergehen (**Bild 5**).

Programmierung von Transistorstromquellen. Mittels moderner Mikroprozessortechnik ist die Handhabung wesentlich erleichtert worden. Der Schweißer wählt das Schutzgas, den Drahtwerkstoff und den Drahtdurchmesser. Das entsprechende Parameterfeld wird aus der Datenbank (z. B. EPROM) der Stromquelle ausgelesen, ordnet dem vom Schweißer gewählten Drahtvorschub alle weiteren Parameter zu (Synergic Control) und ermöglicht eine kontinuierlich hohe Schweißqualität. Durch Echtzeitprozeßdatenerfassung wird der Schweißprozeß stetig überwacht, bei Bedarf protokolliert und z. T. mittels Fuzzylogic optimiert. Über Schnittstellen lassen sich die Stromquellen mit Robotersteuerungen verbinden. Sensorik identifiziert die Fügeteile und die Steuerung wählt das entsprechende Fertigungs- und Schweißprogramm aus. Neben den eigentlichen Schweißparametern legen weitere Parameter das Stromquellenverhalten beim Prozeßstart und beim Prozeßende (Endkraterfüllung) fest. Progamm-Module, Parametersätze und Fehlerprotokolle können vor Ort oder z. B. via Internet von einem Servicetechniker bearbeitet werden.

Stromquellen für Rechteckwechselstrom (WIG). Auf die bei sinusförmigem Wechselstrom notwendige HF-Überlagerung im Nulldurchgang zum Wiederzünden des Lichtbogens kann verzichtet werden. Durch Verschiebung der Nullinie (*AC-Balance*) kann z. B. beim Aluminiumschweißen die Leistung im positiven Wellenanteil verkleinert und so die thermische Belastung der Wolframelektrode reduziert werden ohne auf die kathodische Reinigungswirkung zu verzichten. Zum Gleichstromschweißen (auch gepulst) lassen sich diese Maschinen ebenfalls einsetzen.

Es können Startstrom, Schweißstrom, Pulsfrequenz, Pulsbreite, Startverhalten (*slope up*), Kraterfüllstrom, Abschaltverhalten (*slope down*) sowie Gasvor- und -nachströmzeit eingestellt werden [2].

Stromquellen für das MAGM-Hochleistungsschweißen. Verfahrensbedingt liefern diese Stromquellen z. T. Ströme ≥ 700 A bei Spannungen von bis zu 50 V und 100 % ED. Als Schutzgase werden je nach Verfahrensvariante Ar-Gemische mit unterschiedlichen Anteilen an He, CO_2 und O_2 verwendet. Das Drahtförderwerk ist als 4- oder 6-Rollenantrieb ausgeführt um den Schweißdraht mit bis zu 25 m/min abzuspulen. Eine weitere Steigerung der Abschmelzleistung kann durch Mehrdrahtverfahren erreicht werden.

6.2 Widerstandsschweißmaschinen
Resistance welding machines

Widerstandsschweißeinrichtungen umfassen ortsfeste Schweißmaschinen (**Bild 6**) sowie bewegliche Schweißzangen. Letztere können entweder von Hand oder von Industrierobotern geführt werden. Nach dem Verfahrensprinzip werden Punkt-, Buckel-, Rollennaht- und Stumpfschweißeinrichtungen unterschieden.

Mechanische Funktionen. Die Elektrodenkraft soll sich in einem weiten Bereich verändern lassen. Maschinengestell und Elektrodenarme sind mit hoher Steifigkeit auszuführen. Dies ist für Buckelschweißmaschinen von besonderer Bedeutung, um eine gleichmäßige Stromverteilung beim Mehrbukkel-Schweißen sicherzustellen. Trotz schneller Schließbewegung soll die Elektrode schlagfrei aufsetzen, um Arbeitsgeräusch und Elektrodenverschleiß gering zu halten. Für gutes Schweißverhalten ist das bewegliche Elektrodensystem möglichst massearm auszuführen [4].

Elektrische Funktionen. Damit die Schweißeinrichtungen bei vorgegebenen Anschlußleistungen möglichst hohe Sekundärströme abgeben können, sind die Energieverluste von Transformator und Sekundärkreis klein zu halten. Die Schweißstromsteuerung hat die Aufgabe, vorwählbare Vorpreß-, Strom- und Nachpreßzeiten sowie evtl. Stromanstiegs- und -abfallgeschwindigkeiten genau einzuhalten. Bei Druckprogramm-Steuerungen kann die Elektrodenkraft während des Schweißens verändert und hierdurch die Schweißqualität verbessert werden.

Dreiphasen-Gleichstrom- und Mittelfrequenzinverter-Schweißeinrichtungen. Gleichstrommaschinen mit dreiphasigem Netzanschluß und sekundärseitiger Stromgleichrich-

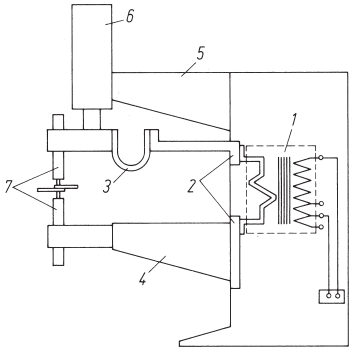


Bild 6. Schematischer Aufbau einer Punktschweißmaschine. *1* Transformator, *2* Stromschienen, *3* Stromfeder, *4* Unterarmhalter mit Unterarm, *5* Oberarm, *6* Druckluftzylinder und Stößelführung, *7* Elektrodenhalter mit Elektroden

tung gewinnen wegen besserer Energieausnutzung, symmetrischer Netzbelastung und vorteilhafter Schweißeigenschaften gegenüber Wechselstrom-Schweißmaschinen zunehmend an Bedeutung, insbesondere bei hohem Strombedarf, wie z. B. beim Aluminiumpunkt- oder Mehrbuckel-Schweißen [5]. Bei Mittelfrequenz-Schweißinvertern wird die 3phasige Netzspannung primärseitig gleichgerichtet, mittels IGBT-Leistungstransistoren getaktet (ca. 1 kHz), über einen masseärmen Mittelfrequenztransformator zur Sekundärseite übertragen und mit Hochstromdioden gleichgerichtet. Vorteile des Mittelfrequenzinverters sind geringe Baugröße, kurze Prozeßstell- bzw. -regelzeiten sowie verlustarme und gleichmäßige Energieeinbringung.

6.3 Laserstrahl-Schweiß- und Löteinrichtungen
Laser welding and soldering equipment

Als Wärmequelle wird ein auf die Schweißstelle fokussierter Laserstrahl verwendet, dessen Monochromasie und Kohärenz Leistungsdichten von 10^6 bis 10^8 W/cm^2 ermöglicht. Aufgrund hoher Strahlleistungen werden CO_2-Gaslaser und Nd:YAG-Festkörperlaser am häufigsten zum Schweißen und Löten eingesetzt. CO_2-Gaslaser werden wegen guten Wirkungsgrades (15–20 %) und hoher Strahlleistungen ($\leq$ 40 kW) für das Nahtschweißen mit hohen Schweißgeschwindigkeiten bzw. bei größeren Blechdicken bevorzugt. Dagegen erreicht der kompaktere Nd:YAG-Laser nur $\leq$ 4 % Wirkungsgrad, jedoch entstehen infolge kürzerer Wellenlänge (1,06 μm gegenüber 10,6 μm beim CO_2-Laser) geringere Reflexionsverluste an metallischen Werkstücken. Sein Einsatz richtet sich vorwiegend auf punkt- und linienförmige Feinschweißungen und -lötungen. Durch Leistungserhöhung ($\leq$ 5 kW) über Kopplung mehrerer Laserresonatoren und durch flexible Strahlführung über Lichtleitfasern gewinnt er zunehmend auch für das Schweißen größerer und komplex geformter Bauteile, wie z. B. Pkw-Karosserien, an Bedeutung [4–7].

6.4 Löteinrichtungen
Soldering and brazing equipment

Mechanisiertes Hartlöten

Der Lötvorgang läßt sich durch geeignete Lotzuführung, z. B. als *Lotformteil, Lotpulver, Lotpaste* oder als *Lotplattierung*, gut mechanisieren. Als Fördereinrichtung werden meist Drehtische oder Förderschlitten verwendet, die die Werkstücke durch die Erwärmungszone führen. Die Energiezufuhr geschieht vorzugsweise über Gasbrenner, Induktionsspulen oder Widerstandswärme [6, 8].

Zum Induktionslöten dickerer Teile werden rotierende Stromwandler mit Mittelfrequenzen von 1 bis 10 kHz bevorzugt. Für dünne Teile eignen sich Röhrengeneratoren im Hochfrequenzbereich von $>$ 100 kHz. Als Induktoren kommen abhängig von der Werkstückform Spulen- und Flächeninduktoren zum Einsatz.

Der Aufbau von Widerstands-Lötmaschinen entspricht weitgehend demjenigen von Schweißmaschinen. Bei der sog. Innenwiderstandserwärmung entsteht die Lötwärme vorzugsweise im Werkstück unter Stromzuführung mittels Kupferelektroden. Bei der sog. Außenwiderstandserwärmung wird die Wärme vorzugsweise in den Graphitelektroden erzeugt und über Wärmeleitung auf das Werkstück übertragen.

Ofenlöten mit Weich- und Hartloten

Die Lötöfen sind entweder gas-, öl- oder elektrisch beheizt. Letztere bieten die Möglichkeit regelbarer Temperaturführung und definierter Schutzgasatmosphäre bzw. Vakuumbedingungen. Weiterhin ist zwischen diskontinuierlich arbeitenden sowie Durchlauföfen zu unterscheiden. Durch Verwendung von inerten oder reduzierenden (z. B. H_2-CO/CO_2-Gemischen) Schutzgasen – kann u. U. auf Flußmittel verzichtet werden. Zum flußmittelfreien Vakuumlöten bei Drücken zwischen 10^{-1} bis 10^{-6} mbar werden Heiß- oder Kaltwandöfen mit Heizwiderstands- oder Induktionsbeheizung eingesetzt.

Weichlöteinrichtungen in der Elektronik

Das Tauch- bzw. Wellenlöten von Anschlußfahnen elektrischer Bauteile an die Leiterbahnen von Schaltplatten erfolgt durch Eintauchen in ein Lotbad oder in eine Lotwelle, wobei sowohl die Lötstellen erwärmt als auch das Lot zugeführt werden. Beim Reflowlöten wird zunächst das Lot als Paste oder Plattierung aufgebracht und anschließend die Wärme über Heizbügel oder -stempel, Heißluft- oder -dampf, Infrarotstrahlung sowie Licht- oder Laserstrahl zugeführt [6, 7].

T

7 Industrieroboter. Industrial robot

G. Spur und **E. Uhlmann**, Berlin

7.1 Einteilung von Handhabungseinrichtungen
Systematic of handling systems

Handhabungsgeräte sind Arbeitsmaschinen, die zur Handhabung von Objekten mit zweckdienlichen Einrichtungen, wie z. B. Greifern oder Werkzeugen ausgerüstet sind.

Bei den weiteren Ausführungen steht die Gruppe der universellen Handhabungsgeräte, die *maschinell* gesteuert werden und deren Arbeitsablauf *programmierbar* ist, im Vordergrund. Diese Gruppe wird in Geräte mit *einstellbarer Wegbegrenzung* und in Geräte mit *steuerbarer Sollwertvorgabe* unterteilt. Bei Geräten mit einstellbarer Wegbegrenzung, wie z. B. Nocken, Endlagenschalter oder Festanschläge, lassen sich in jeder Bewegungsachse nur zwei unterschiedliche Positionen anfahren. Dagegen können bei Geräten mit steuerbarer Sollwertvorgabe beliebig viele Positionen je Bewegungsachse angefahren werden. Die Anzahl der Positionen wird dabei nur durch die Kapazität der Sollwertspeicher in der Steuerung begrenzt. Bei den maschinell gesteuerten Handhabungsgeräten nimmt die Flexibilität mit der Programmierbarkeit zu.

Entsprechend der Systematik in **Bild 1** lassen sich flexible Handhabungsgeräte folgendermaßen definieren:

Flexible Handhabungsgeräte (Industrieroboter) sind Arbeitsmaschinen, die, zur selbsttätigen Handhabung von Objekten mit zweckdienlichen Werkzeugen ausgerüstet, in mehreren Bewegungsachsen hinsichtlich Orientierung, Position sowie Arbeitsablauf programmierbar sind.

Da sich der mechanische Aufbau von Handhabungsgeräten durch kinematische Ketten darstellen läßt, ist die Anzahl der Freiheitsgrade eines Handhabungsgeräts gleich der Anzahl der unabhängig zu bewegenden Glieder der kinematischen Kette, wenn jedes Gelenk nur einen Freiheitsgrad hat.

Achs–kombination	Koordinaten–bezeichnung	Achsbezeichnung	Arbeitsräume	
3 Linear–achsen	kartesische Koordinaten	Y, Z, X	quaderförmig	
2 Linear–, 1 Drehachse	Zylinderkoordinaten	Z, A, Y	zylindrisch	
1 Linear–, 2 Drehachsen	Kugelkoordinaten	A, B, X, Z	sphärisch	
3 Drehachsen	Gelenkkoordinaten	A, C, B	Torus ähnlich	
m Linear–, n Drehachsen	z.B. kartesische- und Gelenkkoordinaten	A, Y, B, C, Z	kinematisch überbestimmt	

Bild 1. Arbeitsräume und Bewegungskoordinaten bei Handhabungseinrichtungen

Zur technischen Realisierung eines kinematischen Systems werden Gelenke, Hebel und Antriebe als Elemente benutzt. Jede einzelne Kombination von Gelenk – Hebel – Antrieb wird als Bewegungsachse bezeichnet. Jede Bewegungsachse entspricht einem Freiheitsgrad der kinematischen Kette. Durch die Verwendung von Dreh- oder Schubgelenken entstehen Rotations- oder Translationsachsen (s. **G 9.1**).

Mit Handhabungsgeräten werden die Orientierung und die Position von festen Körpern verändert. Zur Einstellung der Lage eines festen Körpers im Raum sind *sechs unabhängige Bewegungen* (Freiheitsgrade) notwendig. Wird ein raumfestes kartesisches Koordinatensystem zugrunde gelegt, werden drei translatorische Freiheitsgrade zur Festlegung der Position eines Körperpunkts und drei rotatorische zur Orientierung des Körpers benötigt. Bewegungen im Raum, die beim Handhaben benötigt werden, lassen sich durch *Schiebungen* und *Drehungen* erzeugen. Zum Positionieren eines Körperpunkts innerhalb eines raumfesten kartesischen Koordinatensystems sind drei Freiheitsgrade notwendig. Die dafür erforderlichen, voneinander unabhängigen Bewegungen lassen sich durch eine geeignete Anordnung von mindestens drei steuerbaren Achsen realisieren.

Die Kombination von Linear- und Drehachsen sowie deren Anordnung legen den *Arbeitsraum* des Handhabungsgeräts fest, der sich durch das Bewegungskoordinatensystem oder durch die Geometrie seiner Begrenzungsflächen definieren läßt. In **Bild 1** sind diese Zusammenhänge für dreiachsige Grundsysteme dargestellt. Darüber hinaus sind neben diesen vier Grundtypen noch weitere Konfigurationen vorgestellt worden, die mehr als sechs steuerbare Achsen haben [1].

Beispiele hierfür sind *Portal-* oder *schienengeführte Roboter* sowie Roboter auf *schwenkbaren Plattformen*. Die zusätzlichen Bewegungsachsen erweitern den Arbeitsraum des Handhabungssystems, und die Überbestimmung der Freiheitsgrade ermöglicht Kollisionsvermeidungsstrategien sowie Bewegungsablaufoptimierungen.

Roboter können auch als Systeme mit *verteilten Achsen* aufgebaut werden, wie beispielsweise die Kombination von sechsachsigen Robotern mit Dreh- und Kipptisch zum Nahtschweißen (**Bild 2**), oder die mehrarmige Handhabung durch kooperierende Roboter.

7.2 Komponenten des Roboters
Components of robot

Im Hinblick auf das dynamische Bewegungsverhalten des Roboters müssen die Antriebseinheiten der aktiven Gelenke hohen, teils schwer miteinander zu vereinbarenden Anforderungen genügen. Dazu zählen geringe Massenträgheit, niedriges Leistungsgewicht, hohe Impulsleistung, hohe Kurzzeitüberlastbarkeit, hohe Auflösung sowohl über den Wegstellbereich als auch über den Geschwindigkeitsstellbereich.

Neben hydraulischen und pneumatischen sind überwiegend elektrische Antriebe im Einsatz (s. **T 1.2.1**).

Als Gleichstrommotoren werden hauptsächlich Scheibenläufer- und Stabankerbauformen verwendet. In jüngster Zeit zeichnet sich eine Entwicklung zugunsten des Einsatzes von bürstenlosen Gleichstrommotoren mit Seltene-Erden-Magneten sowie von Asynchronmaschinen ab. Diese Antriebe können mit sehr geringer Wartung betrieben werden und haben ein besseres Gewicht-Leistungsverhältnis. Der hierfür notwendige Aufwand in der Leistungselektronik wird meistens durch die genannten Vorteile ausgeglichen.

Die elektrischen Antriebe werden in Verbindung mit hochuntersetzenden Getrieben, wie beispielsweise Harmonic-Drive, Schnecken- oder Planetengetriebe verwendet (s. **T 1.2.2**).

Der nicht untersetzte Direct-Drive ist auf wenige Einsatzfälle beschränkt.

Die hydraulischen Antriebe in Form von Hydraulikzylindern erlauben sehr hohe Antriebskräfte bei relativ geringem Eigengewicht. Daher dienen sie bevorzugt zum Antrieb von Großkinematiken.

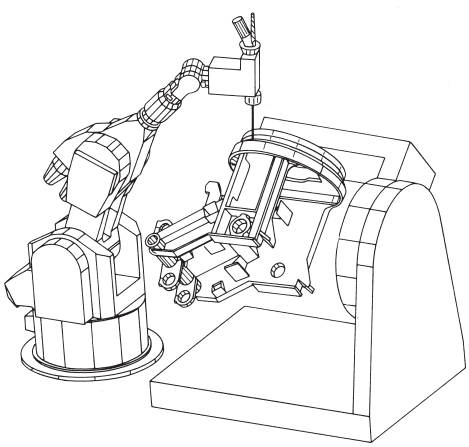


Bild 2. Robotersystem mit verteilten Achsen (KUKA, Augsburg)

Die pneumatischen Zylinder ermöglichen zwar sehr hohe Geschwindigkeiten, aber die Kompressibilität der Luft verhindert das Einhalten von genauen Bahnen. Diese Antriebe werden vor allem für Zufuhr- und Einlegeeinheiten mit einstellbaren Anschlägen verwendet.

Zur genauen und schnellen Erfassung der Gelenk-Ist-Stellung dienen die internen Sensoren des Roboters. Mit ihrer Hilfe bildet die Robotersteuerung aus Ist- und Sollstellung die Regeldifferenz, die vom Lageregler in entsprechende Stellgrößen umgesetzt wird.

Interne Sensoren lassen sich nach der Meßwertabnahme in translatorische und rotatorische, nach der Meßwerterfassung in digitale und analoge sowie nach dem Meßverfahren in inkrementale und absolute einteilen. In der Praxis werden bei Industrieroboter Resolver und digitale Geber eingesetzt (s. **W 2**).

Resolver sind nach dem Induktionsprinzip arbeitende Meßsysteme mit direkter Winkelwerterfassung. Sie können auch als indirekte Wegmeßaufnehmer angewendet werden. Kleine Bauweise, hohes Auflösungsvermögen und Verschleißfestigkeit sind besondere Vorteile des Resolvers.

Die *digitalen* Geber erfassen den Meßwert als ganzzahliges Vielfaches des Weg- oder Winkelinkrements. Je nachdem, ob sich der Meßwert als Inkrementanzahl oder durch Ablesen einer codierten Skala ergibt, wird zwischen *inkrementalen* (relativen) und *codierten* (absoluten) Meßsystemen unterschieden. Absolute digitale Geber erfordern einen relativ hohen konstruktiven Aufwand, um einen großen Verfahrweg bei hoher Auflösung zu erreichen. Inkrementale digitale Geber sind preisgünstiger als absolute und weisen prinzipiell einen unbegrenzten Meßbereich auf. Die Nachteile inkrementaler Meßsysteme sind die Kumulierung von Meßfehlern und der Verlust des Referenzpunkts bei Stromausfall.

7.3 Kinematisches und dynamisches Modell
Kinematic and dynamic model

7.3.1 Kinematisches Modell. Kinematic model

Zur Beschreibung der allgemeinen räumlichen Bewegung eines starren Endeffektors werden sechs voneinander unabhängige Koordinaten als Funktion der Zeit benötigt. Drei dieser Koordinaten bestimmen die Position des Effektorkoordinatenursprungs, die restlichen drei die Orientierung des Effektorkoordinatensystems gegenüber dem fundamentfesten Bezugskoordinatensystem. Diese Koordinaten werden als *externe Koordinaten X* bezeichnet. Bei Strukturen ohne Verzweigungen oder Schleifen in der kinematischen Kette der Roboterglieder sind die Gelenkkoordinaten (innere Koordinaten) als generalisierte Koordinaten zu wählen. Der Zusammenhang zwischen externen und internen Koordinaten ist durch eine nichtlineare, vektorwertige Abbildung $X = f(q)$ definiert. Die konkrete Form der Vektorfunktion f hängt über die betrachtete Struktur hinaus auch von der Wahl des internen und externen Koordinatensystems ab. Im praktischen Einsatz sind beide Koordinatensysteme erforderlich. Die Roboterbewegung wird üblicherweise in externen Koordinaten geplant, die Steuerung und Regelung erfolgt in Gelenkkoordinaten.

Kinematische Grundaufgaben. Bei der kinematischen Analyse des Roboters stellen sich grundsätzlich zwei Probleme.

Direktes Problem. Für gegebene Gelenkstellungen sind die zugehörige Position und Orientierung des Endeffektors in externen Koordinaten zu bestimmen.

Inverses Problem. Zur Erzeugung der gewünschten Bahn in externen Koordinaten sind die erforderlichen internen Koordinaten zu bestimmen.

Für die Lösung beider Aufgaben dient die Denavit-Hartenberg-Konvention zur Beschreibung und Modellierung der kinematischen Roboterstruktur. Dabei wird jedes Glied der kinematischen Kette mit einem körperfesten Koordinatensystem versehen.

Die Koordinatentransformation zwischen zwei benachbarten Gliedern hängt nur von der Koordinate des verbindenden Gelenks, die Transformation $f(q)$ zwischen Basis- und Effektorglied der unverzweigten kinematischen Kette von allen Gelenkkoordinaten ab.

Die Lösung der inversen Aufgabe, $q = f^{-1}(X)$, ist i. allg. nicht eindeutig und läßt sich nur für spezielle Roboterstrukturen in geschlossener Form ermitteln. Für Strukturen, z. B. mit „sphärischer Hand", deren Handachsen sich in einem Punkt schneiden, sind explizite Lösungen in geschlossener Form möglich [1]. Im allgemeinen Fall sind numerische Lösungsverfahren anzuwenden (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*).

7.3.2 Dynamisches Modell. Dynamic model

Das System der Bewegungsdifferentialgleichungen des Roboters läßt sich in der Form der *Newton-Eulerschen Gleichungen* für *holonome* Systeme angeben

$$\boldsymbol{H}(\boldsymbol{q})\boldsymbol{q} + \boldsymbol{h}(\boldsymbol{q})\boldsymbol{q} + \boldsymbol{G}(\boldsymbol{q}) = \boldsymbol{P}.$$

Dabei stellt $\boldsymbol{H} = (\boldsymbol{H}_{ij})$ die n-dimensionale Trägheitsmatrix, $\boldsymbol{h} = (\boldsymbol{h}_1 \ldots \boldsymbol{h}_n)$ den Vektor der generalisierten Zwangskräfte (Zentrifugal- und Coriolis-), $\boldsymbol{G} = (\boldsymbol{G}_1 \ldots \boldsymbol{G}_n)$ den Vektor der generalisierten Gewichtskräfte und $\boldsymbol{P}$ den Vektor der Antriebskräfte dar [2]. Ausgehend von diesem Modell stellen sich zwei dynamische Grundaufgaben:

Direktes Problem. Für gegebene Antriebskräfte $\boldsymbol{P}(t)$ soll die Roboterbewegung $\boldsymbol{q}(t)$ ermittelt werden.

Inverses Problem. Zur Erzeugung der gewünschten Roboterbewegungen $\boldsymbol{q}(t)$ sind die erforderlichen Antriebskräfte $\boldsymbol{P}(t)$ zu bestimmen.

Die Aufstellung der dynamischen Gleichungen für Industrieroboter von Hand ist äußerst mühsam und fehleranfällig. Deshalb sind zur mathematischen Modellierung von Robotern verschiedene Algorithmen und entsprechend effiziente numerische oder symbolische Programmpakete entwickelt worden. Symbolische Programme bringen die Bewegungsgleichungen für die jeweilige Aufgabenstellung in eine Form, die den Aufwand ihrer arithmetischen Auswertung minimiert.

7.4 Genauigkeit, Kenngrößen, Kalibrierung
Characteristics, accuracy, calibration

Die Bestimmung und Verbesserung der Genauigkeit eines Robotersystems ist von großer Bedeutung für Roboterhersteller und von noch größerer Wichtigkeit für den Anwender.

- Für die Genauigkeit eines Roboters müssen Roboterkenngrößen mittels dafür definierter Testverfahren bestimmt werden ([ISO 9283] [ISO 9946]).
- Verbesserungen der mechanischen Grundgenauigkeit oder Wiederholgenauigkeit erfordern konstruktive Änderungen am Lager und Getriebe.
- Verbesserungen der dynamischen Eigenschaften (Lineare Bahnen, Ecken, Überschwingen) erfordern Änderungen an den Steuerungseinstellungen oder verbesserte Steuerungsalgorithmen.
- Verbesserungen der absoluten Posen-Genauigkeit, d. h. die Fähigkeit, ein Werkzeug [ISO 8373] präzise zu einer kartesischen Position und Orientierung [ISO 9787] zu bewegen, erfordern Kalibriertechniken.

Im Standard ISO 9283 werden die Testbedingungen und -verfahren und die folgenden Kenngrößen definiert:

- Pose-Kenngrößen (Pose = Position und Orientierung): Pose-Genauigkeit und Pose-Wiederholgenauigkeit, Ab-

standsgenauigkeit und Abstandswiederholgenauigkeit, Pose-Stabilisierungszeit, Pose-Überschwingen, Drift der Pose-Kenngrößen, Austauschbarkeit.
- Bahn-Kenngrößen: Bahn-Genauigkeit, Bahn-Wiederholgenauigkeit, Bahnorientierungs-Genauigkeit, Eckenabweichungen, Bahngeschwindigkeits-Kenngößen.
- Pose-Stabilisierungszeit, statische Nachgiebigkeit, Pendelabweichungen.

Roboterkalibrierung bezeichnet Prozeduren, mit denen die wirklichen Parameterwerte der geometrischen Abmessungen und gewisser mechanischer Charakteristiken (z. B. Elastizität) eines Roboters oder Mehrkörpersystems bestimmt werden können. Ein Anwenderpaket zur Roboterkalibrierung besteht aus Techniken und Verfahren zur Modellierung verschiedener Robotertypen, einem Meßsystem und Prozeduren zur zuverlässigen Bestimmung der Modellparameterwerte aus Messungen z. B. der Endeffektorposition in verschiedenen Roboterstellungen. Wenn die Modellparameter nicht direkt in der Robotersteuerung verwendet werden können, ist zusätzlich ein Kompensationsverfahren erforderlich, das die Kalibrierergebnisse berücksichtigt.

Kalibrierverfahren werden benötigt, wenn Roboter mit hoher Absolutgenauigkeit gefordert werden, die offline programmierte Anwendungen ohne aufwendige manuelle Nachkorrektur ausführen sollen. Kalibrierfunktionalitäten werden von den Lieferanten von offline-Programmiersystemen angeboten.

Die systematischen Fehler in:
- der vom *Roboter* selbst definierten Pose des Werkzeugflansches relativ zur Roboterbasis,
- der vom *Werkzeug* definierten Transformation vom Roboterflansch zum Endeffektor bzw. dem Werkzeugkoordinatensystem,
- der *Aufstellung* des Roboters in der realen Fertigungszelle mit der Transformation zwischen der Roboterbasis und dem Zellen- oder Weltkoordinatensystem,
- der Lage des *Werkstückes* mit der Transformation zwischen dem Werkstückreferenz-Koordinatensystem und dem Zellenkoordinatensystem und
- der Geometrie des *realen Werkstücks*

können durch Kalibrierverfahren kompensiert werden. Auf diese Weise wird die Absolutgenauigkeit eines Roboters bis fast an die Grenze seiner Wiederholgenauigkeit verbessert.

Verschiedene technische Lösungen für Kalibrierverfahren wurden in der Vergangenheit entwickelt. Eine detaillierte Darstellung mit vielen praktischen Hinweisen für den Anwender findet sich in [21].

7.5 Steuerungssystem eines Industrieroboters
Industrial robot control systems

Die Aufgabe einer Industrierobotersteuerung besteht darin, ein oder mehrere Handhabungsgeräte gemäß der im technologischen Prozeß geforderten Handhabungs- oder Bearbeitungsaufgabe zu steuern. Bewegungsfolgen und Aktionen sind in einem „Anwenderprogramm", das von der Steuerung abgearbeitet wird, festgelegt. Über Sensoren erhält sie Prozeßinformationen und ist damit in der Lage, die vordefinierten Abläufe, Bewegungen und Aktionen den sich ändernden oder a priori unbekannten Gegebenheiten der Umwelt in gewissen Grenzen anzupassen. Darüber hinaus muß eine Industrierobotersteuerung bestimmte Anforderungen an Betriebsarten, Bedienung und Programmierung sowie Überwachungs- und Sicherheitsfunktionen erfüllen [1, 5].

Industrierobotersteuerungen werden weitgehend auf Mikrorechnerbasis, zum Teil in Multiprozessortechnik realisiert (s. **T 2**). Für die Anbindung an übergeordnete Steuerungs- und Programmiersysteme stehen Schnittstellen zu Fabrikkommunikationssystemen (z. B. MAP) zur Verfügung. Zunehmend erfolgt auch die Anbindung peripherer Prozesse (z. B. Schweißsteuerung, Fördersysteme) und externer Sensorik über serielle Bussysteme (z. B. Feldbus, Bitbus).

Software-Komponenten einer Robotersteuerung (Bild 3). Über das *Kommunikationsmodul* wird der Datenaustausch mit anderen Steuerungssystemen (IR-Steuerungen, Zellrechner, Leitrechner) abgewickelt. Insbesondere erfolgt hierüber das Laden der Anwenderprogramme in die Robotersteuerung und der Austausch von Zustandsdaten und Meldungen mit anderen Steuerungssystemen (DNC-Betrieb = Direct Numerical Control). In der ISO-Norm 9506 „Manufacturing Message Specification (MMS)" wird für die verschiedenen Geräteklassen ein gemeinsamer Kommunikationsstandard festgelegt [3, 4].

Ablaufsteuerung. Das Anwenderprogramm eines Industrieroboters enthält Bewegungsanweisungen, Effektoranweisungen, Sensoranweisungen, Programmablaufkontrollanweisungen, arithmetische Anweisungen und technologische Anweisungen. Die Ablaufsteuerung organisiert die Abarbeitung des Anwenderprogramms und ist meist mit dem sog. Interpreter identisch. Darunter ist ein Programm zu verstehen, das die Anweisungen des Anwenderprogramms liest, die Anweisungen dekodiert und die entsprechenden Ausführungsroutinen bzw. -komponenten aufruft und koordiniert.

Die Aufgabe der *Bewegungssteuerung* ist es, anhand des durch Anwenderprogramm und Anwenderdaten vorgegebenen Bewegungsverlaufs entsprechende Führungsgrößen für den Servoregler zur Ansteuerung der jeweils an der Bewegung beteiligten Handhabungseinrichtungen (Roboter, Drehtisch, Teilkinematiken und andere Zusatzachsen) zu erzeugen. *Punktsteuerungen* (PTP = Point-to-Point) gestatten das Abspeichern und Anfahren einer Folge diskreter Raumpunkte. Die Bewegungsbahn des Endeffektors zwischen den Raumpunkten ist dabei nicht exakt festgelegt. Mit ihnen läßt sich ein zeitlich sehr effizientes Bewegungsverhalten realisieren. Sie werden für Aufgaben eingesetzt, bei denen der genaue Bahnverlauf unwesentlich ist, z. B. bei Handhabungs- und Punktschweißaufgaben. *Bahnsteuerungen* (CP = Continous Path) bieten die Möglichkeit, im Arbeitsraum mathematisch definierte Bewegungsbahnen zu verfahren. Der

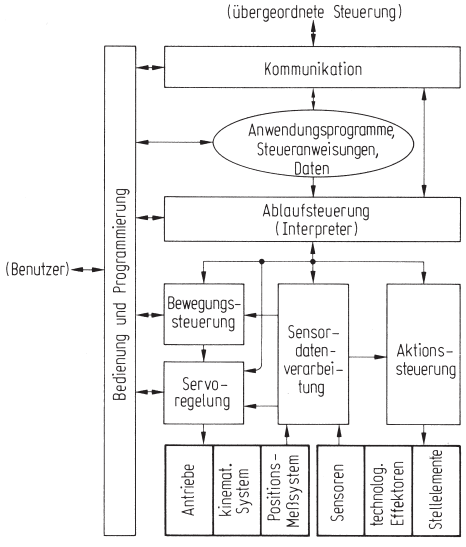


Bild 3. Software-Komponenten einer Industrierobotersteuerung

Bahnrechner (Interpolator) ermittelt entsprechend einer vorgegebenen Bahnfunktion (Gerade, Kreis, höhere Polynome) und Geschwindigkeitsfunktion eine Anzahl von Zwischenwerten auf der punktmäßig programmierten Raumkurve und gibt sie entsprechend der vorgegebenen Geschwindigkeit an den Servoregler. Bahnsteuerungen werden z. B. bei Bahnschweißaufgaben und beim Entgraten eingesetzt.
Der *Servoregler* hat die Aufgabe, die Achsen des Roboters entsprechend den vorliegenden Stellungssollwerten zu verfahren. Im Achsregler werden noch einmal achsspezifisch Zwischenpunkte in einem engeren Zeitraster berechnet (Feininterpolation). Die Werte der Achswinkel oder -wege werden in Motorströme, -spannungen oder -inkremente umgesetzt und an die Stellmotoren ausgegeben. Das Anfahren der Achspositionen wird anhand der von Weg- oder Winkelmeßsystemen rückgemeldeten Istpositionen überwacht und ausgeregelt.
Die *Sensordatenverarbeitung* empfängt von roboterinternen (Weg- und Winkelmeßsystemen, Kraft-Momentensensoren) und -externen Sensoren (z. B. Näherungssensoren, Erkennungssysteme) Signale oder Daten, wie z. B. Koordinatenwerte von Objekten. Diese Daten werden auf verschiedenen Ebenen der Robotersteuerung (Ablaufsteuerung, Bewegungssteuerung, Achsregelung) benötigt und weiterverarbeitet. Kürzeste Reaktionszeiten auf äußere Bedingungen lassen sich erreichen, wenn die entsprechenden Sensordaten der Achsregelungsebene zugeführt werden (z. B. Kraft-Momenten-Sensorik, Kollisionsüberwachung).
Die *Aktionssteuerung* führt die Aktionsbefehle des Anwenderprogramms aus, die sich i. allg. auf das Greifen und Festhalten der zu handhabenden Objekte oder die Ansteuerung von peripheren Einrichtungen bezieht. Entsprechend den Aktionsbefehlen nimmt sie eine kombinatorische Verknüpfung von steuerungsinternen und -externen Prozeßsignalen vor (Bewegungszustand, Endlagenschalter, Lichtschranken, Rückmeldungen anderer Steuerungen) und erzeugt die Ansteuersignale für binäre Stellglieder, wie Schaltschütze, Einfachantriebe und Ventile, oder generiert Kommandos (z. B. Start, Stop, Synchronisation) für periphere Fertigungseinrichtungen.
Die Steuerungskomponente *Bedienung* unterstützt Funktionen, wie Betriebsartenwahl, Eingabe von Arbeitsparametern, Programm-Start/-Stop und Programme laden/abspeichern. Eine Robotersteuerung kann in zwei Grundbetriebsarten, die sich meist noch in verschiedene Unterbetriebsarten aufgliedern, betrieben werden. In der Betriebsart „Einrichten“ kann der Bediener auf alle Bedienelemente der Steuerung zugreifen, mit deren Hilfe der Roboter verfahren sowie ein Handhabungsprogramm erstellt oder geändert werden kann. In der „Automatik“-Betriebsart sind nur wenige einfache Bedienfunktionen auszuführen (z. B. Programmwahl, Start, Stop, Fortsetzung). Informationen über das laufende Handhabungsprogramm sowie Bedienungshinweise und Fehlermeldungen werden angezeigt.
Die *Programmierkomponente* dient zur Erstellung, Wartung und Verwaltung von Anwenderprogrammen. Die zur Programmerstellung benötigten Funktionsmodule, wie Editor, Debugger, Compiler können Teil des Steuerungssystems sein oder auch auf andere Rechner (z. B. PC) ausgelagert werden. Eine interaktive Programmierkomponente erlaubt es, Programme oder ausgewählte Stellungen des Roboters bzw. Effektors im Teach-In-Verfahren einzugeben sowie Bewegungsprogramme auszutesten.

7.6 Programmierung. Programming

7.6.1 Programmierverfahren. Programming procedures

Unter einem Programmierverfahren ist das planmäßige Vorgehen zur Erzeugung von Anwenderprogrammen zu verstehen. Nach VDI-Richtlinie 2863 (IRDATA) ist dabei ein Anwenderprogramm eine Sequenz von Anweisungen mit dem Zweck, eine vorgegebene Fertigungsaufgabe zu erfüllen [6]. Programmiersysteme ermöglichen die Erstellung von Anwenderprogrammen und stellen hierzu entsprechende Programmierhilfen zur Verfügung (s. **T 2** und **Y 2.7.3**).
Die Programmierverfahren lassen sich in *direkte* Verfahren (*On-line*-Verfahren), *indirekte* Verfahren (*Off-line*-Verfahren) und *hybride* Verfahren einteilen [7].

Direkte Verfahren. Sie sind dadurch gekennzeichnet, daß die Erstellung der Anwenderprogramme unter Verwendung des Robotersystems erfolgt. Dies bewirkt, daß während der Programmierung einschließlich der Testzeit die Fertigungsanlage nicht zur Verfügung steht, was zu hohen Rüstzeiten führt. Die Integration betrieblicher, rechnerunterstützter Informationssysteme ist nur beschränkt möglich. Die Qualität der Anwenderprogramme ist in hohem Maße von der Erfahrung des Programmierers abhängig.
Es wird weiter in Play-Back-, Teach-In- und sensorgestützte Verfahren unterschieden.
Beim *Play-Back-Verfahren* erfolgt die Programmierung eines Arbeitsvorgangs durch manuelles Führen des Roboters entlang der gewünschten Raumkurve. Dabei werden die Lage-Ist-Werte (Achsstellungen) in einem definierten Zeit- oder Wegraster in das Anwenderprogramm übernommen. Bei Verwendung eines speziellen leichten Programmierhilfsarms lassen sich Bewegungen programmieren, die in ihrer Dynamik der menschlichen Arbeitsweise sehr nahe kommen. Eine typische Anwendung ist die Programmierung von Lackierrobotern [8].
Bei der *Teach-In-Programmierung* wird die Bewegungsinformation durch Anfahren der gewünschten Raumpunkte mit Hilfe eines Programmierhandgeräts (PHG) oder Bedienfelds und der Übernahme dieser Punkte durch Betätigen einer Funktionstaste erstellt. Darüber hinaus können über die Tastatur weitere Bewegungsanweisungen, wie z. B. Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorgaben oder die Steuerungsart (Punkt-zu-Punkt- oder Bahnsteuerung) eingegeben werden.

Sensorunterstützte Programmierverfahren lassen sich in automatisch sensorgeführte Verfahren und manuell sensorkontrollierte Verfahren einteilen [9]. Bei dem erstgenannten Verfahren erfolgt ausgehend von groben Bewegungsvorgaben (wie Start- und Zielpunkt) ein automatisches, sensorgeführtes Abtasten des Werkstücks durch den Roboter. Bei dem zweiten Verfahren wird der Roboter vom Bediener unter Verwendung eines Sensors, auch Programmiergriffel genannt, entlang der gewünschten Raumkurve geführt. Im Gegensatz zum Play-Back-Programmierverfahren, bei dem der Roboter ein passives Element darstellt, werden dabei Sensorsignale den Regelkreisen der Robotersteuerung zugeführt. Sie bewirken ein aktives Folgen der Bedienvorgaben. Während des sensor- bzw. handgeführten Programmierlaufs wird eine automatische Speicherung der gefahrenen Bahn durchgeführt. Dies geschieht durch Abspeichern von Bahnstützpunkten nach vorgegebenen Kriterien, wie z. B. der gewünschten Genauigkeit [10].

Indirekte Verfahren. Sie zeichnen sich dadurch aus, daß die Erstellung der Anwenderprogramme auf steuerungsunabhängigen Rechneranlagen getrennt vom Robotersystem erfolgt. Sie erfordern ein Rechnermodell des Robotersystems und der Anlagenumgebung. Programmierung und Test der Anwenderprogramme werden in die Arbeitsvorbereitung verlagert und sind somit Bestandteil der Fertigungsplanung. Eine Integration betrieblicher Informationssysteme sowie intelligente, rechnerbasierte Hilfsmittel unterstützen den Programmierer.
Bei den indirekten Programmierverfahren, die in *Off-line-Programmiersystemen* angewendet werden, ist zwischen textuellen und CAD-gestützten Verfahren zu unterscheiden:

Die *textuellen* Programmiersysteme erforderten Geometrieeingaben über eine Tastatur, wie es bei Rechner- und auch NC-Programmiersprachen üblich ist. Eine weitere Entwicklung bestand in der textuellen Eingabe mit grafischer Unterstützung. Neuere Programmiersysteme erlauben direkte CAD-Unterstützung für die Beschreibung der Geometrie und der Bewegungen.

CAD-unterstützte Programmierverfahren basieren auf der Nutzung geometrischer Modelle der am Fertigungsprozeß beteiligten Komponenten. Die Geometriemodellierung erfolgt hierbei unter Verwendung von CAD-Systemen. Am Grafikbildschirm werden Funktionen zur Verfügung gestellt, die eine Festlegung von anzufahrenden Positionen sowie von Verfahrwegen ermöglichen. Integrierte Simulationsmodule bieten die Möglichkeit einer Visualisierung der Bewegungsausführung des Roboters. CAD-unterstützte Programmierverfahren zeichnen sich daher durch ihre Anschaulichkeit aus.

Weiterhin ist zwischen bewegungsorientierten (expliziten) und aufgabenorientierten (impliziten) Programmierverfahren zu unterscheiden [11].

Bei den *bewegungsorientierten* Programmierverfahren werden alle Aktionen des Roboters, insbesondere die Bewegungen, einschließlich der notwendigen Ausführungsparameter (z. B. Geschwindigkeit, Beschleunigung) vom Programmierer vorgegeben. Somit ist die Beschreibung aller Verfahrwege und anzufahrenden Positionen unter Berücksichtigung der Kollisionsfreiheit erforderlich.

Bei den *aufgabenorientierten* Programmierverfahren erfolgt die Programmierung nicht durch Beschreibung des Verfahrwegs, sondern durch Beschreibung der Handhabungsaufgabe. Die Weginformation wird u. a. vom Programmiersystem unter Verwendung eines Modells der Roboterzelle (Umweltmodell) selbsttätig abgeleitet.

Hybride Verfahren. Sie stellen eine Kombination von direkten und indirekten Programmierverfahren dar (**Tab. 1**). Dabei wird der Programmablauf durch indirekte Verfahren festgelegt. Der Bewegungsteil des Programmes kann durch Teach-In- oder Play-Back-Verfahren sowie durch Sensorführung definiert werden.

7.6.2 Off-line-Programmiersysteme
Off-line programming systems

Das National Bureau of Standards, USA, hat 1986 eine Studie über weltweit existierende Off-line-Programmiersysteme für Roboter vorgelegt. Es werden etwa 95 verschiedene Roboterprogrammiersprachen genannt, die, nach modernen Maßstäben, nicht alle in Off-line-Programmiersystemen eingesetzt werden können. Basierend auf einer Analyse der Sprach- und Systemstrukturen wurden Roboterprogrammiersprachen klassifiziert [12].

Tabelle 1. Merkmale direkter und indirekter Programmierverfahren

Direkte Programmierverfahren	Indirekte Programmierverfahren
– reales Robotersystem und Anlagenumgebung erforderlich	– Rechnermodell von Robotersystem und Anlagenumgebung erforderlich
– Fertigungsanlage steht während der Programmierung nicht zur Verfügung	– Programmierung in der Arbeitsvorbereitung als Teil der Fertigungsplanung
– Testen der Anwenderprogramme am realen System	– Testen der Programme durch Simulation
– beschränkter Zugriff auf betriebliche Informationssysteme	– volle Integration betrieblicher Informationssysteme möglich
– Qualität der Anwenderprogramme abhängig von der Erfahrung des Programmierers	– Unterstützung des Programmierers durch intelligente, rechnerbasierte Hilfsmittel

Steuerungsnahe Off-line-Programmiersysteme

Die Programmerstellung mit Hilfe dieser Systeme erfolgt in derselben Programmiersprache, wie sie auch in der Robotersteuerung verwendet wird. Durch komfortable Editorprogramme (z. B. menügeführt) und bessere Kommunikationsmöglichkeiten wird die textuelle Programmerstellung erleichtert.

Derartige Off-line-Programmiersysteme ermöglichen die vollständige Erstellung eines Programms, das den zeitlichen Ablauf der Handhabungs- bzw. Bearbeitungsaufgabe, die Kommunikation mit der Prozeßperipherie und deren Synchronisation mit den Bewegungen des Industrieroboters beschreibt. Die Festlegung der Geometriedaten des Bewegungsprogramms, d. h. Position und Orientierung des Endeffektorsystems, erfolgt anschließend entweder durch numerische Vorgaben oder durch nachträgliches Teachen am realen Roboter.

Alle Systeme dieser Kategorie führen eine syntaktische Überprüfung der erstellten Anwenderprogramme durch, so daß nur syntaktisch korrekte Anwenderprogramme in die Robotersteuerung geladen werden können. Obwohl einige Systeme die Verträglichkeit vorgegebener Endeffektorpositionen mit der Roboterkinematik überprüfen (Einhaltung der Achsverfahrbereiche), kann über die Ausführbarkeit der erstellten Anwenderprogramme am realen Robotersystem keine Aussage gemacht werden (z. B. Kollision). Hierzu werden Simulationsmöglichkeiten der Programmausführung mit entsprechender Grafikunterstützung benötigt, die jedoch nicht Bestandteil dieser Systeme sind.

Aufgrund der i. allg. mangelnden Möglichkeit zur Geometriedefinition und der begrenzten Simulations- und Testunterstützung ist die Verwendung steuerungsnaher Off-line-Programmiersysteme nur im Rahmen einer hybriden Programmierung zu sehen.

CAD-orientierte Off-line-Programmiersysteme

Kennzeichnend sind die grafische Unterstützung der Programmierung und der Test der Anwenderprogramme durch Simulation. Systeme dieser Art basieren entweder auf bestehenden CAD-Systemen, erweitert um roboterspezifische Module, oder auf speziellen Entwicklungen mit integrierten Grafikfunktionen [13].

Die Funktionalität dieser Systeme beschränkt sich nicht auf die eigentliche Programmierung eines Industrieroboters, sondern ermöglicht die Modellierung, Programmierung und Simulation der gesamten Produktionszelle. Sie stellen somit ein Werkzeug für die Planung roboterbasierter Anlagen dar. Erleichtert wird die Anwendung solcher Systeme durch das Bereitstellen von Bibliotheken mit Roboter- und Steuerungsmodellen. Zusätzlich werden Hilfsmittel für die Definition neuer bzw. Modifikation bestehender Robotermodelle bereitgestellt.

Die Programmerstellung erfolgt entweder in systemspezifischen Hochsprachen oder in robotersteuerungsspezifischen Programmiersprachen. Postprozessoren ermöglichen die Übersetzung der Programme für verschiedene Steuerungen.

Die geometrischen Daten der Anwenderprogramme lassen sich unter Verwendung von CAD-Modellen der Werkstücke und anderer relevanter Komponenten ableiten. Hierbei bieten die CAD-orientierten Systeme die vielfältigste Unterstützung.

Der Test off-line erstellter Anwenderprogramme mittels eines Simulationssystems erfordert die rechnerinterne Nachbildung (Modellierung) des Roboters und seiner Arbeitsumgebung hinsichtlich aller relevanten Aspekte (Steuerungs-, Kinematik-, Gestalt- und Kommunikationsmodell). Zielsetzung dabei ist, daß die derart getesteten Anwenderprogramme mit mög-

lichst geringen Änderungen im realen System ausführbar sind. Durch die Verwendung von Original-Steuerungssoftware läßt sich das Bewegungsverhalten der Roboter in der Simulation exakt nachbilden [14]. Die hierzu erforderliche standardisierte Schnittstelle wurde von einem Konsortium führender Anbieter von Steuerungen und Simulationssystemen in Zusammenarbeit mit einem Forschungsinstitut entwickelt und stellt einen de-fakto Industriestandard dar [15].
Bei der Programmierung und Simulation wird von den nominalen Daten des Roboters und seiner Arbeitsumgebung ausgegangen. Beide Systeme sind jedoch toleranz- und fehlerbehaftet, so daß i. allg. nicht von einer direkten Ausführbarkeit offline erstellter Anwenderprogramme ausgegangen werden kann. Hierzu ist eine Vermessung des Roboters und der Anlage sowie die Kompensierung der Fehler erforderlich [16].

7.7 Anwendungsgebiete und Auswahl von Industrierobotern

Main applications and selection of robots

Der industrielle Einsatz von Robotern konzentriert sich im wesentlichen auf die Anwendungsgebiete Punktschweißen, Bahnschweißen, Beschichten, Montage und Maschinenbeschickung [17].
In **Tab. 2** sind die verfahrensspezifischen Anforderungen aufgeführt [18]. Die wichtigsten zu ermittelnden Gerätemerkmale sind nutzbarer Arbeitsraum, Anzahl der Nebenachsen, Nennlast, Verfahrgeschwindigkeit und auszuführender Funktionsumfang. Dieser umfaßt die Art der Steuerung (Punkt- oder Bahnsteuerung), Programmlänge, erforderliche Anzahl der Unterprogramme, Verkettungsfähigkeit und die Anzahl erforderlicher Signalein- und -ausgänge.
Bei der Planung von Industrieroboteranwendungen macht die Vielzahl der seitens des Fertigungsprozesses und der Handhabungstätigkeiten zu berücksichtigenden Einflußgrößen ein systematisches, methodisches Vorgehen notwendig [19]. Die Planungsaufgaben werden schrittweise, jedoch auch zum Teil parallel bearbeitet. Während das Pflichtenheft die Planungsbasisdaten für alle Beteiligten als festgeschriebene Größen beinhalten sollte, müssen bei der Erstellung des endgültigen Konzepts die Phasen Layoutplanung, Geräteauswahl sowie Peripheriegestaltung iterativ durchlaufen werden, bis eine zufriedenstellende Lösung gefunden wird. Eine Vorentscheidung ist anhand von „aufstellungsunabhängigen“ Anforderungen zu treffen. Die endgültige Roboterauswahl sowie die vollständige Bestimmung der Peripheriegeräte kann erst im Zuge der Layoutplanung erfolgen. In dieser Planungsphase wird in Abhängigkeit vom ausgewählten Industrieroboter die jeweils optimale räumliche Anordnung aller Komponenten des Systems ermittelt.
Für die Auswahl von Robotern sind Sicherheit, Raumbedarf, Ausbringung, Zugänglichkeit für Wartungs- und Reparaturarbeiten und Umstellungs- bzw. Umbauaufwand zu beachten.
Rechnerunterstützte Planungssysteme ermöglichen die Beurteilung von Lösungsalternativen bezüglich der Betriebsmittelanordnung, Erreichbarkeit von Raumpunkten, Kollisionsgefahren, Ermittlung der Ausführungszeit, Dimensionierung von Speichern und Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich der Montagereihenfolge, der Teile- und Werkzeugbereitstellung sowie des Materialflusses [20].

Tabelle 2. Anforderungen an Robotersysteme beim Formgeben und Formändern

Anforderungen bei der Prozeßdurchführung	
Werkstückhandhabung	– Aufnahme von End-Effektoren, Werkstücken und Prozeßkräften – Schutz vor Umwelteinflüssen und Prozeßrückständen – ausreichende Bewegungsgenauigkeit für Bearbeitung
Werkzeughandhabung	– Aufnahme des Werkzeugs und der Reaktionskräfte – Energie-Signalführung zum Armende – möglichst Bahnsteuerung; Teach-In-Programmierung und Prozeßdatenrückführung erforderlich
Anforderungen bei der Objekthandhabung	– hohe Verfahrensgeschwindigkeit – mittlere Positioniergenauigkeit – großer Arbeitsraum – häufig Punktsteuerung ausreichend – Anwesenheitskontrolle von Objekten – niedrige Achsenzahl – flexibles Greifersystem
Anforderungen bei der Prüfdurchführung	– Taktile und visuelle Sensoren – Programmsynchronisation mit Prüfereignis – Erfüllung von definierten Umweltbedingungen

T

8 Spezielle Literatur

Special bibliography

zu T 1 Elemente der Werkzeugmaschinen

[1] *Stute, G.:* Regelung an Werkzeugmaschinen. München: Hanser 1981. – [2] *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen – Fertigungssysteme, Bd. 3.2: Automatisierung und Steuerungstechnik, 4. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995. – [3] *Weck, M.; Ye, G.:* Elektrische Stell- und Positionsantriebe – Systemaspekte und Anwendungen bei Werkzeugmaschinen. ETG-Fachber. 27. Berlin: VDE-Verlag 1989. – [4] *Henneberger, G.:* Servoantriebe für Werkzeugmaschinen und Roboter, Stand der Technik und Entwicklungstendenzen. etz Bd. 110 (1989) H. 5/7, S. 200 ff., 274 ff. – [5] *Gross, H.:* Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen. Siemens Aktiengesellschaft 1981. – [6] *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, Bd. 2: Konstruktion und Berechnung, 6. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997. – [7] *Bachmann, G.:* Virtuelle Königswelle bietet mehr Flexibilität. Konstruktion 50 (1998) 1/2, S. 28–30. – [8] *Vogt, G.:* Digitale Regelung von Asynchronmotoren für numerisch gesteuerte Fertigungseinrichtungen. Berlin: Springer 1985. – [9] High Frequency Motor Spindles with Active Magnetic Bearings for Milling, Drilling and Grinding: Firmenschrift der IBAG AG Zürich Schweitz, 1995. – [10] *Henneberger, G.:* Servoantriebe für Werkzeugmaschinen und Roboter. Stand der Technik, Entwicklungstendenzen. Conf. Proc. ICEM, München, Sept. 1986. – [11] *Brosch, F.:* Elektrische Antriebe im Vergleich. VDI-Z Spezial Antriebstechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. – [12] *Glöckner, H.; Weyh, J.:* Direktangetriebene Kreuztisch-Systeme sind konventionellen überlegen. Maschinenmarkt 102 (1996) 39, S. 48–51. – [13] *Rudloff, H.; Götz, F.; Siegler, R.; Gringel, M.; Knorr, M.:* Direktantriebe – Auslegung und Vergleich. Fertigungstechnisches Kolloquium – FTK ,97, 11./12. November 1997, Stuttgart. Berlin: Springer 1997. – [14] CNC-Steuerungen und AC-Antriebe: Firmenschrift der Indramat GmbH Lohr a. M., 1997. – [15] *Weck, M.; Krüger, P.; Brecher, C.; Wahner, U.:* Components of the HSC-Machine. 2nd International German and French Confe-

rence on High Speed Machining, Darmstadt, March 10–11, 1999. – [16] *Heinemann, G.; Papiernik, W.:* Hochdynamische Vorschubantriebe mit Linearmotoren. VDI-Z Special Antriebstechnik April 1998. – [17] *Pritschow, G.; Fahrbach, C.; Scholich-Tessmann, W.:* Elektrische Direktantriebe im Werkzeugmaschinenbau. VDI-Z 137 (1995) 3/4, S. 76–79. – [18] *Philipp, W.:* Regelung mechanisch steifer Direktantriebe für Werkzeugmaschinen. ISW Bericht 92. Berlin: Springer 1992. – [19] Motion Control – Technologien, Produkte & Systeme: Firmenschrift der Maccon GmbH München, 1998. – [20] *Stern, M.; Manßhardt, H.-P.:* Servoantriebe im Umbruch: Moderne Systemkonzepte in der elektrischen Antriebstechnik, Teil 1 u. 2. Elektronik 21/22 (1994), S. 58 ff., 96 ff. – [21] *Fördergemeinschaft SERCOS interface e. V.:* SERCOS interface. – Digitale Schnittstelle zwischen numerischen Steuerungen und Antrieben an numerisch gesteuerten Maschinen. – [22] *Philipp, W.:* Digitale Antriebe und SERCOS interface. Antriebstechnik 31 (1992) 12, S. 30–36. – [23] *Murrenhoff, H.:* Umdruck zur Vorlesung „Grundlagen der Ölhydraulik". Inst. für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen IFAS, RWTH Aachen 1997. – [24] *Murrenhoff, H.:* Umdruck zur Vorlesung „Servohydraulik". Inst. für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen IFAS, RWTH Aachen 1998. – [25] *Backé, W.:* Fluidtechnische Realisierung ungleichmäßiger periodischer Bewegungen. Ölhydraulik und Pneumatik Mai (1987) S. 22–28. – [26] *Backé, W.:* Neue Möglichkeiten der Verdrängerregelung. Tagungsunterlagen zum 8. Aachener Fluidtechnischen Kolloquium, Bd. 2, 1988, S. 5–59. – [27] *Niemann, G.:* Maschinenelemente, Bd. 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe, 2. Aufl. Berlin: Springer 1985. – [28] *DIN 781:* Zähnezahlen für Wechselräder. Berlin: Beuth 1973. – [29] *Streller, R.:* Rechnerunterstütztes Konstruieren von Werkzeugmaschinen. Diss. Uni. Stuttgart 1982. – [30] *Gierse, F. J.:* Getriebetechnik im Konstruktionsprozeß. Fortschr.-Ber. VDI 159. Düsseldorf: VDI-Verlag 1988. – [31] *Luck, K.:* Getriebetechnik: Analyse, Synthese, Optimierung, 2. Aufl. Berlin: Springer 1995. – [32] *Murrenhoff, H.:* Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik. Aachen: Mainz-Verlag 1997. – [33] *Murrenhoff, H.:* Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 2: Pneumatik. Aachen: Mainz-Verlag 1999. – [34] *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, Bd. 1: Maschinenarten, Bauformen und Anwendungsbereiche, 4. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1991. – [35] *Sahm, D.:* Reaktionsharzbeton für Gestellbauteile spanender Werkzeugmaschinen. Diss. RWTH Aachen 1987. – [36] *Rinker, U.:* Werkzeugmaschinen-Führungen, Ziele künftiger Entwicklungen. VDI-Z 130 (1988). – [37] *Weck, M.; Rinker, U.:* Einsatz von Geradführungen an Werkzeugmaschinen. Ind. Anz. 79 (1981). – [38] *DIN 50320:* Verschleiß, Begriffe, Systemanalyse von Verschleißvorgängen, Gliederung des Verschleißgebietes. Berlin: Beuth 1979. – [39] *Weck, M.; Rinker, U.:* Reibungsverhalten von Gleitführungen. Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit. Ind. Anz. 28 (1986). – [40] *Weck, M.; Mießen, W.:* Optimierung und/oder Berechnung hydrostatischer Radial- und Axiallagerungen. KfK-CAD 77. Kernforschungszentrum Karlsruhe 1979. – [41] *Rondè, U.:* Schnellaufende Spindeln: wälzgelagert oder hydrostatisch? Werkstatt und Betrieb 129 (1996). – [42] *Brändlein, J.:* Eigenschaften wälzgelagerter Hauptspindeln für Werkzeugmaschinen. FAG-Publikation Nr. WL20113 DA. – [43] *Voll, H.:* Leistungsvermögen wälzgelagerter HSC-Spindeleinheiten. Werkstatt und Betrieb 129 (1996) 4. – [44] *Weck, M.; Koch, A.:* Spindellagersysteme für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. VDI-Z Spezial Antriebstechnik März 1995. – [45] *Voll, H.*: Spindeleinheiten im Werkzeugmaschinenbau, Werkstatt und Betrieb 129 (1996) S. 1–2. – [46] *Weck, M.; Steinert, T.:* Konstruktive Auslegung der Wälzlagerung schnellaufender Werkzeugmaschinen-Spindeln. Vortrag am Lehrgang: Konstruktion von Spindel-Lager-Systemen für die Hochgeschwindigkeits-Materialbearbeitung an der ADITEC GmbH Aachen 1995. – [47] *Giebner, E.:* Die Auslegung von Arbeitsspindellagerungen. SKF Publikation Nr. WTS 830620. – [48] *Haas, F.:* Abdichtung kleiner Spindel in Werkzeugmaschinen bei kleinem Dichtungsbauraum und extremen Betriebsbedingungen. VDW-Forschungsberichte A8118/VDW 2403, August 1995. – [49] *Weck, M.:* Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme, Bd. 4, Meßtechnische Untersuchung und Beurteilung, 5. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.

zu T 2 Steuerungen

[1] *Berthold, H.:* Programmgesteuerte Werkzeugmaschinen. Berlin: VEB-Verlag Technik 1975. – [2] *Weck, M.:* Automatisierung und Steuerungstechnik. Werkzeugmaschinen, Bd. 3. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989. – [3] *Herold, H.-H.; Maßberg, W.; Stute, G.:* Die numerische Steuerung in der Fertigungstechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1971. – [4] *Simon, W.:* Die numerische Steuerung von Werkzeugmaschinen. München: Hanser 1971. – [5] *Ammann, J.:* Grundlagen der Pneumatik und Hydraulik, 3. Aufl. Heidenheim: Halscheidt 1973. – [6] *Dürr, A.; Wachter, O.:* Hydraulik in Werkzeugmaschinen. München: Hanser 1968. – [7] *Hemming, W.:* Steuern mit Pneumatik. Kreuzlingen: Archimedes 1970. – [8] *Binder, D.:* Interpolation in numerischen Steuerungen. Berlin: Springer 1979. – [9] *Schmid, D.:* Die numerische Bahnsteuerung. Berlin: Springer 1979. – [10] *Walker, B.:* Konfigurierbarer Funktionsblock Geometriedatenverarbeitung für numerische Steuerungen. ISW Forschung und Praxis, Bd. 68. Berlin: Springer 1987. – [11] *Pritschow, G.* (Hrsg.): Die Lageregelung an numerisch gesteuerten Maschinen. Stuttgart: Selbstverlag FISW-GmbH 1986. – [12] *Stute, G.:* Regelung an Werkzeugmaschinen. München: Hanser 1981. – [13] *Egner, M.:* Hochdynamische Lageregelung mit elektrohydraulischen Antrieben. ISW Forschung und Praxis, Bd. 74. Berlin: Springer 1988. – [14] Speicherprogrammierbare Steuerungsgeräte. VDI-Ber. 481 (1983). – [15] *Storr, A.:* Planung und Steuerung flexibler Fertigungssysteme. Stuttgart: Selbstverlag ISW 1984. – [16] *Spur, G.; Krause, F.-L.:* CAD-Technik. München: Hanser 1984. – [17] *Spur, G.; Stute, G.; Weck, M.* (Hrsg.): Fortschritte der Fertigung auf Werkzeugmaschinen, Bd. 4. (6.) Rechnergeführte Fertigung (Beiträge zur Weiterentwicklung der Automatisierungstechnik). München: Hanser 1977 (1983). – [18] *Walcher, H.:* Digitale Lagemeßtechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1974. – [19] *Philips AG:* Philips-Linear-Meßsystem LM SIV. Eindhoven: Firmenprospekt. – [20] *Hewlett Packard:* Laser Transducer Systems Computer Interface Electronics. California, USA: Firmenprospekt 1976. – [21] *Müller, J.:* Objektorientierte Softwareentwicklung für offene numerische Steuerungen. Berlin: Springer 1999. – [22] *Sperling, W.:* Modulare Systemplattformen für offene Steuerungssysteme. Berlin: Springer 1999. – [23] *Häberle, U.:* Einheitliche Anwenderschnittstelle für Feldbussysteme. Berlin: Springer 1997. – [24] *Dembowski, K.:* Computerschnittstellen und Bussysteme. München: Markt & Technik 1993. – [25] *Busse, R.:* Feldbussysteme im Vergleich. München: Pflaum 1996. – [26] *Gruhler, G.:* Feldbusse und Gerätekommunikationssysteme. Reutlingen: Selbstverlag STA Reutlingen 2000. – [27] *Pritschow, G.; Spur, G.; Weck, M.:* Schnittstellen im CAD/CAM-Bereich. Hrsg. von G. Pritschow. München, Wien: Hanser, 1997. – [28] *ISO 14649:* Overview and fundamental principles. TC184/SC1/WG7/N123 Draft Version, Juni 1998. – [29] *DIN 66025:* Programmaufbau für numerisch gesteuerte Arbeitsmaschinen. Teil 1 und 2. Berlin: Beuth Verlag 1983. – [30] *DIN 66215:* Programmierung numerisch gesteuerter Arbeitsmaschinen: CLDATA. Teil 1 und 2. Berlin: Beuth Verlag 1982. – [31] *DIN 19237:* Steuerungstechnik, Begriffe. – [32] *DIN 19239:* Speicherprogrammierbare Steue-

rungen, Programmierung. – [33] *DIN/IEC 65A(SEC)67:* Speicherprogrammierbare Steuerungen, T. 3: Programmiersprachen. – [34] *VDI/VDE-Richtlinie 2600:* Meßtechnik, Bl. 2. Düsseldorf: VDI-Verlag 1973. – [35] *DIN 1319:* Grundbegriffe der Meßtechnik. – [36] *Pritschow, G.; Spur, G.; Weck, M.:* (Hrsg.): Vorschubantriebe in der Fertigungstechnik. München: Hanser 1989. – [37] *98/37/EG* Richtlinie 98/37/EG des europäischen Parlamentes und des Rates vom 22. Juni 1998 zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften der Mitgliedsstaaten für Maschinen. – [38] *Pritschow, G.; Hiller, B.:* Verfahren zur hochauflösenden Erfassung von Zustandsgrößen an Maschinenachsen. In: *Spur, G.; Weck, M.; Pritschow, G.:* Technologien für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung, Fortschritt-Berichte, VDI-Reihe 2 Nr. 493. Düsseldorf: 1998, S. 48-59

zu T 3 Maschinen zum Scheren und Schneiden

[1] *Hellwig, W.:* Automatisierung in der Hochleistungs-Stanztechnik, VDI-Ber. 694 (1988) 251–273. – [2] *Hellwig, W.:* Entwicklungsfortschritte in der Stanzerei. Bänder Bleche Rohre 31 (1990) 1, 73–78. – [3] *Oehler, G.; Kaiser, F.:* Schnitt-, Stanz- und Ziehwerkzeuge, 5. Aufl. Berlin: Springer 1966.

zu T 4 Werkzeugmaschinen zum Umformen

[1] *Doege, E.* u. a.: Tiefziehen auf einfach- und doppeltwirkenden Karosseriepressen unter Berücksichtigung des Gelenkantriebs. Werkstatt u. Betrieb 104 (1971) 737–747. – [2] *Siegert, K.:* Einfachwirkende mechanische Karosseriepressen mit hydraulischer Zieheinrichtung im Pressentisch. ZwF CIM-Zeitschrift für wirtschaftliche Fertigung und Automatisierung 83 (1988) Sondernummer 24–26.

Normen und Richtlinien: *DIN 8650* (03/85): Mechanische Einständerpressen. Abnahmebedingungen. – *DIN 8651* (05/90): Mechanische Zweiständerpressen. Abnahmebedingungen. – *DIN 55 170* (10/61): Einständer-Tisch-Exzenterpressen. Baugrößen. – *DIN 55 181* (05/83): Mechanische Zweiständerpressen, einfachwirkend, mit Nennkräften von 400 kN bis 4000 kN. Baugrößen. – *DIN 55 184* (08/85): Mechanische Einständerpressen. Einbauraum für Werkzeuge, Baugrößen, Aufspannplatten, Einlegeplatten, Einlegeringe. – *DIN 55 185* (05/83): Mechanische Zweiständer-Schnelläuferpressen mit Nennkräften von 250 kN bis 4000 kN. Baugrößen. – *DIN 55 189* (12/88): Ermittlung von Kennwerten für Pressen der Blechverarbeitung bei statischer Belastung. – *DIN 55 222* (09/80): Gesenkbiegepressen. Baugrößen. Abnahmebedingungen. – *VDI-Richtlinie 3145:* Pressen zum Kaltmassivumformen. Blatt 1 (07/84): Mechanische und hydraulische Pressen. Blatt 2 (06/85): Stufenpressen. – *VDI-Richtlinie 3193:* Hydraulische Pressen zum Kaltmassiv- und Blechumformen. Blatt 1 (04/85): Formblatt für Anfrage, Angebot und Bestellung. Blatt 2 (07/86): Meßanleitung für die Abnahme. – *VDI-Richtlinie 3194:* Kurbel-, Exzenter-, Kniehebel- und Gelenkpressen zum Kaltmassivumformen. Blatt 1 (11/89): Formblatt für Anfrage, Angebot und Bestellung. Blatt 2 (11/89): Meßanleitung für die Abnahme.

zu T 5 Spanende Werkzeugmaschinen

[1] *Schulz, H.:* Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. München Wien: Hanser 1996. – [2] *Pachur, G.:* Beitrag zur Prozeßqualitätssteigerung beim Bandschleifen mit Industrierobotern. Fortschrittberichte VDI, Reihe 2: Fertigungstechnik, Nr. 356. Düsseldorf: VDI 1995. – [3] *Bäuchle, F.*: Entgraten durch Bandschleifen. Werkstatt und Betrieb 114 (1981) 8; S. 571–574. – [4] *Osterrath, H.:* Bandschleifen: Entwicklung und Anwendung in der Industrie; Chronologie eines Zerspanungsverfahrens. Ehningen bei Böblingen: expert 1993. – [5] *Dennis, P.:* Hochleistungsbandschleifen. Diss. Universität Hannover, Fortschrittberichte VDI, Reihe 2: Fertigungstechnik, Nr. 185. Düsseldorf: VDI 1989. – [6] *Pfeiffer, H.; Szymon, P. G.:* Das Schleifen und Polieren von Drähten. Draht 43 (1992) 3, S. 325–327. – [7] *N. N.:* Superfinish reduziert Bearbeitungszeiten. Feinste Oberflächen auf unterschiedlichen Werkstoffen. Maschine und Werkzeug 95 (1994) 15/16, S. 34–36. – [8] *N. N.:* Nicht brandneu aber gefragt. Hochgeschwindigkeitsschleifen kombiniert Wirtschaftlichkeit und Qualität. Maschine und Werkzeug 97 (1996) 12, S. 12–14. – [9] *Werner, G.:* High-Efficiency-Deep-Grinding. Eine neue Variante des Hochleistungsschleifens verbindet das Hochgeschwindigkeits- und Tiefschleifen. Berichtsband zum Seminar „Wirtschaftliche Schleifverfahren“, Deutsches Industrieforum für Technologie (DIF), Mettmann, 14.–15. Mai 1997. – [10] *VDI 3411:* Hochleistungsschleifen metallischer Werkstoffe mit CBN-Schleifscheiben und erhöhten Schnittgeschwindigkeiten – Entwurf. Berlin: Beuth 1997. – [11] *Spur, G.:* Endbearbeitung durch Schleifen – Schlüsseltechnologie zur Bereitstellung hochwertiger Produkte. Berichtsband zum Seminar „Wirtschaftliche Schleifverfahren“, Deutsches Industrieforum für Technologie (DIF), Hannover, 20.–21. Mai 1995. – [12] *Bücker, C.:* Schälschleifen mit windschiefer Anordnung. Berichte aus der Produktionstechnik 98 (1998) 3.

zu T 6 Schweiß- und Lötmaschinen

[1] *Killing, R.:* Handbuch der Schweißverfahren, Teil I, Lichtbogenschweißverfahren. Düsseldorf: Deutscher Verlag für Schweißtechnik (DVS) 1984. – [2] *Baum, L.; Fischer, H.:* Der Schutzgas-Schweißer, Teil I, WIG-Schweißen/Plasmaschweißen. Düsseldorf: Deutscher Verlag für Schweißtechnik (DVS) GmbH 1987. – [3] *Dorn, L. u. a.:* Leistungs- und Qualitätssteigerung beim Lichtbogenschweißen. Lichtbogenhand-, Unterpulver-, Schutzgas- und Roboterschweißen. Kontakt & Studium Bd. 249. Renningen: expert verlag 1989. – [4] *Dorn, L. u. a.:* Schweißen in der Elektro- und Feinwerktechnik. Laser-, Elektronenstrahl-, Mikroplasma-, Mikrowiderstands-, Thermokompressions- und Ultraschallschweißen, Impulslöten. Kontakt & Studium Bd. 134. Renningen: expert verlag 1984. – [5] *Dorn, L. u. a.:* Fügen von Aluminiumwerkstoffen. Schweißen, Löten und Kleben. Kontakt & Studium Bd. 114. Renningen: expert verlag 1983. – [6] *Dorn, L. u. a.:* Fügen und thermisches Trennen. Neuzeitliche Verfahren zum Plasma-, Elektronenstrahl-, Laserschweißen und -schneiden, Reib-, Diffusions-, Weltraum-, Unterwasserschweißen, Hochtemperaturlöten. Kontakt & Studium Bd. 121. Renningen: expert verlag 1984. – [7] *Dorn, L. u. a.:* Schweißen und Löten mit Festkörperlasern. Berlin: Springer 1992. – [8] *Dorn, L. u. a.:* Hartlöten. Grundlagen und Anwendungen. Kontakt & Studium Bd. 146. Renningen: expert verlag 1985.

zu T 7 Industrieroboter

[1] *Spur, G.; Auer, B. H.; Sinnig, H.:* Industrieroboter. München: Hanser 1979. – [2] *Vukobratovic, M.; Kircanski, M.:* Scientific fundamentals of robotic 3: Kinematics and trajectory synthesis of manipulation robots. Berlin: Springer 1986. – [3] ISO: Manufacturing message specification (MMS). ISO 9506, 1989. – [4] ISO: Robot companion standard to MMS. ISO/TC 184/SC 2/WG 6 N6&, 1988 (Draft). – [5] *Duelen, G.:* Robotersteuerungen. Automatisierungstechnische Praxis 30 (1988) 4–10. – [6] *VDI:* Industrial robot data (IRDATA). VDI 2863, 1987. – [7] *Spur, G.:* Stand der Programmiertechnik für Industrieroboter. Vortrag am FTK ,88, Stuttgart, 5.–6. Oktober 1988 und wt Werkstattstechnik, Sonderheft FTK 17, 1988. – [8] *Prager, K.-P.:* Kopplung externer Programmiersysteme für Industrieroboter. Reihe Produktionstechnik Berlin, Bd. 33. München: Hanser 1983. – [9] *Pritschow, G.; Gruhler, G.:* Selbstprogrammierung von Industrierobotern durch Führung im geschlossenen Sensorregelkreis. VDI-Ber. 598, Düsseldorf: VDI 1986. – [10] *Balling, G.; Fuehrer, D.:* Einfache

T

Programmerstellung für Roboter durch sensorgesteuerte Raumpunktgenerierung. Energie & Automation 9 (1987) 12–14. – [11] *Rembold, U.; Frommherz, B.; Hörmann, K.:* Programmiertechnik für Industrieroboter – Stand und Tendenzen. Techn. Rundsch. (1986) 25, S. 96–108. – [12] *Hocken, R.; Morris, G.:* An overview of off-line robot programming systems. Ann. CIRP 35 (1986). – [13] *Spur, G.; Kirchhoff, U.; Bernhardt, R.; Held, H.:* Computer-aided application program synthesis for industrial robots. In CAD-based programming for sensor-based robots. Nato Advanced Research Workshop, July 4th–6th, Il Ciocco, Italy, 1988. – [14] *Bernhardt, R.; Jacobi, A.; Schreck, G.; Willnow, C.:* Realistische Simulation von Industrierobotern. ZwF 89 (1994) 4, S. 159–162. – [15] *Bernhardt, R.; Schreck, G.; Willnow, C.:* RRS-Interface Specification Version 1.3. Fraunhofer-Institut für Produktionsanlagen und Konstruktionstechnik. Eigenverlag, Berlin 1997. – [16] *Duelen, G.; Held, J.; Kirchhoff, U.:* Approach for the estimation of kinematic parameters and joint stiffness of industrial robots. Robotics and flexible automatization. Proc. 5th Yugoslav Symp. Applied Robotics and Flexible Automatization, Bled, Yugoslavia, 1–4 June 1988. – [17] *Spur, G.* u. a.: Anforderungsprofile für die Weiterentwicklung der Robotertechnik. 4. Konferenz „Jurob 88“, Ljubljana, Jugoslawien, 11.–12. April 1988. – [18] *Severin, F.:* Planung der Flexibilität von roboterintegrierten Bearbeitungs- und Montagezellen. München: Hanser 1987. – [19] *Furgac, I.:* Aufgabenbezogene Auslegung von Robotersystemen. München: Hanser 1985. – [20] *Deutschländer, A.; Severin, F.:* Rechnerunterstützte Layout-Planung für Industrieroboteranwendungen. – [21] *Schröer, K.:* Handbook on Robot Performance Testing and Calibration. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag 1998.

U | Fördertechnik
Materials handling and conveying

R. Bruns, Hamburg; **W. Günthner**, Garching; **M. Hager**, Hannover; **F. Krause**, Magdeburg; **W. Poppy**, Magdeburg; **D. Severin**, Berlin; **G. Wagner**, Bochum

Allgemeine Literatur

zu U 1 Grundlagen und U 2 Hebezeuge und Krane

Bücher: *Czitary, E.:* Seilschwebebahnen. 2. Aufl. Wien: Springer 1962. – *Durst, W. u. a.:* Bucket wheel excavator. Clausthal-Zellerfeld: Trans Tech Publications 1988. – *Ernst, H.:* Die Hebezeuge, Bd. I–III. Braunschweig: Vieweg 1973, 1966, 1964. – *Feyrer, K. u. a.:* Laufende Drahtseile. Ehningen: Expert 1989. – *Feyrer, K. u. a.:* Stehende Drahtseile und Seilendverbindungen. Ehningen: Expert 1990. – *Hannover, H.-O.:* Sicherheit bei Kranen. VDI Verlag: Düsseldorf 1984. – *Hoffmann, K.:* Fördertechnik. Bd. 1 u. 2. München: Oldenbourg 1983. – *Jehmlich, G.:* Anwendung und Überwachung von Drahtseilen. Berlin: VEB Verlag Technik 1985. – *Kos, M.:* Aseismischer Anlagenbau. Berlin: Springer 1983. – *Lenzkes, D.:* Hebezeugtechnik. Sindelfingen: Expert 1985. – *Martin, H.:* Förder- und Lagertechnik. Braunschweig: Vieweg 1978. – *Molerus, O.:* Schüttgutmechanik. Berlin: Springer 1985. – *Pajer, G. u. a.:* Tagebaugroßgeräte und Universalbagger, 2. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1979. – *Pfeifer, H.:* Grundlagen der Fördertechnik. Braunschweig: Vieweg 1977. – *Reitor, G.:* Fördertechnik. München: Hanser 1979. – *Scheffler, M. u. a.:* Unstetigförderer 1 u. 2, 5. u. 4. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1990/85. – *Scheffler, M.:* Grundlagen der Fördertechnik. Wiesbaden: Vieweg 1994. – *Warkenthin, W.:* Tragwerke der Fördertechnik 1, Grundlagen der Bemessung. Braunschweig: Vieweg 1999. – *Zillich, E.:* Fördertechnik, Bd. I–II. Düsseldorf: Werner 1971/72.

Normen und Richtlinien: *DIN-Taschenbücher:* Berlin, Beuth-Verlag. – Nr. 59 Normen über Drahtseile, 1997. – Nr. 44 Fördertechnik 1, Normen über Krane und Hebezeuge, 1995. – Nr. 185 Fördertechnik 2, Normen über Krane und Hebezeuge, 1995. – Nr. 64 Fördertechnik 3, Normen über Aufzüge, Flurförderzeuge, Stetigförderer, Rohrpostanlagen, 1994.

Zeitschriften: Deutsche Hebe- und Fördertechnik. Ludwigsburg: AGT-Verlag. – Fördern und Heben. Mainz: Vereinigte Fachverlage. – Hebezeuge und Fördermittel. Berlin: Verlag Technik. – Fördertechnik. Zürich: Industrieverlag. – Distribution. Mainz: Vereinigte Fachverlage. – Ölhydraulik und Pneumatik. Mainz: Vereinigte Fachverlage. – Konstruktion. Berlin: Springer. – Stahl und Eisen. Düsseldorf: Verlag Stahleisen. – Der Stahlbau. Berlin: Ernst & Sohn.

zu U 3 Stetigförderer
Bücher: *Pajer, G. u. a.:* Stetigförderer, 5. Aufl. Berlin: VEB Verlag Technik 1988. – *Salzer, G.:* Stetigförderer, Teil 1 u. 2. Mainz: Krausskopf 1967/68. – *Weber, M.:* Strömungsfördertechnik. Mainz: Krausskopf 1974.

Zeitschriften: Braunkohle – Surface Mining. Clausthal: Trans Tech Publications. – Glückauf. Essen: Verlag Glückauf. – Bulk solids handling. Clausthal: Trans Tech Publications. – Schüttgut. Clausthal: Trans Tech Publications.

zu U 4 Flurförderer
Bücher: *Rödig, W.; Scherr, P.:* Dr. Rödigs Enzyklopädie der Flurförderzeuge, 5. Aufl. Ludwigsburg: AGT Verlag Thum GmbH 1997. – *Beisteiner, F. u. a.:* Stapler. Renningen-Malmsheim: expert-Verlag 1994. *VDI-Ber.:* Flurförderzeuge. Nr. 814 (1990), Nr. 956 (1992), Nr. 1003 (1992), Nr. 1180 (1995), Nr. 1327 (1997), Nr. 1468 (1999). Düsseldorf: VDI-Verlag.

zu U 5 Förderelemente und Fördersysteme für den innerbetrieblichen Materialfluß
Bücher: *Arnold, D.:* Materialflußlehre. Braunschweig: Vieweg 1998. – *Bahke, E.:* Materialflußsysteme, Bd. I–III. Mainz: Krausskopf 1975. – *Großeschallau, W.:* Materialflußrechnung. Berlin: Springer 1984. – *Gudehus, T.:* Grundlagen der Kommissioniertechnik, Dynamik der Warenverteil- und Lagersysteme. Essen: Giradet 1973. – *Jünemann, R.:* Materialfluß und Logistik. Berlin: Springer 1989. – *Pfohl, H.-Ch.:* Logistiksysteme. Berlin: Springer 1985. – *RKW-Handbuch:* Logistik. Berlin: Schmidt 1981. – *Müller, Th.:* Einsatzmöglichkeiten von fahrerlosen Transportsystemen. Düsseldorf: VDI 1983. – *Schulze, L.:* Fahrerlose Transportsysteme. Gräfelfing/München: Resch 1985.

Zeitschriften: Logistik im Unternehmen. Düsseldorf: VDI-Verlag. – Logistik Heute. München: Huss Verlag. – Logistics. London: Haymarket Business Publikations.

zu U 6 Baumaschinen
Bücher: Baugeräteliste (BGL). Wiesbaden: Bauverlag 2001. – Beton-Handbuch. Wiesbaden: Bauverlag 1998. – BML – Daten für die Berechnung von Baumaschinen-Leistungen (Erdbaumaschinen), 4. Aufl. Frankfurt: ztv-Verlag 1985. – *Goergen, H.:* Festgesteinstagebau. Clausthal-Zellerfeld: Trans Tech Publications 1987. – *Heuer, H.; Gubany; Hinrichsen:* Baumaschinen-Taschenbuch. Wiesbaden: Bauverlag 1994. – *Jurecka, W.:* Kosten und Leistungen von Baumaschinen. Wien: Springer 1975. – *Knaupe, W.; Fiedler, K.:* Tiefbauprozesse, 3. Aufl. Berlin: Verlag für Bauwesen 1990. – *König, H.:* Maschinen im Baubetrieb – Grundlagen und Einsatzbereiche. Wiesbaden: Bauverlag 1996. – *Kühn, G.:* Der maschinelle Tiefbau. Stuttgart: Teubner 1992. – *Simons, K.; Kolbe, P.:* Verfahrenstechnik im Ortbetonbau. Stuttgart: Teubner 1987.

Zeitschriften: baumaschinendienst (bd). Bad Wörishofen: Krafthand. – Betonwerk+Fertigteiltechnik (BFT). Wiesbaden: Bauverlag. – Deutsche Hebe- und Fördertechnik (dhf). Ludwigsburg: AGT-Verlag. – Fördern und Heben (f+h). Mainz: Vereinigte Fachverlage. – Ölhydraulik und Pneumatik (o+p). Mainz: Vereinigte Fachverlage.

1 Grundlagen. Fundamentals

D. Severin, Berlin, und **G. Wagner**, Bochum

1.1 Begriffsbestimmungen
Terminology definitions

Fördertechnik befaßt sich mit dem Fortbewegen von Gütern und Personen zwischen zwei in begrenzter Entfernung zueinander liegenden Orten unter Einsatz von Fördermitteln, wie Kran, Stapler, Gurtförderer, Elektrohängebahn, Aufzug, Fahrtreppe [1]. Der Transport von Gütern und Personen über große Entfernungen gehört zur Verkehrstechnik. Verkehrsmittel sind Lkw, Bahn, Schiff, Flugzeug. Mit dem Transport von Flüssigkeiten und Gasen durch Rohrleitungen befaßt sich die Verfahrenstechnik.
Die Folge von technisch und organisatorisch verknüpften Vorgängen, durch die Güter von einem Ausgangsort (Quelle) zu einem Ziel (Senke) bewegt werden, heißt *Transportkette* [2]. Darin können Fördermittel allein (innerbetriebliche Transportkette) oder Verkehrsmittel allein (außerbetriebliche Transportkette) oder Förder- und Verkehrsmittel gemeinsam arbeiten. Der Überbegriff *Transporttechnik* umfaßt die Fördertechnik (innerbetrieblich) und die Verkehrstechnik (außerbetrieblich) [3]. Hauptoperationen in der Transportkette sind: *Transportieren, Umschlagen, Lagern.* Umschlag ist die Gesamtheit der Förder- und Lagervorgänge beim Übergang der Güter auf ein Verkehrsmittel, beim Abgang von einem Verkehrsmittel und beim Wechseln des Verkehrsmittels. Abgeleitete Begriffe: Umschlagtechnik, Umschlagmittel (z. B. Schiffsentlader).

Handhaben ist die positionsgerechte Übergabe von Transporteinheiten mit Hilfe von Robotern.

Materialfluß ist die Verkettung aller Vorgänge beim Gewinnen, Bearbeiten und Verteilen von Gütern innerhalb festgelegter Bereiche. Die Materialflußtechnik plant die Fördersysteme. Richtlinien dafür sind im VDI-Handbuch „Materialfluß und Fördertechnik“ zusammengefaßt.

Logistik plant, steuert und überwacht den gesamten Güter- und Informationsfluß zwischen Quelle und Ziel. Sie stellt sich die Aufgabe, das richtige Objekt (Material, Güter, Informationen, Dienstleistungen, Energien) zum richtigen Zeitpunkt in der richtigen Qualität und Quantität, versehen mit den notwendigen Informationen, am rechten Ort wirtschaftlich bereitzustellen, um die Gesamtkosten zu minimieren. Die *logistische Kette* wird als System behandelt, in dem Güter- und Informationsfluß gleichrangig sind und, aufeinander abgestimmt, organisiert werden.
In Abgrenzung zum Materialfluß und zur Logistik liegt der Schwerpunkt der Fördertechnik heute in der Entwicklung von Förder-, Umschlag- und Lagermethoden sowie in der Konstruktion der Förder-, Umschlag- und Lagermittel einschließlich der Steuerung.

1.2 Fördergüter und Fördermittel
Materials and systems for conveying

Fördergüter (Transportgüter) lassen sich einteilen nach ihrer Beschaffenheit in *Schüttgüter* (z. B. Kohle, Erz, Getreide) und *Stückgüter* (Kiste, Container, Pkw) oder nach der anfallenden Menge in *Einzelgüter* und *Mengengüter* (bisher Massengüter). Eine Transporteinheit (TE) kann ein Einzelstück sein oder aus mehreren Einzelstücken bestehen, die auf einem Transporthilfsmittel (z. B. Palette, Container) zusammengefaßt sind.

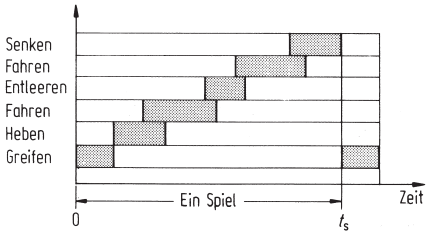


Bild 1. Spieldiagramm für Unstetigförderer. Beispiel: Greiferschiffsentlader

Die große Zahl der Fördermittel gliedert sich in *Unstetigförderer* (z. B. Kran, Stapler, Aufzug, fahrerlose Fahrzeuge) und *Stetigförderer* (z. B. Gurtförderer, Schwingrinne, Schneckenförderer, Kreisförderer, Becherwerk) [4].

Unstetigförderer erledigen ihre Transportaufgabe durch mehrere, zeitlich hintereinander, teilweise auch gleichzeitig, ablaufende Einzelbewegungen (z. B. Greifen, Heben, Katzfahren usw.). Wiederholt sich dieser Ablauf in gleicher Reihenfolge, so bilden die zwischen dem Aufnehmen der einen und der nächsten Last ausgeführten Einzelbewegungen das Spiel (**Bild 1**). Die dazwischen liegende Zeit heißt *Spielzeit* t_s. Die *Spielzahl* z_s ist die Anzahl der in der Zeiteinheit ausgeführten Spiele. Das ständige Anfahren und Bremsen der Antriebe erfordert, verglichen mit den Stetigförderern, einen größeren Aufwand in der Steuerung und führt zu größeren dynamischen Beanspruchungen.
Stetigförderer bringen das Transportgut i. allg. mit konstanter Fördergeschwindigkeit bei stetig fließendem (Gurtförderer) oder bei pulsierend fließendem Materialstrom (Becherwerk, Kreisförderer) von der Aufgabe- zur Abgabestelle.
Ein anderes Gliederungskriterium für Fördermittel ist, ob sie auf dem Flur (Flurförderer) oder über dem Flur (flurfreie Förderer) arbeiten.

1.3 Stromstärke und Durchsatz
Conveyer capacity

Die Stromstärke λ ist die im Augenblick pro Zeiteinheit geförderte Menge (**Bild 2**). Der über einen größeren Zeitabschnitt, z. B. eine Stunde, gebildete Mittelwert ist der Durchsatz I

$$I = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \lambda \, \mathrm{d}t.$$

Es sind λ_V die Volumenstromstärke, λ_M die Massenstromstärke, λ_S die Stückgutstromstärke und entsprechend I_V, I_M, I_S der Volumen-, Massen-, Stückgutdurchsatz. Die Stromstärke ist bestimmend bei der Auslegung des Fördermittels, der Durchsatz gibt Auskunft über seine Leistungsfähigkeit.

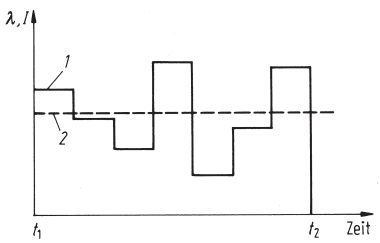


Bild 2. Definition von *1* Stromstärke λ und *2* Durchsatz I

Bei Unstetigförderern errechnet sich der Durchsatz aus der Zahl der Spiele je Zeiteinheit z_s (Spielzahl) und der je Spiel transportierten Menge Q (Nutzlast). $I_M = Q z_s$.
Bei stetiger Schüttgutförderung bestimmen Fördergeschwindigkeit v und Transportstromquerschnitt A die Stromstärke und den Durchsatz. Für z. B. einen Gurtförderer mit konstanter Streckenbelegung und Fördergeschwindigkeit v (**Bild 3a**) ist $I_V = A v$. Mit der Schüttgutdichte ϱ folgt der Massendurchsatz $I_M = \varrho I_V$.
Bei stetig pulsierender Schüttgutförderung (z. B. Becherwerk, **Bild 3b**) ist entsprechend $I_V = V \frac{v}{e}$, wobei e der Abstand der Tragelemente und V deren nutzbares Volumen bedeuten.
Bei stetig pulsierender Stückgutförderung bestimmt die Fördergeschwindigkeit v und der erforderliche Mindestabstand b zweier aufeinanderfolgender Transporteinheiten (**Bild 3c**) die Stückgutstromstärke bzw. den Stückgutdurchsatz. Es ist $I_S = v/b$.

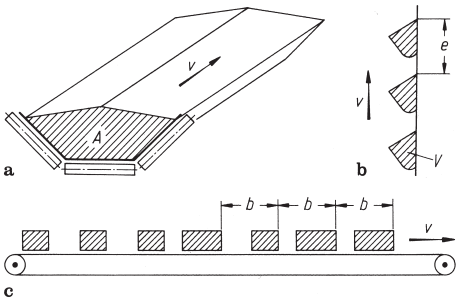


Bild 3a–c. Zur Durchsatzbestimmung in Stetigförderern (Erläuterungen im Text)

2 Hebezeuge und Krane
Lifting equipment and cranes

D. Severin, Berlin, und **G. Wagner**, Bochum

2.1 Ketten und Kettentriebe
Chain drives and chains

2.1.1 Rundstahlketten. Circular section steel chains

Rundstahlketten arbeiten als Zugmittel in Hebezeugen und Förderanlagen sowie als Verbindungsmittel. Ihr Aufbau ist einfach. Durch ihre unterschiedlichen Ausführungen in bezug auf Geometrie und Werkstoffgütewerte ihrer Kettenglieder, sowie durch die allseitige Bewegung der Glieder gegeneinander, gibt es für Rundstahlketten vielseitige Einsatzmöglichkeiten [1].
Die Rundstahlkette (**Bild 1**, **Tab. 1**) wird gekennzeichnet durch ihre Nenndicke d, Teilung t, äußere Breite b und Güteklasse (GK). Ketten der einzelnen Güteklassen unterscheiden sich durch andere Bruchspannungen und -dehnungen, durch andere Tragfähigkeiten und Prüfkräfte. Die Benennung der GK leitet sich von der Mindestbruchspannung ab. Beispielsweise besitzen Ketten der GK 8 eine Mindestbruchspannung von 800 N/mm^2. Geprüfte Ketten sind mit dem Zulassungszeichen der Berufsgenossenschaft (BG) gekennzeichnet, das auch die Herstellerkennzahl einschließt.

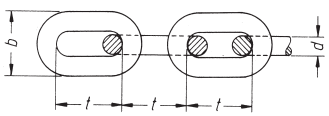


Bild 1. Maße der Rundstahlkette

Anschlagketten und Zubehör. Sie werden als Mittel zur Verbindung zwischen Kranhaken und Last verwendet, z. B. Haken-, Ring-, Klauenketten. Hierfür sind nur geprüfte, nichtlehrenhaltige, kurzgliedrige Rundstahlketten (Teilung $\leqq 3d$) zugelassen (z. B. DIN 5687, T 1 und 3). Komplettgehänge (**Bild 2a**) sind nach DIN 5688 von BG-zugelassenen Herstellerfirmen zu schweißen und mit einem Tragfähigkeits-Kenn-

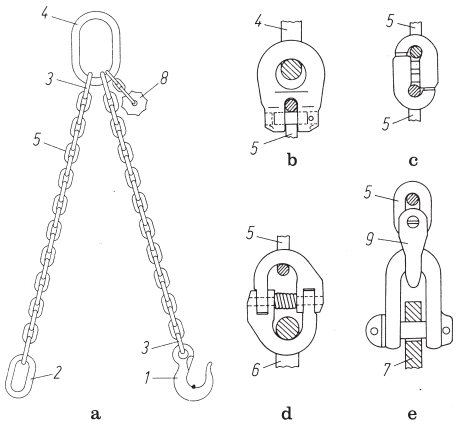


Bild 2a–e. Anschlagketten und Zubehör (RUD). **a** Zweisträngige Anschlagketten, geschweißt, DIN 5688, wahlweise mit Ösenhaken *1* oder mit ösenförmigen Endgliedern *2* (Ringkette), mit Übergangsgliedern *3* und Aufhängeglied *4*, Tragfähigkeits-Kennzeichnungsanhänger *8*; **b** Kettenverbindungsglied, das fest mit dem Aufhängeglied *4* verbunden ist; **c** Kettenverbindungsglied zum Verlängern bzw. Endlosmachen des Kettenstrangs *5*; **d** Verbindungsglied zwischen Kette *5* und Lastaufnahmemittel *6*; **e** Schäkel und Schäkelanschlußelemente *9* zwischen Kette *5* und Last *7*

Tabelle 1. Rundstahlkette, Güteklasse 8, lehrenhaltig, geprüft (DIN 5684 T 3, Auszug)

Nenndicke d in mm	7	8	9	10	11	13	14	16	18	20	22
Teilung t in mm	21	24	27	28	31	36	41	45	50	60	66
äußere Breite b in mm	23,6	27	30,4	34	37,4	44,2	47,6	54,4	61,2	68	75
Masse pro m in kg/m	1,1	1,4	1,8	2,2	2,7	3,8	4,4	5,7	7,3	8,8	10,7
Tragfähigkeit[a]) in kg	1250	1600	2000	2500	3000	4250	5000	6300	8000	10000	12500
Mindestbruchkraft in kN	60	80	100	125	150	212	250	320	400	500	630

[a]) für motorisch angetriebene Hebezeuge. Für Handhebezeuge ist Tragfähigkeit 20% größer.

zeichnungsanhänger *8* ausgestattet. Häufig werden Gehänge aus lösbaren Elementen in Baukastenausführung zusammengestellt, um sich den besonderen Einsatzfällen anzupassen. Dafür sind verwechselungsfreie Kettenanschlüsse (**Bild 2 b–e**) erforderlich. Lehrenhaltige Hebezeugketten nach DIN 5684 dürfen wegen ihrer geringeren Dehnung nicht als Anschlagketten verwendet werden.

Zugmittelketten in Hebezeugen. In Handhebezeugen und Elektrokettenzügen werden lehrenhaltige, vergütete, geprüfte Rundstahlketten nach DIN 766 und DIN 5684 T 1 bis 3 eingesetzt. Sie werden durch verzahnte Räder (sog. Taschenräder) angetrieben und besitzen daher kleine Teilungstoleranzen. Oberflächenhärtung kann ihre Betriebsdauer zusätzlich vergrößern. Gegenüber Seilen sind wesentlich kleinere Raddurchmesser und damit kleinere Abmessungen der Hebezeuge möglich. Die Hubgeschwindigkeit ist geringer als bei Seilzügen ($v \leqq 1$ m/s). Die Kette läßt sich auf engstem Raum in sog. Kettenkästen speichern.

Antriebsräder und Umlenkrollen. Antriebsräder in Hebezeugen sind gefräste, einsatzgehärtete Taschenräder (**Bild 3 a**) aus z. B. 17CrNiMo6 oder 16MnCr5, in Handhebezeugen auch aus C45 oder C60. Kleine Taschenzahl – bei Handhebezeugen $z_{min} = 3$, bei motorischem Antrieb $z_{min} = 4$ – ermöglicht kleine Durchmesser D_A. Antriebsräder mit festen oder auswechselbaren (**Bild 3 b**), gehärteten Zähnen aus Stahlguß arbeiten in Fördermitteln, die starkem Verschleiß ausgesetzt sind (z. B. Kratzerförderer). Umlenkrollen (**Bild 4**) bestehen bei kleiner Belastung aus Gußeisen mit Lamellengraphit, sonst aus Stahlguß. Als Richtwert gilt $D_U \geqq 20\,d$. Nur bei sehr geringer Belastung sind kleinere Werte möglich. Ketten mit Oberflächenhärtung sollen nicht über Umlenkrollen laufen. Wirkungsgrade bei guter Schmierung: Für Umlenkrollen $\eta \approx 0{,}95$, für Antriebsräder $\eta \approx 0{,}93$.

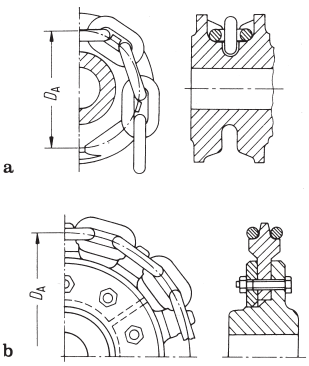


Bild 3 a, b. Kettenräder. **a** Taschenrad; **b** Kettenrad, hier mit auswechselbarem zweiteiligen Zahnkranz

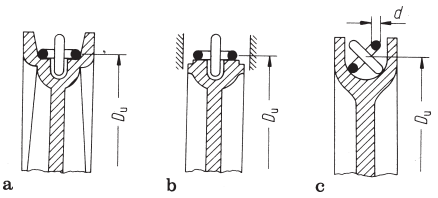


Bild 4 a–c. Kettenumlenkrollen. **a** mit Ringnut für definierten Ketteneinlauf; **b** wie **a**, aber ohne Seitenwände. Seitenführung der Kette ist anderweitig sicherzustellen; **c** mit Rundrille für undefinierten Ketteneinlauf. Sie hat größeren Verschleiß als Rillen nach **a** und **b**

Normen: FEM 9.671: Serienhebezeuge: Kettengüten, Auswahlkriterien und Anforderungen. – FEM 9.755: Maßnahmen zum Erreichen sicherer Betriebsperioden von motorisch angetriebenen Serienhubwerken. – DIN 685 T 1 bis 5: Geprüfte Rundstahlketten (Begriffe, sicherheitstechnische Anforderungen, Prüfung, Kennzeichnung usw.). – DIN 5684 T 1 bis 3: Rundstahlketten für Hebezeuge, Güteklasse 5, 6 und 8, lehrenhaltig, geprüft. – DIN 5687 T 1 und 3: Rundstahlketten für Anschlagketten, Güteklasse 5 und 8, nichtlehrenhaltig, geprüft.

2.1.2 Stahlgelenkketten. Steel roller chains

Infolge Formschluß der Kettenglieder können Stahlgelenkketten i. allg. nur in einer Ebene geführt werden. Gallketten nach DIN 8150 werden hauptsächlich als Lastketten für geringe Geschwindigkeiten bis 0,5 m/s, Buchsenketten nach DIN 8164 werden als Förderketten für Stetigförderer bis 5 m/s, Rollenketten nach DIN 8187 und DIN 8188 werden als Antriebsketten bis zu 30 m/s eingesetzt.

2.2 Seile und Seiltriebe
Ropes and rope drives

2.2.1 Faserseile. Fibre ropes

Faserseile werden aus Pflanzenfasern (z. B. Sisal, Manila, Hanf) oder aus synthetischen Fasern (z. B. Polyamid, Polyester, Polypropylen) gefertigt. Sie sind leicht zu biegen und besitzen gegenüber Stahlseilen eine wesentlich größere elastische Dehnung. Wegen geringer Verletzungsgefahr werden sie u. a. in Handrollenzügen und als Anschlagseile eingesetzt. Aufbau, Eigenschaften, Auswahl, Bemessung s. VDI-Richtlinie 2500, „Faserseile“ und DIN 83 305.

2.2.2 Drahtseile. Wire ropes

Einen zusammenfassenden Überblick liefert die VDI-Richtlinie 2358 „Drahtseile für Fördermittel“.

Herstellung und Eigenschaften

Herstellung der Seile (**Bild 5**) aus kaltgezogenen, blanken (bk) oder verzinkten (zn k) oder dickverzinkten (di zn) Drähten (DIN 2078) großer Zugfestigkeit ($R_m = 1570$ bis 2450 N/mm^2), in Sonderfällen aus legierten (z. B. nichtrostenden) Stählen. Drähte *1* werden schraubenlinienförmig um Kerndraht *2* zur Litze *3* geschlagen. Diese werden um eine Faserstoffeinlage (FE) *4* aus pflanzlichen oder synthetischen Fasern wie Sisal oder Polyamid zum Seil *5* geschlagen oder um eine Stahleinlage (SE) *4*, die eine Litze oder ein Seil sein kann.

Die Litzenkonstruktionen unterscheiden sich durch Zahl, Anordnung und Dicke ihrer Drähte sowie durch die Zahl ihrer Drahtlagen (eine oder mehr). Bei Parallelverseilung (**Bild 6 a–c**) laufen die Drähte aller Drahtlagen einer Litze parallel, bei Kreuzverseilung (**Bild 6 d**) kreuzen sich die Drähte der einzelnen Drahtlagen auch bei gleicher Schlagrichtung.

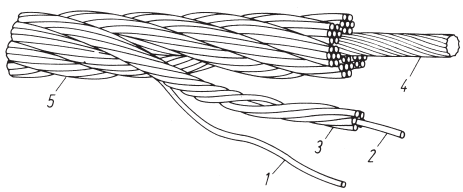


Bild 5. Rundlitzenseil (Thyssen) (Erläuterungen im Text)

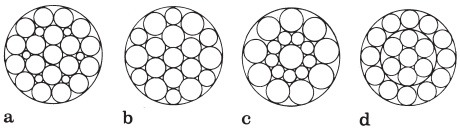


Bild 6a–d. Gebräuchliche Litzenkonstruktionen mit zwei Drahtlagen. **a** Filler; **b** Warrington; **c** Seale; **d** Standard

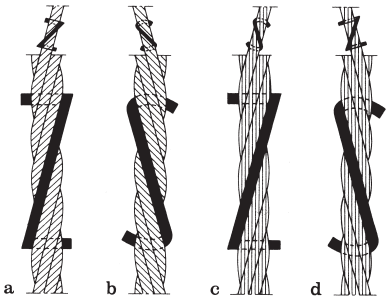


Bild 7a–d. **a** Gleichschlagseil rechtsgängig (zZ); **b** linksgängig (sS); **c** Kreuzschlagseil rechtsgängig (sZ); **d** linksgängig (zS). (DIN 3051)

In *Gleichschlagseilen* haben Drähte in den Litzen und Litzen im Seil gleiche (zZ, sS), in Kreuzschlagseilen entgegengesetzte (sZ, zS) Schlagrichtungen (**Bild 7**).
Zur leichteren Handhabung kann die innere Verspannung der Drähte und Litzen durch besondere Verfahren bei der Herstellung reduziert werden (spannungsarme Seile, Bezeichnung: spa).
Drahtseile ermöglichen Fahrgeschwindigkeiten bis zu 20 m/s, geräuscharmen Lauf, Temperaturen von -40 bis $+100$ °C, kurzzeitig bis 250 °C. Sie lassen sich leicht biegen. Damit sich dabei die Drähte gegenseitig verschieben können, müssen Seile geschmiert werden. Durch die Parallelschaltung vieler Drähte hat das Seil eine große immanente Sicherheit. Gebrochener Draht trägt kurz hinter Bruchort wieder mit. Grundlagen, Begriffe, Seilarten s. DIN 3051 T 1 bis 4.

Wichtige Rechengrößen

Füllfaktor f ist das Verhältnis des metallischen Querschnitts im Seil zum Flächeninhalt seines Umkreises. Für Hebezeugseile $f = 0,47$ bis 0,77 je nach Seilkonstruktion.

Metallischer Querschnitt $A_m = f\,d^2\,\frac{\pi}{4}$, mit d Seildurchmesser.

Rechnerische Bruchkraft $F_r = A_m R_m$, mit R_m Nennfestigkeit der Drähte.

Mindestbruchkraft $F_{min} = F_r k$.

Verseilfaktor k berücksichtigt die Abminderung der Seilbruchkraft infolge Verseilung gegenüber der Bruchkraft, die das unverseilte Drahtbündel aus parallelen Einzeldrähten hätte. $k = 0,74$ bis 0,90 je nach Seilkonstruktion.

Wirkliche Bruchkraft F_w ist die beim Zerreißen des Seils gemessene Bruchkraft.
F_r und F_{min} werden in den Drahtseilnormen, in Abhängigkeit von Seildurchmesser und Drahtnennfestigkeit R_m angegeben (z. B. **Tab. 2**).

Dehnung von Drahtseilen. Die Spannungs-Dehnungslinie von neuen Drahtseilen ist nicht linear und bei Be- und Entlastung wegen der Hystereseverluste unterschiedlich [2]. Zahlenwerte für Seil-*E*-Modul sind Mittelwerte. Sie sind um so größer, je kleiner die Zahl der Drähte und Litzen im Seil, je größer die Schlaglänge und je länger die Aufliegezeit.

Tabelle 2. Bruchkräfte für Warrington-Seil 6×19 (FE) mit Drahtnennfestigkeit 1770 N/mm² (DIN 3059, Auszug)

Seilnenndurchmesser mm	Masse pro Längeneinheit kg/m	Rechnerische Bruchkraft kN	Mindestbruchkraft kN
6	0,134	24,5	21,1
8	0,238	43,6	37,5
10	0,238	68,1	58,6
12	0,537	98,1	84,4
14	0,730	134	114
16	0,954	174	150
18	1,21	221	190
20	1,49	272	234
24	2,15	392	337
28	2,92	534	459
32	3,82	698	597
36	4,83	883	759

↑

Bezeichnung eines Rundlitzenseils 6×19 Warrington mit $d = 20$ mm, Faserstoffeinlage, Drähte blank mit Nennfestigkeit 1770 N/mm², Kreuzschlag rechtsgängig, in spannungsarmer Ausführung: Seil 20 DIN 3059 – FE – bk 1770 sZ – spa.

Anhaltswerte:

Litzenseile mit Fasereinlage:	$E = 0,9$ bis $1,2 \cdot 10^5$ N/mm²,
Litzenseile mit Stahleinlage:	$E = 1,0$ bis $1,3 \cdot 10^5$ N/mm²,
Spiralseile und verschlossene Seile:	$E = 1,4$ bis $1,7 \cdot 10^5$ N/mm²

Auswahl von laufenden Drahtseilen

Laufende Seile werden über Rollen bewegt. In Seiltrieben von Hebezeugen arbeiten i. allg. sechs- oder achtlitzige spannungsarme (spa) Seile mit zwei oder drei Drahtlagen je Litze (**Bild 8a, b**). Seile, bei denen sich die Drähte in den Litzen linienförmig berühren (Parallelverseilung, DIN 3057 bis DIN 3059 und DIN 3061 bis DIN 3064) haben größere Betriebsdauer als Seile mit sich punktförmig berührenden Drähten (DIN 3060, 3066, 3068). Die achtlitzigen haben eine größere Betriebsdauer als die sechslitzigen Seile. Trotz etwas geringerer Betriebsdauer beim Lauf in der Rundrille werden Kreuzschlagseile gegenüber Gleichschlagseilen wegen ihrer besseren Handhabung häufiger eingesetzt. Seile mit Faserstoffeinlagen können unter normalen Betriebsbedingungen eine größere Betriebsdauer haben. Bei stoßartiger Belastung oder Temperaturen über 100 °C Seile mit Stahleinlage einsetzen. Durch Kunststoffummantelung der Stahleinlage (**Bild 9**) kann die Seillebensdauer dynamisch belasteter Seile erheblich gesteigert werden. Einsetzbar bis 100 °C. Seile gleichen Durchmessers sind um so biegsamer, je dünner die Drähte in den Außenlagen der Litzen. Bei verschleißbehaftetem Betrieb (z. B. Greiferseile, Schrapperseile) Konstruktionen mit dicken Außendrähten wählen (z. B. Seale). Langlebige, der Korrosion ausgesetzte Seile mit verzinkten Drähten ausrüsten. In einlagigen Rundlitzenseilen entsteht infolge der schraubenlinienförmigen Lage der Drähte und Litzen ein von der Seilkonstruktion und der Belastung abhängiges Drehmoment. Bei einsträngiger Aufhängung Drehen der Last vermeiden durch Wahl drehungsarmer oder -freier Seilkonstruktionen, z. B. Spiral-Rundlitzenseil nach DIN 3071 und DIN 3069 (**Bild 8c**) oder durch andere nicht genormte Spezialseile (**Bild 8d**). Wegen der sonst nicht ausgeglichenen Drehmomente nur Seile gleicher Konstruktion, Schlagart und Schlagrichtung miteinander verbinden (z. B. Greiferseile und Hubseile).

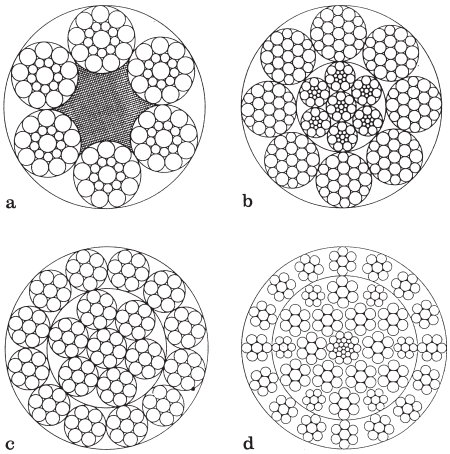


Bild 8a–d. Beispiele für Seilkonstruktionen. **a** Rundlitzenseil 6×19 Seale mit FE, DIN 3058; **b** Rundlitzenseil 8×19 Warrington mit SE, DIN 3063; **c** Spiral-Rundlitzenseil 18×7 mit SE, DIN 3069; **d** drehungsfreies Seil mit SE (Casar)

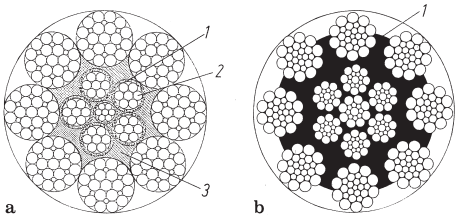


Bild 9. a Seil mit Faserstoffbettung *3* der Außenlitzen und zusätzlicher Umwicklung der Stahleinlagenlitzen *2* mit Kunststoff *1* (Thyssen); **b** Seil mit Kunststoff *1* umspritzter Stahleinlage (Casar)

Seildurchmesser für laufende Seile. Laufende Seile werden aus wirtschaftlichen Gründen nicht dauerfest dimensioniert. Die Drähte brechen nach und nach, wenn das Seil eine bestimmte Zahl von Biegewechseln erfahren hat. Ablegekriterium ist die Anzahl der auf eine definierte Seillänge von außen sichtbaren Drahtbrüche (DIN 15020 T 2). Dieses Kriterium gilt nicht bei Einsatz von relativ weichen Kunststoffumlenkrollen oder bei Seilen mit mehr als zwei Litzenlagen, da sich hier der Ort der Schädigung von außen ins Seilinnere verlagern könnte.

Nach DIN 15020 T 1 werden die Durchmesser der Seiltriebelemente so bemessen, daß das Seil eine wirtschaftlich vertretbare Betriebsdauer hat. Der kleinste erforderliche Seilnenndurchmesser errechnet sich aus der größten auftretenden Seilzugkraft S zu

$$d_{\min} = c\sqrt{S}. \qquad (1)$$

c (**Tab. 3**) ist ein Betriebsfestigkeitswert, der durch die Nennfestigkeit R_m der Drähte und die Triebwerkgruppe bestimmt wird. Er ist unabhängig vom Füllfaktor, von der Draht-, Litzenzahl und Art der Einlage. Die Triebwerkgruppe ergibt sich aus dem Lastkollektiv und der mittleren Laufzeit je Tag (**Tab. 4**).

In vielen Anwendungsfällen wird die zulässige Seilzugkraft aus der rechnerischen Seilbruchkraft F_r über eine sog. Sicherheitskennzahl ν bestimmt: $S_{zul} = F_r/\nu$. Anschlagseile $\nu = 5$ oder 6, Schrapperseile $\nu = 6$ bis 10, Seile für Personen- und Lastenaufzüge $\nu = 14$.

ν macht keine Aussagen über die wahre Sicherheit im Seil, da die Bemessung, nicht die Biege- und Druckspannungen beim Lauf über die Rollen, berücksichtigt. Einige Bereiche arbeiten anstelle von F_r mit $F_{\min}$.

ISO 4308 berechnet auch den Seildurchmesser von Kranseilen nach der ν-Methode.

Tabelle 3. Beiwerte c für nicht drehungsfreie Seile (DIN 15020, Auszug). Für drehungsfreie Seile sind c-Werte um 10% zu vergrößern. Für Seile zum Transport feuerflüssiger Massen oder von Reaktorbrennelementen s. DIN 15020

Triebwerkgruppe	c in mm/$\sqrt{\text{N}}$ für				
	Nennfestigkeit der Einzeldrähte in N/mm²				
	1570	1770	1960	2160	2450
$1E_m$ [a])	–	0,0670	0,0630	0,0600	0,0560
$1D_m$ [a])	–	0,0710	0,0670	0,0630	0,0600
$1C_m$ [a])	–	0,0750	0,0710	0,0670	
$1B_m$	0,0850	0,0800	0,0750	–	
$1A_m$	0,0900	0,0850		–	
2_m	0,0950			–	
3_m	0,106			–	
4_m	0,118			–	
5_m	0,132			–	

[a]) Durch Auswahl entsprechender Seile ist dafür zu sorgen, daß das Verhältnis der rechnerischen Seilbruchkraft zur rechnerischen Seilzugkraft nicht kleiner als 3,0 ist.

Tabelle 4. Triebwerkgruppen, gebildet aus Lastkollektiv und Laufzeit (DIN 15020, Auszug)

Mittlere Laufzeit je Tag in h, bezogen auf 1 Jahr		bis 0,125	über 0,125 bis 0,25	über 0,25 bis 0,5	über 0,5 bis 1	über 1 bis 2	über 2 bis 4	über 4 bis 8	über 8 bis 16	über 16
Lastkollektiv	Erklärung	Triebwerkgruppe [a])								
leicht	geringe Häufigkeit	$1E_m$	$1E_m$	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m
mittel	etwa gleiche Häufigkeit von kleinen, mittleren und größten Lasten	$1E_m$	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m
schwer	nahezu ständig die größte Last	$1D_m$	$1C_m$	$1B_m$	$1A_m$	2_m	3_m	4_m	5_m	5_m

[a]) Bei einer Dauer eines Arbeitsspiels ≥12 min darf der Seiltrieb um eine Triebwerkgruppe niedriger eingestuft werden.

Seilrollen- und Seiltrommeldurchmesser. Die kleinstmöglichen Seilrollen- und Seiltrommeldurchmesser, bezogen auf Mitte Drahtseil, sind nach DIN 15020 T 1: $D_{min} = h_1 h_2 d_{min}$. Der Faktor h_1 begrenzt die Biege- und Druckspannungen zwischen Seil und Rille (**Tab. 5**). h_2 berücksichtigt die Zahl der Biege- und Gegenbiegewechsel des am häufigsten gebogenen Seilstücks während eines Spiels. Für Trommeln und Ausgleichsrollen ist $h_2 = 1$. Für laufende Rollen ist $h_2 = 1$ bis 1,25, je nach Seilführung und Zahl der Rollen im Seiltrieb (DIN 15020 T 1).

Grundsysteme der Seiltriebe

Seilführungen bei Eintrommelseiltrieben zeigt **Bild 10**. **Bild 10a** einsträngige Lastaufhängung. **Bild 10b** zweisträngige Aufhängung mit Unterflasche *1* und oberem Festpunkt *2*. Bei Hubhöhe/Rollendurchmesser > 80 drehungsarme oder -freie Seile einsetzen. **Bild 10c** Lastaufhängung mittels Traverse *3* an zwei Stellen mit entgegengesetzter Schlagrichtung ermöglicht Drehmomentenausgleich an der Traverse *3*. Zweifaches Trommelmoment bei gleicher Last gegenüber Lösung **b** erfordert ein größeres Getriebe. **Bild 10d** viersträngige Aufhängung mit Unterflasche *4* und Oberflasche *5*. **Bild 10e** viersträngige Aufhängung mit einem Seil und Ausgleichsrolle *6*. **Bild 10f** viersträngige Aufhängung mit zwei Seilen entgegengesetzter Schlagrichtung und Ausgleichshebel *7*.

Tabelle 5. Beiwert h_1 für nicht drehungsfreie Seile. Für drehungsfreie Seile sind h_1-Werte mit dem Faktor 1,12 zu vergrößern

Triebwerkgruppe	Beiwert h_1 für		
	Seiltrommel	Seilrolle	Ausgleichrolle
$1E_m$	10	11,2	10
$1D_m$	11,2	12,5	10
$1C_m$	12,5	14	12,5
$1B_m$	14	16	12,5
$1A_m$	16	18	14
2_m	18	20	14
3_m	20	22,4	16
4_m	22,4	25	16
5_m	25	28	18

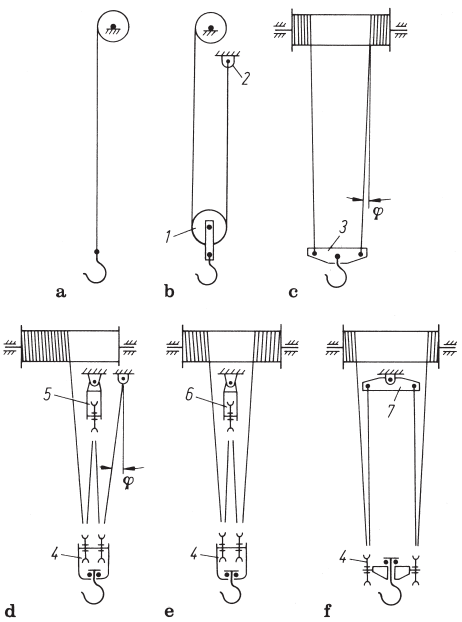


Bild 10a–f. Grundsysteme von Seiltrieben (Erläuterungen im Text)

Die *Strangzahl n* je Rollenzug ist bis $n = 8$ wirtschaftlich. Darüber hinaus kann die Tragfähigkeit durch Parallelschaltung von zwei oder mehr Rollenzügen vergrößert werden. Eine kleinere Strangzahl führt bei gleicher Last zu kürzeren, dickeren, schwerer handhabbaren Seilen, zu größeren Seilrollen, größeren Trommeldurchmessern und Trommelmomenten. Entscheidend für die Ausbildung des Seiltriebs sind oft die Platzverhältnisse und die erforderliche Begrenzung des Ablenkwinkels φ zwischen Seil und Seilrolle bzw. Trommelrille. Die Seilablenkung hat einen starken Einfluß auf den Seilverschleiß. Günstig ist $\varphi \leqq 2°$. Maximal zulässig nach DIN 15020 ist $\varphi = 4°$.

Redundante Seiltriebe arbeiten mit zwei parallellaufenden Seilen, von denen das eine die volle Last aufnehmen kann, wenn das andere versagt (z. B. in Gießkranen s. **U 2.5.3**).

Wirkungsgrad von Seiltrieben

Hystereseverluste im Seil und Lagerwiderstände der Rollen und Trommeln führen zur Vergrößerung des Seilzugs. Anhaltswerte: Seilrollenwirkungsgrad $\eta_R = 0,98$ bei Wälzlagerung, $\eta_R = 0,96$ bei Gleitlagerung. Trommelwirkungsgrad $\eta_T = \eta_R$.

Für einen Rollenzug mit *n*-strängiger Lastaufhängung (**Bild 11** abgegrenzter Bereich) ist der Wirkungsgrad beim Heben der Last

$$\eta_F = \frac{1}{n} \cdot \frac{1 - \eta_R^n}{1 - \eta_R}.$$

Bei angehängter Last *m* ist die Zugkraft im Strang *n*: $S_n = mg/(n\eta_F)$. Für einen Seiltrieb mit *z* weiteren Umlenkungen und der Trommel (**Bild 11**) ist der Wirkungsgrad $\eta_S = \eta_F \eta_R^z \eta_T$.

Beispiel: Seiltrieb (**Bild 11**), $n = 6$, $z = 2$, wälzgelagerte Rollen

$$\eta_S = \frac{1}{6} \cdot \frac{1 - 0,98^6}{1 - 0,98} \cdot 0,98^2 \cdot 0,98 = 0,90.$$

Ausgleichshebel oder -rollen teilen den Seiltrieb in zwei parallelgeschaltete kleinere Seiltriebe, von denen jeder die halbe Last trägt. Für Seiltriebe nach z. B. **Bild 10e** und **10f** ist $n = 2$.

Der Wirkungsgrad beim Senken unterscheidet sich nur geringfügig von dem beim Heben.

Anschlagseile

Sie werden nach DIN 3088 im Kreuzschlag aus blanken oder verzinkten Drähten mit Nennfestigkeiten von 1770 N/mm² gefertigt. Sie müssen bei Durchmessern bis 14 mm mindestens 114 Drähte und darüber mindestens 200 Drähte besitzen.

Entsprechend dem Produkt aus Füllfaktor *f* und Verseilfaktor *k* werden Anschlagseilarten N (mit $fk \geqq 0,3649$) und F (mit

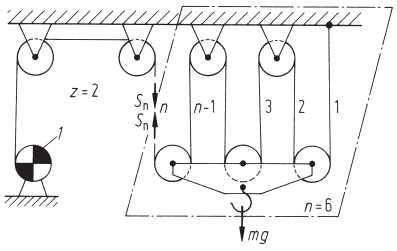


Bild 11. Beispiel für Seiltrieb mit Trommel, zwei Umlenkrollen und Flaschenzug. *1* Trommel

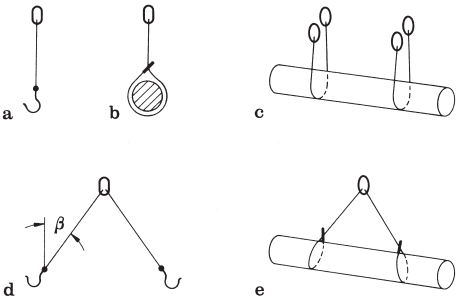


Bild 12a–e. Anschlagmöglichkeiten nach DIN 3088. Einsträngig: **a** direkt; **b** geschnürt; **c** zweifach umgelegt. Zweisträngig: **d** direkt; **e** geschnürt. Für **d** und **e** sind die Tragfähigkeiten bei Neigungswinkeln β 45 bis 60° um das 1,25fache kleiner als bei 0 bis 45°

$fk \geqq 0{,}4536$) festgelegt und dafür tabellarisch in Abhängigkeit des Seildurchmessers und der Anschlagart (**Bild 12**) die Tragfähigkeiten angegeben. Tabellenwerte basieren auf einer Sicherheitskennzahl $\nu = 6$ (Seilart N) und $\nu = 5$ (Seilart F). Die Enden der Anschlagseile der Seilart F dürfen nur mit einem *Flämischen Auge* ausgerüstet werden. Für Anschlagseile mit Durchmessern ab 24 mm können auch Kabelschlagseile (K) oder endlos gemachte Seile (G) sog. *Grummets* verwendet werden. Angaben über ihre Tragfähigkeit s. DIN 3088. Es ist nicht erlaubt, gebrauchte Kranseile als Anschlagseile zu verwenden.

Halte- und Abspannseile

Sie laufen nicht über Rollen (stehende Seile), z. B. Auslegerhalteseile, Abspannseile für Derrick-Montagekrane. Nach DIN 15018 T 1 soll die Nennfestigkeit der Drähte $R_m = 1570\ \mathrm{N/mm^2}$ sein. Die für die Summe aus Haupt- und Zusatzlasten (Definition s. **U 2.8.1**) zulässige Seilzugkraft im ungeschwächten Seilstrang ist $S_{H,Z} = \sigma_{zul} A_m$ mit A_m metallischer Seilquerschnitt, $\sigma_{zul} = 450\ \mathrm{N/mm^2}$.
Bei dynamischer Belastung wird zusätzlich für die von den Hauptlasten erzeugte Seilzugkraft S_H ein Betriebsfestigkeitsnachweis gefordert. $S_H \leqq \mathrm{zul}\,\sigma_{Dz} A_m$. Werte für zul σ_{Dz} enthält **Tab. 6**. Für Fahrzeugkrane s. DIN 15018 T 3.
Seilbefestigungen mindern bei dynamischer Belastung die Betriebsdauer. Nach DIN 15018 darf daher die für das ungeschwächte Seil errechnete zulässige Seilzugkraft nur zu 100 % bei vergossenen Seilbefestigungen, 90 % bei Preßklemmen, 80 % bei Keilschlössern, 40 % bei Seilklemmen (s. Seilbefestigungen) genutzt werden.

Tragseile

Sie dienen in Kabelkranen und Seilbahnen als Fahrbahn für Räder mit kunststoffgefütterter Rundrille (Polyamid oder Polyurethan). Tragseile sind verschlossene Spiralseile (**Bild 13**),

Tabelle 6. Zulässige Spannungen im Betriebsfestigkeitsnachweis für Halte- und Abspannseile (DIN 15018 T 1)

Drahtseildurchmesser	Zulässige Spannung zul σ_{Dz} in N/mm² bei Beanspruchungsgruppe	
mm	B1, B2 und B3	B4, B5 und B6
bis 5	450	$400 + 50 \cdot \kappa$
über 5 bis 20	$350 + 100 \cdot \kappa$	$250 + 200 \cdot \kappa$
über 20 bis 30	$300 + 150 \cdot \kappa$	$200 + 250 \cdot \kappa$
über 30 bis 40	$250 + 200 \cdot \kappa$	$150 + 300 \cdot \kappa$

Erläuterung: κ ist das Verhältnis der kleinsten zur größten auftretenden Hauptlast. Beanspruchungsgruppen B_1 bis B_6 s. **Tab. 15**.

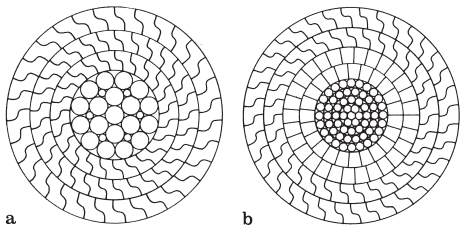


Bild 13a, b. Tragseilkonstruktionen. **a** Mit z-Drähten in den drei äußeren Lagen; **b** mit zwei z-Drahtlagen und zwei Keildrahtlagen

bei denen die Drähte der äußeren Lagen durch ihre besondere Form eine glatte Lauffläche bilden und die innenliegenden Drähte vor Korrosion schützen. Nennfestigkeit ist i. allg. $R_m = 1570\ \mathrm{N/mm^2}$. Anhaltswerte für zulässige Pressung zwischen Rad und Seil $p = (R/Dd) = 40\ \mathrm{N/mm^2}$ mit R Radlast, D Raddurchmesser, d Seildurchmesser.

Seilbefestigungen

Sie sind als Bindeglied zwischen Seil und Anschlußkonstruktion lösbar oder nicht lösbar mit dem Seilende verbunden (**Bild 14a**). *Kauschenspleiß* mit Formstahlkausche *1* (DIN 3090), alternativ Vollkausche (DIN 3091) oder Schlaufenspleiß (ohne Kausche). Die Litzen am Seilende werden geöffnet und nach Bildung einer Öse miteinander verflochten (DIN 3089). **Bild 14b** *Kausche* mit Preßklemme *2* aus Aluminiumknetlegierung (DIN 3093) bis 150 °C und Vollkausche *3* (DIN 3091) alternativ Formstahlkausche. Die Klemme umschließt das Seil und das die Schlaufe bildende Seilende. Sie erzeugt nach starker plastischer Verformung unter einer Presse eine form- und reibschlüssige Verbindung zwischen Seil und Seilende. Besonders zuverlässig ist diese Befestigung, wenn das Seilende geöffnet, je zwei Litzengruppen gegenläufig um das Seil gelegt und dann mit einer Stahlklemme verpreßt werden (Flämisches Auge DIN 3095). **Bild 14c** *Gabelseilhülse* (DIN 83313). Drähte des Seilendes werden besenartig geöffnet, entfettet, Hohlräume in der kegelförmigen Hülse werden mit Vergußmetall, neuerdings auch mit Kunststoff gefüllt. Vergußwerkstoffe und sicherheitstechnische Anforderungen s. DIN 3092. **Bild 14d** *Stahlfitting* z. Z. noch nicht genormt. Durch plastische Verformung der Stahlhülse wird diese mit dem Seil form- und reibschlüssig verbunden. **Bild 14e** *Kausche mit Drahtseilklemme 4* (DIN 1142). Über Schraubklemmen werden das Seil und das die Kausche bildende Seilende reibschlüssig miteinander verbunden. Die erforderliche Klemmenzahl z wird bestimmt durch den Seildurchmesser. $z = 3$; 4; 5 bzw. 6 für $d = 5$ bis 6,5 mm; 8 bis 19 mm; 22 bis 26 mm bzw. 30 bis 40 mm. **Bild 14f** *asymmetrisches Keilschloß* (günstiger als das symmetrische [3] Keilschloß). Das Seilende umschließt einen Keil *5*, der bei Zugbelastung das Seil reibschlüssig mit dem Seilschloß *6* verbindet. Zusätzliche Seilklemme *4* dient als Notsicherung gegen Herausgleiten des Seils aus Keilschloß. Günstig ist $\alpha = 14°$. Bei möglichem Schlaffseil kann selbsttätiges Öffnen des Schlosses durch selbsthemmend wirkende Keilwinkel ($\alpha = 10°$) verhindert werden. Einsatz z. B. in Aufzügen (DIN 15315) und in Greifern.

Einsatzempfehlung: Im Übergangsbereich zwischen Seil und Seilbefestigung entstehen Zusatzspannungen infolge Verformungsbehinderung und ungleicher Lastverteilung auf die Drähte. Bei dynamischer Belastung sind daher Seilhülse, Flämisches Auge, Preßklemme, Stahlfitting geeigneter als Keilschloß. Nicht zu empfehlen sind Seilklemmen und Spleiße, letztere insbesondere nicht bei schwellender Belastung ($S_{min}/S_{max} = 0$) [4].

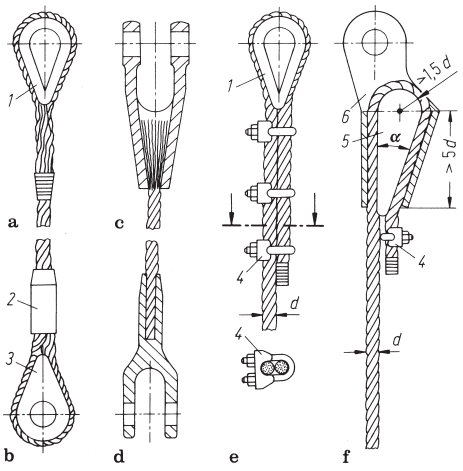


Bild 14a–f. Seilverbindungen. **a** bis **d** nicht lösbare, **e** und **f** lösbare Verbindungen (Erläuterungen im Text)

2.2.3 Seilrollen und Seiltrommeln

Rope sheaves and drums

Seilrillen. Abmessung (**Bild 15**) nach DIN 15061. Rillenprofil mechanisch bearbeitet $r_1 \approx 0{,}53\,d$. Bei Seilrollen ändert sich Rillentiefe h von 1,87 d bei $d = 8$ mm auf $h = 1{,}41\,d$ bei $d = 32$ mm. Eine Seilablenkung um $\varphi = 4°$ kann größere Rillentiefe und größeren Öffnungswinkel als 45° (z. B. 60°) erfordern. Für Trommeln ist $h \geq 0{,}375\,d$, Steigung $p = 1{,}1$ bis $1{,}2\,d$.

Seilrollen. Für untergeordnete Zwecke aus Gußeisen mit Lamellengraphit (GG), sonst mit Kugelgraphit (GGG), aus Stahlguß (GS) (**Bild 16a**) oder geschweißt aus St37-3 oder St52-3 (**Bild 16b–d**), in Autokranen auch aus Kunststoff (Polyamid). Bauformen, Maße sowie Zuordnung der Breite b_3 und des Achsdurchmessers d_5 zum Rillengrunddurchmesser d_2 in DIN 15062. d_2 entspricht dem Seilrollen-Nenndurchmesser.

Gleitlager (**Bild 16d**) für untergeordnete Zwecke. Sonst Wälzlager mit Dauerschmierung; bei feuchter oder staubiger Umgebung besser mit Nachschmierung durch die Achse oder Nabe. Wälzlager sitzen direkt auf der Achse (**Bild 16b**) oder zur besseren Montage auf Zwischenhülse (**Bild 16a**). Lagerabstand a beeinflußt bei Schrägzug die Lager-Radialkraft $F_{r1} = S(\cos\varphi + D/(a \sin\varphi))$; Axialkraft $F_a = 2S \cdot \sin\varphi$, Schrägzuginkel $\varphi \leqq 4°$. Technische Lieferbedingungen für Seilrollen s. DIN 15063.

Seiltrommel, einlagig bewickelt. Trommeln i. allg. geschweißt aus St37-3 oder St52-3 (**Bild 17**), nur noch bei manchen Serienhebezeugen gegossen. Trommelmantel *1* bei kleinen Durchmessern aus Rohr, sonst aus Blech gerollt und mit

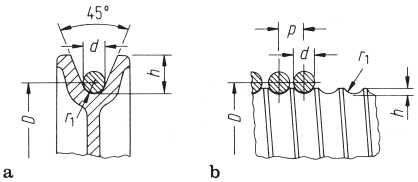


Bild 15a, b. Rillenprofile. **a** Seilrolle; **b** Seiltrommel

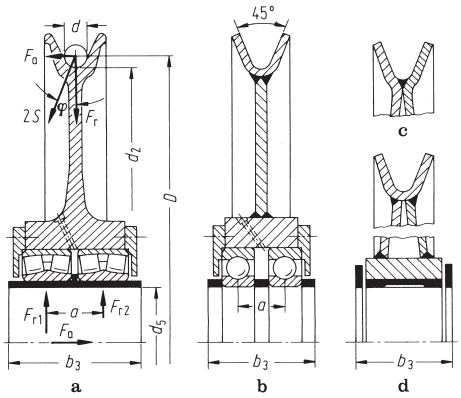


Bild 16a–d. Seilrollenquerschnitte und -lagerung (Erläuterungen im Text)

Längsnaht verschweißt. Eine Trommelbordwand *2* stützt sich i. allg. auf die Getriebewelle *3* und überträgt das Drehmoment über ein Keilwellenprofil *4* (DIN ISO 14) oder über eine Bogenzahn- oder Tonnenkupplung *5*. Die andere Bordwand stützt sich über Zapfen *6* in einem Festlager *7*, das auch die Axialkraft infolge von Schrägzug aufnimmt. Blechkegel *8* zwischen Zapfen und Bordwand ist besser als Rippen (große Kerbspannungen an unzugänglicher Schweißnaht), weil die Ringnaht zwischen Zapfen und Kegel das umlaufende Biegemoment günstiger aufnimmt. Ausrichten der Trommel über Maß *A* zwischen bearbeiteten Hilfsflächen an Bordwand *2* und Getriebe *11*.

Einleitung der Seilkraft in den Trommelmantel durch Reibung über zwei Sicherheitswindungen *9* und drei nachgeschaltete Seilklemmen *10*. Erforderliche Windungszahl W zum Aufwickeln der Seillänge L_S bei Wickeldurchmesser D: $W = 2 + L_S/(D\pi)$.

Trommeln von Winden mit großen Drehmomenten werden über einen an der Trommelbordwand verschraubten offenen Zahnkranz getrieben und auf feststehender Achse gelagert.

Trommelwanddicke. Beim Aufwickeln des belasteten Seils schnürt sich der Trommelzylinder ein. Nach Ernst sind die in einem Mantelringsegment tangential wirkende Druckspannung σ_d und die durch Einschnürung des Trommelzylinders in Achsrichtung wirkende Biegespannung σ_b für die Bemessung der kleinsten Trommelwanddicke t_M unter der Seilrille

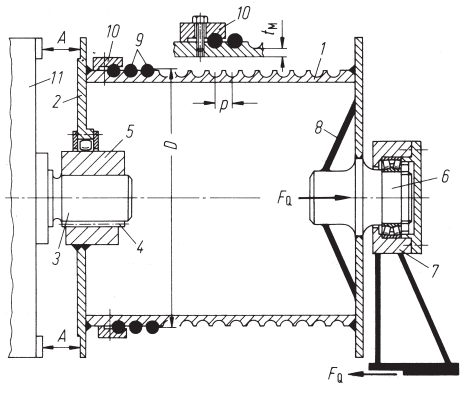


Bild 17. Seiltrommel mit Lagerung und Antriebsmöglichkeit (Erläuterungen im Text)

(**Bild 17**) im Bereich der ersten auflaufenden Seilwindung maßgebend:

$$\sigma_d = -\frac{0{,}5\,S_{nen}\Psi}{p\,t_M} \quad \text{und} \quad \sigma_b = \pm\frac{0{,}96\,S_{nen}\Psi}{\sqrt{D\,t_M^3}},$$

mit S_{nen} Seilzugkraft, Ψ Hublastbeiwert nach **Bild 69**, D Trommeldurchmesser, p Seilrillensteigung. Nach Berechnungen von σ_d und σ_b mit gewählter Wandstärke t_M ist nachzuweisen, daß

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_d^2 + \sigma_b^2 - \sigma_d\sigma_b} \leqq \sigma_{zul}.$$

Die maximale Vergleichsspannung liegt am inneren Trommelrand (da dort $\sigma_b > 0$ und $\sigma_d < 0$. σ_{zul}: 140 N/mm² für St37-3; 210 N/mm² für St52-3; 160 N/mm² für GGG 40; 80 N/mm² für GG 20. Bei Trommeln länger ca. 1,5 D oder $D > 1\,000$ mm ist die Beulsicherheit zu überprüfen [5, 6].

Seiltrommel, mehrlagig bewickelt. Geordnetes Spulen auf mehrlagig bewickelter Trommel bis sieben Lagen durch z. B. Lebus-System (**Bild 18**). Erste Lage wird in Rillen gebettet. Speziell geformte Führungsstücke *1* an den Trommelenden sorgen für geordnetes Einlaufen in die darüber liegende Lage. Dabei wird das Seil auf 70 % des Trommelumfangs (Bereiche *AB*, *CD*, *EA*) parallel zu Bordscheiben *2* geführt. Auf zweimal 15 % des Trommelumfangs (Bereiche *BC*, *DE*) steigt das Seil um $d/2$ und kreuzt dabei die darunter liegende Seillage. Einsatz z. B. in Autokranen, Montage- und Schiffswinden und in der Erdölindustrie. Ungeordnetes Seilwickeln im Kranbau ist nicht erlaubt. Genaue Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Trommeln s. [7, 8].

2.2.4 Treibscheiben und Treibtrommeln

Drive pulleys and drums

Treibscheiben. Aus GG 25 oder in Ausnahmefällen aus Stahl mit gehärteter Rille [9]. Kraftübertragung zwischen Treibscheibenrille und Seil erfolgt über Reibschluß. Maximal übertragbare Umfangskraft $F_{u_{max}}$ wird durch Umschlingungswinkel β, Reibungszahl μ und Seilzugkraft S_2 am Ablaufpunkt bestimmt. Nach Eytelweinscher Gleichung ist (s. **G 6**) $F_{u_{max}} = S_1 - S_2 = S_2(e^{f(\mu)\cdot\beta} - 1)$.

Erforderliche Vorspannkraft S_2 kann durch Feder, Gegengewicht (z. B. Aufzug) oder durch eine Speichertrommel aufgebracht werden, die durch Mehrfachbewicklung raumsparende Unterbringung großer Seillängen ermöglicht.

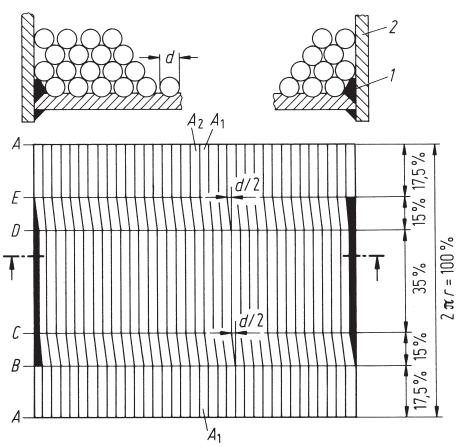


Bild 18. Mehrlagig bewickelte Trommel (Lebus) (Erläuterungen im Text)

$f(\mu)$ wird nach TRA 003 (Technische Regeln für Aufzüge) durch die Reibungszahl $\mu = 0{,}09$ und die Rillenform bestimmt (**Bild 19 a–d**). Vergrößerung der Treibfähigkeit durch besondere Rillenform (**Bild 19**) (nach TRA 003): **Bild 19 a** Flachrille $f(\mu) = \mu$; **Bild 19 b** Halbrundrille für Geschwindigkeiten $> 2{,}5$ m/s, $f(\mu) = 1{,}21\mu$ bei $\delta = 45°$; **Bild 19 c** Unterschnittrille für Geschwindigkeiten bis 2,5 m/s in Deutschland am verbreitetsten, $f(\mu) = 4\mu(1 - \sin(\alpha/2))/(\pi - \alpha - \sin\alpha)$, üblich ist $\alpha = 70$ bis 106°; **Bild 19 d** Keilrille bis $v = 2{,}5$ m/s (üblich $\gamma = 30$ bis 45°), $f(\mu) = \mu/\sin(\gamma/2)$. Sie ermöglicht größte Treibfähigkeit. Zur Erhaltung ihrer Formbeständigkeit muß Oberflächenhärte mindestens 50 HRC sein. **Bild 19 e** Vergrößerung der Treibfähigkeit durch Zwei- oder Mehrfachumschlingung und Umlenkrollen *1* mit Rundrille.

Abbau der Seilzugkraft von S_1 auf S_2 während des Treibvorgangs (**Bild 19 f**) führt zu Relativbewegung zwischen Seil und Treibelement (Dehnschlupf) und dadurch zu Verschleiß. Biegebeanspruchung im Seil durch großen Treibdurchmesser ($D_T \geq 50\,d$ begrenzen.

Treibtrommel. Sie überträgt Kräfte in der gleichen Weise wie die Treibscheibe. Das Seil ist mehrfach um die glatte Trommel geschlungen ($f(\mu) = \mu$) und wandert beim Treibvorgang von einem Trommelende zum anderen. Daher nur für kurze Seilwege geeignet.

Spilltrommel Bild 20 a. Gegossen, für Stahldraht- und Faserseile. Die konkav gekrümmte Lauffläche ermöglicht während des Treibvorgangs eine ständige Querverschiebung des Seils im Arbeitsbereich $A - B$ nach oben. In dem Arbeitsbereich (z. B. Punkt *C*, **Bild 20 b**) teilt sich die auf ein Flächenelement wirkende Seilkraft ΔF in eine zur Reibfläche normal wirkende Kraft $\Delta F_N = \Delta F \cdot \cos\alpha$ und in eine tangential wirkende Kraft $\Delta F \cdot \sin\alpha$. Die Querverschiebung findet statt, solange die Reibkraft $\Delta F_N \cdot \mu < \Delta F \cdot \sin\alpha$ ist; μ ist die Reibungszahl.

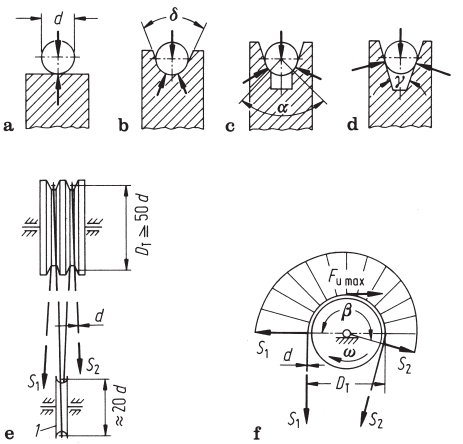


Bild 19 a–f. Treibscheibe (Erläuterungen im Text)

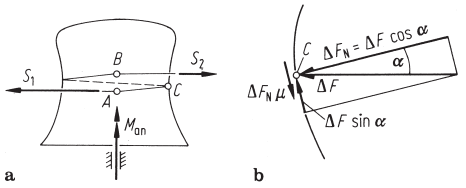


Bild 20 a, b. Spilltrommel (Erläuterungen im Text)

2.3 Tragmittel und Lastaufnahmemittel
Load carrying equipment

Tragmittel sind nach DIN 15003 mit dem Hebezeug fest verbunden, z. B. Lasthaken. Last wird über Anschlagmittel (z. B. Anschlagseil) oder über spezielle Lastaufnahmemittel (z. B. Lasthebemagnet, Greifer) mit dem Tragmittel verbunden. Masse von Lastaufnahmemittel und Nutzlast = Tragfähigkeit des Hebezeugs. Eine Aufstellung gebräuchlicher Trag-, Lastaufnahme- und Anschlagmittel enthält DIN 15002.

2.3.1 Lasthaken. Lifting hook

Im Stückguttransport werden am häufigsten geschmiedete Einfach- und Doppelhaken (**Bild 21**) aus alterungsbeständigen Stählen eingesetzt. DIN 15400 gibt die Tragfähigkeit der Haken für fünf Festigkeitsklassen in Abhängigkeit von der Triebwerkgruppe 1 B_m bis 5_m (**Tab. 4**), ferner die zugehörigen Spannungen im Haken- und Schaftquerschnitt an. Für leichteren Betrieb als 1 B_m sind Haken der Triebwerkgruppe 1 B_m zu verwenden. Maße für Einfachhaken in DIN 15401 und für Doppelhaken in DIN 15402.

Hakenquerschnitte werden zur Innenfaser hin zunehmend breiter, da sich an ihrem Rand Zug- und maximale Zug-Biegespannung addieren. Bei Berechnung der Querschnittsspannungen nach [10] wird der Haken als gekrümmter Träger betrachtet. Für den Einfachhaken (**Bild 21a**) ist im Querschnitt *AB* (**Bild 22**) die Spannungsverteilung

$$\sigma(x) = -\frac{m g \varrho}{Z} \frac{x}{\varrho + x},$$

$$Z = \int_{x=-\eta_1}^{+\eta_2} \frac{x^2 s(x)}{\varrho + x} \, \mathrm{d}x. \qquad (2)$$

Zur Bestimmung der querschnittsabhängigen Konstanten Z ermittelt man nach [11] für mehrere Punkte x_i im Bereich $-\eta_1 \leqq x \leqq \eta_2$ die zugehörigen Querschnittsbreiten $s(x_i)$ und errechnet für diese Orte die Beträge von $\varphi(x_i) = x_i^2 s(x_i)/(\varrho + x_i)$. Die Verbindung der Spitzen von $\varphi(x_i)$ ergibt die Kurve $\varphi(x)$. Deren Flächeninhalt entspricht dem Wert des Integrals Z. Die größte Zugspannung herrscht an der Innenfaser $(x = -\eta_1)$, die größte Druckspannung an der Außenfaser $(x = +\eta_2)$.

In gleicher Weise erfolgt die Spannungsberechnung der Querschnitte *CD* von Einfach- und Doppelhaken. Dort sind die Spannungen am größten, wenn die Last an zwei gespreizten Seilsträngen hängt. Bei einem Spreizwinkel von 90° ist in Gl. (2) anstelle von $m g$ mit $m g/2$ zu rechnen.

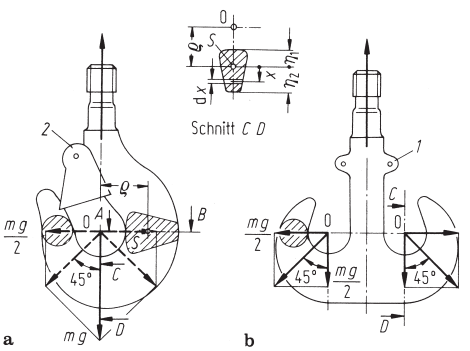


Bild 21a, b. Formen von Lasthaken. **a** Einfachhaken, DIN 15401; **b** Doppelhaken, DIN 15402; **a** und **b** geschmiedet, wahlweise mit oder ohne Nocken *1* zum Anbau einer Sperre *2*

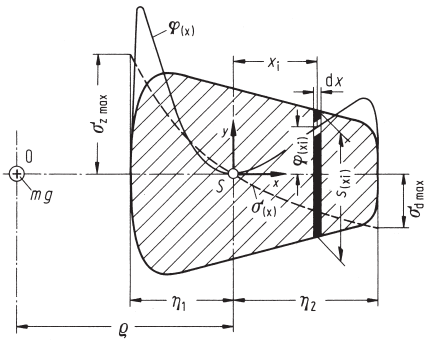


Bild 22. Lasthakenquerschnitt *AB* von **Bild 21a** zur Berechnung der Spannungen

Lasthaken werden in Unterflaschen um die vertikale und um eine horizontale Achse drehbar gelagert (**Bild 23**). Die Last läuft durch Haken *1* über die durch Vierkantprofil *8* formschlüssig gesicherte Lasthakenmutter *2* (DIN 15413) und über ein Axialkugellager *3* in die Hakentraverse *4* (DIN 15412). Lasthakenmutter hat ab 50 mm Durchmesser Rundgewinde (DIN 15403) darunter Normalgewinde (DIN 13). Zuglaschen *5* verbinden drehbar gelagerte Hakentraverse mit Seilrollenachse *6*. Schutzkasten *7* verhindert Abspringen des schlaffen Seils aus der Seilrille. Mehrrollige Unterflaschenkonstruktionen s. **Bild 24**. Unterflaschen und Zubehör in DIN 15408 bis DIN 15414, DIN 15417, DIN 15418, DIN 15421, DIN 15422.

In der Seeschiffahrt werden Ladehaken nach DIN 82017 eingesetzt, bei denen ein Abweiser das Hängenbleiben an Lukenkanten verhindert.

Bei Transport von feuerflüssigem Gut arbeiten Lamellenhaken nach DIN 15407 (**Bild 25a**). Sie bestehen aus mehreren parallelgeschalteten und miteinander verschraubten Blechen *1* aus alterungsbeständigem Stahl (z. B. StE285 und StE355

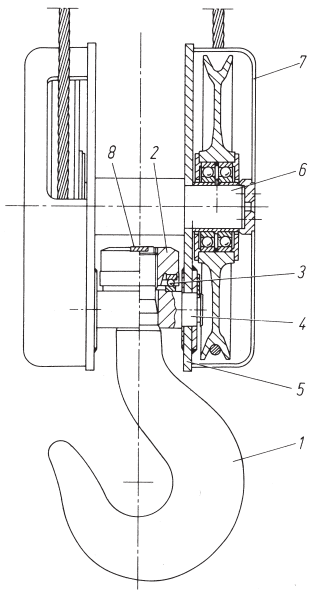


Bild 23. Zweirollige Unterflasche (Erläuterungen im Text)

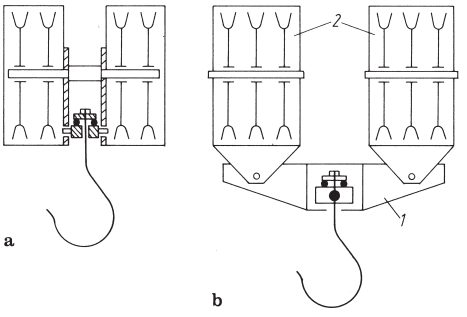


Bild 24a, b. Unterflaschenbauformen. **a** Mit vier Seilrollen und gemeinsamer Achse; **b** große Lasten werden über Hakentraverse *1* auf zwei mehrrollige Unterflaschen *2* verteilt

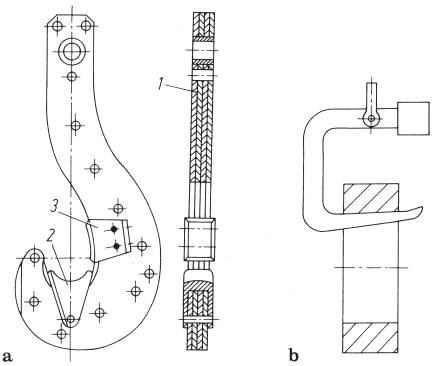


Bild 25. a Lamellenhaken; **b** C-Haken (Erläuterungen im Text)

nach DIN 17102 für die Festigkeitsklassen M bzw. P nach DIN 15400). Maulschale *2* und Schlagschutz *3* verhindern Entstehung von Kerben an den Blechkanten. Zum Aufnehmen ringförmiger Lasten, wie Blech-, Draht- und Papierrollen dienen C-Haken (**Bild 25b**).

2.3.2 Lastaufnahmemittel für Stückgüter

Load carrying equipment for individual items

Klemmen, Zangen, Klauen. Sie nehmen Lasten durch Reib- oder Formschluß auf. Sie sind den Transportgütern angepaßt, z. B. Stahlblock-, Stammholz-, Sack-, Ballen-, Kisten-, Steinzangen oder Blechklemmen. **Bild 26** zeigt die Kräfte an einer Blechklemme. **Bild 26a**: Die Last *1* (m) wirkt mit gleich großen Reibkräften FR_{12} und FR_{13} auf die Glieder *2* und *3*. Die Hebelkinematik sorgt für Reibschluß, d. h. $FN_{21} \geqq FR_{12}/\mu$ und $FN_{31} \geqq FR_{13}/\mu$ (Reibungszahl $\mu \approx 0{,}35$). Normalkräfte FN_{21} (Reaktionskraft FN_{12}) und $FN_{31}(FN_{13})$ lassen sich nur rechnerisch aus dem Momentengleichgewicht um Klinkendrehpunkt B bestimmen zu (**Bild 26b**): $FN_{13} = (FR_{13} \cdot a + F_{43} \cdot c)/b$. FN_{13} und FR_{13} bestimmen Richtung von F_{13}. Durch Schnittpunkt S von F_{13} und F_{43} muß die Kraft F_{23} gehen. **Bild 26c**: Da nun Richtung von F_{23} bekannt, läßt sich der Kräfteplan für das Gesamtsystem zeichnen, in dem die äußeren Kräfte, ferner die jeweils an einem Glied angreifenden Kräfte ein geschlossenes Krafteck bilden.

$$\Sigma F_{\text{außen}} = 0: \quad FR_{13} + FN_{13} + FN_{12} + FR_{12} + F_{a5} = 0.$$
$$\Sigma F_{\text{Glied}\,2} = 0: \quad FN_{12} + FR_{12} + F_{52} + F_{32} = 0.$$
$$\Sigma F_{\text{Glied}\,3} = 0: \quad FR_{13} + FN_{13} + F_{23} + F_{43} = 0.$$
$$\Sigma F_{\text{Glied}\,4} = 0: \quad F_{34} + F_{54} = 0.$$
$$\Sigma F_{\text{Glied}\,5} = 0: \quad F_{a5} + F_{45} + F_{25} = 0.$$

Vakuumheber. Sie sind geeignet zum Aufnehmen von Lasten mit glatten, wenig porösen Flächen (Blech-, Glas-, Spanplatten) [12]. Sie werden an Elektroseilzüge oder -kettenzüge gehängt. **Bild 27**: Vakuumpumpe *1* erzeugt Unterdruck p im Raum *2*, dessen Arbeitsfläche A durch Gummi *3* gegen atmosphärischen Druck p_0 gedichtet ist. $p = 0{,}2$ bis $0{,}35\ p_0$. Die Tragfähigkeit (250 bis 5000 kg) ist $A(p_0 - p)/S_g$. Sicherheit $S = 1{,}1$. Bei senkrecht stehender Kraftangriffsfläche ist die Tragfähigkeit um 50 % kleiner. Bei großen Lastflächen können mehrere Saugelemente federnd an eine Lasttraverse gehängt werden und, durch eine Pumpe versorgt, gemeinsam die Last aufnehmen. Zusätzlicher Vakuumspeicher vergrößert die Sicherheit.

Lasthebemagnet. Sie nehmen magnetisierbare Güter, wie Brammen bis 600 °C, Masseln, Schrott, Späne auf [13]. Ihre kennzeichnende Größe ist die nach VDE 0580 zu bestim-

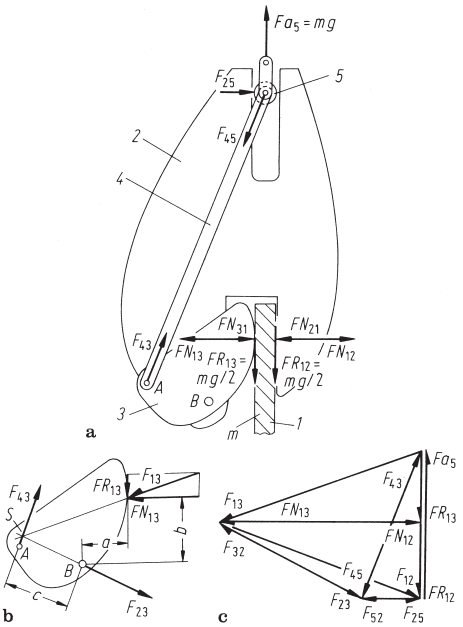


Bild 26a–c. Blechklemme (TIGRIP) (Erläuterungen im Text)

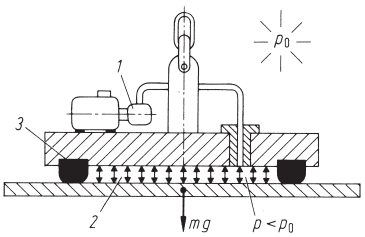


Bild 27. Vakuumheber (Fezer) (Erläuterungen im Text)

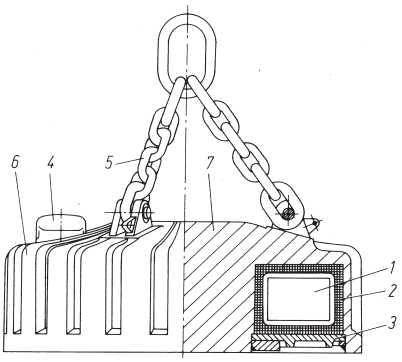


Bild 28. Lasthebemagnet (Steiner). *1* Spule, *2* Vergußmasse, *3* Manganhartstahlplatte, *4* Klemmkasten, *5* Kette, *6* Kühlrippen, *7* Stahlgehäuse

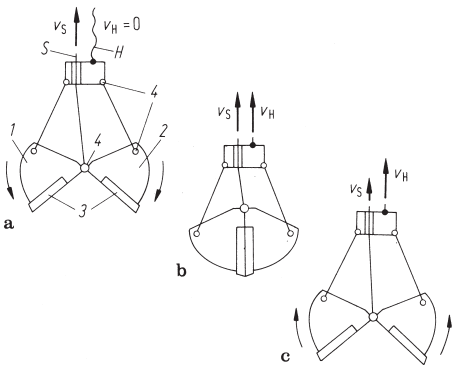


Bild 29 a–c. Elemente und Funktion des Greifers (Erläuterungen im Text)

mende Abreißkraft. Tragfähigkeit ist je nach Luftspalt zwischen Magnetboden und Gut sowie dessen Form um das Zwei- bis Mehrfache kleiner als die Abreißkraft. Größte Tragfähigkeit (bis 90 t bei 17 t Eigengewicht und 2,3 m Durchmesser) haben Rundmagnete (**Bild 28**). Magnetkraft wird erzeugt durch stromdurchflossene Spule *1*, die in einem Stahlguß- oder geschweißten Gehäuse *7* stoßgeschützt eingebaut ist. Spezielle Spulenanordnung z. B. in Rechteckmagneten ermöglicht gezielte Kraftlinienausrichtung in Längs- oder Querrichtung. In Sonderfällen ist die Form der Aufnahmefläche dem Transportgut (Profilstangen) angepaßt. Speisespannung ist i. allg. die gleichgerichtete Netzspannung von 220 oder 380 V. Bei Stromausfall kann eine zusätzliche Stützbatterie die Last 20 min lang halten. Zum Transport von Blechen oder langen Profilstählen werden mehrere Magnete federnd an eine Lasttraverse gehängt. Bei kleinen Lasten werden auch batteriegespeiste Magnete oder Dauermagnete eingesetzt.

2.3.3 Lastaufnahmemittel für Schüttgüter

Load carrying equipment for bulk materials

Greifer (grabs). Sie nehmen selbsttätig Schüttgut auf (**Bild 29**). Sie bestehen aus zwei drehbar miteinander verbundenen Halbschalen *1* und *2*, die im geschlossenen Zustand einen Transportbehälter bilden. Schalen *1* und *2* sind aus St52 geschweißt. Schneiden *3* aus St52 oder aus hochfesten Feinkornbaustählen, in Sonderfällen mit Reißzähnen aus Manganhartstahl versehen. Gelenke *4* sind mit Gleitlagern ausgerüstet, Seilrollen i. allg. mit Wälzlagern. Schließseile *S* und Halteseile *H* werden durch Schließtrommel und Haltetrommel von zwei unabhängigen Triebwerken bewegt (s. **U 2.5.4**). **Bild 29 a**: Füllen erfolgt durch Ziehen am Schließseil *S* bei losem Halteseil *H*. **Bild 29 b**: Heben des gefüllten Greifers erfolgt durch beide Seile bei annähernd gleicher Lastaufteilung. **Bild 29 c**: Durch unterschiedliche Geschwindigkeiten v_S und v_H läßt sich der Greifer während der Hub- und Senkbewegung öffnen und schließen. Vollständig geöffneter Greifer hängt nur am Halteseil. Zweiseilgreifer haben ein Halte- und ein Schließseil. Vierseilgreifer haben je zwei Halte- und Schließseile.

Stangengreifer (Bild 30). Schalen *1* und *2* sind drehbar in Untertraverse *3* gelagert und mit der Obertraverse *4* über Gelenkstangen *5* verbunden. Schließseile *S* erzeugen über Rollenzug *6* (nur eine Hälfte dargestellt), der zwischen Ober- und Untertraverse arbeitet, die Kräfte an den Schneiden *7*. Die Bestimmung einer an der unteren Schneide angreifend gedachten Schneidenkraft *FW* zeigt **Bild 31**. Richtung und Größe von *FW* hängen ab von der Kinematik, der Flaschenzugstrangzahl und dem Eigengewicht (0,3- bis 0,45mal Nutzlast je nach Schüttgutart und Greifersystem). Da *FW* bei Stangengreifern mit abnehmendem Schließwinkel kleiner wird, benötigen sie gegenüber Trimm- und Scherengreifern – die eine entgegengesetzte Schließkraftcharakteristik haben – eine größere Flaschenzugübersetzung, folglich größere Seilwege beim Schließen. Sie besitzen auch eine kleinere Maulweite. Wegen ihres einfachen Aufbaus werden sie trotzdem bei leicht aufnehmbaren Gütern, wie gewachsener Boden, Sand, Kohle, Schutt bevorzugt eingesetzt.

Scherengreifer (Bild 32). Sie sind teurer und robuster als Stangengreifer und arbeiten vorzugsweise bei der Schiffsentladung von schwer aufnehmbaren Schüttgütern (Erz, Kohle). Nutzlasten bis 50 t. Löffelartige Schalen *1* und *2* sind in einem Drehgelenk *3* gelagert. Sie werden beim Schließen durch den darüber liegenden Flaschenzug *4* (nur für ein Schließseil *S* dargestellt) zusammengezogen. Die Schalen sind über Seile *5* mit der Traverse *6* verbunden. Der Greifer öffnet sich beim Nachlassen des Schließseils.

Trimmgreifer. Sie besitzen eine besonders große Maulweite zum Erreichen des Schüttguts unter Deck. Da dieser Vorteil bei modernen Schüttgutschiffen nicht mehr gefragt ist, werden sie bei Neuanlagen durch Scherengreifer abgelöst.

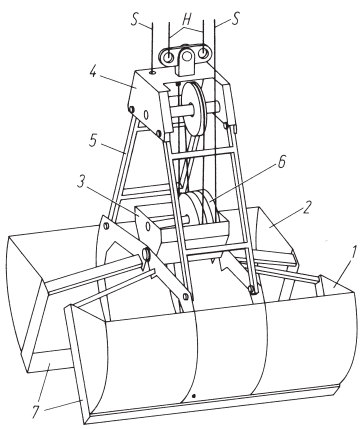


Bild 30. Vierseil-Stangengreifer (auch Schalengreifer) (Peiner AG) (Erläuterungen im Text)

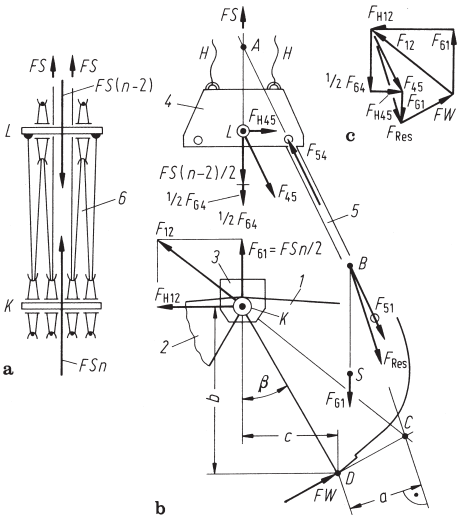


Bild 31 a–c. Bestimmung der Schneidenkraft *FW* beim Schließen eines Vierseil-Stangengreifers. **a** zeigt die Kräfte am Rollenzug *6* (Strangzahl $n=8$) für den ganzen Greifer. *FS* ist die Kraft je Schließseil; **b** bezogen auf eine Greiferhälfte erzeugt *FS* über die Untertraverse *3* an der Achse *K* die Kraft $FS \cdot n/2 = F_{61}$ und an der Obertraverse *4* (Achse *L*) die Kraft $FS(n-2)/2$. Diese bildet zusammen mit der halben Eigengewichtskraft $(1/2)\ F_{G4}$ der Obertraverse *4* die Kraft $(1/2)\ F_{64}$. Mit der Komponente F_{45} wirkt $(1/2)\ F_{64}$ auf die Stangen *5* und über diese mit $F_{51} = F_{45} = -F_{54}$ auf die Greiferschale *1*. Das Gewicht der Stangen *5* wurde vernachlässigt. Die Schale *1*, das darin befindliche Schüttgut und das halbe Gewicht der Untertraverse *3* verursachen die Gewichtskraft F_{G1}, die zusammen mit F_{51} die Resultierende F_{Res} bildet. Die drei nun an *1* angreifenden Kräfte F_{Res}, F_{12} und *FW* schneiden sich in *C* und bestimmen so die Richtung von *FW*. Die noch unbekannte Komponente von F_{12}, nämlich F_{H12}, wird vorher rechnerisch durch das Momentengleichgewicht um Schneidenpunkt *D* ermittelt zu: $F_{H12} = (F_{Res}a + F_{61}c)/b$. Um Größe und Lage von F_{G1} angeben zu können, muß die Greiferfüllung als Funktion des Schließwinkels β bekannt sein; **c** Kräfteplan für eine Greiferhälfte zur Bestimmung der Schneidenkraft *FW*. Die maximal mögliche Schneidenkraft FW_{max} in einer bestimmten Greiferstellung wird erreicht, wenn $FS = FS_{max} = F_{G1} + (1/2)F_{G4}$ ist. Nach Erreichen von FS_{max} hebt sich der Greifer aus dem Gut, auch wenn er noch nicht geschlossen ist

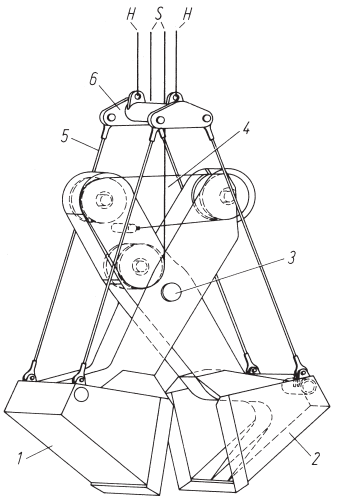


Bild 32. Scherengreifer (Peiner AG) (Erläuterungen im Text)

Mehrschalenseilgreifer. Sie besitzen mehrere, schmale, kreisförmig angeordnete Schalen, die sich beim Betätigen des Schließseils in der Untertraverse derart drehen, daß bei breiten Schalen ein vollständig geschlossener Behälterraum oder bei schmalen Schalen (Polypgreifer) ein teilweise offener Behälter entsteht. Mehrschalenseilgreifer werden eingesetzt zum Aufnehmen von gewachsenem Boden, Schlacke, Schrott, Müll, Steinen usw. Mehrschalengreifer werden auch als Motorgreifer gebaut.

Motorgreifer (Bild 33). Sie können an ein einfaches Stückguthubwerk gehängt werden. Ein greiferintegriertes elektrohydraulisches Aggregat, das über eine Leitungstrommel mit Strom versorgt wird, erzeugt die Schließkraft. Motorgreifer können auch als Mehrschalengreifer ausgebildet werden.

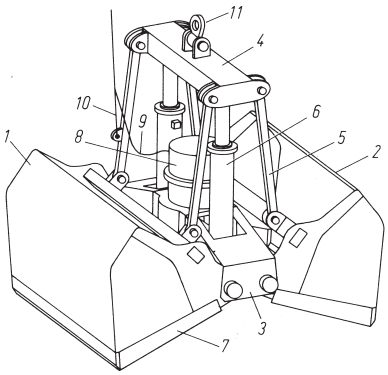


Bild 33. Zweischalen-Motorgreifer (Peiner AG). *1* und *2* Schalen, *3* Untertraverse, *4* Obertraverse, *5* Gelenkstangen, *6* Hydraulikzylinder, *7* Schneiden, *8* elektrohydraulisches Aggregat, *9* flexible Stromleitung, *10* Zugentlastung, *11* Anschlagmöglichkeit

Kübel. Sie werden von oben fremdbefüllt und durch Drehen um eine horizontale Achse entleert (Kippkübel), oder durch Aufklappen des gesamten Kübels (Klappkübel), oder durch Öffnen einer Bodenklappe oder eines -schiebers (Bodenentleerkübel), z. B. Betonkübel. Die Klappen können durch ein angetriebenes Seil oder manuell betätigt werden.

2.4 Mechanische Elemente der Antriebe
Mechanical components for drive systems

2.4.1 Getriebe. Gears

Offene Vorgelege nur bei großen Winden, bei über Zahnkränze angetriebenen Laufrädern und bei Drehwerkantrieben. Sonst geschlossene Getriebe möglichst aus Standardbaureihe mit vergüteten oder einsatzgehärteten Rädern, bei großen Kranen auch als Sonderkonstruktion. Schrägverzahnung in den ersten Stufen. Tauchschmierung bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 10 m/s, darüber Umlaufschmierung. Schaltgetriebe werden mit verschiebbaren Zahnmuffen oder mit im Ölbad laufenden Lamellenkupplungen ausgerüstet. Zwangskräfte auf Getriebekästen infolge Verformung weicher Unterkonstruktionen (z. B. Katzrahmen) vermeiden durch Aufsteckgetriebe oder durch Dreipunktlagerung (**Bild 34**) mit Drehmomentenstütze *4* [15]. Symmetrischer Aufbau der Lagerungen sowie der Ober- und Unterkästen *1* und *2* erlauben Variation der Einbaulage des Getriebes sowie der An- und Abtriebsseiten.

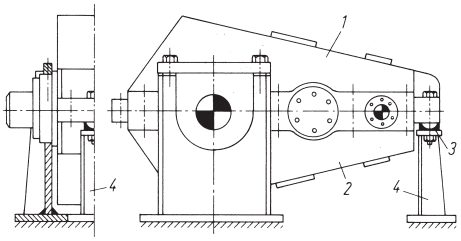


Bild 34. Dreipunktgestütztes Hubwerkgetriebe. *1* Oberkasten, *2* Unterkasten, *3* Kugelscheibe in Kegelpfanne (DIN 6319), *4* Drehmomentenstütze

2.4.2 Motorkupplungen. Couplings

Kleine Motoren werden direkt an das Getriebe geflanscht, wobei das Ritzel der ersten Stufe i. allg. auf der Motorwelle sitzt, größere Motore nur dann, wenn auf eine drehelastische Kupplung verzichtet werden kann (z. B. bei Drehwerkantrieben).

Bolzenkupplung (**Bild 35 a**) für Trommelbremsen. Motorseitige Kupplungshälfte *1* besitzt mehrere auf einem Teilkreis durch Kegelsitze befestigte Bolzen *2*, die über elastische Buchsen *3* aus Buna oder Kunststoff (Shore-Härte-A ca. 80 bei 80 °C , zulässige Pressung 1 bis 1,4 N/mm^2) das Drehmoment in die getriebeseitige Kupplungshälfte leiten. Diese kann gleichzeitig Bremstrommel *4* sein. Die stoßdämpfende Wirkung der elastischen Elemente *3* ist gering. Bei ungenauer Ausrichtung des Motors verschleißen sie schnell und es entsteht ein umlaufendes Biegemoment an den gekuppelten Wellen.

Reifenkupplung (**Bild 35 b**) für Trommel und Scheibenbremsen hat bessere Dämpfungseigenschaften, ist unempfindlicher gegen Ausrichtfehler, benötigt aber mehr Bauraum als die Bolzenkupplung. Ein in beide Kupplungshälften *1* und *2* geklemmter Gummireifen *3* überträgt das Drehmoment. Mit großem Spiel ausgerüstete Anschlagnocken *4* verhindern das Durchdrehen bei Beschädigung des Reifens.

Gummielementkupplung (**Bild 35 c**) für Scheibenbremsen. Das Drehmoment wird von der getriebeseitigen Kupplungshälfte *1* auf die bremsseitige Kupplungshälfte *2* durch elastische Gummielemente *3* übertragen. Diese werden dabei über einvulkanisierte Buchsen *8* zwischen Bolzen *6* und *7* (**Bild 35 d**) nur durch Zugkräfte belastet. Zwischenflansch *4* schützt diese vor Überhitzung und ermöglicht Auswechseln der Bremsscheibe *5* ohne Motordemontage (s. **G 3.3.3**).

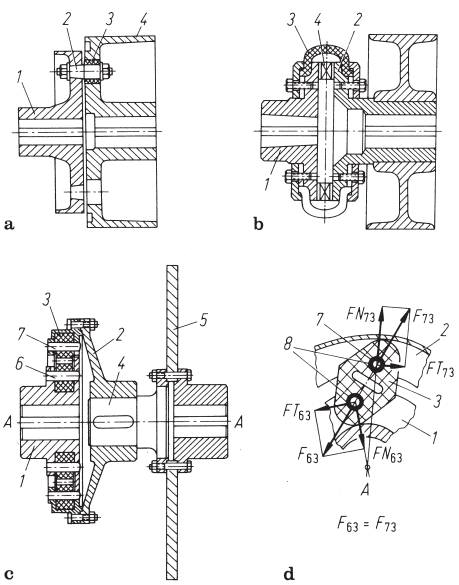


Bild 35 a–d. Drehelastische Motorkupplungen mit Bremskörpern kombiniert. **a** Bolzenkupplung (Krupp); **b** Reifenkupplung (Stromag); **c** Gummielementkupplung (Stromag); **d** Lage des Gummielements *3* von **c** und Kräfteplan bei Drehmomentübertragung. *A* ist der gemeinsame Drehpunkt von *1* und *2* (weitere Erläuterungen im Text)

2.4.3 Mechanische Bremsen. Mechanical brakes

Sie sind im Hebezeugbau aus Sicherheitsgründen stets so auszuführen, daß bei Stromausfall sofort die volle Bremswirkung eintritt (s. **G 3.5.7**).

Betriebsart

Stopbremsen. Sie bringen geradlinig sich bewegende und rotierende Massen zum Stillstand. Die kleinsten Abmessungen haben die Bremsen, wenn die Trommel bzw. Scheibe auf der am schnellsten sich drehenden Welle sitzt.

Haltebremsen. Bei neuzeitigen Antrieben nimmt die elektrische Maschine 80 bis 90 % der Bewegungsenergie auf. Die mechanische Bremse arbeitet dann vorwiegend als Haltebremse. Sie wird erst nach Erreichen einer Geschwindigkeit $\upsilon \approx 0,1\ \upsilon_{nen}$ geschlossen. Im Ausnahmefall arbeitet die Haltebremse als Notstopbremse. Sie muß daher wie eine Stopbremse ausgelegt werden.

Sicherheitsbremsen. Bremsen werden als Sicherheitsbremsen bezeichnet, wenn sie in Hubwerken als zusätzliche Bremse am Ende der kinematischen Kette stehen und nur dann aktiv werden, wenn eines der davor liegenden Glieder der Antriebskette versagt. Da ihre Bremskörper (i. allg. die Trommelbordwand) mit relativ kleiner Geschwindigkeit drehen, müssen sie große Bremsmomente aufnehmen. Entscheidend bei der Auswahl der Bremse ist die möglichst kleine Einfallzeit.

Werkstoffe der Reibpaarung. Bremstrommeln und -scheiben werden nach DIN 15 437 aus Gußeisen mit Lamellengraphit GG 25 (nicht für Hüttenwerkskrane) oder mit Kugelgraphit GGG 40, GGG 60, Stahlguß GS 60, aus Baustahl St 52-3 oder seltener aus Vergütungsstählen C 45, 42 Cr Mo 4 hergestellt.

Reibbeläge sind ein unter großem Druck und großer Temperatur gepreßtes Gemisch aus organischen und anorganischen Stoffen. Sie sollen ausreichend widerstandsfähig sein gegen thermische Belastung (bis 400 °C), einen geringen Verschleiß haben, den anderen Bremskörper nicht angreifen und nicht geräuschanregend wirken. Die mittlere Reibungszahl μ_m unter Normalbelastung ist je nach Belagfabrikat 0,25 bis 0,45. Bei Überschreitung der zulässigen Reibflächentemperatur kann μ_m stark abfallen [16, 17]. Bremsmomente werden i. allg. mit $\mu_m = 0,35$ berechnet. Bei Reibflächentemperaturen bis 150 °C werden auch gewebte Baumwollbeläge eingesetzt. Bremsbeläge (DIN 15 436) werden auf die Belaghalter geklebt, bei Trommelbremsen auch noch genietet.

Der Belagverschleiß, bezogen auf die Reibarbeit, ist bei Normalbelastung $q = 0,1$ bis $1,0\ \text{cm}^3/\text{kWh}$ je nach Werkstoffpaarung und Reibflächenrauheit. Über die zulässige Verschleißdicke Δs, die wirksamen Reibflächen $\sum A_1$ und über die je Bremsung in Wärme umgesetzte Energie $W_{BR} = M_{BR}\,\omega_1\,t_a/2$ läßt sich die Zahl Z_B der mit einem Belagsatz erreichbaren Stopbremsungen abschätzen zu: $Z_B = \sum A_1 \cdot \Delta s/(q W_{BR})$. Es sind M_{BR} Bremsmoment, ω_1 Winkelgeschwindigkeit der Bremswelle bei Bremsbeginn, t_a Bremszeit. Nach DIN 15 434

ist $\Delta s = 0{,}8$mal Dicke des neu geklebten Belags. Für genietete Beläge ist Δs 2 mm kleiner.

Der Trommel- und Scheibenverschleiß ist bei abgestimmter Reibpaarung unter Normalbelastung unbedeutend. Er kann aber bei unpassender Werkstoffkombination der Reibpartner oder bei zu großer thermischer Belastung unannehmbar groß werden.

Bauarten

Kegel- und Lamellenbremsen. Sie werden bei leichten Kranen in Verbindung mit seriengefertigten Getriebemotoren und in Elektrozügen eingesetzt.

Trommelbremsen (DIN 15435 T 1). Sie sind in schweren Kranen die gebräuchlichsten Bremsen (Trommelabmessungen s. DIN 15431) (**Bild 36**): Bremsbeläge *10* (DIN 15435 T 3) sind auf zwei leicht auswechselbaren Bremsbacken *3* und *5* (DIN 15435 T 2) aus Gußeisen, Stahl- oder Aluminiumguß geklebt, selten noch genietet. Diese sind drehbar in den Bremshebeln *4* und *6* gelagert. Eine Bremsfeder *9* erzeugt beidseitig über das Hebelsystem 8, 6, 7, 4 die zwischen den Reibbelägen *10* und der Trommel *2* wirkende Bremskraft. Durch Verändern der Federkraft F_F und der Hebellänge b läßt sich das Bremsmoment bis zum Fünffachen verstellen. Nachstellen des Verschleißwegs erfolgt über ein manuell oder automatisch betätigtes Spannschloß *7*. Einstellbare Pufferelemente *11* sorgen für gleichmäßiges Öffnen. Stellschrauben *12* verhindern Schleifen der Beläge bei geöffneter Bremse.

Das Bremsmoment ist überschlägig: $M_{BR} = F_F \cdot a_2/(b) \cdot h_2/(h_1) \cdot \mu_m d_1 \eta \leqq M_{BR\,zul}$ mit $\eta \approx 0{,}9$ Wirkungsgrad des Bremshebelsystems. $M_{BR\,zul} = 2A_1 (p v_1 \mu_m)_{zul}/\omega_1$ mit A_1 Reibfläche eines Belags. $A_1 = 0{,}204\, d_1^{\,2}$ nach DIN 15434 T 1. p ist die mittlere Flächenpressung zwischen Trommel und Belag ($p = 10$ bis 40 N/cm^2), v_1 die Reibgeschwindigkeit bei Bremsbeginn (bis 60 m/s) und ω_1 die Winkelgeschwindigkeit bei Bremsbeginn. $(p v_1 \mu_m)$ ist die Reibleistung, bezogen auf die Reibflächeneinheit des Belages, zulässige Werte s. **Tab. 7**. Bei thermisch stark beanspruchten Trommelbremsen ist nachzuweisen, daß die mittlere Reibflächenbeharrungstemperatur 150 °C nicht überschreitet. Rechengang s. DIN 15434. **Bild 37** zeigt die Kräfte an den Gliedern der Bremse.

Bild 36: Trommelbremsen werden fast ausschließlich durch elektrohydraulische Hubgeräte *13* (Eldro) nach DIN 15430 geöffnet. Häufig ist die Bremsfeder *9* in das Hubgerät integriert. **Bild 38**: Nach dem Einschalten treibt Drehstrommotor *2* Pumpenräder *3* und *4*. Diese fördern Öl *1* aus Raum *5* in Raum *6* und drücken dabei Hubkolben *7*, gegen Bremsfeder *9* wirkend, nach oben. Nach Stromunterbrechung drückt Bremsfeder *9* Kolben *7* und damit Hubstange *8* in Ausgangsstellung zurück. Je nach Baugröße ist die Öffnungszeit 0,2 bis 1,0 s, Schließzeit 0,2 bis 0,6 s. Durch Hub- und Senkventile lassen sie sich um ein Vielfaches vergrößern. Öldämpfung sorgt für nahezu stoßfreies Moment bei Bremsbeginn. Die erforderliche Hubkraft ist $F_L = F_{F\,max} \cdot a_2/(a_1) \cdot 1/(\eta)$. Erforderlicher Hubweg h_L zum Abheben der Beläge von der Trommel um den Weg h_B ist bei Zuschlag von 10 % für Gelenkspiel

$$h_L = 1{,}1 \cdot 2h_B \cdot a_1/(b) \cdot h_2/(h_1). \qquad (3)$$

Die kennzeichnenden Größen von Hubgeräten sind maximale Hubkraft, Hubweg, ertragbare Einschaltdauer, Schalthäufig-

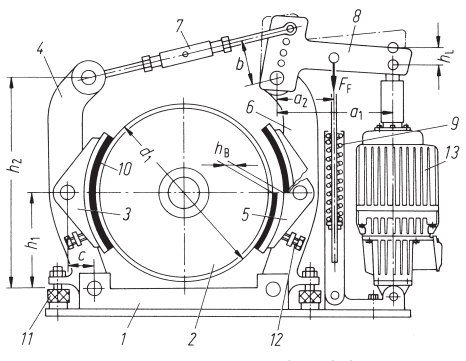


Bild 36. Doppelbacken-Trommelbremse (Krupp) (Erläuterungen im Text)

Tabelle 7. Zulässige $(p v_1 \mu_m)$-Werte, Trommeldurchmesser und Bremsmomente (DIN 15434)

d_1	$(p\ v_1\ \mu_m)_{zul}$	Bei Drehzahl n_1 in min^{-1}			
		1500	1000	750	600
cm	W/cm^2	$M_{BR\,zul}$ in Nm			
20	75	78	117	–	–
25	80	130	195	260	–
31,5	90	–	348	464	580
40	100	–	624	832	1040
50	110	–	–	1430	1788
63	125	–	–	2580	3225
71	135	–	–	–	4423

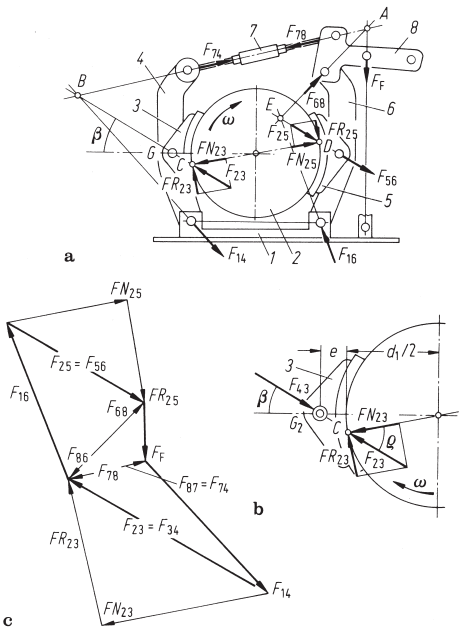


Bild 37a–c. Kräfte an der Doppelbackenbremse. **a** Die an Glied *8* wirkenden Kräfte F_F, F_{78} und F_{68} schneiden sich in A. $F_{78} = -F_{74}$. Die an Bremshebel *4* wirkenden Kräfte F_{74}, $F_{34} = F_{23}$ und F_{14} schneiden sich in *B*. Entsprechend ist *E* der Schnittpunkt für die Kräfte am Bremshebel *6*; **b** Kräfte zwischen Trommel *2* und Bremsbacke *3*. F_{23} muß als Resultierende aus Normalkraft FN_{23} und Reibkraft FR_{23} durch Punkt *C* und Gelenk G_2 laufen. Ferner muß die von Trommel *2* auf Bremsbacke *3* wirkende Normalkraft FN_{23} durch Trommeldrehpunkt *0* gehen. Zur Richtungsfindung von $F_{23} = F_{34}$ muß für Punkt *C* Winkel β über e, d_1 und über Reibungswinkel ϱ ($\tan\varrho = \mu = FR_{23}/FN_{23}$) errechnet werden. Es ist: $\sin\beta = d_1 \sin\varrho/(d_1 + 2e)$; **c** im Kräfteplan bilden alle an einem Glied angreifenden Kräfte ein geschlossenes Krafteck (z. B. für Glied *6*: $F_{16} + F_{56} + F_{86} = 0$), ferner alle am Bremshebelsystem wirkenden äußeren Kräfte ($F_F + F_{14} + F_{34} + F_{16} + F_{56} = 0$)

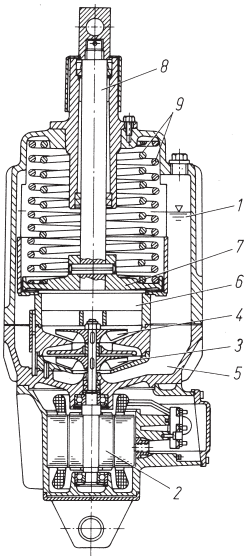


Bild 38. Elektrohydraulisches Hubgerät (Eldro) mit integrierter Bremsfeder (EMG) (Erläuterungen im Text)

keit und, bei eingebauter Bremsfeder, auch die Federkennlinie. Der maximale Hubweg sollte 20 bis 30 % größer sein als der nach Gl. (3) bzw. (6) erforderliche.

Scheibenbremsen (DIN 15 433). Scheiben als Bremskörper bringen wegen ihrer kleineren Massenträgheitsmomente und ihrer größeren zulässigen Reibflächenbeharrungstemperatur (350 °C nach DIN 15 434) gegenüber Trommeln Vorteile. Sie werden daher zunehmend in Krantriebwerken eingesetzt, wenn deren Bremsen bei großen Geschwindigkeiten oder bei großer thermischer Belastung arbeiten. Greift nur ein Bremsbackenpaar an der Scheibe an, so erzeugt die Bremskraft ein Biegemoment an der Bremswelle.

Standardisierte Scheibenaußendurchmesser (DIN 15 432) entsprechen den Bremstrommeldurchmessern (**Tab. 7**). Es sind z. Z. 15 und 30 mm dicke Vollscheiben und 30, 42, 80, 112 mm dicke Scheiben mit radialen Lüftungskanälen im Einsatz. Diese selbstbelüftenden Scheiben haben ein größeres Wärmeabgabevermögen. Sie sind vorteilhaft in Stopbremsen, wenn diese im oberen Temperaturbereich arbeiten. Die kostengünstigeren massiven Scheiben haben bei gleicher Dicke ein größeres Wärmespeichervermögen. Sie sind für Halte- und Sicherheitsbremsen zu empfehlen [18]. Bei kleinen Motoren werden die Scheibenbremsen in den Motor integriert. Das Bremsmoment errechnet sich aus der Zahl Z der Bremsbacken (z. B. ist $Z=2$ für Bremse nach **Bild 39**), der Anpreßkraft F_N zwischen diesen und der Bremsscheibe, deren mittleren Reibkreisdurchmesser d_1 und der mittleren Reibungszahl μ_m zu $M_{BR} = ZF_N\mu_m d_1/2$. Das zulässige Bremsmoment ist $M_{BR\,zul} = (pv_1\mu_m)_{zul} A_1 Z(1/\omega_1)$. In Ermangelung anderer Werte kann $(pv_1\mu_m)_{zul}$ nach **Tab. 7** gewählt werden. A_1 ist die wirksame Reibfläche eines Bremsbelags (s. DIN 15 433). Bei thermisch stark beanspruchten Scheiben ist nachzuweisen, daß die mittlere Reibflächentemperatur 350 °C nicht überschreitet. Rechengang s. DIN 15 434.

Konstruktionsarten (Bild 39). Bei der direkt wirkenden Federkraftbremse (Schließzeit ca. 0,15 s) sitzen die Bremsbeläge *1* auf zwei gegeneinander arbeitenden Hydraulikkolben *2*. Ein Tellerfederpaket *3* erzeugt die Bremskraft zwischen den Belägen *1* und der Scheibe *6*. Drucköl aus dem Speicher *4* öffnet die Bremse nach Betätigen eines Ventils. Für konstanten Druck sorgt Pumpe *5*, die mit dem Speicher *4*, dem Ventilblock *7* und dem Ölbehälter *8* eine Baueinheit bildet. Diese ist mit dem Bremsgehäuse *9* verschraubt.

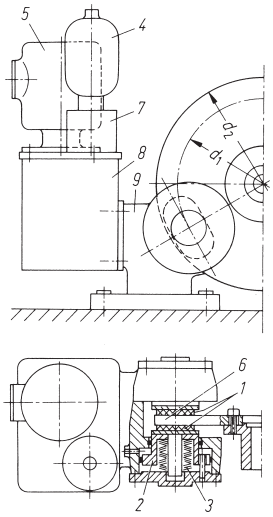


Bild 39. Scheibenbremse (Stromag) (Erläuterungen im Text)

Bild 40. Bei der Bremszange (Schließzeit ca. 0,17 s) drückt die Bremsfeder *1* die radial zur Scheibe angeordneten Zangenhebel *2* und *3* zusammen, wobei sich der Hebel *3* nur um den ortsfesten Drehpunkt *B* dreht und drückt damit Bremsbacken *4*, auf die Bremsbeläge *5* geklebt sind, gegen die Bremsscheibe *6*. Exzenter *7* sorgen für Verschleißnachstellung. Das Öffnen der Bremszange erfolgt durch das Magnetfeld der Spule *8*, das das Joch *9*, gegen die Bremsfederkraft wirkend, an das Gehäuse *10* zieht und so die Entfernung der Zangenhebellagerpunkte *A* und *B* (ortsfest) vergrößert. Rückzugfeder *11* sorgt für das vollständige Öffnen der Zange. Zur Vergrößerung des Bremsmoments können mehrere Bremszangen am Scheibenumfang angeordnet werden.

Bild 41. Die Bremskraft zwischen der Scheibe *1* und den Bremsbelägen *2* wird durch die Feder *3* über zwei parallel zur Reibfläche liegende Hebel *4* und *5* aufgebracht. Das Öffnen der Bremse erfolgt durch das Eldrogerät *6* (z. B. nach **Bild 38**, aber ohne Bremsfeder *9*). Die Schließzeit ist ca. 0,2 bis 0,6 s je nach Größe des Eldros. Es wirkt über Hebel *7* und über einen zwischen Bremshebeln *4* und *5* wirkenden Drehkeil *8* gegen die Bremsfeder *3*. Rollen *9* mindern Keilreibung.

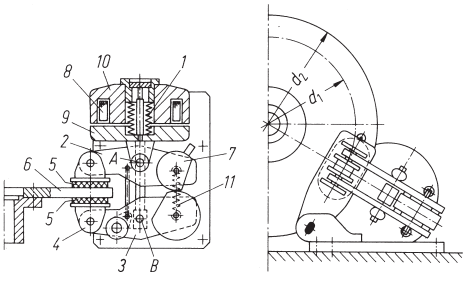


Bild 40. Scheibenbremse (SIMINDUSTRIE) (Erläuterungen im Text)

U

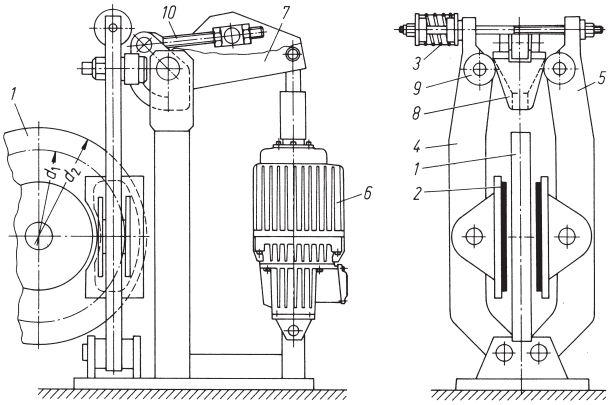


Bild 41. Scheibenbremse (Asku-Scholten) (Erläuterungen im Text)

Verschleißnachstellung erfolgt selbsttätig oder manuell über Gewindestange *10*. Bei größeren Bremsmomenten kann auf der anderen Seite der Scheibe ein zweites Hebelpaar untergebracht werden, das über ein Gestänge mit dem ersten verbunden und durch dasselbe Eldrogerät geöffnet werden kann.

Bandbremsen

Sie werden eingesetzt bei Bremstrommeln mit großem Durchmesser (Fördermaschinen, Bagger-, Schiffs-, Montagewinden). Bandbremsen beanspruchen die Bremswelle stark auf Biegung. Die Betätigungskraft F_F wird manuell oder durch ein Gewicht oder durch eine Bremsfeder aufgebracht. Bei Betätigung durch Gewichts- oder Federkraft besorgt das Öffnen der Bremse ein Eldro-Hubgerät (z. B. nach **Bild 38**, aber ohne Bremsfeder *9*). Bandbremsen können bei kleinen Betätigungskräften F_F große Bremsmomente M_{BR} erzeugen. **Bild 42**: Ein Stahlband *1* mit aufgenietetem Bremsbelag *2* umschlingt die Bremstrommel *3* beliebigen Durchmessers d_1 und erzeugt über die Kräfte F_1, und F_2 ein großes Biegemoment an der Bremswelle. **Bild 42 a**: Nach Aufbringen der Betätigungskraft F_F am Bremshebel wirken an den Anlenkpunkten des Bremsbands die Zugkräfte F_1 und F_2. Bei Drehrichtung im Uhrzeigersinn ist $F_1 > F_2$. **Bild 42 b**: Bei Drehrichtungsumkehr vertauschen die größte (F_1) und die kleinste (F_2) Zugkraft ihre Lage. Die Umfangskraft an der Trommel ist: $(F_U = F_1 - F_2)$. Das Bremsmoment ist: $M_{BR} = F_U d_1/2$. Die Zugkräfte F_1 und F_2 sind über die Eytelweinsche Beziehung verbunden. $F_1 = F_2 e^{\mu\alpha}$, damit wird $F_U = F_2(e^{\mu\alpha} - 1)$. Es ist α der Umschlingungswinkel. μ entspricht der mittleren Reibungszahl μ_m. Die Art der Anlenkung des Bremsbands *1* an den Bremshebel *4* entscheidet über das Wirkprinzip der Bandbremse.

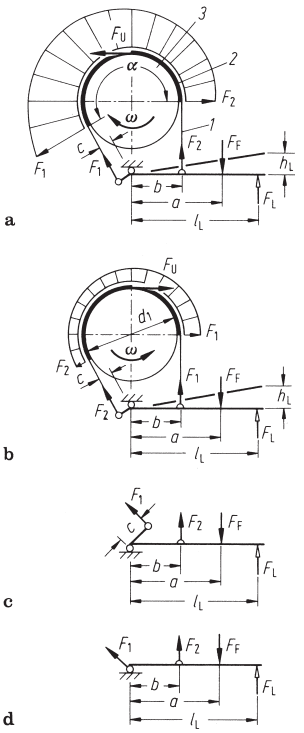


Bild 42 a–d. Bandbremse. Örtliche Umfangskräfte sind für die Differentialbandbremse als Kraftbögen über Trommelumfang aufgetragen. Bei gleicher Bremsfederkraft F_F verhalten sich die Bremsbandkräfte F_1 und F_2 bei Rechts- und Linkslauf wie die in **a** und **b** gezeigten Kraftvektoren in den Kraftbögen; **a** Differentialbandbremse rechtsdrehend; **b** Differentialbandbremse linksdrehend; **c** Summenbandbremse rechtsdrehend; **d** einfache Bandbremse rechtsdrehend (weitere Erläuterungen im Text)

Differentialbandbremse. F_1 und F_2 erzeugen entgegengesetzt wirkende Momente am Bremshebel *4*. Bei rechtsdrehender Trommel (**Bild 42 a**) ist $F_F a + F_1 c - F_2 b = 0$. Bei linksdrehender Trommel (**Bild 42 b**) ist $F_F a + F_2 c - F_1 b = 0$. Die in beiden Drehrichtungen stark unterschiedlichen Bremsmomente folgen durch Einsetzen der abgeleiteten Gleichungen

$$\text{rechtsdrehend:}\quad M_{BR(r)} = \frac{F_F d_1}{2} \cdot \frac{(a/b)(e^{\mu\alpha} - 1)}{1 - (c/b)\, e^{\mu\alpha}}, \qquad (4)$$

$$\text{linksdrehend:}\quad M_{BR(l)} = \frac{F_F d_1}{2} \cdot \frac{(a/b)(e^{\mu\alpha} - 1)}{e^{\mu\alpha} - (c/b)}. \qquad (5)$$

Bei Rechtsdrehung kann nach Gl. (4) eine kleine Betätigungskraft F_F (Hand- oder Fußbetrieb) große Bremsmomente erzeugen; um Selbsthemmung zu vermeiden, muß $(c/b)e^{\mu\alpha} < 1$ sein. Um Anliegen des Bremsbands zu ermöglichen, muß stets $c < b$ sein.

Summenbandbremse (Bild 42 c): F_1 und F_2 erzeugen gleichgerichtete Momente am Bremshebel *4*. Bei gleicher Betätigungskraft F_F sind die Bremsmomente daher kleiner als

die der Differentialbandbremse. Bremsmomente errechnen sich für die jeweilige Drehrichtung aus Gl. (4) bzw. Gl. (5), wenn dort c mit negativem Vorzeichen eingesetzt wird. Für $|b| = |c|$ sind die Bremsmomente in beiden Drehrichtungen gleich.

Einfache Bandbremse (Bild 42 d): Das eine Bandende ist im Drehpunkt des Hebels befestigt. Aus Gl. (4) und Gl. (5) folgen für $c = 0$ die in beiden Drehrichtungen um den Faktor $e^{\mu\alpha}$ unterschiedlichen Bremsmomente.

Der Hubweg aller Bandbremsen ist bei Berücksichtigung eines Zuschlags von 10 % für das Gelenkspiel (**Bild 42 a**)

$$h_L = 1{,}1\,\lambda\,\alpha\,l_L/(b-c). \qquad (6)$$

Für die Summenbandbremse ist wieder c mit negativem Vorzeichen einzusetzen. λ ist der radiale Abstand des gelüfteten Bands von der Trommel. $\lambda = 1{,}5$ mm bei $d_1 \leqq 300$ mm ansteigend auf $\lambda = 3$ mm bei $d_1 \geqq 1000$ mm. α ist der Umschlingungswinkel.

Am Umfang verteilte ortsfeste Anschläge ermöglichen gleichmäßiges Abheben des Bands nach dem Öffnen der Bremse. Stahlbanddicke $t = F_1 S/(BR_e)$. Sicherheitsfaktor $S = 1{,}5$ bis 2,0. Bandbreite B (10- bis 15mal Stahlbanddicke t). R_e Streckgrenze des Bandwerkstoffs (gebräuchlich ist St 52-3). Die maximale Bremsbelagflächenpressung ist $p_{max} = 2F_1/(d_1 B) < p_{zul}$. Für gebräuchliche Belagwerkstoffe ist $p_{zul} = 30$ bis 40 N/cm^2. Für Stopbremsen ist zu überprüfen, ob $(p_{max}\,v_1\,\mu_m) \leqq (p\,v_1\,\mu_m)_{zul}$. In Ermangelung anderer Werte kann mit den in **Tab. 7** festgelegten $(p\,v_1\,\mu_m)_{zul}$-Werten gerechnet werden. $v1$ Reibgeschwindigkeit bei Bremsbeginn.

2.5 Hubwerke und Winden. Hoists and winches

Winden – manuell oder motorisch getrieben – können Zugkräfte in beliebiger Richtung aufbringen und dabei das Zugmittel speichern. Hubwerke sind stationär oder auf Laufkatzen von Kranen angeordnete Winden einschließlich des Seiltriebs, die Lasten heben und senken. Übliche Hubgeschwindigkeiten (DIN 15 022) 0,8 bis 40 m/min, bei Umschlagkranen bis 180 m/min. Tragfähigkeiten s. DIN 15 021.

Das Hubwerk – bestehend aus Motorläufer, drehelastischer Kupplung, Getriebezahnrädern und -wellen, dem Seil und der Last – ist ein schwingungsfähiges System. Die Größe der dynamischen Beanspruchung seiner Glieder kann nur in einer zeitaufwendigen Simulationsrechnung bestimmt werden [19]. In der Praxis werden die Triebwerke daher heute noch über ein starrkörperkinetisches Modell berechnet, wobei die Spannungserhöhung infolge dynamischer Belastung durch einen Schwingbeiwert berücksichtigt wird, der zwischen 1,5 und 2,5 liegt [20, 21]. Er ist um so höher, je größer der Momentenstoß des Motors beim Anfahren, die Hubgeschwindigkeit, das Getriebespiel und die Schlaffseillänge sind.

2.5.1 Antriebsleistung. Drive power

Die Bewegungsphasen des Hubwerks innerhalb eines Spiels lassen sich in einem Bewegungsdiagramm darstellen (**Bild 43**). In der Phase *2* wird die Hublast m (Masse der Nennlast, des Lastaufnahmemittels und des anteiligen Seilgewichts) mit Nenngeschwindigkeit v gehoben. Die Vollastbeharrungsleistung ist $P_L = m\,g\,v/\eta$.

Wirkungsgrad $\eta = \eta_{Seiltrieb}\eta_{Getriebe}$. Überschlägig: $\eta = 0{,}85$. In der Phase *1* sind zusätzlich die Leistung P_{BL} und P_{BJ} zur Beschleunigung der Hublast m und der rotierenden Massen J_{red} aufzubringen. $P_{BL} = m v^2/(t_a \eta)$ und $P_{BJ} = J_{red}\,\omega^{2/(t_a \eta)}$.

J_{red} ist das auf die mit ω drehende Motorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment aller rotierenden Teile. Hochlaufzeit $t_a = 0{,}2$ bis 1,0 s je nach Motorgröße. In den meisten Fällen ist $P_{BL} \leqq 0{,}1 P_L$.

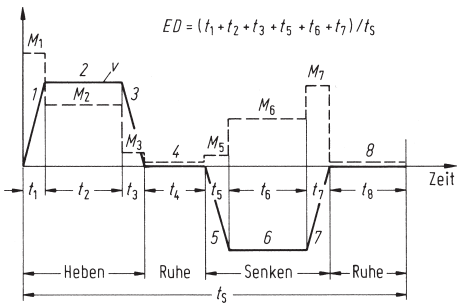


Bild 43. Bewegungsdiagramm eines Hubwerks und Definition der Einschaltdauer *ED*. *M* Motormoment, *v* Hubgeschwindigkeit, *1* bis *8* Bewegungsphasen

Da P_{BL} und P_{BJ} nur kurzzeitig wirken, werden sie bei der überschlägigen Motordimensionierung vernachlässigt. Diese erfolgt über die Vollastbeharrungsleistung P_L und über die relative Einschaltdauer $ED = (\sum \text{Einschaltzeiten} \cdot 100\,\%)/(\sum \text{Einschaltzeiten} + \sum \text{stromlose Pausen})$. Die Motornennleistung P_{Mnen} ist in den Motorkatalogen für $ED = 15$, 25, 40, 60, 100 % angegeben. Es muß sein $P_{Mnen} \geqq P_L$. Genaue Motordimensionierung und -auswahl s. **U 2.7.1**.

Beim Senken mit Nenngeschwindigkeit (Phase *6*) ist die elektrisch zu bremsende Leistung $P_{BR} = P_L \eta^2$. Die maximale Bremsleistung wird in Phase *7* benötigt. Dort ist für Abbremszeit gleich Hochlaufzeit $P_{BR\,max} = (P_L + P_{BL} + P_{BJ})\,\eta^2$.

Bei Winden bestimmen Seilzugkraft S und Aufwickelgeschwindigkeit v_S die Vollastbeharrungsleistung $P_L = S v_S/\eta$.

2.5.2 Serienhebezeuge. Standard hoists

Dazu zählen die motorisch getriebenen Elektroseilzüge, -kettenzüge und Druckluftkettenzüge, ferner u. a. manuell getriebene, mit Ketten ausgerüstete Flaschenzüge für Montagearbeiten mit Tragfähigkeiten bis 50 t sowie Hebebühnen, DIN 15 100. Serienhebezeuge sind nach dem Baukastensystem konzipiert und werden in größerer Stückzahl gefertigt.

Sie können als Hubwerke arbeiten, wenn sie z. B. an manuell oder motorisch angetriebenen Untergurtkatzen befestigt werden, die z. B. auf dem Untergurt von I-förmigen Kranträgern **Bild 76** oder in speziell geformten Hohlprofilen fahren (**Bild 73**). Berechnung der I-Trägerflanschbiegung s. [22]. Elektrozüge arbeiten auch als Hubwerke auf Laufkatzen von leichten Brückenkranen.

Die Tragfähigkeit wird nach FEM 9.661 oder nach DIN 15 020 über die Triebwerkgruppe (TWG) bestimmt (**Tab. 4**). Aufeinanderfolgende TWGs unterscheiden sich durch den Stufensprung 1,26 in der Tragfähigkeit.

Beispiel: Dasselbe Serienhebezeug trägt in der TWG 2_m 4000 kg in der TWG 4_m nur noch $4000/(1{,}26 \cdot 1{,}26) \approx 2500$ kg.

Elektroseilzug (Bild 44). Motor *1*, Bremse *2*, Mehrfachplanetengetriebe *3* und Trommel *4* mit Seilführungseinrichtung *5* sind zu einer raumsparenden Baueinheit zusammengefaßt. Der Antrieb erfolgt durch Asynchronmotor mit konischem Verschiebeläufer *6* in Verbindung mit Kegelbremse *2* oder mit zylindrischem Läufer in Verbindung mit Kegel- oder Scheibenbremse. Reduzierung der Nenngeschwindigkeit auf 1/4 oder 1/6 durch Polumschaltung und 1/10 durch zusätzlichen Feinhubantrieb. Motorleistung bis 40 kW. Tragfähigkeit von 250 kg bis 50 t, dann bei 4facher Seileinscherung. Hubgeschwindigkeit je nach Tragfähigkeit 2 bis 40 m/min. In Sonderausführungen arbeiten geregelte Motoren. Einbau einer auf die Trommelbordwand wirkenden Zusatzbremse ist möglich.

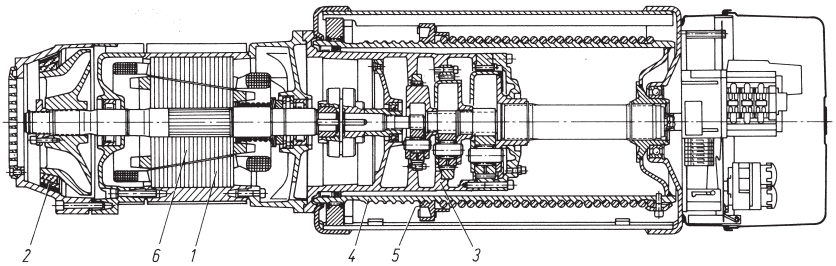


Bild 44. Elektroseilzug (Demag) (Erläuterungen im Text)

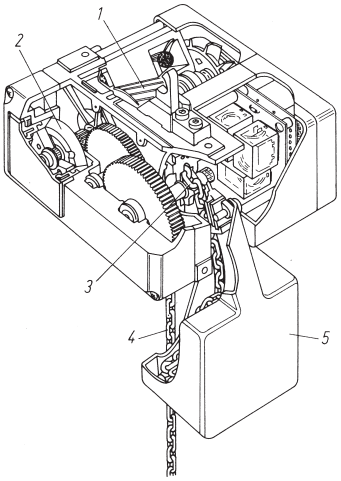


Bild 45. Elektrokettenzug (Stahl) (Erläuterungen im Text)

Elektrokettenzug (Bild 45). Verschiebeläufermotor *1* bis 3 kW mit Kegelbremse *2* treibt über Stirnradgetriebe das Taschenrad *3*. Das Zugmittel ist eine lehrenhaltige Rundstahlkette *4* der GK 8 (s. **U 2.1.1**). Anbau eines Kettenspeicherkastens *5* ist möglich. Zulässige Kettenzugkraft ist kleiner als 1/10 der Kettenbruchkraft. Lastaufhängung erfolgt ein- oder zweisträngig. Tragfähigkeit des Elektrokettenzuges 50 bis 5000 kg. Einstufung erfolgt i. allg. in Triebwerkgruppe 1 A_M (**Tab. 4**). Hubgeschwindigkeiten liegen zwischen 1,5 und 20 m/min. Zusätzliche Polumschaltung ermöglicht 0,3 m/min. Hubhöhe ist begrenzt auf 3 bis 8 m.

Druckluftkettenzug. Ein schnellaufender Druckluftmotor (0,75 bis 10 kW, Nenndruck 6 bar) treibt über ein mehrstufiges Umlaufgetriebe das Kettenrad, Hubhöhe 3 bis 5 m, Tragfähigkeit 250 kg bei 24 m/min bis 100 t bei 0,5 m/min. Stufenlose Verringerung der Hubgeschwindigkeit durch Reduzierung des Druckluftvolumenstroms möglich. Einsatz als Hebezeug oder als Montagegerät vorzugsweise in explosionsgefährdeter oder staubiger Umgebung (Bergbau, Gießerei) und unter Wasser.

2.5.3 Stückguthubwerke. Hoists for individual items

Übliche Ausführung (**Bild 46**) besteht aus einem Motor *1*, Trommelbremse *2* oder Scheibenbremse *3* auf Getriebeeingangswelle, drehelastischer Kupplung *4*, zwei- oder dreistufigem Stirnradgetriebe *5*, einer Seiltrommel *6* mit Trommelkupplung *7* und nicht gezeichneter Unterflasche. Die

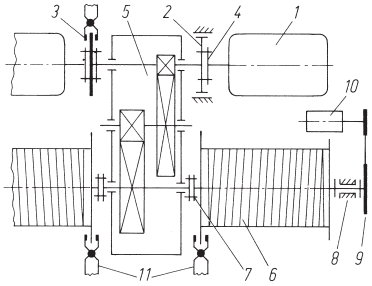


Bild 46. Stückgutwinde (Erläuterungen im Text)

Axialkraft der Trommel nimmt Festlager *8* auf. Begrenzung der oberen und unteren Hakenstellung durch über Rollenkettentrieb *9* betätigten Endschalter *10*. Erweiterung durch zweiten Motor, zweite Trommel und auf Trommelbordwand wirkende Sicherheitsbremse *11* ist möglich. In Sonderfällen werden Schaltgetriebe mit bis zu vier Schaltstufen eingesetzt (z. B. Baukrane).

In die Seiltrommel integrierte Getriebe mit mehreren hintereinandergeschalteten Planetengetriebestufen sind gewichts- und raumsparend [23]. **Bild 47**: Das Getriebegehäuse *1* steht fest und trägt Trommellager *2*. Die durch den angeflanschten Hydraulikmotor (nicht gezeichnet) angetriebene Welle *3* ist Sonnenrad für erstes Planetengetriebe. Dessen Umlaufträger *U 1* treibt Sonnenrad *4* des zweiten Planetengetriebes. Dessen Umlaufträger *U 2* treibt Trommel und ist in den Lagern *5* und *9* gestützt. Hydraulisch zu öffnende Lamellenbremse *6* zwischen Eingangswelle *3* und dem festen Planetengetriebegehäuse *7* wirkt als Haltebremse. Dabei ist der Freilauf *8* in Senkrichtung gesperrt. Senkbremsen erfolgt über den Hydraulikmotor. Seiltrommel *10* ist gegossen. Endbefestigung des Hubseils erfolgt durch Keil *11*. Einsatz in hydrostatisch getriebenen Autokranhubwerken, zunehmend auch in anderen Winden. Seilzugkräfte bis 500 kN sind möglich.

Stückgutwinde mit Planetengetriebe ermöglicht die Geschwindigkeiten zweier voneinander unabhängiger gleich großer Motoren zu überlagern (**Bild 48**). Motor *M 1* bewegt über Sonnenrad *2* Umlaufträger *3* und über Räder *8* bis *11* die Trommel *12*. Dabei wälzt sich Planetenrad *4* in Glockenrad *5* ab. Zusätzlich kann Motor *M 2* über das Ritzel *6* das Glockenrad über Zahnkranz *7* treiben. Endschalter *13* begrenzt den Hubweg. Bei Ausfall eines Motors kann der andere die Last mit halber Nenngeschwindigkeit bewegen (erforderlich z. B. in Gießkran, Reaktorkran). Dazu muß bei stillstehendem Motor *M 2* die Übersetzung zwischen Motor *M 1* und der Planetenträgerwelle *3* genauso groß sein wie die Übersetzung zwischen Motor *M 2* und der Welle *3* bei stehendem Motor *M 1*.

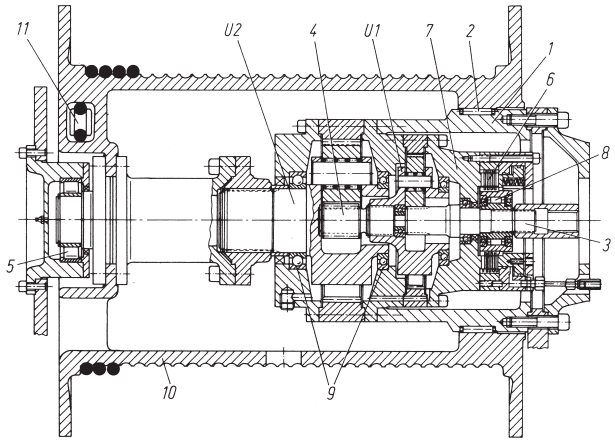


Bild 47. Planeten-Seilwinde (Siebenhaar) (Erläuterungen im Text)

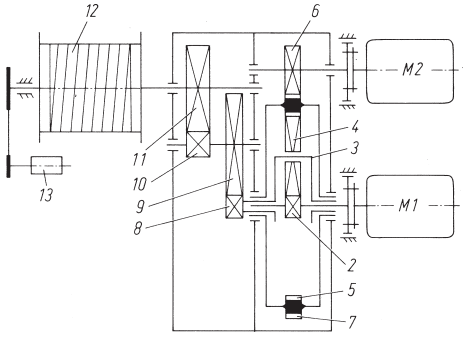


Bild 48. Stückgutwinde mit Planetengetriebe (Erläuterungen im Text)

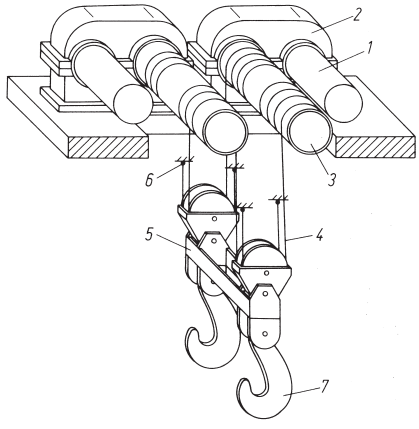


Bild 49. Beispiel für vollredundantes Hubwerk (Erläuterungen im Text)

Redundante Stückguthubwerke. Sie besitzen zwei gleichbelastete parallelgeschaltete Antriebsstränge und Seiltriebe (**Bild 49**). Wenn in einem Teilsystem ein sicherheitsrelevantes Bauteil ausfällt, übernimmt das andere die volle Last, wobei die Lasttraverse ihre horizontale Lage behält [24, 25]. Einsatz z. B. in Gießereikranen und Reaktorkranen. Zwei Motoren *1* treiben über getrennte Getriebe *2* die beiden Trommeln *3*, von denen je zwei getrennte Seile *4* über die Lasttraverse *5* zu je einem Festpunkt *6* laufen, *7* ist der Lamellenhaken (s. **Bild 25 a**).

Teilredundante Hubwerke. Sie haben nur einen doppelten Seiltrieb. Eine sog. Sicherheitsbremse, die auf die Trommelbordscheibe wirkt, verhindert den Lastabsturz bei Versagen eines Glieds im vorgeschalteten Antriebsstrang. Bei Seilriß übernimmt das andere Seil die volle Last.

2.5.4 Greiferhubwerke. Grab hoists

Umschlagkrane besitzen für das Hub- und Schließwerk heute i. allg. zwei baugleiche Winden und regelbare Antriebsmaschinen (**Bild 50**). Die eine Winde führt über die Haltetrommel HT die Halteseile, die andere über die Schließtrommel ST die Schließseile. Bei Vierseilgreifern besitzt jede Trommel ein rechts- und ein linksgängiges Seilrillengewinde. Die Greiferbetätigung erfolgt durch Überlagerung der Bewegung beider Winden, für deren Synchronisation der Differentialendschalter *1* sorgt. Seilgeschwindigkeit bis 180 m/min.

Bei Tragfähigkeiten unter 5 t werden Greiferwinden manchmal mit einem Planetengetriebe ausgerüstet (**Bild 51**). Beim Heben des Greifers arbeitet allein der Hubmotor M_H. Er treibt Haltetrommel HT und Schließtrommel ST mit gleicher Geschwindigkeit, letztere über das Zwischenrad *6*, das Glockenrad *1*, den Steg *2* und über die Radpaarung *4*/*5*. Das Füllen (Schließen) des Greifers erfolgt durch den Schließmotor M_S über das Sonnenrad *3* und den Steg *2* bei stehendem Hubmotor, also bei stehendem Glockenrad *1*. Er ist kleiner als der

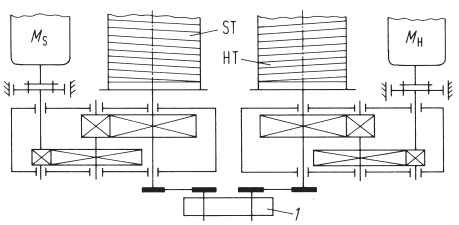


Bild 50. Zweimotoren-Greiferwinde mit zwei gleichen Winden (Erläuterungen im Text)

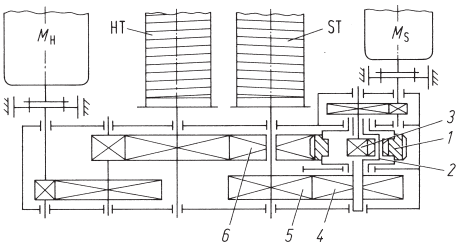


Bild 51. Zweimotoren-Greiferwinde mit Planetengetriebe (Erläuterungen im Text)

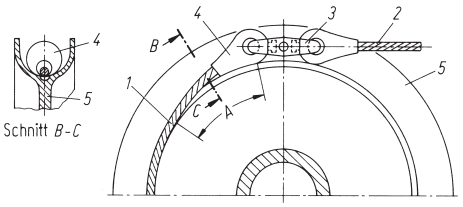


Bild 52. Schnabelseilrolle mit lösbarer Seilverbindung (Erläuterungen im Text)

Hubmotor. Zum Schließen oder Öffnen des Greifers während des Hebens oder Senkens arbeiten beide Motoren.

Anschlagen des Greifers (Bild 52). Die Hubwerkhalteseile werden direkt mit dem Greifer, die Hubwerkschließseile *2* mit den Greiferschließseilen *1* über schnell lösbare Seilverbinder *3* gekoppelt. Die Seilbirnen *4* der Schließseile laufen, nachdem der geschlossene Greifer eine bestimmte Hubhöhe erreicht hat, über sog. Schnabelrollen *5*, die sowohl das Seil *1* in einer Rille als auch die Seilbirnen *4* führen. Seilrolle *5* und Seilbirnen *4* sind aufeinander abzustimmen, um Zusatzbiegung der Seile im Übergangsbereich *A* klein zu halten. Bei Vierseilgreifern ist ein Schließ- und ein Halteseil rechtsgängig, das jeweils andere linksgängig ausgeführt, um das Drehen des Greifers zu vermeiden. Bei Zweiseilgreifern haben Schließ- und Halteseil entgegengesetzte Schlagrichtung. Die Greiferseile haben die gleiche Konstruktion wie die Kranseile. Dimensionierung der Schließ- und Halteseile erfolgt jeweils mit 60 % der Gesamtlast.

2.5.5 Freifallwinden. Winches for free falling items

Sie können Lasten heben, senken und aus dem freien Fall abbremsen (**Bild 53**). Einsatz z. B. in Baggern und Bohrtürmen. Beim Heben treibt der hydraulische Motor *1* über die Planetenstufen *2* und *3* das Hohlrad *4*. Dieses ist über die Kupplung *5* mit dem Trommelmantel *6* reibschlüssig verbunden. Die

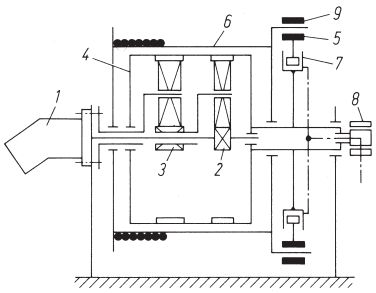


Bild 53. Freifallwinde (Lohmann + Stolterfoht) (Erläuterungen im Text)

Hydraulikzylinder *7*, die die Reibkraft erzeugen, werden über die Drehdurchführung *8* versorgt. Zum Senken im freien Fall wird die Kupplung *5* geöffnet. Das Abbremsen erfolgt dann durch die Bandbremse *9*.

2.6 Fahrbahnen und Fahrwerke
Tracks and travel drive systems

2.6.1 Kranschienen. Crane rails

Bei kontinuierlicher Schienenstützung wird am häufigsten die Kranschiene nach DIN 536 T 1 mit Zugfestigkeiten von 590 bis 880 N/mm^2 eingesetzt (**Bild 54** und **Tab. 8**). Für Katzfahrbahnen wird die Schiene entweder mit dem Kranträger schubfest verschraubt (**Bild 54a**) oder nicht schubfest verklemmt (**Bild 54b**). Geklemmte Schienen werden auf einer mit dem Kranträger verschweißten Verschleißlamelle *1* oder, zur Minderung der Kantenpressung, auf einer elastischen drehnachgiebigen Unterlage *1* gebettet. Bei leichten Kranen (Beanspruchungsgruppen B 1 bis B 3 **Tab. 15**) kann ein auf den Kranträger geschweißter Flachstahl (DIN 1017) aus

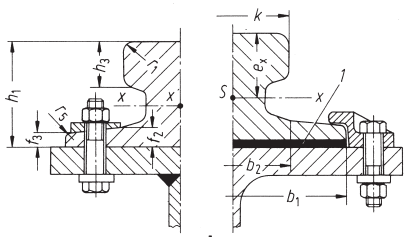


Bild 54a, b. Kranschiene (DIN 536 T 1) mit Befestigungsmöglichkeiten (Erläuterungen im Text)

Tabelle 8. Kranschienenabmessungen (DIN 536 T 1, Auszug)

Kurzzeichen k mm	b_1 mm	b_2 mm	f_2 mm	f_3 mm	h_1 mm	h_3 mm	r_1 mm	r_5 mm	Masse ≈ kg/m	Trägheitsmoment J_x cm^4	Schwerpunktabstand e_x cm
A 45	125	54	11	8	55	20	4	4	22,2	91	3,31
A 55	150	66	12,5	9	65	25	5	5	32,0	182	3,88
A 65	175	78	14	10	75	30	6	5	43,5	327	4,44
A 75	200	90	15,4	11	85	35	8	6	56,6	545	5,00
A 100	200	100	16,5	12	95	40	10	6	75,2	888	5,21
A 120	220	120	20	14	105	47,5	10	6	101,3	1420	5,70

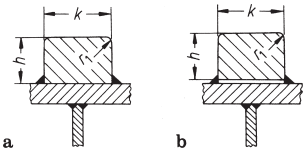


Bild 55. a Kranschiene aus Flachstahl (DIN 1017). Übliche Querschnitte $k \times h$: 50×30; 50×40; 60×30; 60×40 (Erläuterungen im Text). **b** gefährdete Schweißnähte durch hohlliegende Kranschiene

St 52-3 mit scharfen, abgeschrägten oder gerundeten Ecken (**Bild 55 a**) als Kranschiene verwendet werden. Bei durch Fertigungsungenauigkeiten bedingter, abschnittsweise hohlliegender Schiene (**Bild 55 b**) können frühzeitig Schweißnahtbrüche auftreten.

Bei Kranbahnen mit kontinuierlicher Schienenstützung können die gleichen Schienen und Befestigungsarten wie bei den Katzfahrbahnen eingesetzt werden. Bei diskontinuierlicher Schienenstützung durch Schwellen oder Schienenstühle sind Schienen mit größerem Widerstandsmoment einzusetzen, z. B. nach DIN 5901, DIN 5902, oder bei großen Radlasten hochstegige Sonderprofile (Fa. Gleis- und Tiefbau).

2.6.2 Laufräder und ihre Lagerung
Wheels and wheel support

Radkörper für untergeordnete Einsatzfälle aus Gußeisen mit Lamellengraphit, sonst mit Kugelgraphit, aus Stahlguß oder geschmiedet und vergütet, selten mit Lauffläche nhärtung. Toleranzen, Werkstoffe, Wärmebehandlung s. DIN 15085. Lagerung der Radkörper: **Bild 56 a**. Bei kleiner Beanspruchung kann Lagerung in Gleitlagern *1* und *2* mit Anlaufscheiben *3* erfolgen. Radkörper s. DIN 15049 oder DIN 15074. **Bild 56 b**: Am gebräuchlichsten sind Räder nach DIN 15078 mit Wälzlagern *1* und *2*, die mit leichter Passung auf einer Lagerhülse *3* sitzen. Die Lagerkräfte infolge der vertikalen Radlast R und der Seitenkraft F_H sind: Radialkräfte: $F_{r1,2} = R/(2) \mp F_H d_1/(2e)$. Axialkräfte: $F_{a1} = F_H$ und $F_{a2} = 0$. Für die Lagerberechnung gilt: $F_H = 0{,}1R$ (s. DIN 15071).

Bei Produktionskranen werden Radkörper häufig auf Achsen und Wellen geschrumpft und durch Drucköl-Preßverband nach DIN 15055 gelöst. Für schnellen Radsatzwechsel wird ein Treib- oder Mitlaufsatz nach DIN 15090 verwendet (**Bild 57**). Wälzlager *1* sitzen in eigenen Gehäusen *2*. Diese werden über Halbschalen *3* mit Tragkonstruktion *4* verschraubt. Die Welle kann in einem Fest- und in einem Loslager gelagert werden oder in zwei Festlagern, um dann Seitenkräfte F_H zwischen Rad und Schiene in beiden Seitenwänden *5* ableiten zu können. Laufräder mit aufgeschrumpften Radreifen z. B. nach DIN 15080 sind bei Neuanlagen selten. Laufräder-Übersicht s. DIN 15073.

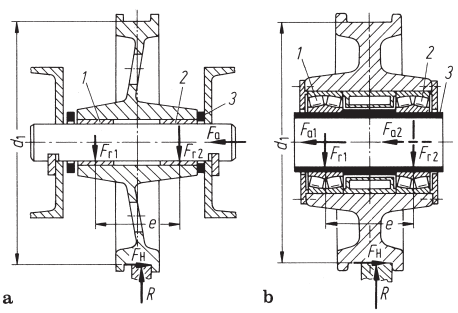


Bild 56 a, b. Laufradlagerungen mit feststehender Achse (Erläuterungen im Text)

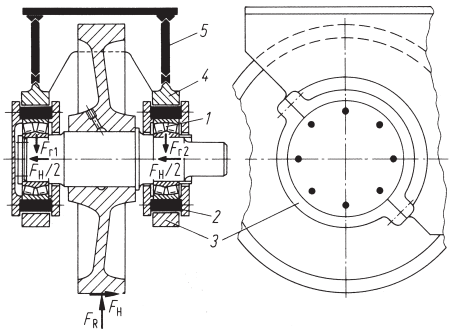


Bild 57. Laufradlagerung mit umlaufender Welle (Erläuterungen im Text)

2.6.3 Berechnung der Laufräder. Wheel calculation

Laufraddurchmesser d_1 sind im Bereich von 200 bis 1250 mm für schmale und breite Laufräder in DIN 15072 genormt (**Tab. 9**). Die zulässige Radlast R_{zul} wird nach DIN 15070 durch die zulässige Stribeck-Pressung p_{zul} (**Tab. 10**), den Drehzahlbeiwert c_2 (**Tab. 11**), den Betriebsdauerbeiwert c_3 (**Tab. 12**) und die tragende Breite $k - 2r_1$ (**Tab. 8**) bestimmt. $R_{zul} = p_{zul}\, c_2\, c_3\, d_1 (k - 2r_1))$. Bei Schienen mit quer zur Längsachse gewölbten Laufflächen (z. B. nach DIN 5901, DIN 5902, DIN 20501) darf mit $(k - (4/3)r_1$ gerechnet werden. (r_1 s. **Bild 58**).

Die Nenn-Radlast für Kranlaufräder ist $R_{nen} = (R_{min} + 2R_{max})/3$. Es sind R_{min} und R_{max} die infolge unterschiedlicher Katzstellungen, Windlast usw. auftretenden größten und kleinsten vertikalen Lasten an dem Rad. Es muß

Tabelle 9. Laufradabmessungen und zugeordnete Schienenkopfbreite k in Millimeter (DIN 15072, Auszug). Dazu **Bild 58**.

Durchmesser		Für Laufräder					
Laufrad d_1 h9	Spurkranz d_2	schmal			breit		
		k	b_1 max.	b_2	k	b_1 max.	b_2
200	230	45	55	90	–	–	–
250	280	45	55	90	–	–	–
315	350	45	55	90	55	65	110
400	440	55	65	110	75	90	140
500	540	55	65	110	75	90	140
630	680	55	75	120	75	110	160
710	760	65	90	140	100	160	210
800	850	65	90	140	100	160	210
900	950	75	90	140	100	160	210
1000	1050	75	90	140	100	160	210
1120	1180	–	–	–	100	160	220
1250	1310	–	–	–	100	160	220

Tabelle 10. Zulässige Pressung zwischen Laufrad und Schiene (DIN 15070, Auszug)

Mindestzugfestigkeit des Werkstoffs N/mm²		p_{zul}
Schiene	Laufrad	N/mm²
590	≦330	2,8
	410	3,6
	490	4,5
	590	5,6
≧690	≧740	7,0

U

Tabelle 11. Drehzahlbeiwert c_2 (DIN 15070, Auszug)

n / min^{-1}	10	16	25	40	63	100	160	200
c_2	1,13	1,09	1,03	0,97	0,91	0,82	0,72	0,66

Tabelle 12. Betriebsdauerbeiwert c_3 (DIN 15070, Auszug)

Betriebsdauer des Fahrantriebes (bezogen auf 1 h)	bis 16%	über 16% bis 25%	über 25% bis 40%	über 40% bis 63%	über 63%
c_3	1,25	1,12	1,0	0,9	0,8

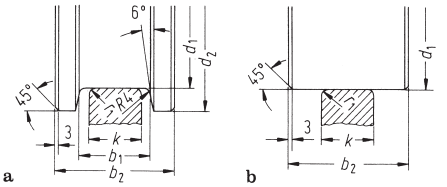


Bild 58 a, b. Bezeichnungen am Laufrad (dazu **Tab. 9**). **a** Mit Spurkranz; **b** ohne Spurkranz

$R_{nen} \leqq R_{zul}$ sein. Katzlaufräder sind mit $R_{nen} = R_{max}$ zu berechnen.

2.6.4 Spurführung. Mechanics of crane guidance

Führung der Krane und Laufkatzen an den Schienen erfolgt durch Spurkränze der Laufräder (**Bild 58 a**, **Tab. 9**). Bei angestrengtem Betrieb kann der Kran durch seitliche Führungsrollen *1* (**Bild 59**) aus legiertem Vergütungsstahl (z. B. 42 CrMo4-V), häufig oberflächengehärtet, geführt werden. Achse *2* kann auch als Exzenter ausgeführt werden, um ein Einstellen des Spiels s zwischen Rolle und Schiene zu ermöglichen. Führungsrollen möglichst nahe am Laufrad anordnen. Andernfalls könnte bei elastischer Bettung oder bei diskontinuierlicher Stützung die Seitenkraft F_S die Schiene verdrehen und eine zusätzliche vertikale Reibkraft $F_R = \mu F_S$ zwischen Führungsrolle und Schiene erzeugen, die die Lagerkräfte um den Betrag $F_S \mu d/(2a)$ vergrößern könnte.

Spurführungskraft F_S (Bild 60). Die größte Führungskraft entsteht am vorderen Spurführungselement E, wenn nur dieses an die Schiene anläuft (hintere Freilaufstellung), und dadurch der Kran, um den Gleitpol drehend, in seinen Radaufstandsflächen verschoben wird. Dort bilden die Reibreaktionskräfte F_{R1}, F_{R2}, F_{R3}, F_{R4}, die an den Hebeln r_1 bis r_4

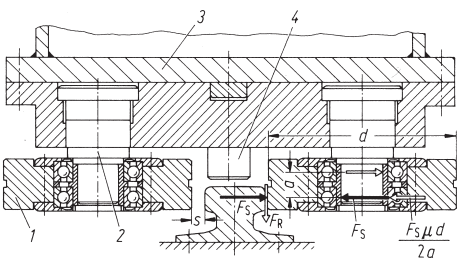


Bild 59. Führungsrollenpaar (Krupp). *1* Führungsrolle, *2* Achse, *3* Krankonstruktion, *4* Radbruchstütze

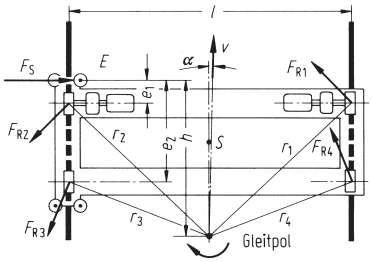


Bild 60. Spurführungsmechanik: Durch Schräglauf hervorgerufene Horizontalkräfte am Brückenkran bei symmetrischer Vertikalbelastung

wirken, das Gegenmoment zu $F_S h$. Nach DIN 15018 T 1 ist $F_S = \lambda f \sum R_i$ mit $\sum R_i$ Summe aller Radlasten, f Kraftschlußbeiwert und $f = 0{,}3(1 - e^{-0{,}25\alpha})$. Dabei ist α der Schräglaufwinkel in ‰ [26–28].

Der Beiwert λ hängt ab von der Zahl der Radachsen, deren relativen Lage zum vorderen Spurführungselement (e_1, e_2), von der Antriebsart (Einzelradantrieb oder drehzahlgekoppelte Räder oder frei mitlaufende Räder), von der axialen Bewegungsmöglichkeit der Räder (axial fest oder axial verschiebbar) und von der Lage des Kranschwerpunkts (Berechnung von λ s. DIN 15018 T 1). Für Krane nach **Bild 60** mit Führungsrollen, zwei Einzelradantrieben vorn, zwei freilaufenden Rädern hinten und axial festgelegten Laufrädern ist $\lambda = 1 - (e_1 + e_2)^2/(2({e_1}^2 + {e_2}^2))$. Wenn bei diesem Kran die Führung über Spurkränze erfolgt, ist $e_1 = 0$ und $\lambda = 0{,}5$. Der Gleitpol liegt dann auf der hinteren Radachse.

Minimierung der Spurführungskraft F_S und des Verschleißes der Laufflächen ist zu erreichen durch enge Toleranzen der Achsparallelität der Laufräder, ferner durch steife Anschlußkonstruktionen der Laufräder und durch kleine Schräglaufwinkel α, d. h. durch enge Kranbahntoleranzen und kleines Spiel zwischen Spurführungselementen und Schiene. Dafür ist es vorteilhaft, den Kran (wie in **Bild 60**) nur an einer Schiene zu führen. Nach DIN 15018 T 1, ist der maximal zulässige Schräglaufwinkel $\alpha = 15$‰. Eingeschlossen sind: Herstellungstoleranzen des Krans und der Kranbahn, Spiel der Spurführungselemente, Breitenverschleiß von Radspurkranz und Schiene. Für neue Krane ist ein Wert von $\alpha \leqq 4$‰ anzustreben. Toleranzen für Kranbahnen s. DIN 4132 und VDI-Richtlinie 3576. Herstelltoleranzen für Brückenkrane s. VDI-Richtlinie 3571.

2.6.5 Antriebssysteme. Drive systems

Bild 61 zeigt mögliche Antriebssysteme für Krane und Laufkatzen. **Bild 61 a**: In Kranen mit großer Spurweite l werden vorwiegend Einzelradantriebe eingesetzt. **Bild 61 b, c**: Zentralantriebe mit Kopplung zweier Räder über starre Wellen *6* oder über Gelenkwellen *7* werden nur noch bei kleiner Spurweite (z. B. Laufkatze) und bei manuell über Kettenzug bewegten Kleinkranen verwendet.

Die Drehmomenteneinleitung in Laufrädern (**Bild 62**) kann bei leichten Kranen und Katzen über einen in das Laufrad gefrästen Zahnkranz (**Bild 62 a**), bei schweren Kranen und Katzen über einen mit dem Laufrad verschraubten Zahnkranz (**Bild 62 b. c**) erfolgen. Zur Vermeidung offener Zahnräder können Laufräder durch die Radwelle angetrieben werden (**Bild 62 d**). Bei leichten Kranen und Katzen können dafür an den Kran geflanschte Getriebemotoren (**Bild 63**) verwendet werden. Bei schweren Kranen werden Aufsteckgetriebe (**Bild 64**) mit Drehmomentstütze *5* eingesetzt, die das Mo-

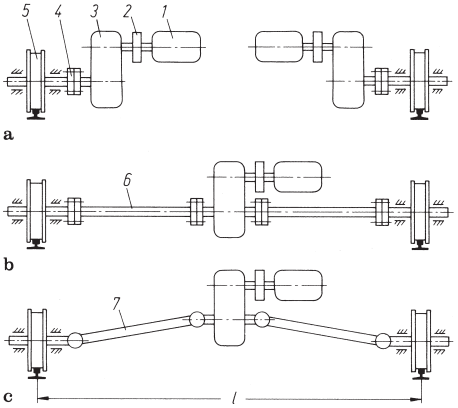


Bild 61 a–c. Antriebssysteme für Krane und Laufkatzen. *1* E-Motor, *2* Bremse, *3* Getriebe, *4* Flanschkupplung, *5* Laufrad, *6* starre Welle, *7* Gelenkwelle (weitere Erläuterungen im Text)

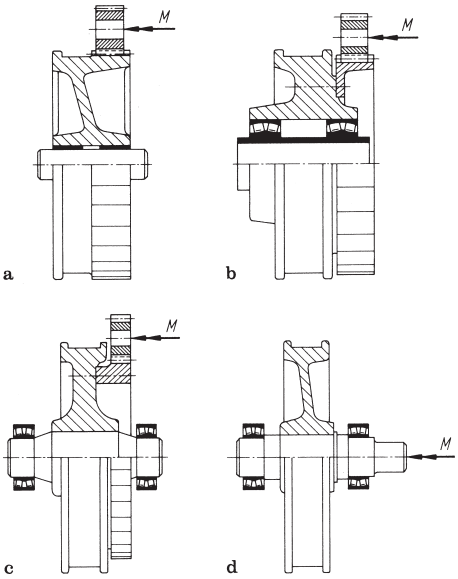


Bild 62 a–d. Drehmomenteinleitung in Laufräder (Erläuterungen im Text)

ment über Keilwellenprofil DIN 5471 oder über Schrumpfscheiben in die Radwelle übertragen, oder es werden über Flanschkupplungen angeschlossene Getriebe (**Bild 65**) mit Drehmomentstütze *5* eingesetzt.

Die Kranlaufräder werden unter den Ecken des Kranträgers angeordnet. Bei großen Ecklasten haben Krane zwei oder mehr Räder je Ecke, die in Schwingen gelagert sind (**Bild 64**). Schwinge *1* mit einem angetriebenen und einem nicht angetriebenen Rad ist in A_1 und A_2 drehbar in der Krankonstruktion *2* gelagert. Die Ecklast F_V teilt sich in F_1 und F_2 auf. Diese sind ungleich, wenn eine Seitenführungskraft F_S wirkt: $F_{1,2} = F_V/(2) \mp F_S\, h_1/b$. Durch den Hebelarm h_2 erzeugt die Antriebskraft F_{an} ungleiche Radlasten R_1 und R_2. Sie errechnen sich zu $R_{1,2} = F_V/(2) \mp F_{an}\, h_2/a$. Die erforderliche Anzahl n_R der Räder je Kranecke ist der Quotient aus maximaler Ecklast und zulässiger Radlast.

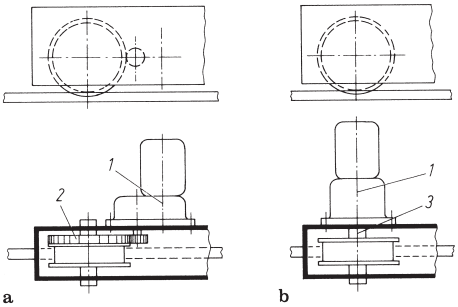


Bild 63 a, b. Einzelradantriebe durch angeflanschte Getriebemotore *1*. **a** Über Zahnkranz *2*; **b** über Laufradwelle *3*

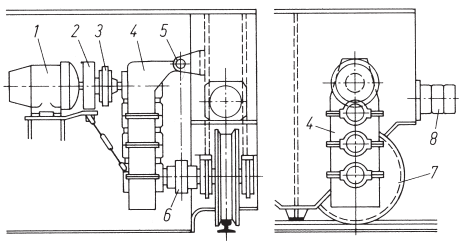


Bild 65. Einzelradantrieb (Krupp-Kranbau). *1* Motor, *2* Bremstrommel, *3* elastische Kupplung, *4* Getriebe mit Ölumlaufschmierung, *5* Drehmomentstütze, *6* starre Kupplung, *7* Laufrad, *8* Kunststoffpuffer

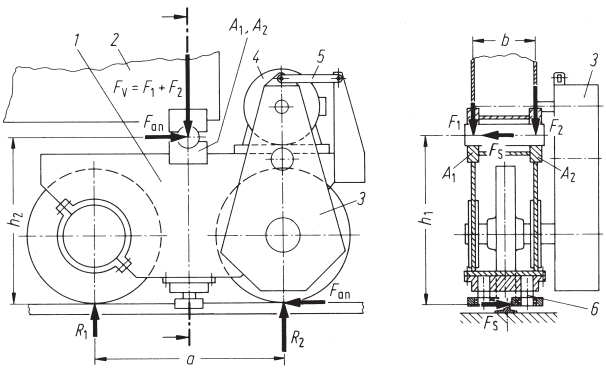


Bild 64. Äußere Kräfte an einer Radschwinge. *1* Radschwinge, *2* Krankonstruktion, *3* Aufsteckgetriebe, *4* E-Motor, *5* Drehmomentstütze, *6* Führungsrollen

U

Tabelle 13. Fahrwiderstandsbeiwert w in ‰ (nach Ernst)

Laufraddurchmesser d_1 mm	Fahrwiderstandsbeiwert w in ‰			
	bei Wälzlagerung		bei Gleitlagerung	
	mit Spurkranz	ohne Spurkranz	mit Spurkranz	ohne Spurkranz
200	10,5	5,5	32	27
250	9,5	4,5	28	23
315	8,5	3,5	26	21
400	8,0	3,0	23,5	18,5
500	7,5	2,5	21,5	16,5
630	7,0	2,0	19,5	14,5
710	7,0	2,0	19	14
800	6,5	1,5	19	14
900	6,5	1,5	19	14
1000	6,5	1,5	19	14
1120	6,0	1,0	19	14
1250	6,0	1,0	19	14

Tabelle 14. Erforderliche Nennleistung eines Fahrwerkmotors P_{Mnen} (überschlägig). Dazu **Bild 66**

Betriebsart	P_{Mnen}	
	Gleichlaufsteuerung vorhanden	Gleichlaufsteuerung nicht vorhanden
Im Freien arbeitende Krane	$\frac{F_F+F_W}{1{,}2\cdot z_M\cdot\eta}\left(\frac{1}{2}+\frac{e}{l}\right)\cdot v_{Fnen}$	$\frac{F_F+F_W}{1{,}2\cdot z_M\cdot\eta}\cdot\frac{1}{2}\cdot v_{Fnen}$
	sowie[a]) $\frac{F_F+F_W+F_B}{1{,}7\cdot z_M\cdot\eta}\left(\frac{1}{2}+\frac{e}{l}\right)\cdot v_{Fnen}$	sowie[a]) $\frac{F_F+F_W+F_B}{1{,}7\cdot z_M\cdot\eta}\cdot\frac{1}{2}\cdot v_{Fnen}$
Hallenkrane	$\frac{F_F+F_B}{1{,}6\cdot z_M\cdot\eta}\left(\frac{1}{2}+\frac{e}{l}\right)\cdot v_{Fnen}$	$\frac{F_F+F_B}{1{,}6\cdot z_M\cdot\eta}\cdot\frac{1}{2}\cdot v_{Fnen}$

[a]) Der größere der beiden Werte ist die erforderliche Nennleistung

Beim Verfahren des Krans sind der Fahrwiderstand F_F (Reibungskräfte in Radlagerung und zwischen Rädern und Schiene), Windkräfte F_W und Massenkräfte F_B zum Beschleunigen des Krans zu überwinden.

Die Fahrwiderstandskraft ist $F_F = w\sum R_i$ mit w Fahrwiderstandsbeiwert (**Tab. 13**) und $\sum R_i$ Summe der Radlasten. Die Windkraft ist

$$F_W = q\sum c_{fi}A_i . \quad (7)$$

Dabei sind q der Staudruck (i. allg. $q = 250\,\mathrm{N/m^2}$ nach DIN 15018), A_i die Windangriffsflächen der angeströmten Bauteile des Krans sowie der Last und c_f der zugehörige, von der Form der einzelnen Bauteile bzw. von der Form der Last abhängige, aerodynamische Kraftbeiwert, s. **U 2.8.1** und DIN 1055 T 4.

Die Beschleunigungskraft ist $F_B = m_{ges}v_{Fnen}/t_a$ mit m_{ges} Masse aus Eigengewicht und Last, v_{Fnen} Nennfahrgeschwindigkeit und t_a Beschleunigungszeit.

Bild 66: Die von den Fahrantrieben zu überwindende resultierende Abtriebskraft F_{ab} des gesamten Krans ist $F_{ab} = F_F + F_W + F_B$. Die Exzentrizität e ihrer Kraftwirkungslinie berechnet sich zu $e = ((F_F + F_B)e_M + F_W e_W)/(F_F + F_B + F_W)$. Dabei ist e_M der Abstand des gemeinsamen Schwerpunkts S von Kran-, Katzmasse und Last zur Kranmitte und e_W der Abstand der resultierenden Windkraft F_W. Wenn Krane eine Gleichlaufsteuerung (s. **U 2.9.4**) haben, sind die Antriebskräfte der Kranseiten $F_{an\,1,2} = F_{ab}(1/(2)e/l)$. Hierbei wird für die Katze die ungünstigste aller Laststellungen berücksichtigt. Für Krane mit steifen Kranträgern, in Verbindung mit Einzelradantrieben, kann eine Gleichlaufsteuerung entfallen. Bei beidseitig gleich starken, ungeregelten Motoren sind die Antriebskräfte dann wegen der Drehzahlkopplung (s. **U 2.7.1**) $F_{an\,1} = F_{an\,2} = F_{ab}/2$. In diesem Fall entsteht bei außermittiger Abtriebskraft ein Moment $F_{ab}e$, das an den Spurführungselementen die Horizontalkräfte $F_H = F_{ab}e/a$ hervorruft.

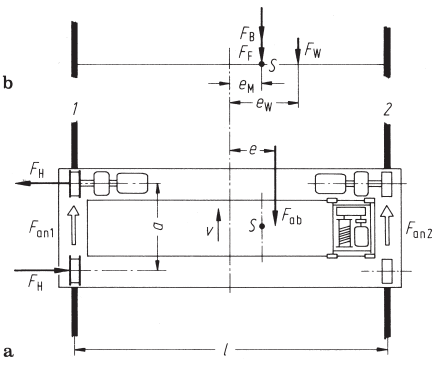


Bild 66. **a** Durch asymmetrische Katzstellung hervorgerufene Horizontalkräfte am Brückenkran mit zwei Einzelradantrieben; **b** Bestimmung der resultierenden Abtriebskraft F_{ab} und der Exzentrizität e beim Anfahren gegen den Wind

Aus Symmetriegründen ist i. allg. die Zahl der angetriebenen Räder sowie die Zahl und Größe der Antriebsmotore auf beiden Kranseiten gleich. Nur bei großen Kranen (Bockkrane, Verladebrücken) kann die Zahl der angetriebenen Räder je Kranseite aus wirtschaftlichen Gründen unterschiedlich groß sein.

Die erforderliche Zahl der anzutreibenden Räder pro Kranseite $n_{Ran\,1,2}$ ist die auf $F_{an\,1,2}/(R_{min\,1,2}\mu)$ folgende ganze Zahl. Es sind $R_{min\,1,2}$ die kleinste Radlast der betreffenden Kranseite und μ die Reibungszahl zwischen Rad und Schiene ($\mu = 0{,}14$ nach DIN 15019 T 1).

Ein Antriebsmotor kann ein Laufrad, oder zwei, in Sonderfällen bis zu vier Laufräder treiben.

Für die erforderliche Nennleistung P_{Mnen} eines Motors bei z_M Motoren pro Kranseite und Gesamtwirkungsgrad $\eta(\approx 0{,}87$ bis $0{,}92)$ gelten überschlägig die Gleichungen der **Tab. 14**. P_{Mnen} und die Einschaltdauer ED bestimmen die Motorgröße (s. **U 2.5.1**). Genauere Motordimensionierung s. **U 2.7.1.**

2.7 Antriebe. Drives

2.7.1 Elektromotorische Antriebe
Electric motor drives

Die Dreiphasenspannung der Kran-Drehstrommotoren, die auch stromrichtergetriebene Kran-Gleichstrommaschinen nutzen, beträgt 380, 500 oder 660 V bei 50 Hz Netzfrequenz (in manchen Ländern 60 Hz). Neue Normspannungen nach IEC 38 sind 400, 480 und 690 V. Direkteinspeisung in fahrende Krane oder Katzen erfolgt durch Schleif- oder Schleppleitung. Krane großer Leistung werden mit 3, 6, 10 oder 20 kV über Kabeltrommel und kraneigenen Transformator versorgt. Am häufigsten eingesetzte Elektromotoren arbeiten mit Nenndrehzahlen zwischen 600 und 1800 $\mathrm{min^{-1}}$, bei Leistungen kleiner ca. 20 kW auch mit bis zu 3000 $\mathrm{min^{-1}}$. Üblich sind selbstbelüftende Motoren in Schutzart IP 44 oder IP 54 nach DIN VDE 0530 T 5. Empfehlenswert sind Kondenswas-

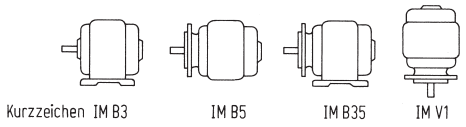


Bild 67. Übliche Bauformen der Elektromotoren nach DIN EN 60034 T 7

serlöcher. Bei Gefahr starker Kondenswasserbildung empfiehlt sich zusätzlich eine Stillstandsheizung. Bauformen nach **Bild 67**. Fremdbelüftung bei längerzeitig im kleinen Drehzahlbereich arbeitenden, geregelten Motoren. In die Wicklung integrierte Temperaturfühler schützen Motoren gegen thermische Überlastung. Wirken Axial- oder Querkräfte z. B. durch Ritzel oder Riemenscheiben auf die Motorwelle, sind die Lager zu überprüfen.

Motorgröße. Hebezeugmotoren arbeiten im Aussetzbetrieb nach DIN EN 60034 T 1. Ihr Anlaufmoment ist 2- bis 3mal größer als das Nennmoment M_{nen}. Die Motorauswahl erfolgt überschlägig nach der Vollastbeharrungsleistung und Einschaltdauer (für Hubwerke s. **U 2.5.1**, für Fahrwerke s. **U 2.6.5**, für Drehwerke s. **U 2.9.5**). Bei Laständerungen innerhalb eines Spiels (z. B. Vollast, Teillast, ohne Last) kann, solange die Spielzeiten $t_{\mathrm{S}} < 10$ min sind, die Motorgröße genauer über das äquivalente Moment M_{eff} bestimmt werden. Dazu werden die Motormomente $M_1, M_2, \ldots M_{\mathrm{n}}$ der einzelnen Bewegungsphasen eines Spiels ihren Wirkzeiten $t_1, t_2, \ldots t_{\mathrm{n}}$ wie folgt zugeordnet

$$M_{\mathrm{eff}} = \sqrt{\frac{M_1^2\, t_1 + M_2^2\, t_2 + \ldots + M_{\mathrm{n}}^2\, t_{\mathrm{n}}}{t_{\mathrm{S}} - t_{\mathrm{sP}}}}, \qquad (8)$$

mit t_{S} Spielzeit, t_{sP} stromlose Pausenzeit innerhalb t_{S}.

Beispiel: Bewegungsdiagramm **Bild 43**:

$$M_{\mathrm{eff}} = \sqrt{\frac{M_1^2\, t_1 + M_2^2\, t_2 + M_3^2\, t_3 + M_5^2\, t_5 + M_6^2\, t_6 + M_7^2\, t_7}{t_{\mathrm{S}} - t_4 - t_8}}.$$

M_{eff} würde bei gleicher Einschaltdauer *ED* (Definition s. **U 2.5.1**) den Motor gleich stark erwärmen wie das Momentenkollektiv. Daher wird die Motorgröße aus dem Katalog über M_{eff} und der ermittelten Einschaltdauer *ED* bestimmt, wobei $M_{\mathrm{Mnen\,(ED)}} \geqq M_{\mathrm{eff}}$ sein muß. Zur Motorauswahl nach Herstellerkatalog ist über die Winkelgeschwindigkeit die äquivalente Leistung P_{eff} zu berechnen, so daß $P_{\mathrm{Mnen\,(ED)}} \geqq P_{\mathrm{eff}}$.

Anmerkung: Liegt die ermittelte Einschaltdauer zwischen zwei genormten Einschaltdauern (15; 25; 40; 60; 100 %), so kann aus der nächstliegenden genormten Einschaltdauer das für die Motorauswahl zugrunde zu legende äquivalente Moment zu

$$M_{\mathrm{eff}} \sqrt{ED_{\mathrm{ermittelt}} / ED_{\mathrm{genormt}}}$$

bestimmt werden.

Motorsteuerung. Krantriebwerke sind schwingungsfähige Systeme, die häufig angefahren und gebremst werden. Die in diesen Betriebszuständen auftretenden Belastungen liefern i. allg. die max. Schnittlasten in den Maschinenbau- und Stahlbauelementen, von denen im Betriebsfestigkeitsnachweis auszugehen ist [29]. Um zu kleinen Bauteilabmessungen zu kommen, sollen die elektrische Maschine, ihre Steuerung und Regelung auf den mechanischen Teil beanspruchungsgünstig abgestimmt werden [30, 31].

Ungeregelte Antriebe. Bis 20 kW können preiswerte, dem Hebezeugbetrieb angepaßte Drehstrom-Käfigläufermotoren mit unveränderlicher Drehmoment-Drehzahlkennlinie verwendet werden. Kurze Hochlaufzeiten sind anzustreben, da während des Anlaufs ca. die Hälfte der elektrischen Energie im Motor in Wärme gewandelt wird. Zur Reduzierung des Anlaufmoments (Anlaufstroms) ist Hochlauf möglich mit Stern/Dreieckschaltung, mit Polumschaltung oder mit sog. KUSA-Widerständen im Ständerkreis (KUSA steht für Kurzschlußläufer-Sanft-Anlauf).

Bei Leistungen über 20 kW arbeiten Drehstromschleifringläufermotoren. Vorwiderstände R_{v} im Läuferkreis ermöglichen bei konstantem Kippmoment Veränderung der Kennlinie und des Anlaufmoments M_{an}. Sie nehmen während des Hochlaufs den größten Teil der Verlustenergie auf.

Ungeregelte Hubwerkantriebe. Mit Drehstromschleifringläufermotoren (**Bild 68 a**). Hochlauf in Hubrichtung im I. Quadranten beginnt auf Kennlinie *1* bei M_{an} (Stoß) und erfolgt durch stufenweises Überbrücken der Vorwiderstände R_{v} bei S_1, S_2 usw. durch Zeit- oder Frequenzrelais. Nach Hochlauf arbeitet der Motor bei ca. 5 % Schlupf ($s = 1 - n/n_0$) auf seiner natürlichen Kennlinie *4* (Arbeitspunkt A_1, $R_{\mathrm{v}} = 0$, Motormoment $M_{\mathrm{M(H)}} = M_{\mathrm{L}}/\eta$). M_{L} ist das Motormoment infolge der Hublast ohne Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrads η. Stillsetzen erfolgt durch Netztrennung und Einschalten der mechanischen Bremse.

Beim Senken arbeitet der Motor im übersynchronen Bereich des IV. Quadranten, z. B. mit Kennlinie *6* (Arbeitspunkt A_2, $M_{\mathrm{M(S)}} = M_{\mathrm{L}}\eta$). Die Maschine arbeitet hier als elektrische Bremse (Generator) mit Rückspeisung ins Netz ($M_{\mathrm{M(S)}} = M_{\mathrm{M(H)}}\eta^2$). Stillsetzen des Antriebs erfolgt durch Kontern, d. h. kurzzeitige Netztrennung und Umschalten von A_2 auf eine in Hubrichtung wirkende Kennlinie *5*. Das mit abnehmender Drehzahl sinkende motorische Bremsmoment ist dann $M_{\mathrm{BR}} = M_{\mathrm{M}} - (M_{\mathrm{L}}\eta)$.

Weitere Kennlinien zum Senken kleiner Lasten bei kleiner Geschwindigkeit sind möglich, wenn die Ständerwicklung mit Gleichstrom gespeist wird (Kennlinie *7*, Arbeitspunkt A_3, der Motor arbeitet dann als Wirbelstrombremse), oder wenn nur zwei der drei Wicklungen des Motors an nur zwei Phasen des Netzes geschaltet werden (untersynchrone Senkbremsung, sog. *h*-Stufe). Die im III. Quadranten beginnende Kennlinie *8* wird zum schnellen Beschleunigen kleiner Lasten in Senkrichtung benutzt. Sie ergibt sich aus der Kennlinie *6*, bei einem großen Vorwiderstand im Läuferkreis. Der II. und III. Quadrant liefern bei Hubwerken keinen stabilen Arbeitspunkt. Alle Umschaltungen im Läuferkreis erzeugen Drehmomentensprünge an den Antriebselementen. Bei Schalthandlungen im Statorkreis (z. B. Anlauf, Kontern) entstehen zusätzliche Drehschwingungen im Bereich um 50 Hz.

Geregelte Hubwerkantriebe. Zunehmend auch bei kleinen Leistungen. Sie ermöglichen sanftes Anfahren und Bremsen und stufenlose Geschwindigkeitseinstellung im Bereich zwischen der Ordinate und der Grenzkennlinie *GKL 1* bei Beharrung und *GKL 2* bei Beschleunigung [32]. **Bild 68 b**: Am günstigsten sind Gleichstromnebenschlußmotore. Drehzahlregelung im Bereich 1 : 100 geschieht durch Veränderung der Läuferspannung U_{a} bei konstantem Erregerstrom (magnetischer Fluß $\Phi = \mathrm{const}$). Im Teillastbereich oberhalb n_0 ist Drehzahlvergrößerung auf ca. $2n_{\mathrm{nen}}$ durch Verkleinerung des Erregerstroms möglich (Feldschwächung, $\Phi \neq \mathrm{const}$ $U_{\mathrm{a}} = U_{\mathrm{anen}} = \mathrm{const}$). Für *GKL 1* und *GKL 2* ist hier *Mn* ungefähr konstant. Senken im IV. Quadranten erfolgt durch Richtungsänderung von $U_{\mathrm{a}}U_{\mathrm{a}}$. Die elektrische Maschine arbeitet hier als Generator.

Bild 68 c: Zunehmend an Bedeutung gewinnen über Frequenzumrichter gespeiste Käfigläufermotoren. Durch gleichzeitige Verstellung von Frequenz f und Ständerspannung U_{S} ist die stufenlose Wahl einer anderen Kennlinie möglich. Der Regelbereich ähnelt dem der Gleichstrommaschine. Da sich

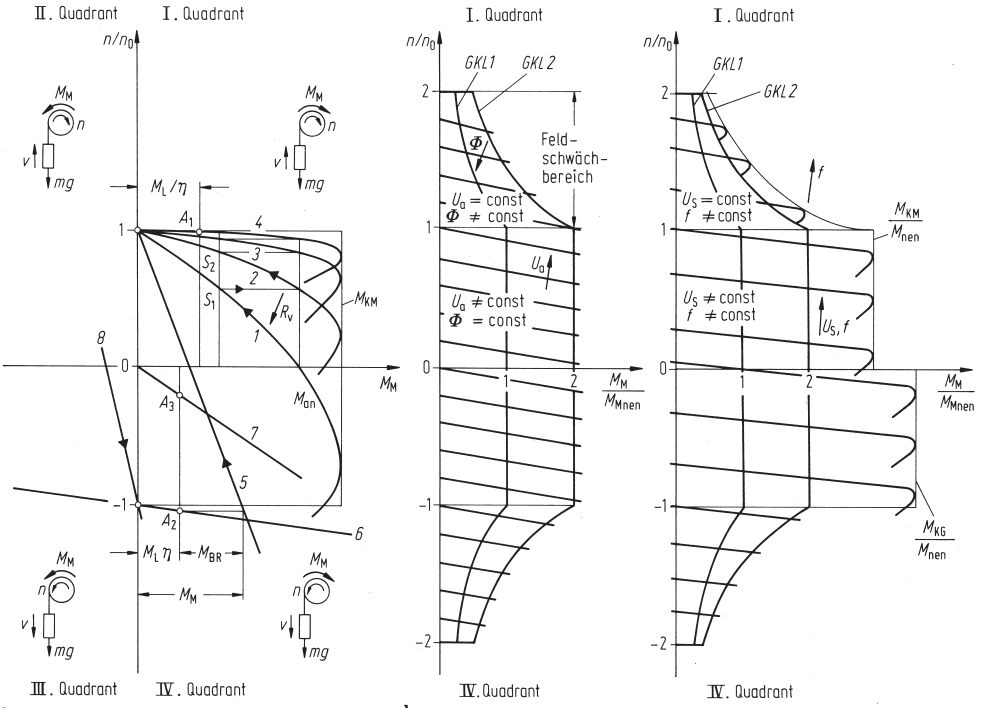


Bild 68a–c. Elektromotorische Hubwerkantriebe (Siemens). **a** Drehstromschleifringläufermotor, im Vier-Quadrantenbetrieb, ungeregelt; **b** Gleichstromnebenschlußmotor, im I. und IV. Quadranten, geregelt; **c** Pulsumrichter getriebener Drehstromkurzschlußläufermotor, im I. und IV. Quadranten, geregelt; Bezeichnungen: n Motordrehzahl, n_0 Drehzahl bei $M_M = 0$ ($n_0 \approx$ Leerlaufdrehzahl bei Nennfrequenz und Nennspannung), M_M Motormoment, M_{KM} Kippmoment im Motorbetrieb, M_{KG} Kippmoment im Generatorbetrieb, M_L Lastmoment, M_{BR} Bremsmoment, U_a Läuferspannung (Ankerspannung), U_S Ständerspannung, f Frequenz, R_v Läufervorwiderstand, Φ magnetischer Fluß

jedoch bei der Käfigläufermaschine im Drehzahlbereich $|n/n_0| > 1$ die Grenzkennlinie GKL 2 der Grenzkennlinie GKL 1 gegenüber der Gleichstrommaschine überproportional annähert, ist hier auf eine ausreichende Regelreserve zu achten.

Fahr- und Drehwerkantriebe. Sie arbeiten mit ähnlichen Kennlinienfeldern wie die Hubwerke. Dabei gilt der I. Quadrant für Fahren bzw. Drehen nach rechts, der II. für das Bremsen aus dieser Bewegung, der III. für das Fahren bzw. Drehen nach links und der IV. entsprechend für das Bremsen. Werden mehrere Motoren in Fahrwerken durch die Rad/Schiene-Kopplung gezwungen, mit gleicher Drehzahl zu laufen, soll der Schlupf s bei Nennmoment mindestens 5 % betragen, da andernfalls zu flache (starre) Kennlinien wegen unvermeidbarer Fertigungsungenauigkeit zu ungleicher Belastung der Motoren führen können. Es sei denn, jede Maschine wird einzeln geregelt.

2.7.2 Dieselmotorisch getriebene Antriebe
Diesel engine drives

Dieselhydraulische Antriebe werden in Mobil-, Auto- und Raupenkranen eingesetzt. Mit dieselelektrischen Antrieben arbeiten Schwimm- und Schienendrehkrane (Eisenbahnkrane).

2.8 Krantragwerke. Crane structures

Tragelemente, wie *Kranträger, Ausleger, Stützen, Portale, Katzrahmen,* dienen der Kraftweiterleitung über größere Strecken. Es sind i. allg. geschweißte, dynamisch belastete Kasten-, Vollwand- oder Fachwerkkonstruktionen aus Baustählen nach DIN 17100, vorzugsweise aus St 37-3, bei Kranen in den Beanspruchungsgruppen B 1 bis B 3 auch aus St 52-3. Höherfeste Feinkorn-Baustähle StE 460, StE 690 und StE 885 nach DASt-Richtlinie 011 nur bei Fahrzeugkranen wegen der kleineren Lastspielzahlen und der selten auftretenden Höchstlast. In Tragkonstruktionen müssen oft große Kräfte und Momente auf kleinstem Raum beanspruchungsgünstig eingeleitet werden. Vom Konstrukteur werden daher besondere Kenntnisse auf dem Gebiet der kraftflußgerechten Gestaltung verlangt.

2.8.1 Berechnung. Structural analysis

Während der Konstrukteur bei der Lastannahme und Berechnung der Maschinenteile z. Z. noch relativ frei ist, bestehen bei Tragwerken enge Vorschriften. Eine Vereinheitlichung wird angestrebt [33]. Programm zur Berechnung von Krantragwerken s. [34].

Für Tragwerke sind die Vorgehensweise, Lastannahmen, Werkstoffe und zulässigen Spannungen in DIN 15018 festgelegt. Für Hebezeuge in Kernkraftwerken gelten darüber hinaus Sondervorschriften (s. KTA 3902 und 3903).

Das Krantragwerk wird als quasistatisch belastetes System behandelt. Die spannungserhöhende Wirkung der schwingenden Massen berücksichtigen Beiwerte. Die für die Hublast $P = m_L g$ und für das Eigengewicht $G = m_E g$ anzusetzenden Kraftgrößen sind daher ψP und φG.

Der Hublastbeiwert ψ wird durch die Hubgeschwindigkeit v_H und die Hubklasse bestimmt (**Bild 69**). Die Hubklasse (H 1

bis H4 aus **Tab. 15**) ist ein Maß für die Schwere des Betriebs der betreffenden Kranart. Der Eigenlastbeiwert φ hängt von der Fahrgeschwindigkeit v_F und Fahrbahngüte ab (**Tab. 16**). Zur Bestimmung der Schnittkräfte ist die Last in die für den betreffenden Querschnitt ungünstigste Stellung zu bringen.

Lastarten

Hauptlasten H wirken ständig. Dazu zählen die Hublast (ψP), Eigengewichtskraft (φG), Massenkräfte durch Anfahren oder Bremsen des Krans (Kr) oder der Katze (Ka), durch Drehen (Dr) oder Wippen (Wp).

Tabelle 15. Einteilung der Krane in Hubklassen H1 und H4 und Betriebsgruppen B1 bis B6 (DIN 15018, Auszug)

Kranart	Hubklassen	Beanspruchungsgruppen
Handkrane	H1	B1, B2
Auto-, Mobil-Schwerlastkrane	H1	B1, B2
Bockkrane	H1	B2, B3
Turmdrehkrane im Baubetrieb	H1	B3
Montagekrane	H1, H2	B1, B2
Bordkrane	H2[a])	B3, B4[a])
Autokrane, Mobilkrane	H2[a])	B3, B4[a])
Verladebrücken, Portalkrane	H2[b])	B4, B5[b])
Hafen-, Dreh-, Schwimmkrane	H2[a])	B4, B5[b])
Werkstattkrane	H2, H3	B3, B4
Gießkrane	H2, H3	B5, B6
Lagerkrane		
– Unterbrochener Betrieb	H2	B4
– Dauerbetrieb	H3, H4	B5, B6
Tiefofenkrane	H3, H4	B6

[a]) für Hakenbetrieb. Bei Greifer oder Magnetbetrieb H3, H4 und B4, B5
[b]) für Hakenbetrieb. Bei Greifer oder Magnetbetrieb H3, H4 und B5, B6

Tabelle 16. Eigenlastbeiwert φ (DIN 15018)

Fahrgeschwindigkeit v_F in m/min		Eigenlastbeiwert φ
Fahrbahn mit Schienenstößen oder Unebenheiten (Straße)	Fahrbahn ohne oder mit geschweißten, bearbeiteten Schienenstößen	
bis 60	bis 90	1,1
über 60…200	über 90…300	1,2
über 200	–	≧1,2

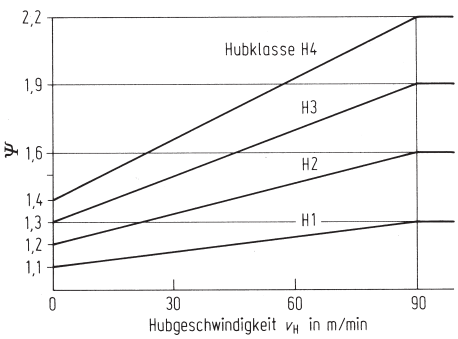


Bild 69. Hublastbeiwert ψ (DIN 15018)

Zusatzlasten Z wirken nur zeitweise. Dazu zählen Kräfte durch Schräglauf (Sr) (Berechnung der Schräglaufkraft F_S s. **U 2.6.4**), Windkräfte im Betrieb (Wi) oder außer Betrieb bei Sturm (Wa). Berechnung von Wi und Wa erfolgt nach Gl. (7). Wi wird mit Staudruck $q = 250\ \mathrm{N/m^2}$ bestimmt. Für Wa ist nach DIN 1055 mit einem höhenabhängigen Staudruck zu rechnen: (für $h = 0$ bis 8 m ist $q = 500\ \mathrm{N/m^2}$, für $h > 8$ bis 20 m ist $q = 800\ \mathrm{N/m^2}$, für $h > 20$ bis 100 m ist $q = 1\,100\ \mathrm{N/m^2}$).
Die in Gl. (7) benötigten aerodynamischen Kraftbeiwerte c_f können nach DIN 1055 T 4 ermittelt werden. c_f-Werte für übliche Profile und Profilabmessungen enthält **Bild 70**.

Sonderlasten S, wie Pufferkräfte *(Pu)* und die kleine Prüflast *(Pk)* bzw. die große Prüflast *(Pg)*, wirken nur in Ausnahmefällen. $Pk = 1,25$ mal Hublast. $Pg = 1,33$ bis 1,5 mal Hublast, je nach Hubklasse und Kranart.

Lastfälle

Gleichzeitig wirkende Lasten werden zu Lastfällen zusammengefaßt. *H-Lastfälle* enthalten nur Hauptlasten. *HZ-Lastfälle* schließen auch Zusatzlasten ein. *HS-Lastfälle* enthalten Haupt- und Sonderlasten. Nach DIN 15018 sind z. B. für einen Brückenkran, der während des Kranfahrens die Last heben kann, folgende, aber auch weitere Lastkombinationen möglich.

H-Lastfall: $\psi P + \varphi G + Kr$
HZ-Lastfall: $\varphi P + \varphi G + Wi + Sr$
HS-Lastfall: $G + P + Pu$

Im HZ-Lastfall wird auch die Hublast P mit dem Eigenlastbeiwert φ multipliziert, da angenommen wird, daß der Kran fährt, ohne dabei die Last anzuheben.

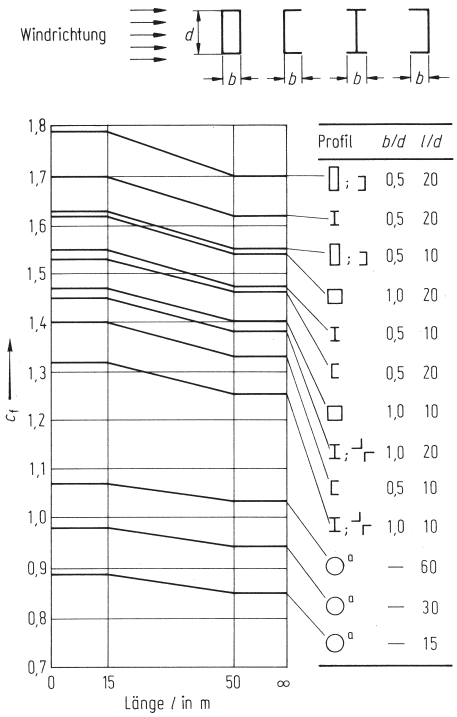


Bild 70. Aerodynamische Kraftbeiwerte c_f (DIN 1055, Auszug)
[a]) c_f-Werte gelten für senkrecht stehende Rundsäulen bei Reynoldszahlen $< 1,8 \cdot 10^5$. Bei größeren Reynoldszahlen können sie um bis zu 50 % niedriger liegen

Vergleichsspannung. Gleichartige Lastfälle bilden eine Lastfallgruppe. Für jeweils den ungünstigsten Lastfall jeder Lastfallgruppe werden die Schnittlasten, und aus diesen über die zugehörigen Querschnittswerte die Normalspannungen σ_x, σ_y, σ_z, die Schubspannungen τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx} und danach die Vergleichsspannung σ_v ermittelt. Dünnwandige Tragelemente unterliegen einem ebenen Spannungszustand. Dafür gilt, da die Kräfte in *x*- und *y*-Richtung wirken ($\sigma_z = 0$, $\tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$, s. **C 1.3**):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}.$$

Jede dieser Vergleichsspannungen $\sigma_{v\,(H)}$, $\sigma_{y\,(HZ)}$, $\sigma_{v\,(HS)}$ muß in den zugehörigen Spannungsnachweisen kleiner sein als die dort jeweils zulässige Spannung. Dreiachsige Spannungszustände ($\sigma_z \neq 0$) sind möglichst zu vermeiden, da sie die Dehnung behindern und dadurch zu örtlich großen Spannungsspitzen, in ungünstigen Fällen zu Sprödbruch, führen können.

Spannungsnachweise

Allgemeiner Spannungsnachweis. Er soll zeigen, daß $\sigma_{v\,(H)}$, $\sigma_{y\,(HZ)}$, $\sigma_{v\,(HS)}$ ausreichend weit unterhalb der Fließgrenze des Werkstoffs liegen. **Tab. 17** enthält die jeweils zulässigen Einzel- und Vergleichsspannungen. Sie sind für die H-, HZ- und HS-Lastfälle unterschiedlich groß.

Betriebsfestigkeitsnachweis. Er soll zeigen, daß die Bauteile die geforderte Betriebsdauer erreichen, ohne daß bis zu diesem Zeitpunkt Risse infolge dynamischer Beanspruchung auftreten. Er ist zu führen für Bauteile mit Spannungsspielzahlen größer $2 \cdot 10^4$. Die für den ungünstigsten H-Lastfall ermittelte Vergleichsspannung $\sigma_{v\,(H)}$ muß kleiner sein als die zulässige Oberspannung. Diese wird bestimmt durch:

- Den Werkstoff.
- Das Grenzspannungsverhältnis $\varkappa = \sigma_{min}/\sigma_{max}$, wobei σ_{max} und σ_{min} die während eines Spiels in einem Querschnitt auftretende größte und kleinste Spannung sind ($-1 \leqq \varkappa \leqq +1$). Es ist z. B. $\varkappa = 1$ für statische, $\varkappa = 0$ für schwellende, $\varkappa = -1$ für wechselnde Belastung.
- Die Betriebsgruppe. Die Krane werden entsprechend der Völligkeit ihres Lastkollektivs und der zu erwartenden Spannungsspielzahl in Betriebsgruppen B 1 bis B 6 nach **Tab. 15** eingeordnet.
- Den Kerbfall. Er bewertet die Kerbwirkung von Schweißnähten, die spannungserhöhende Wirkung von Steifigkeitssprüngen und die Art der Krafteinleitung. DIN 15018 ordnet mögliche Schweißverbindungen in fünf Kerbfälle K 0 bis K 4, s. **G 1 Tab. 6**. Je größer der Kerbfall, um so kleiner ist die zulässige Spannung zul $\sigma_{D(\varkappa=-1)}$ bei Wechselbelastung.

Die zulässige Oberspannung für $\varkappa = -1$ ist zul $\sigma_{D(\varkappa=-1)}$. Sie wird aus **G 1 Tab. 7** in Abhängigkeit von dem Werkstoff, der Beanspruchungsgruppe und dem Kerbfall bestimmt. Für $\varkappa \neq -1$ läßt sich mit zul $\sigma_{D(\varkappa=-1)}$ aus der zuständigen Gleichung in **Tab. 18** die in dem Betriebsfestigkeitsnachweis zulässige Oberspannung für Zugbelastung zul $\sigma_{Dz(\varkappa)}$ bzw. für Druckbelastung zul $\sigma_{Dz(\varkappa)}$ bestimmen. Die zulässige Schubspannung für Schweißnähte ergibt sich aus zul $\tau_{D(\varkappa)} = $ zul $\sigma_{Dz(\varkappa)}/\sqrt{2}$, wobei zul $\sigma_{Dz(\varkappa)}$ dem Kerbfall K 0 zugeordnet wird.

Stabilitätsnachweis. Es ist für alle drei Lastfälle zu zeigen, daß sowohl die Gesamtkonstruktion als auch ihre einzelnen Bauteile ausreichend sicher bemessen sind gegen Knicken, Kippen, Beulen. Berechnung erfolgt nach DIN 4114, T 1 und 2. Die Beulsicherheiten ν_B sind, abweichend davon, in DIN 15018 festgelegt.

Tabelle 17. Zulässige Spannungen im allgemeinen Spannungsnachweis (DIN 15018, Auszug)

Lastfall	Zulässige vergleichsspannung N/mm² zul σ_v	Zulässige Einzelspannung N/mm²		
		Zug[a]) zul σ_z	Druck[a]) zul σ_d	Schub[b]) zul τ
Für St 37 nach DIN 17100				
H	160	160	140	92
HZ	180	180	160	104
HS	198	198	176	114
Für St 52-3 nach DIN 17100				
H	240	240	210	138
HZ	270	270	240	156
HS	297	297	264	172

[a]) Diese Werte gelten nicht für querbeanspruchte Schweißnähte
[b]) Für Schweißnähte sind zul τ Werte um den Faktor 1,22 größer

Tabelle 18. Gleichungen für zulässige Oberspannungen im Betriebsfestigkeitsnachweis (DIN 15018). R_m ist die Zugfestigkeit des Werkstoffs

	Wechselbereich $-1 < \varkappa < 0$	Schwellbereich $0 \leqq \varkappa < +1$
zul $\sigma_{Dz(\varkappa)}$	für Zugbelastung $\dfrac{5}{3-2\varkappa}$ zul $\sigma_{D(-1)}$	$\dfrac{1{,}67 \cdot \text{zul}\,\sigma_{D(-1)}}{1-\varkappa \cdot \left[1 - \dfrac{\text{zul}\,\sigma_{D(-1)}}{0{,}45\,R_m}\right]}$
zul $\sigma_{Dd(\varkappa)}$	für Druckbelastung $\dfrac{2}{1-\varkappa}$ zul $\sigma_{D(-1)}$	$\dfrac{2 \cdot \text{zul}\,\sigma_{D(-1)}}{1-\varkappa \cdot \left[1 - \dfrac{\text{zul}\,\sigma_{D(-1)}}{0{,}45\,R_m}\right]}$

2.8.2 Puffer. Shock absorber

Um den Kraftstoß beim unbeabsichtigten Fahren gegen Endanschläge zu mildern, sind an den Katz- bzw. Kranecken Puffer anzubringen, z. B. großvolumige, geschäumte Polyurethankörper oder ölhydraulische Dämpfer. Nach DIN 15018 ist die zu speichernde Energie $W = \eta m v_F^2/2$. Dabei sind m die auffahrende Masse ohne die am Seil hängende Last, v_F die Fahrgeschwindigkeit, $\eta = 1{,}0$ für Katzen, $\eta = 0{,}72$ für Krane, $\eta = 0{,}49$ für Krane, wenn diese Einrichtungen zum selbsttätigen Herabsetzen der Fahrgeschwindigkeit haben (z. B. Endschalter). Falls zwei Krane mit den Massen m_1 und m_2 und mit den Geschwindigkeiten v_1 und v_2 gegeneinander fahren können, müssen die beteiligten Puffer eine Energie $W = (v_1 + v_2)^2 m_1 m_2/(2(m_1 + m_2))$ aufnehmen können.

Tabelle 19. Schwingbeiwert ξ zur Berechnung der Pufferkraft (DIN 15018)

Form der Fläche unter der Pufferkennlinie	Schwingbeiwert ξ beim Anprall mit	
	Kran	Katze
ähnlich Dreieck	1,25	1,35
ähnlich Viereck	1,50	1,60

Entsprechend der ungünstigsten Massenverteilung ist W auf die beiden Fahrwerkseiten *1* und *2* zu verteilen. Der größere Energieanteil W_1 ist nach **Bild 66** $W_1 = W((l/2) + e_M)/l$. Für W_1 wird dann aus der Pufferkennlinie die maximale Pufferkraft Pu^* ermittelt. Der Spannungsnachweis ist mit $Pu = \xi Pu^*$ zu führen. Den Schwingbeiwert ξ bestimmt die Form der Pufferkennlinie (**Tab. 19**).

2.8.3 Schraubenverbindungen. Bolt connections

Montagestöße werden auf Baustellen verschweißt oder verschraubt. Die günstigste Schraubverbindung für „vorwiegend nicht ruhende Belastung" im Kranbau ist der symmetrische Laschenstoß (**Bild 71 a**), der Kräfte entweder über Scherkräfte und Lochleibung mit Hilfe von Paßschrauben (SLP-Verbindung) oder über Reibkräfte mit Hilfe von vorgespannten hochfesten Schrauben (Gleitfeste-, sog. GV-Verbindung) überträgt [35]. Kontaktflächen dürfen mit einem gleitfesten Alkali-Silikat-Zinkstaubanstrich (zulässige maximale Dicke 40 µm) versehen werden. Anstrich muß den Technischen Lieferbedingungen Nr. 918385 der Deutschen Bundesbahn genügen. Lochdurchmesser d für Paßschrauben (DIN 7968) erfordern enge Toleranzen (H11) und dickere Laschen *1* (zulässige Scher- und Lochleibungsspannungen s. DIN 15018). Daher werden heute bevorzugt HV-Schrauben *2* nach DIN 6914 in der Festigkeitsklasse 10.9 (Lochspiel $\Delta d = 1$ mm) in Verbindung mit gehärteten Unterlegscheiben *3* (DIN 6916) und Muttern *4* (DIN 6915) in der Festigkeitsklasse 10 eingesetzt. Einstellung der Vorspannkraft F_V muß kontrolliert durch Drehmomentschlüssel oder andere Verfahren erfolgen (s. DIN 18800 T 7), s. **G 1.6**.

Der günstigste Paßschraubendurchmesser D für SLP-Verbindungen (optimale Werkstoffausnutzung) ist gegeben, wenn die zulässige Lochleibungsspannung zul σ_l und die zulässige Scherspannung im Schraubenschaft zul τ_l gleich hoch ausgenutzt sind. Für zweischnittige Verbindung folgt aus $D t_S \cdot \text{zul}\,\sigma_l = 2(D^2\pi/4)/\text{zul}\,\tau_a$ die Schraubengröße $D = (2/\pi)\, t_S \cdot \text{zul}\,\sigma_l/\text{zul}\,\tau_a$. Für den Kranbau gilt nach DIN 15018 zul $\sigma_l = 2 \cdot$ zul σ_d und zul $\tau_a = 0{,}8 \cdot$ zul σ_d. Es ist

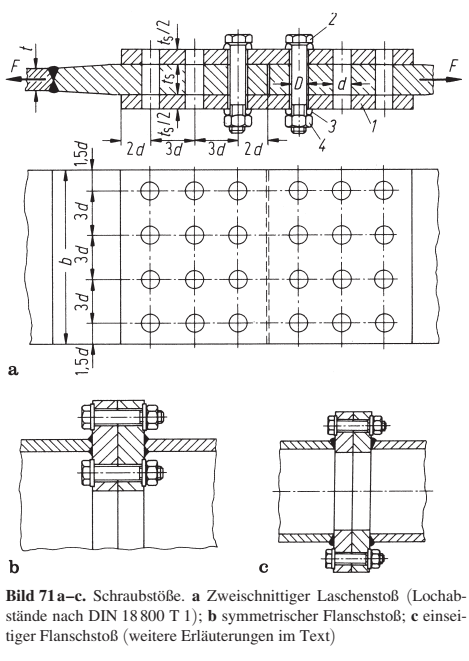


Bild 71 a–c. Schraubstöße. **a** Zweischnittiger Laschenstoß (Lochabstände nach DIN 18800 T 1); **b** symmetrischer Flanschstoß; **c** einseitiger Flanschstoß (weitere Erläuterungen im Text)

Tabelle 20. Zulässige übertragbare Kraft zul Q_{GV} und zul Q_{GVP} je HV-Schraube und je Reibfläche senkrecht zur Schraubenachse für die Bauteilwerkstoffe St 37 und St 52 (DIN 18800 T 1)

Schraubengröße D	Vorspannkraft F_V kN	zul Q_{GV} [a]) in kN GV-Verbindung Lastfall		zul Q_{GVP} [b]) in kN GVP-Verbindung Lastfall	
		H	HZ	H	HZ
M 12	50	20,0	22,5	38,5	43,5
M 16	100	40,0	45,5	72,0	82,0
M 20	160	64,0	72,5	112,5	128,0
M 22	190	76,0	86,5	134,0	153,0
M 24	220	88,0	100,0	156,5	178,5
M 27	290	116,0	132,0	202,0	230,5
M 30	350	140,0	159,0	245,5	280,0
M 36	510	204,0	232,0	354,5	404,0

[a]) Lochspiel Δd: 0,3 bis 2 mm. Für 2 mm $< \Delta d \leqq 3$ mm sind die Werte von zul Q_{GV} auf 80% zu reduzieren.
[b]) Lochspiel $\Delta d \leqq 0{,}3$ mm.

zul σ_d die zulässige Druckspannung für das Blech (**Tab. 17**). Für Blechstärken zwischen 5 bis 20 mm ist $D \approx 1{,}6\, t_S$ zu empfehlen. Bei dickeren Blechen werden schlankere Schrauben eingesetzt, wobei ein möglichst großes Verhältnis von Schaftlänge zu Schraubendurchmesser anzustreben ist.

Für GV-Verbindungen empfehlen sich aus konstruktiven Gründen die gleichen Schraubendurchmesser wie bei SLP-Verbindungen.

Konstruktive Ausbildung (**Bild 71 a**) und Berechnung von Schraubenverbindungen erfolgt nach DIN 18800 T 1. Übertragbare Reibkraft zul Q_{GV} senkrecht zur Schraubenachse je Schraube und Reibfläche s. **Tab. 20**. In Sonderfällen werden kombinierte Gleit-/Paßverbindungen (GVP) mit noch größeren übertragbaren Kräften eingesetzt.

Die Mindestschraubenzahl bei der Zweilaschenverbindung (**Bild 71 a**) ist $n_S = F/(2 \cdot \text{zul}\,Q)$. Dabei ist F die vom Schraubstoß zu übertragende Kraft. Bei GV- bzw. GVP- bzw. SLP-Verbindungen ist zul $Q =$ zul Q_{GV} (**Tab. 20**) bzw. zul Q_{GVP} (**Tab. 20**) bzw. zul Q_{SLP} (DIN 18800 T 1). Die Schraubenzahl je Schraubenreihe ist $n_{SR} = b/(3d)$. Die erforderliche Schraubenreihenzahl n_R ist die nächstfolgende ganze Zahl auf n_S/n_{SR}.

Die Blechdicke t muß im Stoßbereich auf t_S verstärkt werden, wenn dort die gleiche Kraft F übertragen werden soll >wie im ungeschwächten Querschnitt der Dicke t. Bei einer SLP-Verbindung ist $t_{S\,(SLP)} = t/(1 - n_{SR} d/b)$. Bei einem Schraubenabstand von $3d$ in Breitenrichtung ist $t_{S\,(SLP)} = 1{,}5\, t$.

Bei einer GV-Verbindung ist t_S kleiner, da davon ausgegangen werden darf, daß 40% des von der ersten Schraubenreihe übertragenen Kraftanteils vor Beginn der Lochschwächung durch Reibschluß übertragen wird (Voranschluß), nicht aber mehr als 20% der Gesamtkraft. Damit ist: $t_{S\,(GV)} = (1 - 0{,}4 n_{SR}/n_S)\, t_{S\,(SLP)}$.

Auch für Schraubstöße ist ein Betriebsfestigkeitsnachweis zu führen. Für gelochte Bauteile sind die Kerbfälle *W1* und *W2* nach DIN 15018 maßgebend.

Muß in Gleitverbindungen die Schraube zusätzlich eine äußere Kraft Z in Achsrichtung aufnehmen, verringert sich ihre übertragbare Kraft in Gleitrichtung nach DIN 18800 T 1, auf zul $Q_{GV,Z} =$ zul $Q_{GV}(1 - 0{,}8\, Z/Z_{zul})$. Zur zulässigen übertragbaren Zugkraft Z_{zul} je Schraube in Achsrichtung s. DIN 18800 T 1.

Die symmetrische (**Bild 71 b**) und die einseitige (**Bild 71 c**) Flanschverbindung (letztere nur für von innen unzugängliche Hohlkästen) sind geeignet bei Übertragung von Druckkräften, weniger bei Zugkräften, da dann große Biegespannungen in Schweißnähten und Schrauben entstehen können.

2.8.4 Standsicherheit und Sicherheit gegen Abtreiben durch Wind

Stability and wind drift resistance

Sie sind nach DIN 15019 T 1 und 2 nachzuweisen. Sicherung gegen Abtreiben bei Sturm erfolgt durch eine formschlüssige Verriegelung mit der Kranbahn, durch handbetätigte oder durch automatisch wirkende Schienenzangen. Standsicherheit s. **U 2.9.5**.

2.8.5 Abnahmeprüfung von Kranen

Acceptance testing of cranes

Sie erfolgt nach DIN 15030. Dazu autorisiert sind nur der TÜV und von der Berufsgenossenschaft ermächtigte Sachverständige. Geprüft werden insbesondere die Einhaltung der Unfallverhütungsvorschriften (VBG 9), u. a. die Funktion der Sicherheitseinrichtungen, die Sicherheitsabstände, Arbeitsbereiche und -geschwindigkeiten. Die Prüfung der Trag- und Triebwerke erfolgt bei angehängter kleiner Prüflast P_k durch vorsichtiges Verfahren der Katze, dann des Krans und durch Heben und Senken der Prüflast einschließlich einer Bremsprobe aus Nenn-Senkgeschwindigkeit.

2.9 Kranarten. Crane types

Krane sind Unstetigförderer, die Lasten heben, senken und verfahren können. Die Last hängt an einem Tragmittel (Seil, Kette) oder an einem Lastaufnahmemittel (s. **U 2.3**). Krane können auf Schienen oder frei (Autokrane) verfahren, ortsfest oder auf Schwimmkörpern angeordnet sein. Einteilung nach Bauart und Verwendung s. DIN 15001.

2.9.1 Hängebahnen. Monorail systems

Sie werden nach dem Baukastensystem erstellt (**Bild 72**), i. allg. mit flurgesteuerten Elektrokettenzügen *1* ausgerüstet, und zur Bedienung von Arbeitsplätzen in der Fertigung bei Lasten bis ca. 2000 kg eingesetzt. Ihre Fahrbahnen aus kaltgeformten Schienen *2* werden pendelnd oder fest über Gewindestangen *3* an Decken *4* oder an Dachkonstruktionen aufgehängt und justiert. Im Trägerinneren oder auf dem Trägeruntergurt laufen mit Kunststoffrädern *5* ausgerüstete Vierradfahrwerke *6*, die manuell bewegt oder bei Lasten über 500 kg elektromotorisch über Reibräder getrieben werden. Der Einbau von Horizontalbögen und Weichen ist möglich. Traversen *7* verteilen größere Lasten auf mehrere Fahrwerke. Stromzuführung erfolgt bei kurzen Fahrwegen durch an Leitungswagen *8* gehängte Flachleitungen *9*, sonst durch Stromschienen (**Bild 73**).

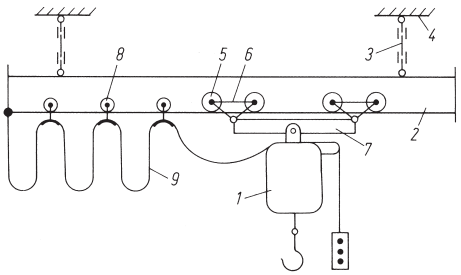


Bild 72. Hängebahn, schematisch (Erläuterungen im Text)

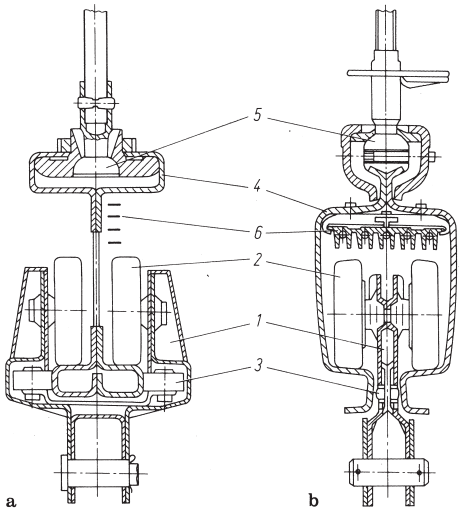


Bild 73a, b. Hängebahnquerschnitte. **a** Fa. Stahl; **b** Fa. Demag. *1* Fahrwerk, *2* Laufräder, *3* Seitenführungsrollen, *4* Laufschiene, *5* Aufhängegelenk, *6* Stromschienen

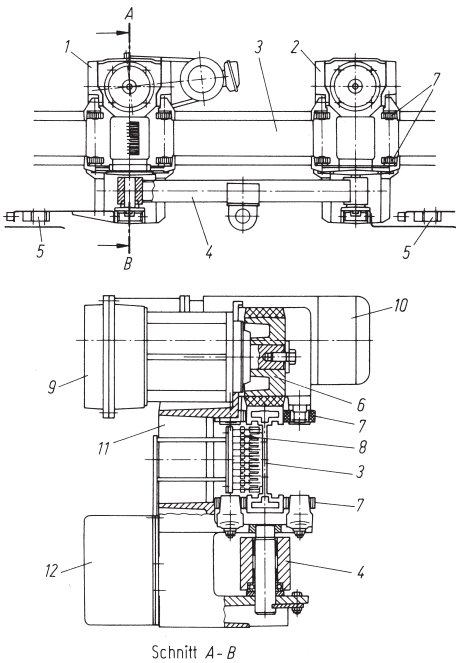


Bild 74. Elektrohängebahn (Fredenhagen). *1* Fahrwerk, *2* Laufwerk (nicht angetrieben), *3* Laufschiene, *4* Lasttraverse, *5* Endschalter (berührungslos), *6* Antriebsrad, *7* Seitenführungsrollen, *8* Stromabnehmer, *9* Getriebe, *10* Antriebsmotor, *11* Rahmen, *12* Steuerung

Elektrohängebahn (Bild 74). Sie ist ein in VDI-Richtlinie 3643 standardisiertes Fördersystem für den automatisierten Materialfluß. Ihre Fahrzeuge – bestehend aus dem treibenden Fahrwerk und aus dem über eine Traverse verbundenen nicht angetriebenen Laufwerk – tragen Lasten bis 2000 kg. Sie haben i. allg. keine eigene Hubeinrichtung. Sie laufen auf

stranggepreßten Aluminiumschienen und werden über Stromschienen versorgt und ferngesteuert. Sie können sich daher individuell – auch mit kurzen Abständen zueinander – auf geraden Strecken, durch Horizontalbögen und Weichen bewegen und Steigungen bis 5 % überwinden.

2.9.2 Hängekrane. Suspension cranes

Manuell bewegte oder angetriebene Hängekrane (**Bild 75**) verwenden die gleichen Trag- und Fahrelemente sowie die gleiche Stromzuführung und Steuerung wie die Hängebahn (nach **Bild 72**). Die Kranfahrbahn *4* ist aus pendelnd oder fest aufgehängten Hängebahnschienen zusammengebaut, die in gleicher Bauart auch als Kranträger *1* dienen. Die Laufkatzen *2* können bei Bedarf von einem Kranträger auf einen anderen wechseln. Durch gelenkige Aufhängung des Kranträgers *1* in den Kranfahrwerken *3* ist das Durchfahren von Abschnitten

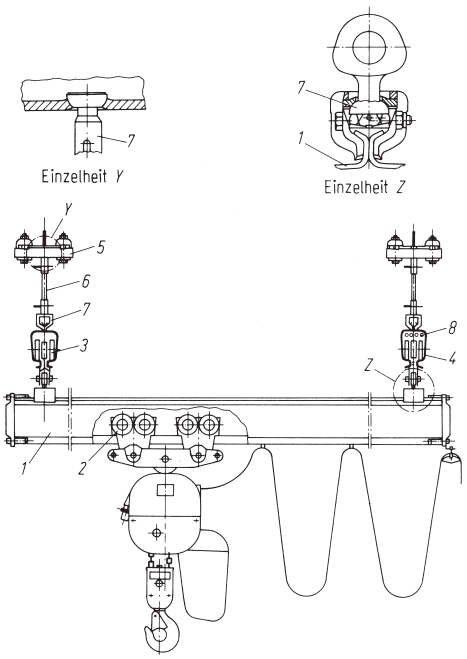


Bild 75. Einträgerhängekran, Kran und Katze handverfahrbar (Demag). *1* Kranträger, *2* Katzlaufwerk, *3* Kranfahrwerk, *4* Kranbahnträger, *5* Dachkonstruktion, *6* Gewindestangen, *7* Pendelgelenke, *8* Stromschienen

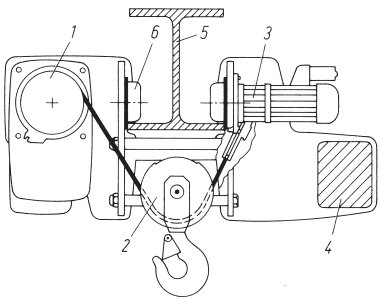


Bild 76. Untergurtlaufkatze (ABUS). *1* Elektrozug, *2* Unterflasche, *3* Katzfahrwerk, *4* Gegengewicht, *5* Kranträger, *6* Laufräder

mit unterschiedlich großen Kranschienenabständen möglich. Je nach Spannweite und Last ist der Kranträger ein Einfach- oder ein Paralleträger. Bei Tragfähigkeit über 2,5 t sind Hängekrane mit I-förmigen Kranträgern und Untergurtlaufkatzen ausgerüstet (ähnlich **Bild 76**).

2.9.3 Brückenkrane. Bridge girder cranes

Brückenkrane fahren auf hochliegenden Bahnen. Bei Lasten bis ca. 10 t und Spannweiten bis 20 m können die Katzen auf den Kranträgeruntergurten von I-Profilen fahren (**Bild 76**). Als Hebezeug dienen hier flurgesteuerte Handketten-, Elektroketten- oder Elektroseilzüge. Als Kran- und Katzfahrantriebe arbeiten i. allg. Getriebemotoren mit eingebauten Bremsen. Bei seltenem Einsatz können diese Krane und ihre Katzen auch durch Handkettentriebe verfahren werden (z. B. Maschinenhauskran). **Bild 77** zeigt geschlossene Kastenträgerquerschnitte für Krane mit Untergurtlaufkatzen und Tragfähigkeiten über 10 t und Spannweiten über 20 m. **Bild 77 c**: Bei großen Radlasten muß die Schiene durch einen zusätzlichen I-Träger gestützt werden (Sekundärträger), der in kurzen Abständen an den Hauptträger anzuschließen ist. **Bild 78**: Für leichte Krane mit oben fahrender Katze werden häufig zwei parallel liegende Vollwandträger eingesetzt, bei denen die Katzschienen über den Stegen liegen. Man erkennt, wie bei verschiedenen Kranträgerkonstruktionen die Radlast (Vertikalkraft F_V) und die Seitenkraft F_S gestützt werden.
Bei schweren Brückenkranen (**Bild 79**) liegen die Katzfahrschienen i. allg. über den Innenstegen von zwei rechteckförmigen Kastenträgern *1*. Diese sind an beiden Enden mit den

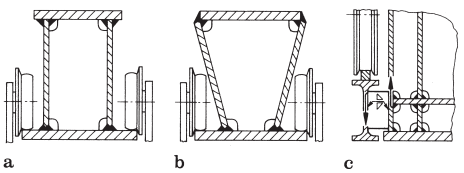


Bild 77 a–c. Geschlossene Kranträgerquerschnitte für Untergurtlaufkatzen. **a, b** Gestaltvarianten; **c** für große Radlasten

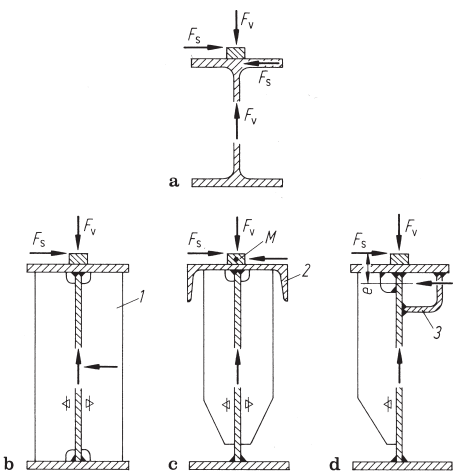


Bild 78 a–d. Querschnitte von Vollwand-Kranträgern. **a** Gewalzter I-Träger (z. B. IPE-Reihe DIN 1025); **b** geschweißt mit Querstegen *1*; **c** liegendes U-Profil *2* stützt Seitenkraft F_S im Schubmittelpunkt *M*; **d** durch Winkelblech *3* erzeugtes Torsionsrohr nimmt Seitenkraft F_S und Moment $F_S \cdot e$ auf

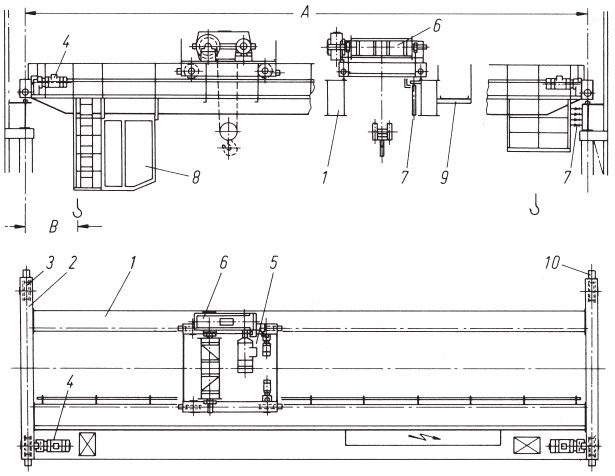


Bild 79. Brückenkran mit zwei parallelen Kastenträgern (Demag). *A* Spannweite. *B* Anfahrmaß der Laufkatze (weitere Erläuterungen im Text)

Kopfträgern *2* verschraubt oder verschweißt. In deren Enden sind die Kranlaufräder *3* oder die Fahrwerkschwingen (s. **Bild 64**) gelagert. Die Hälfte der Räder sind i. allg. durch die Kranfahrwerke *4* angetrieben. Die Katze *5* besitzt ein oder zwei (z. B. Gießkran) Hubwerke *6*. Kran und Katze werden über Stromschienen oder Schleppleitungen *7* mit Strom versorgt und vom Führerhaus *8* aus gesteuert. Der Zugang zur Laufkatze erfolgt über den Kranträgerobergurt oder über einen eigenen Laufsteg *9*. Elastische Kunststoffpuffer *10* oder hydraulische Puffer mildern den Stoß bei Fahrt gegen ein Hindernis.

Den Kastenträgeraufbau zeigt **Bild 80 b**. Aus statischer Sicht ist das Verhältnis Trägerhöhe zu Trägerbreite von 1,5 : 1 bis 2 : 1 günstig, obwohl auch andere *h*/*b*-Verhältnisse gewählt werden. Stege *1* leiten die Querkräfte infolge Eigengewicht und vertikaler Radlasten zu den Trägerauflagern (Kopfträger). Obergurt *2* und Untergurt *3* übertragen die Längskräfte infolge der Biegemomente. Stege und Gurte werden mit einer Kehlnaht, im Bereich unter der Schiene mit einer K-Naht, verschweißt oder dort durch ein gewalztes T-Profil *4* verbunden, auf das die Schiene unmittelbar aufgesetzt wird (**Bild 80 a**). Die druckbelasteten Bereiche der Gurt- und Stegbleche (aus Fertigungsgründen oft auch die zugbelasteten) sind aus Stabilitätsgründen durch Walzprofile *5* (Beulsteifen) versteift (**Bild 80 b**). Beulsteifen müssen auch vorhandene Schraubstöße überdecken. In Abständen von 3 bis 4 m besitzt der Kranträger Querrahmen *6*. Ein Querrahmen kann aus Profilen zusammengesetzt oder ein Blech sein, das bei größeren Trägern zur Begehung ein Durchstiegsloch hat. Querrahmen sorgen für den Erhalt der Trägerform. Sie begrenzen ferner die Beulfelder. Dafür sind die Beulsteifen *5* mit dem Querrahmen *6* verschweißt (**Bild 80 c**). Querrahmen übertragen außerdem einen Teil der Radlasten von dem Steg unter der Schiene in den anderen Steg [36]. Die dabei am Querrahmen wirkenden Kräfte werden anhand **Bild 81** abgeleitet. Eine über dem Steg *1* wirkende Radlast *F* (**Bild 81 a**) wird gestützt durch die beiden Stege *1* und *2*. Bei symmetrischem Trägerquerschnitt wirkt in jedem Steg $F/2$. Infolge der außermittigen Stellung von *F* wirkt im Schwerpunkt *S* des Trägerquerschnitts ein Torsionsmoment $M_t = Fb/2$. Der Querrahmen *4* (**Bild 81 b**) hat die Aufgabe, die halbe Radlast von der rechten auf die linke Stegseite zu übertragen. Das Torsionsmoment M_t nimmt der als Torsionsrohr wirkende Kranträger auf. Er erzeugt einen an den Querrändern umlaufenden Schubfluß *T*. Dieser errechnet sich aus $2(Tb(h/2) + Th(b/2)) = M_t$. Mit $M_t = Fb/2$ folgt $T = F/(4h)$. Die resultierende Kraft infolge des Schubflusses *T* ist für jeden Rand das Produkt aus *T* und der betreffenden Randlänge *h* bzw. *b*. An den vertikalen Rändern überlagert sich diese Kraft ($Th = F/4$) mit der dort entgegengesetzt wirkenden Querkraft $F/2$. Die resultierenden Kräfte an den Querrahmenrändern zeigt **Bild 81 c**. Die Randkräfte, dividiert durch die jeweilige Randlänge und Querrahmendicke t_Q, ergeben die Schubspannungen τ_{xy} und τ_{yx} zwischen dem Querrahmen und den Trägerwänden. Es ist

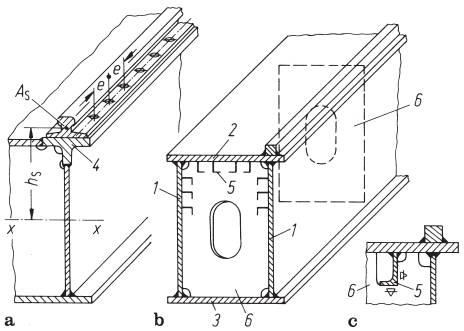


Bild 80 a–c. Kastenträgerquerschnitt (Erläuterungen im Text)

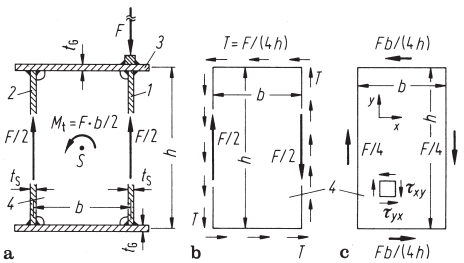


Bild 81 a–c. Kräfte, Torsionsmomente, Schubfluß *T* und Schubspannungen am Querrahmen eines symmetrischen Kastenträgers (weitere Erläuterungen im Text)

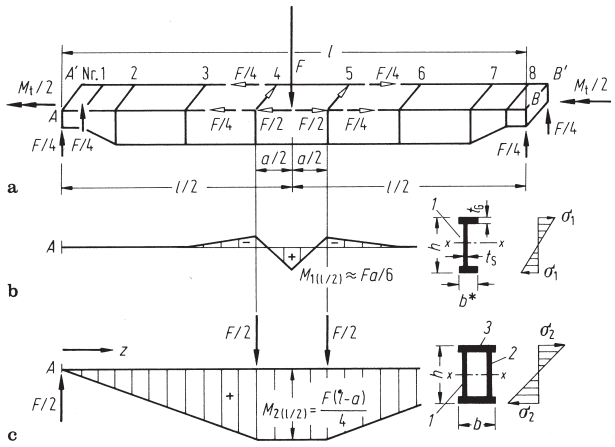


Bild 82 a–c. Kraftfluß und Biegemomente in einem Kastenträger mit symmetrischem Querschnitt (Erläuterungen im Text)

$\tau_{xy} = \tau_{yx} = F/(4\,h\,t_Q)$, d. h. der Querrahmen wird wie ein reines Schubblech belastet.

Bild 82 zeigt den Querkraftfluß sowie die Biegemomente in einem symmetrisch aufgebauten Kastenträger infolge einer in Trägermitte stehenden Radlast F. **Bild 82 a**: Jeweils $F/2$ wandern als Querkraft zu den Querrahmen *4* und *5*. Ab hier laufen jeweils $F/4$ im vorderen Stegblech zu den Auflagern A, B und jeweils $F/4$ über die Querrahmen in das hintere Stegblech und von hier zu den Auflagern A', B'. Das dabei entstehende Moment $M_t = (F/2)\,b$ wird je zur Hälfte an den Trägerenden AA' und BB' in die Kopfträger geleitet.

Bild 82 b: Im Bereich des vorderen Stegblechs *1* zwischen den Querrahmen *4* und *5* wirkt das maximale Biegemoment $M_{1\,(l/2)} \approx Fa/6$ (Annahme: halbelastische Einspannung). Dieses wird aufgenommen durch den U-förmigen Träger mit dem Widerstandsmoment $W_{1x-x\,(l/2)}$, bestehend aus dem vorderen Stegblech *1* und den angeschlossenen Bereichen von Ober- und Untergurt mit der sog. mittragenden Breite $b^* \approx 20\,t_G$ (genauer s. DASt-Richtlinie 012). Die in Trägerlängsrichtung wirkende Biegespannung ist $\sigma_{1\,(l/2)} = \pm M_{1\,(l/2)}/W_{1x-x\,(l/2)}$.

Bild 82 c: Der Gesamtquerschnitt hat zwischen Querrahmen *4* und *5* das Moment $M_{2\,(l/2)} = (F/2)\cdot((l/2)-(a/2))$ zu übertragen, das die in Trägerlängsrichtung wirkenden Spannungen $\sigma_{2\,(l/2)} = \pm M_{2\,(l/2)}/W_{2x-x}$ hervorruft. W_{2x-x} ist das Widerstandsmoment des gesamten Kastenträgers der Höhe h und der Breite b an der Stelle $l/2$.

Die Biegespannung im Kastenträgerbereich unterhalb der Radlast an der Stelle $l/2$ infolge der dort wirkenden Radlast F ist $\sigma_{(l/2)} = \sigma_{1\,(l/2)} + \sigma_{2\,(l/2)}$. Die gesamte Biegespannung enthält zusätzlich die Spannungskomponenten infolge der anderen Radlasten, des Kranträgereigengewichts und der Zusatzlasten. Genauere Berechnungen berücksichtigen die mehrfache statische Unbestimmtheit des Trägersystems [34]. Wegen der dünnen Stegdicke t_S sind bei Kastenträgern auch die Schubspannungen τ von Bedeutung. Durch eine infolge der Radlast F erzeugte Querkraft $F/2$ wirkt in der Schweißnaht zwischen Steg *1* und Obergurt *3* (**Bild 81 a**) ungefähr $\tau_{(l/2)} \approx F/(2t_S(h-t_G))$. Der Spannungsnachweis ist daher mit der Vergleichsspannung $\sigma_{v\,(l/2)} = \sqrt{\sigma^2_{(l/2)} + 3^\alpha\tau^2_{(l/2)}} \leqq \sigma_{zul}$ zu führen.

Fest mit dem Träger verschweißte oder verschraubte Schienen (**Bild 80 a**) beteiligen sich an der Übertragung der Biegemomente, wobei je Schraubenpaar eine Schubkraft von $F_S = FS_{x-x}\,e/(2J_{1x-x})$ zwischen Träger und Schiene zu übertragen ist. $F/2$ ist die Querkraft infolge der in Trägermitte stehenden Radlast F und $S_{x-x} = h_s A_s$ ist die Querschnittsfläche der Schiene. e ist der Schraubenabstand in Trägerlängsrichtung, J_{1x-x} das axiale Flächenträgheitsmoment des aus dem Steg, der mittragenden Breite b^* der Gurte gebildeten Profils und der Schiene. Bestimmung von b^* s. Text zu **Bild 82 b**.

Winkellaufkatzen. Sie können zusätzlich zu Zweischienenlaufkatzen oder allein an der Seite eines geschlossenen Kastenträgers *1* arbeiten (**Bild 83**). Sie fahren auf nur einer Schiene *2*. Das um die Kranschiene *2* wirkende Moment $M = \psi m_L g r_1 + \varphi m_E g r_2$ aus Last m_L und Eigengewicht m_E wird durch ein Kräftepaar gestützt, das an den seitlichen Führungsrollen *3* die Kräfte $F_S = M/h$ erzeugt. Hublastbeiwert ψ s. **Bild 69**, Eigenlastbeiwert φ, s. **Tab. 16**. Die Kräfte F_S werden als Horizontalkräfte in den Ober- und Untergurt des Kranträgers abgeleitet. Die Spurkränze der Laufräder *4* wirken nur, wenn die Seitenführungsrollen *3* beschädigt sind. Fanghaken *5* sichert bei außerplanmäßigen Ereignissen die Spurführung.

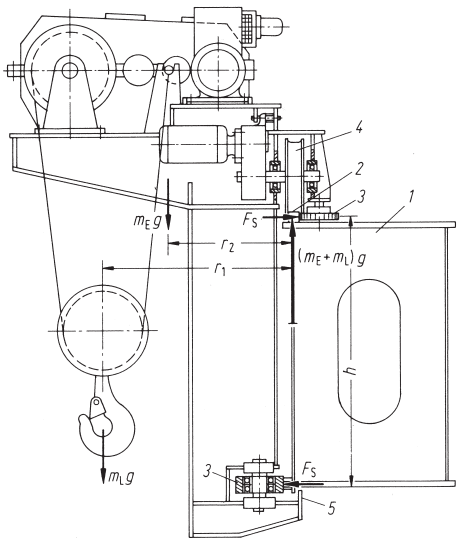


Bild 83. Winkellaufkatze (Erläuterungen im Text)

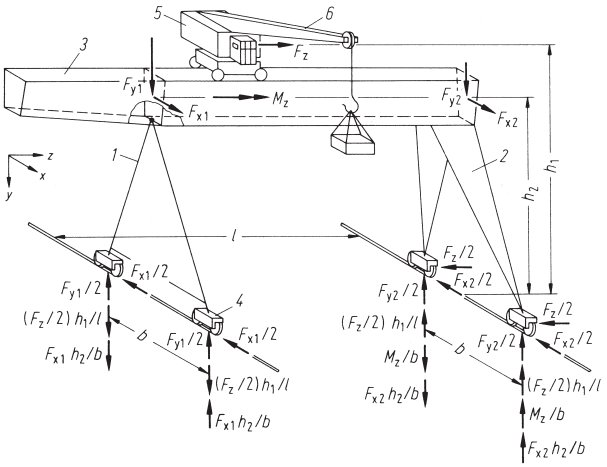


Bild 84. Verladebrücke mit Drehkran, Aufbau und Stützkräfte. F_{y1} und F_{y2} sind die auf die Pendelstütze *1* und feste Stütze *2* verteilten Eigengewichtskräfte des Brückenträgers *3* und des Drehkrans *5*. F_{x1} und F_{x2} sind die beim Anfahren der Brücke entstehenden Massenkräfte, F_z ist die Massenkraft beim Anfahren des Drehkrans, M_z ist das durch die außermittige Schwerpunktlage des Drehkrans und der Last erzeugte Torsionsmoment im Brückenträger

2.9.4 Verladebrücken. Portal cranes

Verladebrücken sind Vollportalkrane, die im Umschlagbetrieb auf Lagerplätzen (Holz, Steine, Schrott) und in Häfen (Schüttgut, Container) eingesetzt werden.

Bild 84: Wegen ihrer großen Spannweite lagert der Kranträger *3* statisch bestimmt auf einer Pendelstütze *1*, die nur Vertikalkräfte aufnimmt, und auf einer festen Stütze *2*, die auch die Horizontalkräfte ableitet. Die Stützkräfte werden über Fahrwerksschwingen *4* auf mehrere Räder verteilt (s. **Bild 64**). Eine Gleichlaufsteuerung begrenzt die Wegdifferenz zwischen beiden Stützen durch Abbremsen der Fahrwerke der voreilenden Seite. Brücken mit kleiner Spannweite und steifer Rahmenkonstruktion verzichten auf eine Gleichlaufsteuerung (z. B. Schiffsentlader **Bild 86**). Dynamisch stark beanspruchte Krane werden in Kastenkonstruktion gebaut. In Binnenhäfen oder auf Lagerplätzen arbeitet oft ein auf der Brücke *3* fahrender Drehkran *5*. Die Brücke muß selten verfahren, da der Drehkranausleger *6* einen großen Arbeitsbereich überstreicht.

Bild 85: Leichte Lagerplatzbrücken sind in Fachwerkrohrkonstruktion gebaut und i. allg. mit dreieckförmigen Kranträgern *1* sowie mit Ein- oder Zweischienen-Untergurtlaufkatzen *3* ausgerüstet. Hinweise für die konstruktive Ausbildung der geschweißten Rohrknoten gibt DIN 18 808.

In neuen Greiferschiffsentladern arbeiten von der Reibkraftübertragung zwischen Rad und Schiene unabhängige, seilgezogene, Laufkatzen (**Bild 86**). Um deren Eigengewicht möglichst klein zu machen, sind Katzfahrwerk *1*, Haltewerk *2* und Schließwerk *3* in einem festen Maschinenhaus *4* untergebracht. Damit sich der Greifer *5* beim Verfahren der Laufkatze *6* auf einem horizontalen Lastweg bewegt, sind besondere Seilsysteme erforderlich [37]. Bevorzugt werden solche mit zwei Katzen (**Bild 87**). Die Hub- und Schließseile laufen von der Haltetrommel *2* und Schließtrommel *3* über feststehende Umlenkrollen *7* zu der Zwischenkatze *8*, von dort über die Hauptkatze *6* zum Greifer *5*. Von der Katzfahrtrommel *1* laufen zwei parallele Seile zur Auslegerspitze, dort über Umlenkrollen *9* zur Hauptkatze *6*. Zwei andere Seile laufen von der Katzfahrtrommel *1* zum hinteren Auslegerende, dort über Rollen *10* zur Zwischenkatze *8* und nach Umlenkung wieder

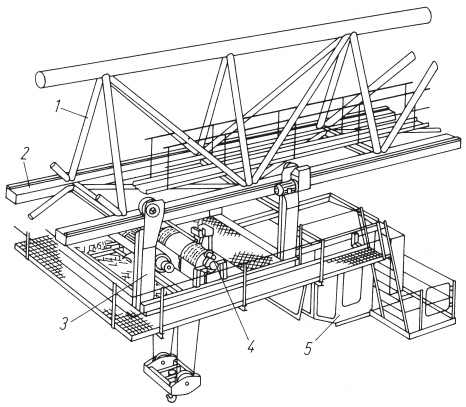


Bild 85. Rohrportalkranträger mit Untergurtlaufkatze (Aumund). *1* dreieckförmiger Kranträger, *2* Kranschiene auf Untergurtträger aus Vierkantrohr, *3* Untergurt-Laufkatze mit Hubwerk *4* und Führerhaus *5*

zurück zu einem Festpunkt *11* am Auslegerende. Die Hauptkatze *6* fährt dadurch mit doppelter Geschwindigkeit wie die Zwischenkatze *8*. Dabei ist die Verkürzung der Greiferseillänge zwischen beiden Katzen genauso groß wie deren Verlängerung zwischen der Zwischenkatze *8* und den festen Rollen *7*, so daß der Greifer beim Verfahren der Katzen seine Höhenlage nicht ändert. Zwischenseile *12* sorgen für eine Vorspannung im Katzfahrseilsystem.

Die Hubwerke und das Katzfahrwerk arbeiten mit geregelten Antrieben. Die automatische Pendelunterdrückung des Greifers *5* geschieht für die Triebwerke am schonendsten, wenn die Hauptkatze in der Eigenschwingungszeit des Greifers $T = 2\pi\sqrt{l/g}$ beschleunigt und gebremst wird [38]. *l* ist die Pendellänge (Abstand zwischen Greiferschwerpunkt und Umlenkrolle in der Hauptkatze), *g* ist die Erdbeschleunigung. Hubgeschwindigkeiten bis 150 m/min, Katzfahrgeschwindigkeiten bis 240 m/min (Beschleunigungszeit 2 s). Mittlere Durchsätze bis zu 4 500 t/h sind möglich. Katzfahrbetrieb auf

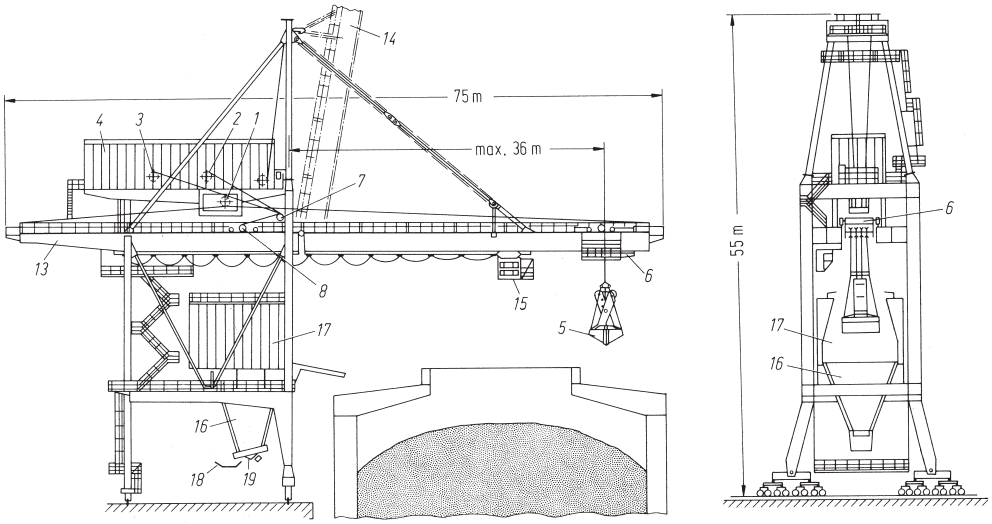


Bild 86. Greiferschiffsentlader mit Seilzugkatze (Vulkan Hafentechnik) (Erläuterungen im Text)

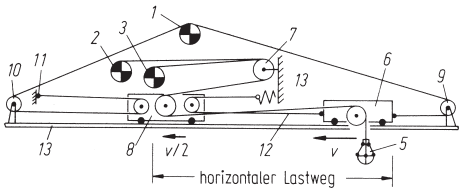


Bild 87. Seilsystem für Schiffsentlader nach **Bild 86** (Erläuterungen im Text)

dem festen Kranträger *13* ist auch bei hochgeklapptem Ausleger *14* möglich (**Bild 86**). Das Kranführerhaus *15* kann entlang des Auslegers verfahren. Neue Entlader besitzen über dem Bunker *16* eine Entstaubungskammer *17*. Schwingrinnen *19* oder Plattenbänder ziehen das Gut aus dem Bunker ab und geben es dosiert auf einen Gurtbandförderer *18*. Dieser bringt es direkt zur Waggonbeladestation oder in ein Flußschiff, i. allg. aber auf einen Schüttgutlagerplatz, wo es später wieder von kontinuierlich arbeitenden Schaufelradladern aufgenommen wird.

Containerkrane. In Containerbrücken (**Bild 88**) fahren die Katzen *1* i. allg. selbstgetrieben auf einem breiten Kastenträger *2*. Die Hubwerke *3* sitzen meistens auf der Katze. Seltener sind sie stationär im Portal angeordnet. Angestrebt wird eine ausreichende Stützweite (hier 4900 mm) zwischen der rechten *4* und der linken Unterflasche *5*. Über diese laufen je zwei Seile *6* von den Trommeln *7* zu den Festpunkten *8*. Die beiden Unterflaschen *4* und *5* sind durch je zwei lösbare Bolzen *9* mit dem Lastaufnahmemittel *10* (Spreader) für die standardisierten Container *11* (DIN ISO 668 und DIN 15190) verbunden. Die Verbindung zwischen Spreader und Container erfolgt vom Kranführer fernbetätigt über hydraulisch getriebene Drehbolzen *12* (Twistlocks). Beim Anschlagen des Containers an Land dienen Führungsarme *13* (Flipper) zur Zentrierung von Spreader und Container. Beim Anschlagen im Schiff werden diese hochgeklappt. Der Spreader wird dort über Rollen *14*, die in schiffseigenen Rahmen laufen, geführt und zentriert.

Feste Spreader haben unveränderliche Längenmaße. Bei den schwereren Teleskopspreadern kann der Abstand zwischen den Twistlock-Bolzen in Längsrichtung verstellt werden, so daß wahlweise 6, 9 oder 12 m lange Container angeschlagen werden können. Der Spreader besteht dann aus einem Mittelteil und aus zwei darin ausfahrbaren Teleskopgabeln, an deren äußeren Ecken die Verriegelungseinheiten sitzen. Wegen der schnell lösbaren Bolzenverriegelung *9* lassen sich Spreader leicht austauschen und auch durch eine Stückgut-Lasttraverse ersetzen. Die Stromversorgung für die Hydraulikstation *15* auf dem Spreader erfolgt durch eine Leitungstrommel.
Die Tragfähigkeit beträgt 45 bis 75 t unter den Flaschen *4* und *5*. Die Hubgeschwindigkeit ist 45 bis 52 m/min für die Nennlast und bis 120 m/min für den leeren Spreader. Die Fahrgeschwindigkeit der Laufkatzen ist 150 bis 180 m/min. Im Mittel können 30 Container pro Stunde umgeschlagen werden. Den innerbetrieblichen Containertransport im Hafen übernehmen gummibereifte Portalstapler (cradle carrier). Auf den Containerstapelplätzen arbeiten auch auf Schienen verfahrbare Portalkrane, die bis zu sechs Container übereinander stapeln können.

2.9.5 Drehkrane. Slewing cranes

Das Oberteil, das den Ausleger trägt, kann sich gegenüber dem Unterteil drehen. Dieses kann fest stehen (z. B. Säulendreh-, Derrickkran), auf Schienen verfahren (z. B. Wippdrehkran, Eisenbahnkran), auf einem Schwimmkörper montiert sein (Schwimmkran) oder ein straßengängiges Fahrgestell sein (Autokran, Mobilkran).

Drehverbindung (Bild 89). Die Drehverbindung zwischen Ober- und Unterteil überträgt Vertikalkräfte F_y, Horizontalkräfte F_x und Momente M_z. Letztere entstehen durch die außermittige Schwerpunktlage des Oberteils und der Last, durch Windkräfte und durch Massenkräfte beim Drehen und Fahren. **Bild 89a**: Oberteil *1* stützt sich oben über Axialpendellager *2* (F_x, F_y) und unten über am Umfang verteilte Laufräder *3* (F_x) an der fest mit dem Unterteil *4* verbundenen Säule *5* ab. Die Momente M_z überträgt ein Kräftepaar (Hebelarm h), dessen gleich große Horizontalkräfte durch *2* und *3* gestützt werden. In **Bild 89b** sind Einbaulage von Axialpendellager *2* und

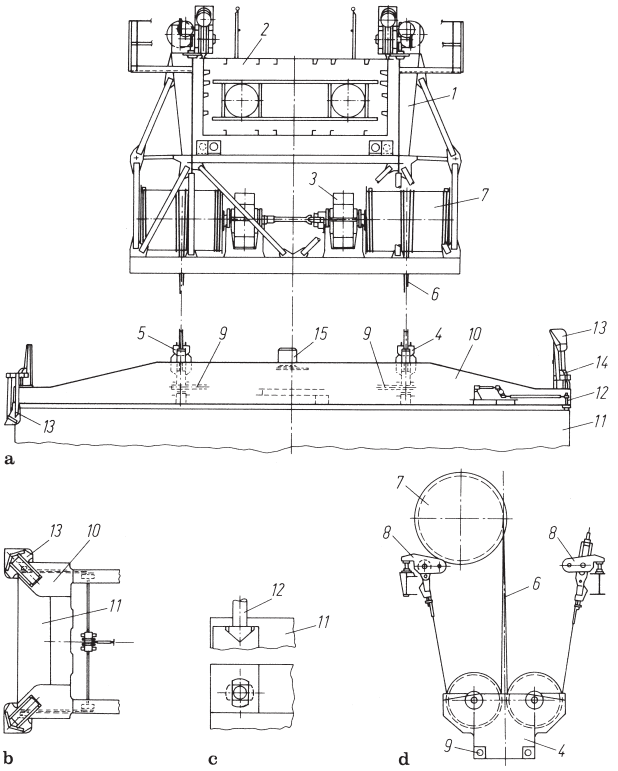


Bild 88 a–d. Containerkran, Querschnitt (Vulkan Hafentechnik). **a** Auf Kranträger *2* selbstfahrende Katze *1* mit Spreader *10*; **b** Zentrierung zwischen Spreader *10* und Container *11* durch Führungsarme *13*; **c** Twistlockbolzen *12* verriegelt Spreader mit Container *11*; **d** Seilführung zwischen Trommel *7*, Unterflasche *4* und Festpunkten *8*

Laufräder *3* vertauscht. Die Säule *5* gehört hier zum drehenden Oberteil *1*. **Bild 89 c**: Oberteil *1* stützt sich über Laufräder *2* (F_y) und über eine Kreisringschiene *3* auf das Unterteil *4*.

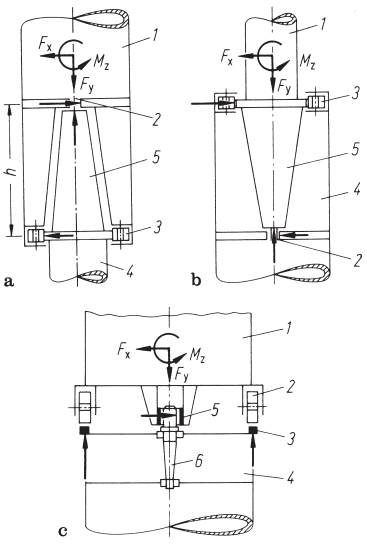


Bild 89 a–c. Drehverbindungen. **a** Mit fester Säule *4*; **b** mit drehender Säule *5*; **c** mit Königzapfen *6* (weitere Erläuterungen im Text)

Horizontalkräfte F_x werden über ein Gleitlager *5* in den sog. Königzapfen *6* geleitet, der in Unterteil *4* eingespannt ist. Das Moment M_z nimmt ein durch die Laufräder *2* gestütztes Kräftepaar auf.

Bild 90: Am häufigsten werden heute die Kugel- und Rollendrehverbindungen eingesetzt. Einer der beiden Ringe dieser Großwälzlager (Durchmesser bis 14 000 mm) wird mit dem Kranoberteil *5*, der andere mit dem Kranunterteil *6* verschraubt und dort am günstigsten durch Zylinderrohre *7* und *8* gleichmäßig gestützt. Steifigkeitssprünge in der Unterkonstruktion, z. B. durch Rippen, können örtlich zu starker Überlastung der Wälzkörper führen [39, 40]. In einen der beiden Wälzringe ist der Zahnkranz für das Drehwerk gefräst.

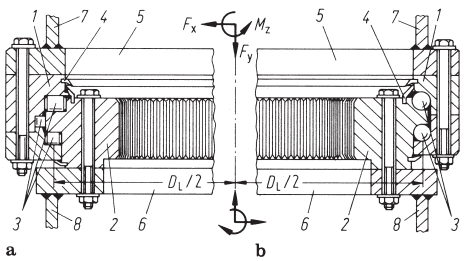


Bild 90 a, b. Wälzkörperdrehverbindungen (Hoesch Rothe Erde). **a** Dreireihige Rollendrehverbindung; **b** zweireihige Kugeldrehverbindung. *1* Außenring, *2* Innenring mit Verzahnung, *3* Wälzkörper, *4* Dichtung, *5* Kranoberteil, *6* Kranunterteil, *7, 8* Abstützungen

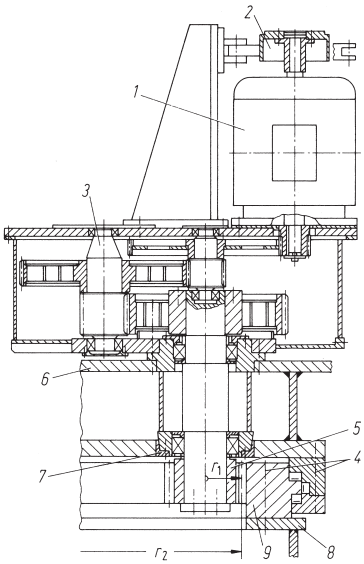


Bild 91. Drehwerk für schwere Krane. *1* Motor, *2* mechanische Bremse, *3* Getriebe, *4* Rollendrehverbindung, *5* Abtriebsritzel, *6* Kranoberteil, *7* Kegelspannhülse, *8* Kranunterteil, *9* Zahnkranz (Krupp)

Drehwerke (Bild 91). Das Drehwerk ist i. allg. auf dem Oberteil *6* befestigt. Es bewirkt dessen Verdrehung gegenüber dem Unterteil *8*. Dabei wälzt das Drehwerkritzel *5* in einem mit dem Unterteil *8* fest verbundenen Zahnkranz *9*. Die Drehzahl des Oberteils ist $n = n_{\text{Motor}}/(i_1(1-i_2))$. Es ist i_1 die Übersetzung des Drehwerkgetriebes *3*, i_2 ist die Standübersetzung zwischen Zahnkranz *9* und Drehwerkritzel *5*. $i_2 = +r_2/r_1$. Um ein Ausschlagen der Drehwerkbefestigung in Oberteil *6* zu vermeiden, empfiehlt sich ein fester Sitz z. B. über eine Kegelspannhülse *7*.

Drehwerke für schwere Krane werden über Gleichstrom- oder Schleifringläufermotore getrieben und gebremst. Die mechanische Bremse wirkt nur als Haltebremse. Wenn das Bremsmoment kleiner ist als das durch die Sturmkräfte erzeugte Moment, werden zur Vermeidung von Kollisionen, z. B. mit benachbarten Kranen oder Schiffsaufbauten, Kranoberteil *6* und -unterteil *8* in der Außerbetriebsstellung des Krans durch Bolzen verriegelt. **Bild 92**: Drehwerke für leichte Krane können durch Kurzschlußläufermotore über eine zwischengeschaltete Strömungskupplung angetrieben werden. Bei Baukranen wird die mechanische Drehwerkbremse in der Außerbetriebstellung geöffnet, damit sich der Ausleger selbsttätig in den Wind stellen kann. Drehwerke von Autokranen werden hydraulisch getrieben und gebremst.

Momente am Drehwerkmotor. Das größte Motormoment $M_{\text{M max}}$ entsteht beim Drehbeschleunigen des Kranoberteils mit Ausleger und Last unter Gegenwind. Die um die Drehachse des Oberteils wirkenden Momentenanteile sind M_{D}, M_{W}, M_{a}.

M_{D} berücksichtigt die Reibungswiderstände in der Drehverbindung. Für einen Kran mit Wälzkörperdrehverbindung nach **Bild 90** ist

$$M_{\text{D}} = [|F_{\text{y}}/(2) + M_{\text{z}}/(0{,}75\,D_{\text{L}})| + |F_{\text{y}}/(2) - M_{\text{z}}/(0{,}75\,D_{\text{L}})| + |F_{\text{x}}|](D_{\text{L}}/2)\,\mu.$$

Mit D_{L} mittlerer Rollkreisdurchmesser, μ Rollreibungszahl ($\mu = 0{,}003$ bis $0{,}006$), F_{y} die Vertikal-, F_{x} die Horizontalkraft. M_{z} ist das auf die Drehverbindung wirkende resultierende Moment, das durch ein Kräftepaar mit dem Hebelarm $0{,}75D_{\text{L}}$ gestützt wird.

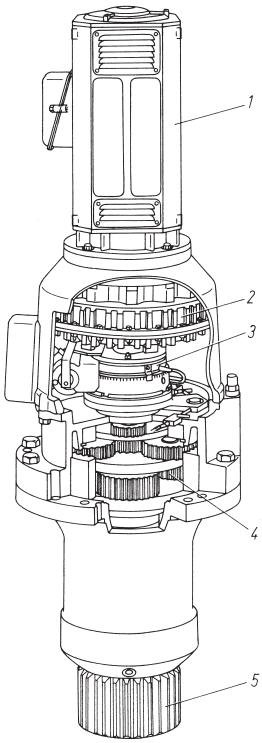


Bild 92. Drehwerk für leichte Krane. *1* Motor, *2* Strömungskupplung, *3* elektrohydraulische Scheibenbremse, *4* dreistufiges Planetengetriebe, *5* Drehwerkritzel (Liebherr)

M_{W} entsteht durch die Windkräfte. $M_{\text{W}} = \Sigma(A_{\text{ri}}\, r_{\text{i}}\, c_{\text{fi}})\, q - \Sigma(A_{\text{lj}}\, r_{\text{j}}\, c_{\text{fj}})\, q$. Es sind A_{ri} und A_{lj} die rechts und links der Drehachse (**Bild 93**) liegenden Windwirkflächen der Bauteile des Oberteils, r die Abstände ihrer Flächenschwerpunkte zur Drehachse, c_{f} der zugehörige aerodynamische Kraftbeiwert nach DIN 1055 T 4 (oder **Bild 70**) und q der Staudruck ($q = 250\ \text{N/m}^2$ nach DIN 15018).

M_{a} beschleunigt in der Zeit t_{a} die um die Drehachse rotierenden Massen des Oberteils. Zur Berechnung von M_{a} gliedert

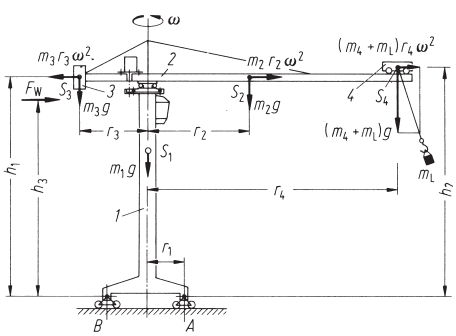


Bild 93. Kräfte am Drehkran (schematisch) beim Drehen. *1* Unterteil, *2* Oberteil mit Ausleger, *3* Gegengewicht, *4* Laufkatze

U

man das mit der Winkelgeschwindigkeit ω drehende Oberteil in einzelne Massen m_i, bestimmt deren Schwerpunktsabstände r_i zur Drehachse und deren Massenträgheitsmomente J_{0i} um den eigenen Schwerpunkt. $M_a = \Sigma(m_i {r_i}^2 + J_{0i})\,\omega/t_a$. Bei geringer Ausdehnung der Massen m_i in horizontaler Richtung kann J_{0i} vernachlässigt werden (z. B. Gegengewicht). Unberücksichtigt bleiben auch die relativ kleinen rotierenden Massen des Antriebs.

Beispiel: Für den Kran nach **Bild 93** ist

$$M_a = (m_2 r_2^2 + J_{02} + m_3 r_3^2 + m_4 r_4^2 + m_L r_4^2)\,\omega/t_a.$$

Das maximale Motormoment ist $M_{M\max} = (M_D + |M_W| + M_a)/(i_1 \cdot (1 - i_2) \cdot \eta)$. Es sind i_1 die Übersetzung des Drehwerkgetriebes, i_2 die Standübersetzung zwischen Zahnkranz und Drehwerkritzel (s. Beschreibung von **Bild 91**). Der Gesamtwirkungsgrad von Zahnkranz/Ritzel und Getriebe ist $\eta \approx 0{,}85$. Das erforderliche Motornennmoment ist überschlägig $M_{Merf} \leqq M_{M\max}/1{,}7$. Mit der zugehörigen Motornennleistung P_{Mnen} und der Einschaltdauer *ED* (25 oder 40 %. Definition der ED s. **U 2.5.1**) lässt sich die Motorgröße aus dem Motorkatalog ermitteln. Es muß sein: $P_{Motor(ED)} \geqq P_{Mnen}$. Genauere Motordimensionierung s. **U 2.7.1**.
Beim Schwimmkran ist ein zusätzliches Moment zu überwinden, da das Drehwerk infolge der Schräglage seines Unterteils (schwimmender Ponton) Hubarbeit leisten muß.

Standsicherheit. Ein Kran gilt als sicher gegen Umkippen, wenn der Quotient aus den Rückstell- und Kippmomenten, gerechnet um die ungünstigste Kippkante, größer ist als eins. Die Standsicherheitsberechnung für Drehkrane ist nach DIN 15019 für folgende vier Lastfälle durchzuführen: „Kran in Betrieb mit und ohne Wind", „plötzliches Abreißen der Last", „plötzlicher Energieausfall", „Kran außer Betrieb bei Sturm". Zu berücksichtigen sind Eigenlasten $m_i g$, Massenkräfte durch Fahrbeschleunigung $m_i v/t_a$ (v Fahrgeschwindigkeit, t_a Beschleunigungszeit), Massenkräfte durch Drehbewegungen $m_i r_i \omega^2$ (r_i Schwerpunktsabstand der Masse m_i zur Drehachse, ω Winkelgeschwindigkeit), resultierende Windkraft F_W und die Hublast $m_L g$. Um eine ausreichende Standsicherheit zu gewährleisten, wird die Hublast mit einem Lastvergrößerungsfaktor Ψ' multipliziert. Ψ' liegt je nach Betriebszustand und Kranart zwischen 1,1 und 1,6. Es sind z. B. für Turmdrehkrane bei „Betrieb mit (ohne) Wind" $\Psi' = 1{,}1$ (1,45), für Hafenkrane $\Psi' = 1{,}4$ (1,5).

Beispiel: Für den Drehkran nach **Bild 93** ist *A* die Kippkante. Der Standsicherheitsnachweis für „Kran in Betrieb" beim Drehen lautet:

$$\{[m_1 r_1 + m_3(r_3 + r_1)]g + m_3 r_3 \omega^2 h_1\}/$$
$$\{[m_2(r_2 - r_1) + (m_4 + \Psi' m_L)(r_4 - r_1)]g + m_2 r_2 \omega^2 h_1$$
$$+ (m_4 + m_L) r_4 \omega^2 h_2 + F_W h_3\} \geqq 1.$$

Das Gegengewicht m_3 ist optimal gewählt, wenn der Quotient aus den Rückstell- und Kippmomenten am unbelasteten Kran (Kippkante *B*) genau so groß ist wie am voll belasteten Kran (Kippkante *A*).

Turmdrehkrane (Bild 94a). Sie werden im Hoch- und Tiefbau eingesetzt (Baukrane), müssen häufig auf- und abgebaut werden und sich den Bedürfnissen der Baustellen in bezug auf Tragfähigkeit, Hubhöhe und Ausladung anpassen. Sie werden daher aus standardisierten und einfach montierbaren Baugruppen bedarfsgerecht zusammengesetzt. Gegengewicht *3*, Gewicht des Hubwerks *4* und Gewicht des festen Auslegers *5* bilden das Gegenmoment zum Gewicht des Auslegers *1*, der Laufkatze *2* und der Last *15*. Überlastsicherungen schal-

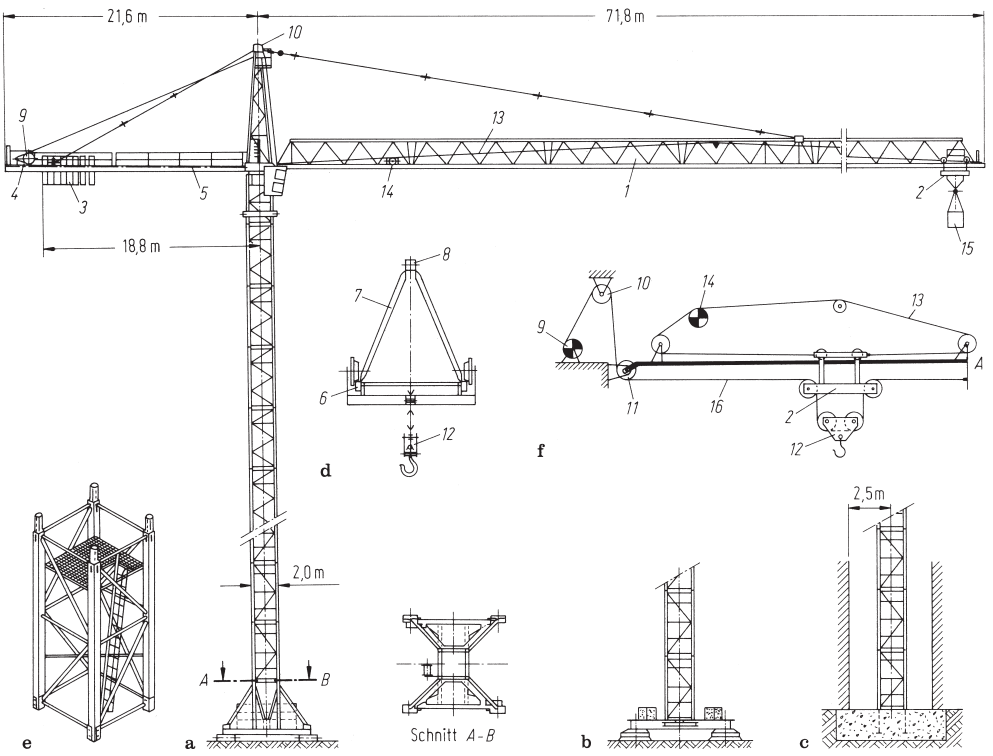


Bild 94a–f. Turmdrehkran (Wolff). **a** Obendrehender Turmdrehkran mit Laufkatzenausleger und verfahrbarem Unterwagen (Schnitt *A-B*); **b** feststehender Kreuzrahmen; **c** Kransäule auf Betonfundament befestigt; **d** Schnitt durch Kranausleger *1*; **e** Turmelement mit Bolzenverbindungen; **f** Seilführung von Hubseil *16* und Katzfahrseil *13* (weitere Erläuterungen im Text)

ten die Hubbewegung nach Überschreiten des zulässigen Lastmoments ab [41]. Die Tragwerkelemente (**Bild 94e**) sind leichte Fachwerkkonstruktionen aus Viereckrohren oder offenen Walzprofilen. Turmdrehkrane können innerhalb eines zu errichtenden Gebäudes stehen (**Bild 94c**), außerhalb auf einem festen Fundament stehen (**Bild 94b**), oder auf Schienen verfahren (**Bild 94a**). Kurvenfahrt ist möglich. Turmdrehkrane können mit einer Klettervorrichtung ausgerüstet werden und dann ihre Turmhöhe mit wachsender Gebäudehöhe vergrößern. Sie können einen verstellbaren Ausleger mit festen Seilrollen in der Auslegerspitze oder, heute bevorzugt (**Bild 94a**), einen festen horizontal liegenden Ausleger *1* besitzen, auf dem eine Seilzugkatze *2* mit bis zu 80 m/min fährt. **Bild 94d**: Die Katzfahrbahn besteht aus zwei offenen Walzprofilen oder Reckteckrohren *6*, die mit den Diagonalen *7* und einem obenliegenden Rechteckrohr *8* zu einem dreieckförmigen Kranträger verschweißt sind. **Bild 94f**: Das Hubseil wird von der Trommel *9* über zwei feste Rollen *10* und *11* im Turm, dann entlang des Trägers *1* durch die Laufkatze *2* und Unterflasche *12* zum Festpunkt *A* am Trägerende geführt. Über ein geschlossenes Seilsystem *13* wird die Laufkatze durch das Katzfahrwerk *14* bewegt. Bei Teillast wird die Hubgeschwindigkeit (bis 125 m/min) durch fernbetätigte Getriebeumschaltung (bis vier Schaltstufen) vergrößert. Als Antrieb für Hub- und Katzfahrwerke arbeiten polumschaltbare Kurzschlußläufermotore, Schleifringläufer in Verbindung mit einer Wirbelstrombremse, in Sonderfällen geregelte Elektromotoren oder hydrostatische Antriebe. Turmdrehkrane können auch auf Kettenfahrwerke, kleinere Turmdrehkrane können auf gummibereifte, straßengängige Fahrgestelle gesetzt werden.

Portaldrehkrane (Bild 95). Sie werden vorzugsweise in Häfen und Werften eingesetzt. Ihre Tragwerksteile werden in Vollwand-, Kasten-, Fachwerk- oder Mischkonstruktion gebaut. Das portalartige i. allg. vierbeinige Unterteil ermöglicht den Durchgangsverkehr für Bahn und Lkw. Es ist verformungsweich auszubilden, denn bei steifen Portalkonstruktionen mit kurzen Spannweiten könnte bei Fahrbahnunebenheiten eines der vier Fahrwerke den Kontakt mit der Schiene verlieren, so daß sich die Last dann vorwiegend auf zwei diagonal gegenüberliegende Portalbeine verteilen würde.
Die Kinematik der Ausleger- und Hubseilführung wird so gestaltet, daß sich die Last beim Verändern der Ausladung auf einer möglichst horizontalen Bahn bewegt [42]. Vorteilhaft ist dann, daß die Verstelleinrichtung (Wippwerk) keine Hubarbeit aufbringen muß.

Bild 95a: Das Oberteil ist über eine Wälzkörperdrehverbindung *6* mit der Rohrsäule *8* des Unterteils verbunden. Die Verstellung des Auslegers *1* erfolgt durch den Seilrollenzug *3*. Der annähernd horizontale Lastweg wird erreicht durch die Dreifacheinscherung des Hubseils *2* zwischen Ausleger *1* und Pylon *7* in Verbindung mit der besonderen Lagezuordnung der Seilrollen des Hubseilflaschenzugs. **Bild 95b**: Bei dem sog. Doppellenkerwippkran laufen die Seile vom Hubwerk *6* über zwei Lenker *2* und *1* zu dem Lastaufnahmemittel. Durch die aufeinander abgestimmten Gliedlängen des Gelenkvierecks, gebildet aus dem Ausleger *1*, Zuglenker *2*, Drucklenker *3* und dem feststehenden Pylon *7* schneiden sich die Verlängerungen der Glieder *2* und *3* in jeder Lenkerstellung annähernd auf der Wirkungslinie der Last (Momentanpol *P*). Nur dann ergibt sich der gewünschte, annähernd horizontale, Lastweg. Die Größe des beweglichen Ausgleichsgewichts *4* und die Kinematik seiner Ankopplung an den Druckausleger *3* sind so auf das Lenkersystem abgestimmt, daß in jeder Lenkerstellung ein annähernder Eigengewichtsausgleich des Lenkersystems stattfindet. Dessen Verstellung erfolgt entweder über ein Spindelgetriebe *5* (Wippwerk **Bild 96**), über einen doppelt wirkenden Hydraulikzylinder oder bei großen Kranen über ein geschlossenes, vorgespanntes Seilzugsystem.

Wandschwenkkrane (Bild 97). Für Lasten bis 2 t und Ausladungen bis 6 m. Das Lastmoment wird als Kräftepaar über eine Konsole *1* in die Wand eingeleitet. Schwenken des Auslegers erfolgt i. allg. manuell. Der Schwenkbereich ist eingeschränkt. Wandschwenkkrane werden nur noch selten mit Handhebezügen i. allg. mit Elektrokettenzügen oder -seilzügen ausgerüstet, die an manuell verschiebbaren Unterflanschkatzen hängen. Wird die Konsole *1* mit Laufrädern ausgerüstet, die auf parallel zur Wand horizontal verlegten Schienen fahren, entsteht der Wandlaufkran. Ausleger und Konsole sind dann fest miteinander verbunden.

Säulendrehkrane. Für Lasten bis 5 t und Ausladungen bis 10 m. Sie werden i. allg. mit Elektroseil- oder Kettenzügen ausgerüstet und in Werkstätten oder auf kleinen Lagerplätzen eingesetzt (**Bild 98**). Die als Rohr ausgebildete feststehende Säule *1* leitet unten das Lastmoment $M_L = \psi m_L g l$ über Ankerschrauben in den Boden. Hublastbeiwert ψ, s. **Bild 69**. Oben nimmt das Drehlager *2* die Vertikalkraft F_y und die Horizon-

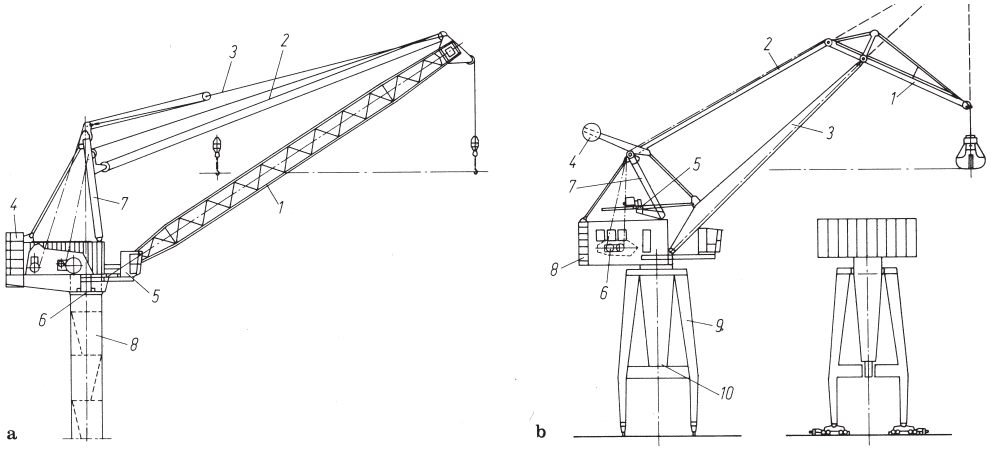


Bild 95a, b. Portaldrehkrane (MAN). **a** Auslegerkran. *1* Ausleger, *2* Hubseil, *3* Auslegereinziehseil, *4* Gegengewicht, *5* Kranführerkanzel, *6* Wälzkörperdrehverbindung, *7* Pylon, *8* Unterteil; **b** Doppellenkerwippkran. *1* Ausleger, *2* Zuglenker, *3* Drucklenker, *4* Ausgleichsgewicht für Lenkersystem, *5* Auslegereinziehwerk (Wippwerk), *6* Hubwerk, *7* Pylon, *8* Gegengewicht, *9* Unterteil, *10* Axialpendellager

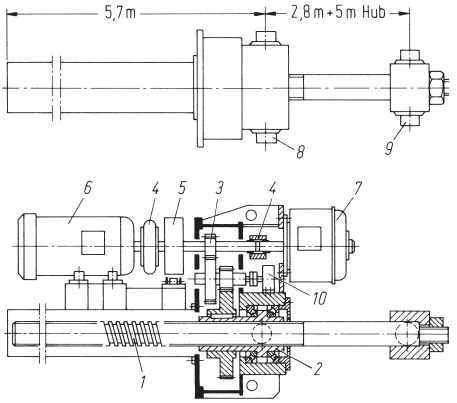


Bild 96. Wippwerk (Krupp). *1* Trapezgewindespindel, *2* Mutter, *3* Getriebe, *4* Kupplung, *5* Bremstrommel, *6* Antriebsmotor, *7* Wirbelstrombremse, *8* Anschlußbolzen zum Kran, *9* Anschlußbolzen zum Auslegersystem, *10* Endschalter

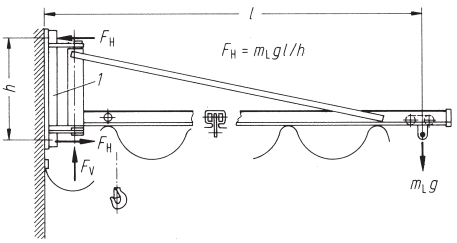


Bild 97. Wandschwenkkran (ABUS). *1* Konsole

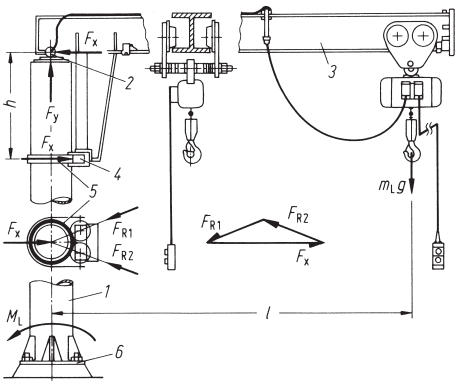


Bild 98. Säulendrehkran (ABUS) (Erläuterungen im Text)

talkraft F_x auf. Die Führung des Auslegers *3* beim Drehen übernehmen zwei Rollen *4*, die sich am Laufring *5* stützen. Das Moment infolge der außermittigen Lage von Last und Kranoberteil erzeugt das Kräftepaar $F_x h$. Drehen erfolgt manuell oder motorisch. In anderen Konstruktionen erfolgt die Drehung in einer Kugeldrehverbindung zwischen Ausleger *3* und fester Säule *1* oder zwischen einer beweglichen Säule und der Bodenplatte *6*.

2.9.6 Autokrane. Mobile cranes

Autokrane (**Bild 99**) mit Tragfähigkeiten von 12 bis 500 t (1 000 t) werden nach DIN 15 018 T 3 berechnet. Sie fahren auf Straßen (bis 80 km/h, zulässige Achslast 12 t) und im ebenen Gelände. Sämtliche Bewegungen werden durch hydraulische Antriebe ausgeführt [43]. Bei schweren Kranen werden Teleskopausleger *1* und Gegengewicht *2* getrennt transportiert und auf der Baustelle durch Schnellmontage angebaut. Geländegängige sog. AT-Krane (All Terrain) haben zusätzliche Radantriebe und eine hydropneumatische Achsfederung für den Radlastausgleich. Während des Hubs stützt sich der Unterwagen *3* auf vier hydraulisch ausfahrbare Stützarme *4*, deren Verbindungslinien als Kippkanten in die Standsicherheitsberechnung eingehen. Autokrane haben bis zu zehn Achsen, wobei die Räder auch einzeln aufgehängt werden können [44]. Die Mehrzahl der Räder werden gelenkt und durch einen Dieselmotor *5* auf dem Unterwagen *3* über ein Automatikschaltgetriebe, Gelenkwellen, Verteilergetriebe und blockierbare Differentialgetriebe angetrieben. Die Steuerung der Fahrbewegung erfolgt aus dem Führerstand *6*. Der drehbare Kranoberwagen besitzt ein eigenes Führerhaus *7* zur Steuerung der Kranbewegungen und einen eigenen Dieselmotor *8* mit verstellbaren Axialkolbenpumpen zur Versorgung des Hubmotors, des Drehwerkmotors und der Hydraulikzylinder für die Auslegerverstellung und -teleskopierung. Die Seilrollen *9* am Kopf des innersten Auslegerrohrs und in der Unterflasche *10* sind aus Polyamid. Der Ausleger (**Bild 100** und **Bild 101**) wird gebildet durch bis zu vier ineinandergesteckte, statisch günstig geformte, geschweißte Mehreckrohre *1* bis *4*

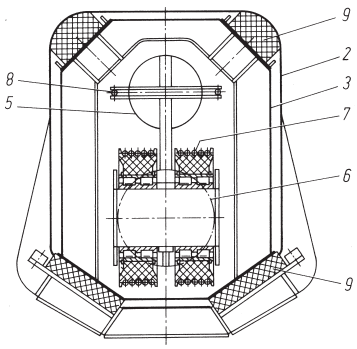


Bild 100. Schnitt durch dreifach teleskopierbaren Ausleger (Liebherr). *2* und *3* Teleskopteile, *5* und *6* einstufige Zylinder, *7* Vorhol-, *8* Rückzugseil, *9* Polyamid-Gleitplatten

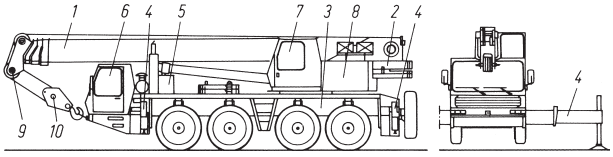


Bild 99. Autokran (Krupp), dreifach teleskopierbar (Erläuterungen im Text)

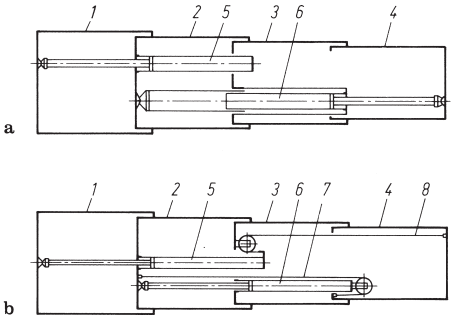


Bild 101 a, b. Dreifach teleskopierbarer Ausleger (Liebherr) mit Anlenkstück *1* und Teleskopteilen *2* bis *4*. **a** Mit einstufigem Zylinder *5* und zweistufigem Zylinder *6*; **b** mit einstufigen Zylindern *5* und *6* sowie Vorholseil *7* und Rückzugseil *8*

aus StE 690 oder StE 885, die gegeneinander auf zwischengeschalteten Polyamidplatten *9* gleiten, und die durch mehrfach teleskopierbare Hydraulikzylinder (**Bild 101 a**) [45], manchmal auch mit einstufigen Hydraulikzylindern in Verbindung mit einem Seilzugsystem (**Bild 101 b**), rasch ausgefahren und auch unter Last verstellt werden können. Bei großen Kranen werden die Auslegerrohre nach dem Ausfahren zur Entlastung der Zylinder gegeneinander formschlüssig verriegelt. **Bild 102 b**: Durch zusätzlichen Anbau eines Spitzenauslegers in Fachwerkbauweise, der zur Vermeidung einer Biegebeanspruchung nach hinten über Seile abgespannt werden kann, lassen sich Hubhöhen über 130 m erreichen. **Bild 102 a**: Die Tragfähigkeit eines Autokrans hängt von der Hubhöhe und der Ausladung ab. Das Lastmoment wird durch Messung der Last, der Auslegerlänge und des Winkels zwischen Auslegerachse und der Horizontalen überwacht. Der Zylinder *1* verstellt die Auslegerneigung auch unter Last.

Bei Kranen größter Tragfähigkeit ist der gesamte Ausleger eine Rohrfachwerkkonstruktion (Gittermastausleger). Er wird

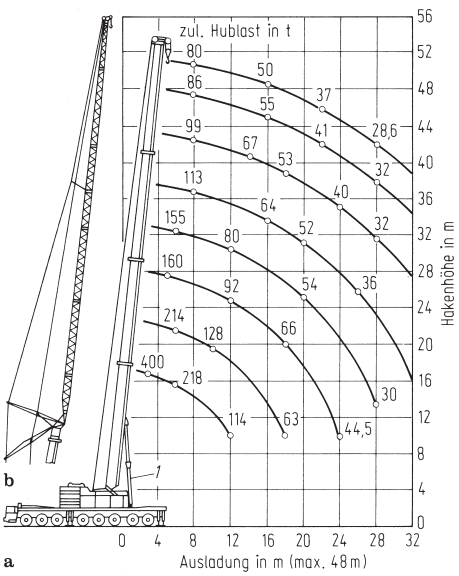


Bild 102 a, b. Autokran (Liebherr). **a** Mit Teleskopausleger und Belastungsdiagramm; es gibt die Tragfähigkeit bei gegebener Hubhöhe und Ausladung an; **b** zusätzlicher Spitzenausleger. *1* Verstellzylinder

auf der Baustelle aus straßentransportierbaren Sektionen zusammengesetzt und gegen das drehbare Oberteil über Seile abgespannt (ähnlich **Bild 102 b**). Der Festpunkt ist das hintere Ende des Oberwagens.

Mobilkrane (Tragfähigkeit bis 80 t). Sie besitzen nur ein Führerhaus und einen Dieselmotor, der über eine hydraulische Drehdurchführung die Verbraucher im Oberwagen versorgt. Bauformen gleisloser Fahrzeugkrane s. VDI-Richtlinie 2395.

3 Stetigförderer. Conveyors

M. Hager, Hannover, und **F. Krause**, Magdeburg

3.1 Förderprinzip, Einteilung, Leistungsfähigkeiten

Conveyor principles, classification and performance criteria

Das *Fördergut* wird in stetigem Fluß von einer Aufgabestelle über einen festgelegten Förderweg zu einer Abgabestelle transportiert. Die kontinuierliche Arbeitsweise ermöglicht die Bewältigung großer Mengen in kurzer Zeit. Je nach Art des Förderers waagerechte, geneigte, senkrechte Förderung über gerade, abgewinkelte oder gekrümmte Strecke möglich. Durch geringe Streckenlast nur leichte Unterstützungskonstruktion sowie kleine räumliche Querschnitte notwendig.

DIN 15201: Benennungen, Bildbeispiele. Es werden Stetigförderer für Schüttgut, für Schütt- und Stückgut und für Stückgut unterschieden. Hier Einteilung nach gleichartigen konstruktiven Gesichtspunkten.

Kennzeichnend für die Leistungsfähigkeit ist die Fördermenge in der Zeiteinheit, der „Fördergutstrom“ als Volumenstrom $\dot{V}$ oder der Massenstrom $\dot{m}$, wobei die Schüttdichte ϱ den Zusammenhang ergibt

$$\dot{m} = \varrho \dot{V}, \tag{1}$$

z. B. $\dot{m}$ in kg/s mit $\dot{V}$ in m^3/s und ϱ in kg/m^3.

Zur Auslegung ist außer dem mittleren der maximal mögliche Fördergutstrom von wesentlicher Bedeutung. Er wird von den zu fördernden Produktions- bzw. Gewinnungsanlagen vorgegeben. Vergleichmäßigung durch Puffer mit Zustelleinrichtung möglich.

3.2 Stetigförderer, Zug- und Tragorgan vereinigt (Gurtförderer)

Belt conveyors with same component for hauling and carrying

Ein endloser Gurt, am einen Ende um eine Antriebstrommel, am andern um eine Umlenktrommel geführt und dazwischen durch Tragrollen gestützt, fördert das Gut von der Aufgabe- zur Abgabestelle (**Bild 1**). Gurtführung im Obertrum flach oder gemuldet, im Untertrum flach, aber auch leicht gemuldet. Zum Übertragen der Umfangskraft der Antriebstrommel auf den Gurt Vorspannung erforderlich.

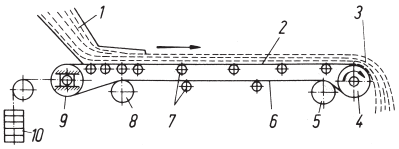


Bild 1. Schema eines Gurtförderers. *1* Gutaufgabe, *2* oberes Gurttrum, *3* Gutabgabe, *4* Antriebstrommel, *5* Ablenktrommel, *6* unteres Gurttrum, *7* Tragrollen, *8* Ablenktrommel, *9* Umlenktrommel, *10* Spanngewicht

3.2.1 Gurtarten. Types of belt

Fördergurt mit zugfesten Einlagen

Verfügbar sind Fördergurte mit Textil- oder Stahlseil-Einlagen, Aufbau **Bild 2**. Die Einlagen (auch Festigkeitsträger) werden durch Elastomer (Gummi oder Weich-PVC) miteinander verbunden, verfüllt und abgedeckt. Gegenüber der einfachen Ausführung werden für harte Betriebsverhältnisse Schutzeinlagen in Kante und Deckplatten eingearbeitet. Stahlseilgurte meist ohne Gewebeeinlagen, zum Schutz gegen Durchschlag auch mit Querarmierung, z. B. Polyamid-Cordfäden in den Deckplatten.

Bei den *Fördergurten mit Textileinlagen* wird die Gewebequalität gekennzeichnet durch den Werkstoff (Kennbuchstaben) und die gewährleistete Bruchfestigkeit (Nennzugfestigkeit), z. B. in N/mm Breite in Längsrichtung im fertigen Gurt. Neben Gewebeeinlagen aus Baumwolle (B) und Zellwolle (Z) solche höherer Zugfestigkeit aus Chemiefasern: Polyamid (P, Perlon, Nylon), Polyester (E, Diolen, Trevira, Terylene), Aramid (D, Kevlar, Twaron). Zur Erzielung günstiger technologischer Eigenschaften des Gewebes für Längsfäden (Kette) und Querfäden (Schuß) verschiedene Faserwerkstoffe z. B. hochfeste, dehnungsarme Polyesterfäden in der Kette und dehnungsfähigere Polyamidfäden im Schuß (EP). Für den Einsatz in verlöschenden Gurten unter Tage auch Mischzwirne, z. B. Eb/Pb. Zahl der Einlagen bis 4, Festigkeit einer Gewebelage bis 400 N/mm in Längs-, bis ca. 100 N/mm in Querrichtung.

Kennzeichnung der Gurtart durch die genannten Kennbuchstaben für das verwendete Gewebe, die Nennzugfestigkeit je mm Breite und die Anzahl der Lagen, mit der diese Festigkeit erzielt wird, z. B. EP 250/2 oder EP 400/3 mit einer Einzellagenfestigkeit von jeweils 125 N/mm Breite. Bruchdehnung bei Gummigurten mit Baumwolleinlagen etwa 14 %, mit Chemiefasereinlagen 10 bis 12 %. Wichtiger ist zur Auslegung des Spannwegs die elastische Betriebsdehnung, die 1 bis 2 % bei üblicher Ausnutzung der Nennfestigkeit von 10 bis 20 % beträgt. Vor allem mit Rücksicht auf die Endlosverbindungen sowie wegen zusätzlicher, durch geometrische Verhältnisse (z. B. im Auf- und Abmuldungsbereich) aufgezwungener Beanspruchungen werden Sicherheiten gegen die Nennfestigkeit im Bereich von 5 bis 10 gewählt. Hierbei sind auch die Anfahrkräfte zu berücksichtigen, s. a. **U 3.2.2**.

Für Fördergurte mit Textileinlagen für allgemeine Verwendungszwecke gilt DIN 22 102. Wegen der Forderung nach Schwerentflammbarkeit, Selbstverlöschen und Antistatik DIN 22 109 Fördergurte mit Textileinlagen für den Steinkohlenbergbau [1]. Sonderausführungen für steileres Fördern durch Oberflächenmusterung der Tragseite (Fischgräten-, Pyramiden-, Riffelmuster). Zusätzliches Stützen von Schütt- oder Stückgut durch Querleisten (Kastenband) oder pfeilförmig angeordnete Stollen. Spezielle Ausführung des Kastenbands ist der ungemuldete Wellkantengurt, für Steilförderung mit Querstollen geeignet für alle Neigungen bis zur Senkrechtförderung (**Bild 2 d**).

Für den innerbetrieblichen Transport Textilfördergurte aus weich eingestelltem PVC (Polyvinylchlorid) mit zwei, max. drei Lagen aus leichtem Polyester- auch Baumwollgewebe, mit dünnen Deckplatten bis 1 mm, teilweise ohne Deckplatten auf Tragrollen oder Gleitflächen laufend.

Unter Tage Einsatz von schweren, durchgewebten Textileinlagen (**Bild 2 b**) mit Festigkeiten bis 4 000 N/mm und sehr guter Durchschlagfestigkeit. Häufig als PVG-(PVC/Gummi-)Gurt ausgeführt mit PVC im Gewebekern und Gummideckplatten zur Erzielung einer Kombination von technologisch wichtigen Eigenschaften. Sehr gut geeignet für Einsatz von mechanischen Haken-Verbindungssystemen zur schnellen Montage beim Verkürzen und Verlängern von bestehenden Anlagen.

Für Anlagen mit großen Achsabständen oder großen Förderhöhen wurde der *Fördergurt mit Stahlseileinlagen* entwickelt. Er vereinigt hohe Zugfestigkeit mit geringer Dehnung und guter Muldungsfähigkeit. Ausführung nur in Gummi [1–3] (**Bild 2 c**).

Kennbuchstabe St, Nennzugfestigkeit, üblich in N/mm Gurtbreite. Aufbau, technologische Daten, Verbindungen für die Zugkraftstufen St 1000, St 1250, St 1600, St 2500, St 3150 DIN 22 131, für Untertage-Bergbau DIN 22 129, schwerentflammbare Stahlseil-Fördergurte DIN 22 103. Höhere Festigkeiten als St 4500, St 6600, St 7500 und St 7800 ausgeführt. Bruchdehnung etwa 2 %, Betriebsdehnung ca. 0,15 %, daher Eignung der Stahlseilgurte für lange Anlagen, heute bis 12 km, bei kurzen Spannwegen.

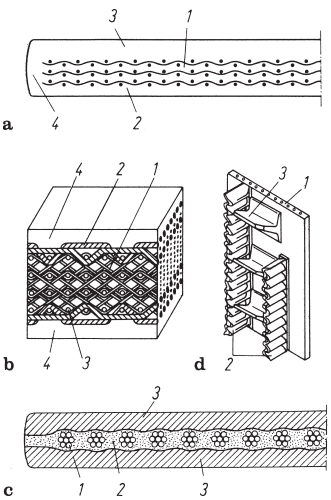


Bild 2 a–d. Gurtarten. **a** Fördergurt mit Textileinlagen, *1* Einlagenpaket aus Gewebebahnen und Gummibindeschichten, *2* untere, *3* obere Gummideckplatte, *4* Gummiseitenkante; **b** einlagiger, durchgewebter Fördergurt mit PVC-Kern, *1* zugtragende Polyesterkette, *2* abdeckende Baumwollkette, *3* Polyamidschuß in vier Ebenen, *4* Deckplatte (PVC oder Gummi) (Clouth AG, Köln); **c** Gewebefreier Stahlseilgurt, *1* Stahlseile, *2* metallbindender Innengummi, *3* Gummideckplatten; **d** Wellkantengurt, *1* Stahlseilgurt, *2* Wellkanten (Gummi), *3* Querstollen (Gummi) (C. Scholtz GmbH, Hamburg)

Drahtgurte

Stahl- oder Metalldrahtgurte als: Drahtglieder-, Drahtgeflecht-, Drahtösenbänder für schweres Fördergut; Stangen- und Drahtgewebebänder für leichteste Güter. Anwendung auch für heiße und glühende Schütt- und Stückgüter, ferner als Entwässerungs- und Trocknungsbänder [4].

Stahlband

Das aus Kohlenstoffstahl, kalt gewalzt und gehärtet (1 200 N/mm^2 Zugfestigkeit) hergestellte Stahlband (0,4 bis 1,6 mm stark) ist besonders für den Transport harter Mineralien oder gesinterten Materials sowie von feuchtem oder klebendem Gut geeignet. Anwendung auch in Bad- und Trockenöfen und in Arbeitstischen bei der Fließfertigung. Meist ebene Führung jedoch auch leichte Muldung möglich. Sonderausführungen aus rostbeständigem, hartgewalztem Chromnickelstahl, mit Gummischicht umkleidet. Sowohl das nackte als auch das

gummibelegte Stahlband erfordern angepaßte Gestaltung der stützenden Tragrollen oder Gleitflächen, der Antriebs- und Umlenktrommeln und der Spannvorrichtung (Sandvik Process Systems GmbH, Fellbach).

3.2.2 Berechnungsgrundlagen
Fundamentals of calculation

DIN 22101: Gurtförderer für Schüttgüter. Grundlagen für die Berechnung und Auslegung, und [5].

Fördergutstrom, Füllquerschnitt, Fördergeschwindigkeit

Fördergutstrom. Er folgt aus dem *Gutquerschnitt („Füllquerschnitt") A*, der Fördergeschwindigkeit v und der Schüttdichte ϱ als *Volumenstrom* $\dot{V}$ oder *Massenstrom* $\dot{m}$ zu

$$\dot{V} = vA, \quad \dot{m} = \dot{V}\varrho \tag{2}$$

z. B. mit v in m/s, A in m^2 und ϱ in kg/m^3.
Großförderbandanlagen für Abraumbewegung in Braunkohlentagebauen erreichen Fördergutströme bis zu 10000 kg/s.

Füllquerschnitt. Der Berechnung des Füllquerschnitts bei waagerechter Förderung können für dreiteilige Muldensätze die in **Bild 3** dargestellten geometrischen Verhältnisse zugrunde gelegt werden. Dabei ist ein dynamischer Böschungswinkel des Förderguts β vorzugeben. Man geht von der Gurtbreite B aus und setzt für

$$B < 2000\,\text{mm} \quad b = 0{,}9\,B - 50\,\text{mm}$$

und für

$$B \geqq 2000\,\text{mm} \quad b = B - 250\,\text{mm}.$$

Damit ergibt sich der *theoretische* Füllquerschnitt, der auch der Berechnung des *Nennfördergutstroms* zugrunde gelegt werden kann, zu:

$$\begin{aligned} A_{\text{th}} = & A_{1\,\text{th}} + A_{2\,\text{th}} = 0{,}25[l_{\text{M}} + (b - l_{\text{M}})\cos\lambda]^2 \tan\beta \\ & + 0{,}5[l_{\text{M}} + 0{,}5(b - l_{\text{M}})\cos\lambda](b - l_{\text{M}})\sin\lambda. \end{aligned} \tag{3}$$

Der praktisch mögliche Fördergutstrom wird beeinflußt durch Korngröße und -form, inneren Reibungswinkel, dynamischen Böschungswinkel, Übergabegeometrie, Aufschüttverhältnisse, Geradlauf des Gurts, Gleichmäßigkeit der Gutaufgabe und damit Vorhaltung einer Reserveförderkapazität. Daher Abminderung des theoretischen Füllquerschnitts um Faktor φ_{Betr}. Bei geneigter Förderung berücksichtigt der Abminderungsfaktor φ_{St}, daß $A_{1\,\text{th}}$ reduziert wird. Damit wird der Nennvolumenstrom abhängig von Förderguteigenschaften, Betriebs- und Anlagendaten

$$\dot{V}_{\text{N}} = \varphi_{\text{Betr}}\,\varphi_{\text{St}}\,v A_{\text{th}} \tag{4}$$

mit $0{,}5 \leqq \varphi_{\text{Betr}} \leqq 1{,}0$; so kann $A_{1\,\text{th}} = 0$ sein bei wechselndem Fördergut mit stark fließenden Eigenschaften. Mit dem größten Neigungswinkel der Anlage $\delta_{\max}$ ist für $\delta_{\max} \leqq \beta$

$$\varphi_{\text{St}} = 1 - \frac{A_{1\,\text{th}}}{A_{\text{th}}}\left(1 - \sqrt{\frac{\cos^2\delta_{\max} - \cos^2\beta}{1 - \cos^2\beta}}\right). \tag{5}$$

Wird in Gl. (3) $l_{\text{M}} = 0$ gesetzt, so erhält man den Füllquerschnitt für zweiteilige Muldensätze und bei $l_{\text{M}} = 0$ und $\lambda = 0$ denjenigen für den flachen Gurt (s. a. DIN 22101). Normalerweise werden wegen vereinfachter Lagerhaltung für die Bildung des Muldensatzes gleich lange Tragrollen verwendet. Bei dreiteiligen Muldensätzen können dann den Gurtbreiten die in **Tab. 1** angeführten Tragrollenlängen und Tragrollendurchmesser zugeordnet werden. Die Wahl einer kürzeren Mitteltragrolle ergibt einen bis um 15 % größeren Füllquerschnitt (z. B. **Bild 21**). In Gutaufgabestellen auch fünfteilige Muldensätze [6].

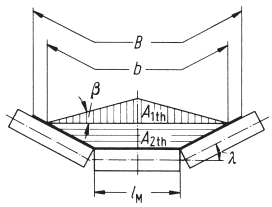


Bild 3. Geometrische Verhältnisse zur Berechnung des Füllquerschnitts bei dreiteiligen Muldenrollensätzen

Siehe hierzu auch Gurtförderer für den Kohlenbergbau unter Tage: DIN 22112: Tragrollen. – DIN 22111: Leichtes Traggerüst. – DIN 22114: Schweres Traggerüst.

Fördergeschwindigkeit. Die Bewegung großer Massen (Erdbau, Braunkohlentagebau) verlangt hohe *Gurtgeschwindigkeiten* bis zu 7,5 m/s. Erz und andere stark schleißende Schüttgüter werden z. Z. mit bis 3,3 m/s befördert. Kesselbekohlungsanlagen und Kohleförderung unter Tage 2 bis 3 m/s; Getreideförderer 1 bis 2 m/s; stark staubende Güter (Mehl, Zement) 1 m/s; trag- und fahrbare Förderer für den Baubetrieb 1 m/s. Für Stückgutförderung und Fließfertigung von 2 m/s abwärts bis zu kleinsten Geschwindigkeiten.

Bewegungswiderstände und Leistungsbedarf

Bewegungswiderstände. Sie bestehen bei einer Gurtförderanlage im Beharrungszustand [5] aus *Reibungswiderständen*, an Aufgabestellen auch aus Beschleunigungswiderständen, und bei geneigten Anlagen dazu aus dem *Steigungswiderstand* $\pm F_{\text{St}}$.
Bei den Reibungswiderständen (und Trägheitswiderständen) unterscheidet man:

Hauptwiderstände F_{H} (auf der Strecke). Laufwiderstand der Tragrollen (Lager- und Dichtungsreibung), Walkwiderstand von Gurt (Gurteindrückung an den Tragrollen, Schwingbiegung des Gurts) und Fördergut (Fördergutwalkung).

Nebenwiderstände F_{N} (an einzelnen Anlagenstellen). Trägheits- und Reibungswiderstände F_{aA} zur Beschleunigung des Förderguts an Aufgabestellen, Schurrenreibung $F_{\text{sch A}}$, falls dort Schurren vorhanden, von geringerer Bedeutung i. allg. Gurt-Umlenkwiderstand F_{l} beim Lauf über die Trommeln, Trommellagerwiderstand F_{t} (ohne Antriebstrommeln) [7].

Sonderwiderstände F_{S}. Sie können auf der Strecke vorhanden sein als Sturzwiderstand F_{ε} (durch zur besseren Gurtführung schräg zur Förderrichtung gestellte äußere Tragrollen), als Widerstand an Materialführungsleisten F_{sch} und an einzelnen Anlagenstellen als Widerstände durch Gurtreiniger F_{r}, durch

Tabelle 1. Normale Gurtbreiten, Tragrollenlängen und Tragrollendurchmesser in mm

Gurtbreite B	Muldenrolle l[a])	Rollendurchmesser D wahlweise	
500	200	63,5	89
650	250	63,5	89
800	315	89	108
1000	380	108	133
1200	465	133	159
1400	530	133	159
1600	600	133	159
1800	670	159	194
2000	750	159	194
2200	800	194	219
2400	900	194	219
2600	950	194	219
2800	1000	219	
3000	1100	219	

[a]) Länge der Flachrolle $\approx 3 \times l$

U

Tabelle 2. Beiwert C in Abhängigkeit von der Förderlänge L (Richtwerte)

L in m	80	100	150	200	300	500	900	2000	≧4000
C	1,9	1,8	1,6	1,5	1,3	1,2	1,1	1,04	1,03

Abstreicher oder Abwurfwagen, durch stellenweise Materialführungsleisten F_s.

Steigungswiderstand F_{St}. Er ist aus gesamter Förderhöhe H und der auf die Längeneinheit bezogenen Masse aus Fördergut m'_F zu ermitteln.

Leistungsbedarf. Die von der Antriebstrommel auf den Gurt zu übertragende Umfangskraft wird damit

$$F_U = F_H + F_N + F_S \pm F_{St}.$$

Für Anlagen mit Achsabständen über 80 m können die Hauptwiderstände mittels eines Gesamtreibungsbeiwertes f berechnet und die Nebenwiderstände durch einen von der Anlagenlänge abhängigen Beiwert C (**Tab. 2**) berücksichtigt werden. Er ist definiert durch

$$C = (F_H + F_N)/F_H.$$

Unter diesen Voraussetzungen wird die Umfangskraft

$$\begin{aligned} F_U &= CF_H + F_S \pm F_{St} \\ &= CLf\,g[m'_R + (2m'_G + m'_F)\cos\delta] + F_S \pm m'_F\,gH. \end{aligned} \tag{6}$$

Für kleine Anlagen-Neigungen ($\cos\delta \approx 1$) läßt sich vereinfacht schreiben

$$F_U = CLf\,g[m'_R + 2m'_G + m'_F] + F_S \pm m'_F\,gH.$$

Die am Umfang der Antriebstrommel erforderliche Antriebsleistung ergibt sich dann zu

$$P_U = F_U\,\upsilon$$

und die Motorleistung zu

$$P_{Mot} = P_U/\eta_{ges}$$

mit $\dot{m}$ Fördergutstrom (Massenstrom), m'_F Masse des Förderguts je Längeneinheit ($m'_F = \dot{m}/\upsilon$), m'_R Masse der drehenden Teile der Tragrollen je Einheit der Förderlänge (Ober- und Untertrum), m'_G Masse des Gurts je Längeneinheit, υ Gurtgeschwindigkeit, H gesamte Förderhöhe, δ Neigungswinkel der Anlage, η_{ges} Gesamtwirkungsgrad aller Übertragungsglieder zwischen Gurt und Motorwelle ($\approx 0{,}8 \ldots 0{,}97$).
Die Masse je Längeneinheit wird üblich in kg/m, v in m/s, L und H in m eingesetzt.

Werte für f bei Wälzlagerung und Labyrinthdichtung der Tragrollen: 0,017 gut verlegte Anlagen mit leichtlaufenden Tragrollen und Fördergut mit geringer innerer Reibung; 0,020 normal ausgeführte Anlagen; 0,023 bis 0,035 ungünstige Betriebsbedingungen; staubiger Betrieb, Fördergut mit großer innerer Reibung, gelegentliche Überladungen, extrem niedrige Temperaturen, gering gespannte Anlagen.

Für stark abwärtsfördernde Anlagen (generatorischer Betrieb der Antriebe) soll aus Sicherheitsgründen der Reibwert sehr klein angenommen werden: $f = 0{,}012 \ldots 0{,}016$ Zur Verfeinerung bei der Wahl des f-Werts, insbesondere auch zur Berücksichtigung der Außentemperatur [5, 22].

Sonderwiderstände F_S. Beispielhaft wird der Rechenansatz für den *Sturzwiderstand* dargestellt: Der an einer auf Sturz unter dem Winkel $\varepsilon (= 1 \ldots 3°)$ in Förderrichtung gestellten Tragrolle, auf die eine Normalkraft F_{NR} wirkt, beträgt: $F_{\varepsilon R} = \mu_\varepsilon F_{NR} \cdot \sin\varepsilon$. Damit wird der Sturzwiderstand für dreiteilige Muldensätze mit gleich langen Tragrollen auf der Anlagenlänge L im Obertrum

$$F_\varepsilon = LC_\varepsilon \mu_\varepsilon g(m'_G + m'_F)\cos\delta \cdot \sin\varepsilon$$

und für zweiteilig gemuldete Tragrollen im Untertrum

$$F_\varepsilon = L\cos\lambda\,\mu_\varepsilon g\,m'_G \cdot \cos\delta \cdot \sin\varepsilon$$

(L Länge der Anlage mit auf Sturz gestellten Tragrollen, C_ε Belastungsfaktor: $\approx 0{,}4$ bei Muldungswinkel $\lambda = 30°$, $\approx 0{,}5$ bei Muldungswinkel $\lambda = 45°$, [8], $= \cos\lambda$ bei zweiteiligen Muldensätzen, μ_ε Reibwert zwischen Gurt und Tragrolle $\approx 0{,}3$).

Nebenwiderstände F_N**.** Bei kürzeren Anlagen mit $L < 80$ m, insbesondere bei kurzen Abzugs- und Beschleunigungsbändern, können zwar die Hauptwiderstände pauschal berechnet werden aus $F_H = fLg(m'_R + 2m'_G + m'_F)$; die Nebenwiderstände sind jedoch gesondert zu ermitteln.
Hierfür gelten die Beziehungen:

Trägheits- und Reibungswiderstand im Beschleunigungsbereich an der Aufgabestelle zwischen Fördergut und Gurt

$$F_{aA} = \dot{m}(\upsilon - \upsilon_0),$$

Reibungswiderstand zwischen Fördergut und seitlichen Führungsleisten im Beschleunigungsbereich

$$F_{schA} = \frac{\mu_2 \dot{m}^2 g}{\varrho\left(\frac{\upsilon + \upsilon_0}{2}\right)^2} \cdot \frac{l_a}{b^2},$$

mit υ_0 Zuführungsgeschwindigkeit des Förderguts in Förderrichtung, l_a Beschleunigungsstrecke mindestens $l_{amin} = (\upsilon^2 - \upsilon_0^2)/(2\mu_1 g)$, b lichte Weite zwischen den Führungs-(Schurren-)leisten, $\mu_1 = 0{,}5 \ldots 0{,}7$ Reibwert zwischen Fördergut und Gurt, $\mu_2 = 0{,}5 \ldots 0{,}7$ Reibwert zwischen Fördergut und Schurrenwand, z. B. mit l_a und b in m, $\dot{m}$ in kg/s, υ in m/s und ϱ in kg/m^3.
Gurtbiegewiderstand beim Lauf über die Trommeln und Trommellagerwiderstand nicht angetriebener Trommeln sind fast immer vernachlässigbar klein gegenüber den vorgenannten Widerständen. Im Bedarfsfall Berechnung nach [5, 7, 11].

Gurtzugkräfte und ihre Einleitung in den Gurt

Siehe [12]. Die Gurtzugkraft F_{T1} errechnet sich aus der Eytelweinschen Gleichung $F_{T1}/F_{T2} \leqq \exp(\mu\alpha)$ und der Beziehung $F_U = F_{T1} - F_{T2}$ (**Bild 4**) zu

$$F_{T1} = F_U[1 + 1/(\exp(\mu\alpha) - 1)] \tag{7}$$

(μ Reibwert zwischen Gurt und Antriebstrommel: Werte für μ: Blankgedrehte Trommel naß 0,1, trocken 0,35 bis 0,4; Trommel mit Gummireibbelag (pfeilförmig angeordnete Nuten) schlüpfrig feucht 0,3, trocken 0,45 (im Mittel 0,35) [13] (s. **G 6**)).
Aus den beiden angeführten Beziehungen ergibt sich auch die für die Übertragung der Umfangskraft F_U erforderliche Kraft

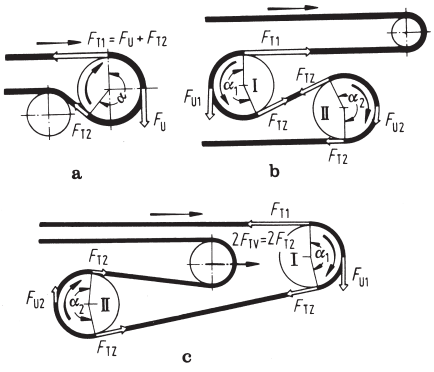


Bild 4 a–c. Kräfte an der Antriebstrommel. **a** Eintrommelantrieb; **b** Zweitrommelantrieb für beengte Verhältnisse (z. B. unter Tage); **c** Zweitrommelantrieb am Kopf von Großförderanlagen

$F_{T2} = F_U/(\exp(\mu\alpha) - 1)$. Wird F_{T2} größer als diesem Ausdruck entspricht, etwa infolge Hangabtriebs bei stark geneigt aufwärts fördernden Anlagen oder zur Vermeidung zu großen Gurtdurchhangs, so ist F_{T1} als Summe aus dieser größeren Kraft F_{T2} und F_U zu ermitteln.

Doppeltrommelantrieb, wenn Übertragungsfähigkeit eines Eintrommelantriebs bei mäßiger Vorspannung F_{T2} nicht ausreicht oder die maximale Gurtzugkraft verringert werden soll. Theoretische Verteilung der Umfangskraft F_U auf die beiden angetriebenen Trommeln (**Bild 4**) mit $F_U = F_{U1} + F_{U2}$:

$$F_{U1}/F_{U2} = \exp(\mu\alpha_2)(\exp(\mu\alpha_1) - 1)/(\exp(\mu\alpha_2) - 1).$$

Praktische Aufteilung 2 : 1 (**Bild 15**), zuweilen auch 1 : 1 unter Verzicht auf beste Ausnutzung der Übertragungsfähigkeit der Trommel *I*, jedoch unter Ausnutzung aller Anbaumöglichkeiten gleicher Antriebe (**Bild 16**). Bei langen horizontalen und schwach geneigten Anlagen Aufteilung auch auf Kopf- und Heck der Anlage und zwar so, daß über die Hecktrommel etwa die Widerstandskräfte im Untertrum eingeleitet werden.

Der *Kräfteverlauf* längs des Fördergurtes ist in **Bild 5** für waagerechte Förderung und vollständige Ausnutzung des Umschlingungswinkels α schematisch dargestellt; Kräfte im Gurt sind senkrecht zu ihrer Wirkungslinie aufgetragen. Größe der Vorspannkraft F_{TV} bestimmt durch Ablaufkraft F_{T2}. Bei kürzeren Gurtförderern Aufbringen der Vorspannkraft an der Umlenktrommel. Bei längeren Anlagen Spannvorrichtung dicht am Ablaufpunkt, ergibt kleinste Vorspannkraft ($F_{TV} = F_{T2}$) und nimmt die beim Anfahren anfallende Gurtlängung auf.

Ausgehend von Ablaufkraft $F_{T2} = F_{T1} - F_U = F_U/(\exp(\mu\alpha) - 1)$ kommen auf dem Weg des Untertrums dessen Bewegungswiderstände F_{Wu} dazu und nach Gurtumlenkung die Widerstände im beladenen Obertrum F_{Wo}. Insgesamt sind $F_{Wo} + F_{Wu} = F_U$ zu überwinden. F_{Wo}/F_{Wu} 5 : 1 bis 4 : 1. Kurve längs des Umschlingungsbogens α der Antriebstrommel logarithmische Spirale. Abnahme der Gurtzugkraft auf Antriebstrommel von F_{T1} auf F_{T2} hat Verringerung der Gurtdehnung zur Folge, so daß Gurt gegenüber Trommelbewegung etwas zurückbleibt (Dehnschlupf). Wird der Reibungsschluß zwischen Gurt und Trommel unterbrochen (z. B. zu geringe Vorspannkraft), so tritt Gleitschlupf auf. Normalerweise wird im Beharrungszustand der Umschlingungsbogen nur teilweise zur Kraftübertragung ausgenutzt; dann tritt der Dehnschlupf nur auf dem von F_{T2} an sich aufbauenden *Nutzungsbogen* φ_N auf, während der Gurt auf dem nicht ausgenutzten Bogenteil, dem *Ruhebogen*, ohne Schlupf läuft (**Bild 6**). Zur Ergänzung dieser vereinfachten Darstellung [13, 14].

Dehnschlupf bedingt, daß bei Zweitrommelantrieb Trommel *II* mit etwas geringerer Umfangsgeschwindigkeit laufen

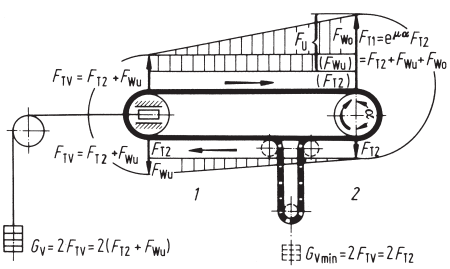


Bild 5. Kräfteverlauf längs eines horizontalen Fördergurts zur Ermittlung der Vorspannkraft F_{TV} im Beharrungszustand. *1* Umlenktrommel, *2* Antriebstrommel

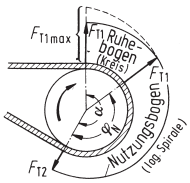


Bild 6. Ausnutzung des Umschlingungswinkels α

müßte als Trommel *I*. Bei Antrieb durch einen Motor daher Ausgleichgetriebe zwischen beiden Antriebstrommeln erforderlich; bei Antrieb mit getrennten Motoren Anwendung von Flüssigkeitskupplung hinter Käfigläufermotor oder angepaßter Trommeldurchmesser oder stärker lastabhängige Drehzahlcharakteristik des Motors *II* (fester Schlupfwiderstand) bei Schleifringläufermotorantrieb.

Die *Gurtauslegung* wird unter Zugrundelegung der im Beharrungszustand auftretenden größten Gurtzugkraft F_{T1} und einer Sicherheitszahl S vorgenommen. Bedeuten noch B die Gurtbreite, K_z die Zerreißfestigkeit des Gurts je Längeneinheit der Gurtbreite, so besteht die Beziehung

$$F_{T1}S = BK_z. \tag{8}$$

Sicherheitszahl $S = 6 \ldots 10$ bei Gurten mit Gewebeeinlagen (Einlagenzahl bis 4) und $S = 5 \ldots 9$ bei Stahlseilgurten [3], s. a. DIN 22101.

Anlaufverhältnisse

Bei kurzen und wenig belasteten Anlagen nehmen Motor und Gurt die beim Anfahren auftretenden Mehrbelastungen mit genügender Sicherheit auf. Lange und hochbelastete Anlagen haben erheblichen Losbrech- und Trägheitswiderstand. Für das Losbrechen kann das 1,2- bis 1,5fache des Beharrungswiderstands angesetzt werden; daher auch Beschleunigungsvorgang so einrichten, daß Beschleunigungskraft mindestens einen 0,2fachen Überschuß über die Beharrungskraft aufweist und den 0,5fachen nicht überschreitet. Begrenzen des Anfahrdrehmoments bei Verwendung von Drehstrom-Asynchronmotoren mit Schleifringläufer durch vielstufig wirkenden Anlasser; bei Käfigläufer-Motoren Flüssigkeitskupplung (mit Füllungsverzögerung) oder Magnetpulverkupplung [15]. Zur Begrenzung der Amplituden von Longitudinalschwingungen im Gurt ist die Anstiegszeit des Moments ausreichend zu bemessen; Näheres in [16].

Die Beschleunigungszeit t_a kann genau genug ermittelt werden aus

$$t_a = [(2m'_G + m'_F)\,L + \sum J_{Tr}/(0{,}5\,D_{Tr})^2 + \sum J_R/(0{,}5\,D_R)^2]\,v/F_a \tag{9}$$

mit v Gurtgeschwindigkeit, L Förderlänge, D_{Tr} Trommeldurchmesser, D_R Tragrollendurchmesser, m'_G Masse des Gurts je Längeneinheit, m'_F Masse des Förderguts je Längeneinheit, J Massenträgheitsmoment (Trommel Index Tr, Tragrolle Index R), F_a Trägheitskraft $F_a = (0{,}3 \ldots 0{,}5)F_U$; gesamte Umfangskraft beim Anlauf $F_{UA} = (1{,}3 \ldots 1{,}5)F_U$, z. B. t_a in s mit L und D in m, J in kg m^2, F_a in N, v in m/s und m' in kg/m.

Die Vorspannkraft muß für Anfahren ebenfalls den 1,2- bis 1,5fachen Betrag gegenüber dem Beharrungszustand haben, d. h. die Spannvorrichtung ist für den Anfahrzustand auszulegen; damit ist bei Gewichtsspannvorrichtungen diese erhöhte Vorspannkraft auch im Beharrungszustand vorhanden; gesteuerte Verringerung möglich bei elektrischer Spannwinde.

3.2.3 Konstruktionselemente und Baugruppen
Conveyor system components and subassemblies

Tragrollen

Ausrüstung. Durchweg mit Wälzlagern (Rillenkugellager dauergeschmiert, selten mit Nachschmiermöglichkeit).

Zwei Bauarten: Kappenlagerung (**Bild 7a**); *Festachse* (**Bild 7b, c**). Rollenmantel gerolltes, geschweißtes Blech, selten nahtlos gezogenes Rohr; Rollenboden aus tiefgezogenem Stahlblech (**Bild 7b**), geschmiedet (**Bild 7a, c**), auch aus Guß.

Dichtung: Labyrinthdichtung, Nilos Blechdichtringe sowie gesickte Blechabschlußscheibe (**Bild 7b, c**); nur Fettrillen (**Bild 7a**); bei Dichtungsausbildung und Fettauswahl auf geringen Laufwiderstand achten, besonders bei niedriger Umgebungstemperatur. Unwuchten vermeiden [6, 19, 22 , 23].

Die Tragrollen werden in Halterungen aus Blech (oder Temperguß) eingelegt, dabei diejenigen für das gemuldete Gurt-Obertrum in Tragstühlen zusammengefaßt. Bei backendem Fördergut Ausrüstung der Untergurt-Tragrollen mit Gummi-Stützringen (**Bild 8**). Untertrumstützung bei breiteren Gurten durch zweiteilige Tragrollensätze mit 10 bis 15° Neigung der Einzelrollen (**Bild 21**). Zur Milderung der Stoßbeanspruchung des Gurts an Aufgabestellen enggestellte Polsterrollensätze (**Bild 9a–c**). Bei Ausfall der Lager und Blockieren bei Polsterrollen allerdings Brandgefahr für die Gummiringe.

Bildung von Muldensätzen auch in Girlandenform durch Aneinanderreihung von Festachs-Rollen mittels Gelenken. Gelenkverbindung mit Rundstahl-Kettengliedern oder Laschenkettengliedern (**Bild 10**). Drei-, seltener fünfteilige Rollengirlandensätze für Aufgabestellen (ohne Polsterringe) [6, 17].

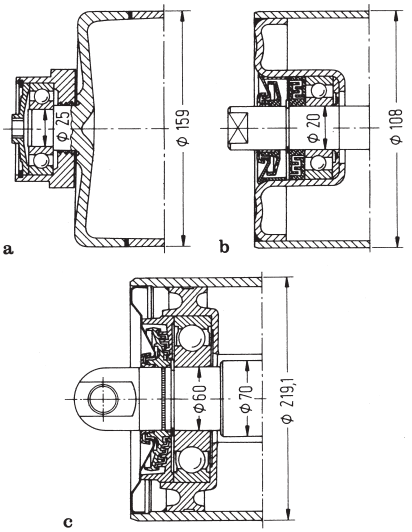


Bild 7a–c. Tragrollenausführungen. **a** Kappenlagerung; **b, c** Festachse (Precismeca, Sulzbach/Saar)

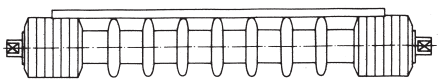


Bild 8. Untertrum-Tragrolle mit Gummi-Stützringen

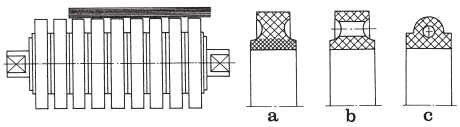


Bild 9a–c. Polsterrolle und Ausführungen der Polsterringe. **a** Mit weicher äußerer auf härterer innerer Gummischicht; **b** mit Speichen; **c** mit Hohlprofil

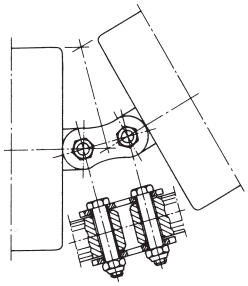


Bild 10. Gelenkverbindung zur Bildung von Rollengirlanden (Precismeca, Sulzbach/Saar)

Tragrollenabstand. Er wird bestimmt durch den zulässigen Gurtdurchhang. Unter Vereinfachung der tatsächlichen Verhältnisse kann die Gleichung der Seilparabel zugrunde gelegt werden. Im beladenen Trum:

$$\text{Gurtdurchhang:}\quad h = [l^2(m'_G + m'_F)g]/(8F_T),$$

$$\text{relativer Gurtdurchhang:}\quad h/l = [l(m'_G + m'_F)g]/(8F_T). \quad (10)$$

Für das unbeladene Trum ist $m'_F = 0$ zu setzen (F_T Gurtzugkraft, m'_G Masse des Gurts je Längeneinheit, m'_F Masse des Förderguts je Längeneinheit, l Tragrollenabstand, g Fallbeschleunigung), z. B. F_T in N, l und h in m, m' in kg/m und g in m/s^2.

Relativer Durchhang $\leqq 0{,}01$, d. h., der maximal zulässige Wert des Durchhangs h soll 1 % des Tragrollenabstands l nicht überschreiten. Wählt man einen zulässigen Wert und setzt ihn in die entsprechenden Gleichungen ein, so Zuordnung von Tragrollenabständen zu den längs der Förderstrecke herrschenden Gurtzugkräften möglich (Staffelung). Bei großen Tragrollenabständen Belastbarkeit der Tragrollen nachprüfen! (Lebensdauer der Rollenkugellager und Durchbiegung der Rollenachse); s. [12, 19, 22].

Verfahren zur Gurtlenkung. Sie beruhen auf der Richtwirkung einer schräg zur Förderrichtung gestellten Tragrolle. Hierzu bei mehrteiligen Muldensätzen Stellung der seitlichen Tragrollen auf Sturz (Anordnung um 1 bis 2° in Förderrichtung geschwenkt); auch besondere Lenkrollenstühle in Abständen von 30 bis 50 m. Muldenrollensatz, auf Drehzapfen gelagert und mit gegen Stuhlmitte versetzten Lenkrollen versehen (**Bild 11**).

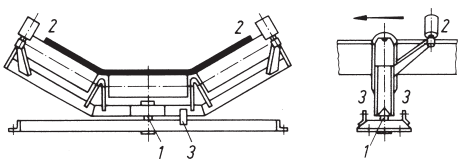


Bild 11. Muldenrollensatz als Lenkrollenstuhl. *1* Drehzapfen, *2* Lenkrollen, *3* Anschläge

Tabelle 3. Richtwerte der Antriebstrommel-Durchmesser D in mm für Fördergurte mit Gewebeeinlagen in Abhängigkeit von der Einlagenzahl z

Einlagenqualität	B 60	EP 160	EP 200	EP 250	EP 315	EP 400	EP 500
Trommeldurchmesser D	$100z$	$150z$	$175z$	$200z$	$225z$	$250z$	$275z$

Tabelle 4. Mindest-Durchmesser von Antriebs-, Spann- oder Umlenktrommeln und Knicktrommeln für Stahlseilgurte in mm

	Antriebstrommel		Spann- u. Umlenktrommel		Knicktrommel
Ausnutzung der Gurtzugkraft bei $S=8$	100%	60%	100%	60%	–
St 1000, St 1250	800	630	630	630	400
St 1600, St 2000	1000	800	800	630	500
St 2500, St 3150	1250	1000	1000	800	500
St 4000, St 5400	1500	1250	1250	1000	630

Ursachen für Schieflauf des Gurts: schlecht ausgerichtetes Traggerüst, einseitige Bandbeladung, Mängel an Gurt-Verbindungsstellen, unregelmäßige Verschmutzung von Tragrollen und Trommeln.

Der Lenkeffekt kann durch entsprechende Einstellung der Rollen genutzt werden, um bei in Kurven verlegten Anlagen die den Gurt austreibenden Kräfte mit Reibungskräften auszugleichen. Dabei muß dafür gesorgt werden, daß der Reibungsbeiwert zwischen Gurt und Rolle unter allen Betriebsbedingungen möglichst konstant bleibt; Abdeckungen gegen Feuchtigkeit sind notwendig [20, 21].

Antriebs-, Spann- und Umlenktrommeln, Knicktrommeln

Trommeldurchmesser je nach Gurtart und Zugkraftausnutzung wählen (**Tab. 3** und **4**).

Bei Verringerung der zulässigen Gurtzugkraft um 25 bis 50 % kann der nächstkleinere Trommeldurchmesser der Normzahlenreihe gewählt werden. Spann- oder Umlenktrommeln erhalten Durchmesser $D_1 \approx 0{,}8D$; Knicktrommeln $D_2 \approx 0{,}6D$.

Die Trommeln werden aus Stahl in Schweißkonstruktion hergestellt, Naben auch aus Stahlguß, Antriebstrommeln auf ihre Welle aufgekeilt, aufgeschrumpft, oder mit Spannsätzen mit konischen Ringen befestigt; blank oder mit Belägen aus Gummi oder Polyurethan belegt (**Bild 12** und **13**), Spann-, Umlenk- und Knicktrommeln laufen oft mit in ihren Naben befestigten Wälzlagern auf festen Achsen (**Bild 12b**); Trommelböden mit gleichbleibender oder veränderlicher Stärke (Turbinenböden **Bild 13**); keine Rippen!

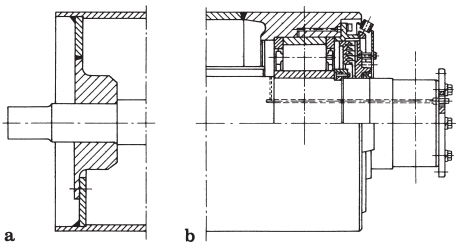


Bild 12a, b. Spann- oder Umlenktrommel. **a** Nabe auf Achse aufgeschrumpft oder aufgekeilt: obere Hälfte, Stirnwand angeschweißt; untere Hälfte, Stirnwand angeschraubt (für niedrige Beanspruchungen); **b** Festachse, Lagerung als Pendelrollen- oder Zylinderrollenlager, letztere auf Achsdurchbiegung abstimmen (Rheinbraun AG, Köln)

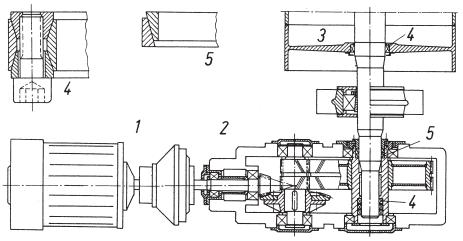


Bild 13. Antriebseinheit. *1* Motor und Kupplung, *2* Steckgetriebe, *3* Trommel (Trommelboden aus Stahlguß), *4* Spannsatz mit konischen Ringen, *5* Spannelemente mit konischen Ringen

Ihre Beanspruchungsweise ist in **Bild 14** dargestellt. Stärke t des Trommelmantels wird nach der Biegetheorie der Kreiszylinderschale berechnet. Größte Spannungen in Trommelmitte an der Außenseite in Umfangsrichtung, vgl. σ_φ in **Bild 14a** für den Fall gleicher Trumkräfte ($F_{T1} = F_{T2}$), wie bei Spann- oder Umlenktrommeln; σ_φ ist dort senkrecht zur Mantellinie über dem Umschlingungswinkel φ aufgetragen; Maxima und Minima bei etwa 110° bzw. 70°. Bei Antriebstrommeln ($F_{T1} > F_{T2}$) kommt noch ein asymmetrischer Anteil hinzu, der die Größe der Spannungen nur unwesentlich verändert, die Verteilungsfunktion aber etwas gegen F_{T1} verschiebt. Die Stirnwände werden als Kreiszylinderplatte berechnet. In radialer Richtung auftretende Biegespannung σ_r (**Bild 14b**), ausgezogen bei $h = \text{const.}$, strichpunktiert bei Turbinenboden. **Bild 14c** gibt die Verformungen wieder; dort auch Übernahme eines Teils M_N des Biegemoments M der Welle durch die Stirnwand ersichtlich, der um so kleiner wird, je weicher die Stirnwand ist; zwischen den Naben verbleibt für die Welle der meist größere Anteil M_W [24].

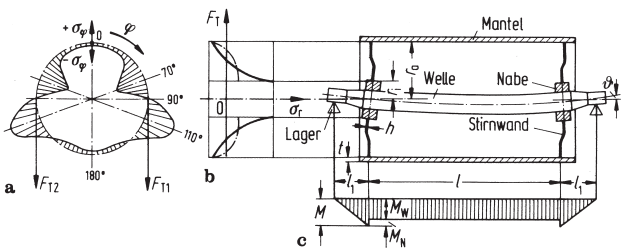


Bild 14. Beanspruchung von Förderbandtrommeln (Erläuterungen im Text)

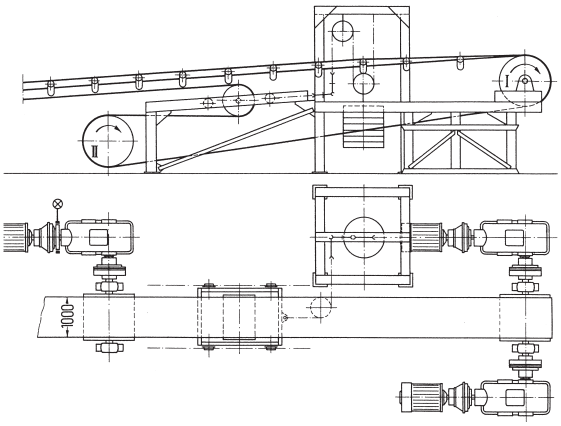


Bild 15. Zweitrommelantrieb mit drei gleichen Käfigläufermotoren und füllungsverzögerten Strömungskupplungen für waagerechte Förderbandanlage 1200 m Länge, 1400 m³/h bei 4 m/s Gurtgeschwindigkeit. Stahlseilgurt. Antriebstrommeln nur von sauberer Gurtseite berührt. Vorspannkraft durch seitlich angebrachtes Spanngewicht. Zum raschen Stillsetzen Doppel-Backenbremse mit Bremslüfter auf Antrieb *II*

Antriebs- und Spannstationen

Antriebsstationen. Bei kleinen ortsfesten, tragbaren oder fahrbaren Gurtförderern *Antrieb* durch Käfigläufermotor/Keilriemen- und Zahnradvorgelege/Trommel. Vereinigung von Motor und Vorgelege innerhalb der Trommel: Elektro-Fördergurttrommel (serienmäßig bis etwa 20 kW, Einzelfertigung bis 150 kW). Anordnung meist am Kopf der Anlage; bei fahrbaren Anlagen und Auslegern zum Vermeiden der Kopflastigkeit auch am Aufgabeende (hohe Gurtbeanspruchung auch im Untertrum).

Mittlere und große Anlagen sind meist am Kopf angetrieben. Trommelantrieb durch ein oder zwei Antriebseinheiten: Motor/Kupplung (elastische oder Anlaufkupplung)/Getriebe/Kupplung/Trommel (auf festem Rahmen) (**Bild 15**) oder Motor/Kupplung/Steckgetriebe/Trommel; Trommelwellenstumpf trägt hier die davorliegenden Antriebselemente, deren Tragrahmen mit Drehmomentenstütze abgefangen ist: Tatzlagerung (**Bild 13**).

Für stark ansteigend fördernde Anlagen Anbau einer Rücklaufsperre an zweite Stufe eines Getriebes oder *Schlingbandbremsen* auf den Getriebeeingangswellen.

Zur Bewältigung größter Massenströme (bis 40000 t/h) im Tagebaubetrieb Einsatz von transportablen Antriebsstationen und -umkehren (Eigenmasse 700 t) (**Bild 16**). Mobilität wird erreicht durch eigenverfahrbare Transportraupen oder durch anbaubare, hydraulisch betätigte Schreitwerke. Vorspannung von Seilwinde auf im Betrieb fest eingestellte Spanntrommel aufgebracht. Einsatz von Asynchronmaschinen mit Schleifringläufern (zur Begrenzung des Anfahrmoments), Kegelstirnradgetriebe über Flanschkupplungen zur schnellen Montage an der Trommelwelle stirnseitig angeschraubt. Einzelantrieb 2000 kW, vier Einheiten an der Station, zwei an der Umkehre, Gurtbreite 2800 mm, Gurtgeschwindigkeit 7,5 m/s, Muldungswinkel 43°, Mitteltragrolle $l_M = 600$ mm [17, 18, 29].

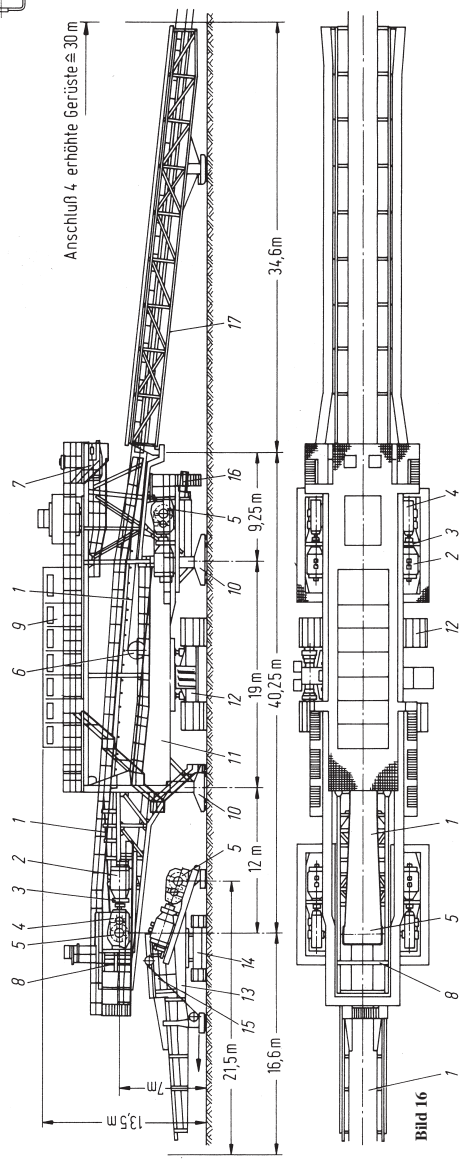


Bild 16. Transportable Antriebsstation für Massengutförderung im Tagebaubetrieb (4 × 2000 kW) mit transportabler Umkehre (2 × 2000 kW), 40000 t/h bei 7,5 m/s Gurtgeschwindigkeit. *1* Fördergurt St 4500, *2* Motor 2000 kW (Schleifringläufer), *3* Scheibenbremse, *4* Zweistufiges Kegelstirnradgetriebe, *5* Antriebstrommel, *6* Spanntrommel, *7* Spannwinde, *8* Prallplatte, *9* Elektrische Einrichtungen, *10* Standponton, *11* Längsträger zum Andocken der Transportraupe, *12* Transportraupe für Masse von 700 t, *13* Umkehre mit 2 Antrieben, *14* Transportraupe für Masse von 200 t, *15* Aufgabetrichter, *16* Schmutzfanggurt, *17* Auflaufbrücke (Krupp Fördertechnik GmbH, Duisburg; Rheinbraun AG, Köln)

Weitere Antriebsformen. Ein- oder Zweitrommelantrieb am Kopf und Eintrommelantrieb am Heck (für wenig abwärts fördernde Anlagen günstig; auch für schwere etwa waagerechte Anlagen) gegebenenfalls zusätzlicher Mittelantrieb zur Verringerung der maximalen Gurtzugkräfte; reversierbare Anlagen, angetrieben in Mitte Untertrum oder an einem der Enden oder an beiden. Einleitung von Antriebskraft in den Gurt auch durch angetriebene *Treibgurte*, die durch Reibung das aufliegende Ober- oder angepreßte Untertrum mitnehmen [25].

Spannstationen. Für trag- und fahrbare Gurtförderer, auch für ortsfeste Kleinanlagen Spindelspannvorrichtungen (**Bild 17a**); zum Begrenzen der Vorspannung auch gefedert (**Bild 17b**).

Bei größeren Anlagen wird bewegliche Spannstation erforderlich. Spanntrommel auf Spannwagen gelagert dicht am Kopfantrieb (**Bild 15**) oder in senkrechten Führungen fahrend. Spannkraft durch Gewicht oder Winde. Gewichte erzeugen konstante Vorspannkraft; fest eingestellter Achsabstand bedingt im Ruhezustand größere Vorspannkraft, damit im Betrieb die noch notwendige vorhanden ist (**Bild 18**). Einstellen der *Windenzugkraft* von Hand oder elektromotorisch nach Anzeige eines eingebauten Dynamometers. Elektrische Spannwinde gestattet auch Ausbildung selbsttätiger Einstellung der Windenzugkraft zwischen zwei Grenzwerten oder Regelung auf konstante Größe (**Bild 16**).

Vorzusehender *Spannweg* abhängig von Achsabstand und Betriebsdehnung der Gurtart. Wird zulässige Gurtzugkraft voll ausgenutzt, so kann gerechnet werden mit Betriebsdehnungen von etwa: 2 % bei Baumwoll-, 1,5 % bei Chemiefaser- und 0,15 % bei Stahlseil-Einlagen.

Fördergutaufgabe, -übergabe und -abgabestellen

Fördergutaufgabe. Möglichst in Laufrichtung und unter Vermeidung größerer Fallhöhen. Bei Schüttgütern Anbringen von Trichtern und Zulaufschurren, deren Kanten mit Gummileisten gegenüber dem laufenden Gurt abgedichtet werden. Schonende Aufgabe von Schüttgütern mit verschiedener Körnung durch Anbringen eines Rosts, auch Rollenrosts (bei kohäsivem Fördergut Verstopfungsgefahr!).

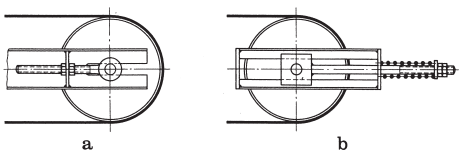


Bild 17a, b. Spindelspannvorrichtungen. **a** Mit Druckschraube; **b** mit gefederter Zugschraube

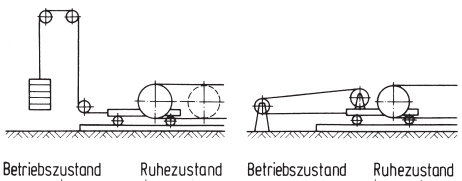


Bild 18a, b. Wirkung einer Gewichts- oder Winden-Vorspanneinrichtung auf die Gurtzugkraft. **a** Spannstation mit konstanter Vorspannkraft; **b** Spannstation mit fest einstellbarem Achsabstand

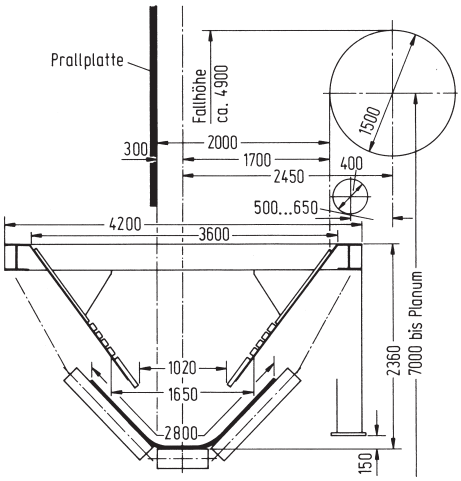


Bild 19. Rechtwinklige Übergabe mit Gurtbreite 2800 mm (Rheinbraun AG, Köln)

Fördergutübergabe. Winklig angeordnete Übergabestellen erhalten einstellbare Prallplatten zum mittigen Beschicken des abfördernden Gurts (**Bild 19**).

Zur Vermeidung von Anbackungen bei kohäsivem, klebrigem Fördergut Ausrüstung der Prallplatten mit profilierten Gummischürzen [26].

Fördergutabwurf (-abgabe). Meist über Kopf am Anlagenende; auf der Förderstrecke durch einseitige oder pflugförmige Abstreifer oder Abwurfwagen (Gurtschleifenwagen). Der längs der Förderstrecke verfahrbare Gurtschleifenwagen gibt entweder in einen Trichter ab, von dem das Schüttgut seitlich durch ein oder zwei Rohre weitergeleitet wird, oder wirft es auf ein nachgeschaltetes Querband ab. Zum Beseitigen der nach dem Fördergutabwurf noch am Gurt haftenden Schüttgutreste Anordnung von gewichts- oder federbelasteten Abstreifern bestehend aus nachstellbaren Gummileisten; für breite Gurte und klebriges Schüttgut: Fächerabstreifer. Rotierende Abstreifer mit Gummilamellen oder Perlonborsten nur bei leichtem, wenig backendem Schüttgut. Pflugabstreifer auf dem Gurtuntertrum vor Trommeln. Zur Trommelreinigung bei blanken Trommeln Stahlabstreifer mit festen oder querbeweglichen Vorrichtungen: glatte oder kammartige Stahlschiene, Abstreiffinger. Gummibeläge auf Trommelmänteln vermindern Anbackungen [9, 10]. Verschmutzung der Untergurt-Tragrollen und Schmutzansammlung unter dem Untertrum werden vermieden durch Wenden des Gurts im Untertrum hinter dem Antrieb und vor der Umkehre.

Stützkonstruktionen

Die Traggerüste bestehen aus Längsholmen und Stützen aus U-Normal- oder Abkantprofilen; Quersteifigkeit durch die aus U-Profilen, dachförmig gestellten Winkeleisen oder Rohren gebildeten Träger der Muldensätze; zuweilen eingefügte Diagonalverbände verhindern Längsverschiebungen, Abdeckbleche verhindern Untergurtverschmutzung (**Bild 20**).

Bei umlegbaren und rückbaren Gurtförderanlagen werden die Traggerüste aus einzelnen Stößen gebildet, die auf Stahlschwellen gelagert sind (**Bild 21**). Über das deformierende Rücken von Gurtförderanlagen s. [27].

Abgedeckte, leicht auf- und abbaubare Gurttraggerüste für unter Tage DIN 22111. Stationäre Anlagen dort zuweilen mit Traggerüsten, die mit nachstellbaren Ketten oder Seilen am Grubenausbau oder dem Gestein hängend befestigt sind.

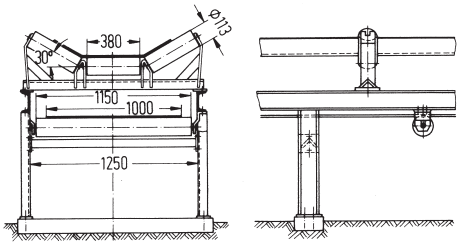


Bild 20. Ortsfestes Traggerüst. Tragrollen mit Festachse

Rollengirlanden können auch an längs der Förderstrecke ausgespannten, vielfach unterstützten Tragseilen angebracht werden: *Tragseil-Gurtförderer*.

Gurtlenkkonstruktionen

Zur Führung von Gurten für die Steilförderung, z. B. Wellkantengurt mit Stollen (s. a. **Bild 2 d**), werden zur Erzielung sehr kleiner Vertikalradien Umlenkscheiben und eng gestellte, durchgehende Rollen eingesetzt. Aufgabe des Förderguts auf horizontaler Strecke und Einstellung von Neigungen zwischen 0 und 90° möglich (**Bild 22**). Bei vertikaler Lage angepaßt an die Eigenschaften des Festigkeitsträgers Drehen der beiden Trume um die vertikale Achse ohne Stützung durch Rollen ausführbar [28]. Dadurch Einstellmöglichkeit einer veränderbaren, winkligen Lage zwischen den horizontalen Strecken (Aufgabe und Abgabe).

3.3 Stetigförderer, Zug- und Tragorgan getrennt

Conveyors with separate components for hauling and carrying

3.3.1 Gliederförderer

Conveyors with articulated links

Gleichartige Förderelemente (Platten, Tröge, Kästen, Becher, Gehänge, Kratzer) sind an einem endlosen Zugmittel (Rundstahlkette, Laschenkette, Sonderkette, Gurt, Drahtseil) in gleichen Abständen aneinandergereiht. Die in DIN 22 200 angegebenen Berechnungsgrundlagen beziehen sich auf Platten- und Kastenband- sowie Trogbandförderer. Sinngemäße Anwendung auch auf Kreisförderer. DIN 22 200 behandelt nur Berechnungsgrundsätze von *Gliederbandförderern*.

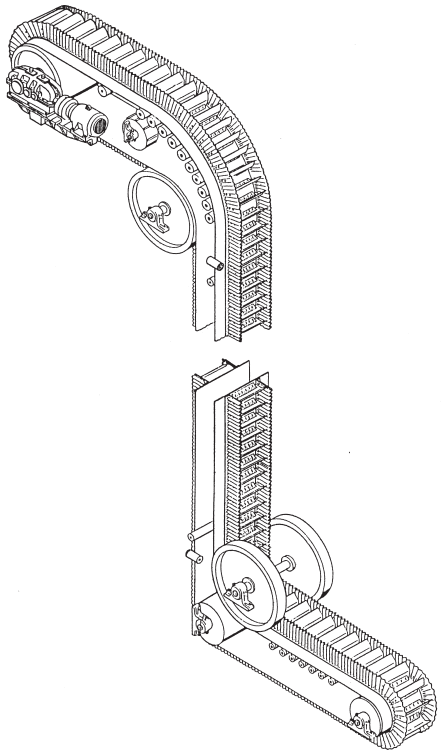


Bild 22. Führung eines Wellkantengurtförderers (Scholtz GmbH, Hamburg)

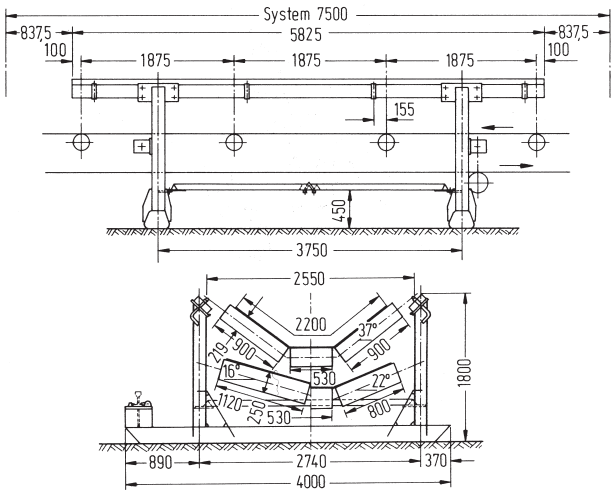


Bild 21. Rückbarer Traggerüststoß eines Langstreckengurtförderers. Rollengirlanden an festen Längsholmen (oben), an einer Stütze (unten). Fördergutstrom 17 000 t/h bei 6,5 m/s Fördergeschwindigkeit (Rheinbraun AG, Köln)

Gliederbandförderer

Je nach Ausbildung der Tragglieder: *Platten-, Trog-* und *Kastenbänder;* sie überdecken sich gelenkig; bei Plattenbändern für Stückgut auch stumpf aneinanderstoßend.

Zugmittel (s. **G 6**). Zerlegbare Gelenkketten oder Stahlbolzenketten mit ein- oder zweiseitigen Befestigungslappen; an Stelle der Tempergußausführung Buchsenförderketten mit gekröpften Stahllaschen; für schwereren Betrieb auch Stahlgelenkketten mit geraden Laschen (DIN 8165 und DIN 8175), oder als Buchsenketten mit glatten oder Bund-Laufrollen DIN 8166, Rundstahlketten DIN 764 auch in hochfester Sonderausführung, hauptsächlich für Trogbänder. Anordnung zwei- oder einsträngig; letztere erforderlich bei kurvengängigen Gliederbändern.

Tragglieder. Leisten oder Platten aus Holz oder Stahl für Stückgut-Plattenbänder. Für Schüttgut sich überdeckende Platten. Bei den Trogbändern überdecken sich auch die hochgezogenen Seitenwände schuppenförmig (**Bild 23**). Kasten werden gebildet durch eingezogene Querwände.
Anordnung im Abstand von 1 bis zu 12 Kettenteilungen. Bei kurvengängigen Gliederbändern zusätzlich Führungsrollen mit senkrechter Achse.

Abstützung. Sie erfolgt beim Gliederband durch Laufrollen und Führungsschienen; selten schleifend oder auf Stützrollen. Meist werden die mit Bund (Spurkranz) versehenen Laufrollen auf im Zugmittel befestigten Steck- oder durchgehenden Achsen fliegend mittels Wälzlagern gelagert (**Bild 23 b–d**).

Antrieb und Umlenkung. Sie erfolgen durch Kettenräder oder Kettensterne (Turasse) aus Grau- oder Stahlguß. Fördergeschwindigkeiten 0,1 bis 1,2 m/s. Lange Trogbandförderer erfordern Anlaufkupplungen (z. B. Flüssigkeitskupplung); hier auch Zwischenantrieb anwendbar, bei dem kurze endlose Kette mit Mitnehmern in die Förderkette eingreift. An Umkehre gefederte Spindelspannvorrichtung (**Bild 17 b**).

Anwendung. Holz- und Stahlplattenbänder für Stückgüter, insbesondere in der Fließfertigung. Trogbänder für schwere, grobstückige, stark schleißende, auch heiße Stück- oder Schüttgüter, z. B. kurze Bunker-Austragbänder, Förderbänder für Kohle und Berge unter Tage (Fördergutstrom bis 300 t/h, Förderlänge bis 400 m mit Antrieb am Kopf und Schluß des Bands; größere Längen mit Zwischenantrieben); bei Steigungen (bis 50°) Kastenbänder (z. B. für Koksverladung).

Becherwerke

Senkrecht- oder Schrägbecherwerke (Elevatoren) mit Bechern als Tragorgan, die am Zugorgan (Gurt, Ein- oder Zweistrangkette) befestigt sind. Selbstschöpfend (Schöpfbecherwerk) (**Bild 24 a**), oder durch Aufgabetrichter beschickt (Aufgabebecherwerk). Schnellaufende Gurt-Becherwerke bis 2,5 m/s Gurtgeschwindigkeit; Ketten-Becherwerke mit 1,0 bis 1,2 m/s oder langsam mit 0,3 bis 0,5 m/s Kettengeschwindigkeit. Die Becher sind in größerem Abstand oder in dichter Folge angebracht (Vollbecherwerk) (**Bild 24 b**). Antrieb und Umlenkung (Spannung) über Trommeln, Rollen oder Kettenräder. Offen und fahrbar (Becherwerkslader) oder in geschlossenem Gehäuse (Kastenschlot oder Doppelschlot).
Abwurf über Kopf in Abgabeschurre unter Wirkung der Zentrifugalkraft (**Bild 24 a, b**) (ab 0,8 m/s); bei Vollbecherwerken Schüttgut durch Rinne am Becherrücken geführt (**Bild 24 b**). Langsame Becherwerke erfordern Ablenkung des Leertrums nach innen (**Bild 24 c**), oder schütten zwischen den Kettensträngen aus, Mittenaustrag (**Bild 24 d**).

Zugmittel und Tragglieder. Bei den Gurtbecherwerken werden die Becher am Textil-, Gummi- oder Drahtgurt mittels Tellerschrauben und Tellerscheiben angebracht: DIN 15236 T 1 und DIN 15237; auch *Segment*-Befestigung ausgeführt (**Bild 25 a**); bei Verwendung von Gummigurten mit Stahlseileinlagen für Hochleistungsbecherwerke Befestigung an aufgeklebten Gummiprofilleisten (*Schwingmetall*) (**Bild 25 b**). Befestigung der Becher an Stahlbolzenketten, Rundstahlketten (gemäß DIN 15236 T 4) oder Buchsenketten durch Schrauben. Becherformen (0,1 bis 140 l) je nach Schüttgut genormt (DIN 15231/35) aus Blech, auch aus Leichtmetall oder Kunststoff (**Tab. 5**).

Antrieb und Umlenkung. Antriebswelle im Becherwerkskopf trägt Antriebstrommel bzw. Antriebsrollen, Antriebskettenräder oder Turasse. Ungleichförmige Kettengeschwindigkeit, die zusätzlich Trägheitskräfte im Zugorgan ergibt, wird in Kauf genommen. Die Umkehre im Becherwerksfuß wird

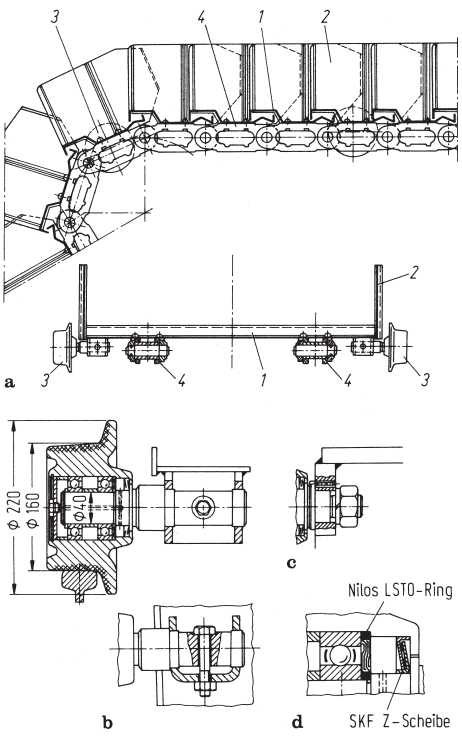


Bild 23. a Plattenband mit seitlichen Borden, *1* Platten, *2* Borde, *3* Laufrollen, *4* Ketten; **b** Laufrolle mit Befestigung durch Steckachse; **c** Befestigung mit Mutter; **d** Lagerdichtung (Aumund, Rheinberg)

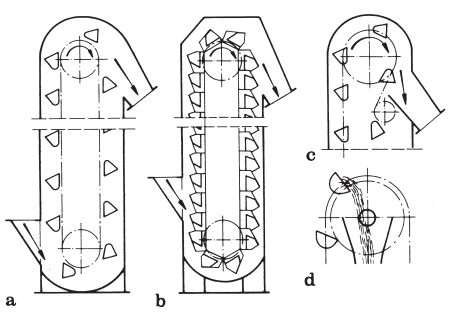
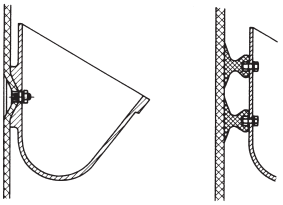


Bild 24 a–d. Becherwerke. **a** Schöpfbecherwerk (Abwurf durch Zentrifugalkraft); **b** Vollbecherwerk (Abwurf durch Zentrifugalkraft); **c** Becherführung bei Abwurf durch Schwerkraft; **d** Schwerkraftentleerung mit Mittenaustrag



a b

Bild 25 a, b. Becherbefestigung bei Gurtbecherwerken. **a** Segmentbefestigung bei Gurten mit Gewebeeinlagen; **b** Schwingmetallbefestigung bei Gurten mit Stahlseileinlagen

Tabelle 5. Senkrechtbecherwerke mit Bechern (DIN 15234) (Beumer, Beckum)

Becherbreite in mm	160	200	250	315	400	500	630	800
Becherinhalt[a]) in l	1,5	2,4	3,75	6	9,5	15	21,6	37,5
Fördergutstrom[b]) in m^3/h	10	16	21	33	52	72	100	140
Antriebsleistung[c]) in kW	2,6	2,9	3,7	4,4	6,6	9,2	12	19

[a]) Wasserinhalt bei senkrechter Becherlage.
[b]) Für 1,15 m/s Fördergeschwindigkeit und 75% Füllungsgrad.
[c]) Für 20 m Achsabstand und normales Fördergut.

durch Schraubenspindel (ohne oder mit Feder) oder gewichtsbelasteten Hebel gespannt. Bei Antrieb durch Käfigläufermotor Turbokupplung als Anfahrhilfe.

Anwendung. Zur Schräg- und Senkrechtförderung (ab etwa 50°) auf Höhen bis 60 m (max. bis 120 m), Fördergutstrom bis 400 kg/s. Gurtbecherwerke für Getreide und andere leichte Schüttgüter. Kettenbecherwerke in Kies-, Kohle-, Erz-Aufbereitungsanlagen, in der Industrie der Steine und Erden; als Bestandteil von Eimerketten-Naßbaggern.

Fördergutstrom. Er ergibt sich aus dem Becherinhalt (*Wasserinhalt*) V, dem Füllungsgrad φ, der Schüttdichte ϱ, der Fördergeschwindigkeit v und dem Becherabstand a zu

$$\dot{V} = (V\varphi v)/a, \quad \dot{m} = (V\varphi\varrho v)/a, \tag{11}$$

z. B. mit V in m^3, v in m/s, a in m und ϱ in kg/m^3. Füllungsgrad $\varphi = 0{,}6 \ldots 0{,}8$ bei kleinstückigem, $0{,}4 \ldots 0{,}5$ bei grobstückigem Schüttgut; auch bei größeren Fördergeschwindigkeiten kleinere Füllungsgrade.

Leistungsbedarf und Kräfte im Zugorgan. In Anlehnung an DIN 22200 und [30] berechnet sich die Beharrungsleistung P_U an der Antriebswelle zu P_U = Hubleistung + Reibungsleistung + Schöpfleistung

$$P_U = \dot{m}gH + P_R + P_S,$$

z. B. mit P in kW für $\dot{m}$ in kg/s, H in m und g in m/s^2. Für die Reibungsleistung kann bei Senkrecht-Kettenbecherwerken geschrieben werden

$$P_R = Hgf[\dot{m} + (2m'_B + 2F_{TV}/Hg)v], \tag{12}$$

mit H Förderhöhe, f Gesamtverlustbeiwert (abhängig von Vorspannkraft F_{TV}; $f = 0{,}07$ bei kleiner, 0,03 bei großer Vorspannkraft), m'_B Masse eines leeren Becherstrangs pro Längeneinheit. F_{TV} Vorspannkraft je Becherstrang (herrührend von Spanngewicht, Spannspindeln oder sonstigen Spanneinrichtungen, einschließlich Gewichtskraft der unteren Umlenktrommel). Der bei Gurtbecherwerken auftretende Umlenkwiderstand beim Biegen des Gurts um die Trommeln sowie der Trommellagerwiderstand können vernachlässigt werden.
Die bei Becherwerken erforderliche *Schöpfleistung* P_S kann mit Hilfe der Diagramme **Bild 26** und **Bild 27** (aus [30]) ermittelt werden:

Bild 26 zeigt die spezifische Schöpfarbeit in Abhängigkeit von der Bechergeschwindigkeit v in m/s für verschiedene Materialien. Die Kurven wurden experimentell an einem Becherwerk mit 400 mm Becherbreite, einer Becherausladung l von 0,224 m bei einer Becherfolge von mehreren Sekunden gewonnen. Bei anderer Becherausladung und anderen zeitlichen Becherfolgen sind die Diagrammwerte mit einem Minderungsfaktor K zu multiplizieren, der in **Bild 27** über der „relativen zeitlichen Becherfolge" aufgetragen ist; diese beträgt nach der Zahlenwertgleichung: $t_F = 0{,}224\,a/(lv)$, wobei a in m der Becherabstand und l in m die Becherausladung sind. Für einen Fördergutstrom $\dot{m}$ in kg/s wird mit den Diagrammwerten A_S in Nm/kg und K die Schöpfleistung in W

$$P_S = KA_S\dot{m}. \tag{13}$$

Die Motorleistung P_{Mot} ergibt sich aus P_U durch Division durch den Getriebewirkungsgrad $\eta_a \approx 0{,}90$ und gegebenenfalls den der Turbokupplung $\eta_T \approx 0{,}97$.
Die *größte Zugkraft* im Ketten- oder Gurtstrang für den Beharrungszustand folgt aus der Umfangskraft an Antriebsrädern (an der Antriebstrommel) und der Becherstrangmasse zu

$$F_{T1} = P_U/v + m'_B gH + F_{TV}. \tag{14}$$

Bei schnellaufenden Becherwerken ist zu beachten, daß der Anteil der Zugkraft, der durch den Schöpfwiderstand verursacht wird, beim Schöpfen von Null über einen Mittelwert F_S bis zu einem Wert von $2F_S$ etwa geradlinig ansteigt und eben-

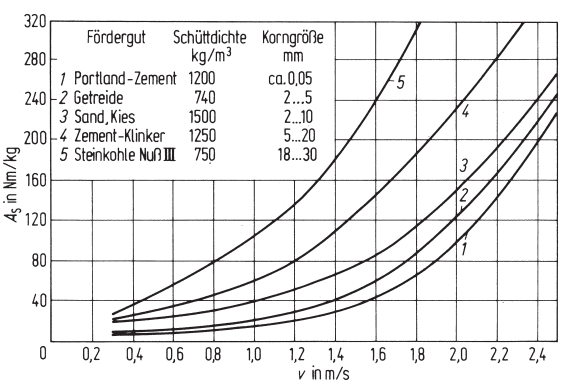


Bild 26. Spez. Schöpfarbeit A_S als Funktion der Bechergeschwindigkeit v für verschiedene Fördergüter [30]

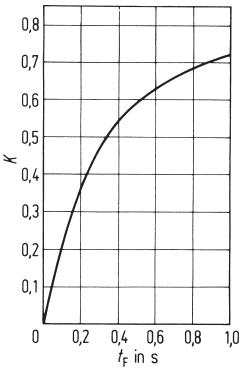


Bild 27. Minderfaktor K in Abhängigkeit von der relativen zeitlichen Becherfolge t_F [30]

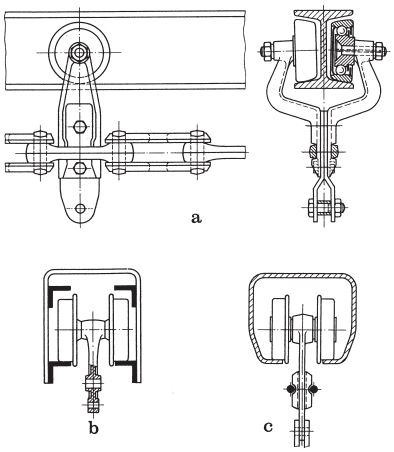


Bild 28a–c. Kreisförderer. **a** Laufrollenpaar mit Steck-Kette auf I-Laufbahn; **b** Winkelschienen-Laufbahn; **c** Kastenprofil-Laufbahn

so wieder auf Null abfällt. Der Höchstwert $F_{S\max}$ ist aus der Schöpfleistung zu ermitteln

$$F_{S\max} = 2F_S = 2 \cdot P_S/v.$$

Die höchste Zugkraft während des Anfahrens kann durch eine Turbokupplung zwischen Motor und Getriebe auf das 1,5fache der Kraft im Beharrungszustand begrenzt werden.

Pendelbecherwerke. Die gegossenen, meist aber aus Stahlblech geschweißten Becher (30 bis 300 l) sind in gleichen Abständen an Achsen pendelnd zwischen zwei mit Laufrollen versehenen endlosen Laschen-Kettensträngen aufgehängt. Kettengeschwindigkeit 0,25 bis 0,5 m/s. Beschicken durch vom Becherstrang selbst getätigte Fülleinrichtungen z. B. Fülltrommel mit Schlitzen, deren Entfernung voneinander dem Becherabstand entspricht). Schüttgutabgabe durch Kippen der Becher um etwa 90°. Die Becherstirnwände tragen hierfür Rollen oder Nocken, die gegen ein- und ausrückbare Kurvenbahnen der ortsfesten oder verschiebbaren Kippvorrichtung fahren. Führung des Becherstrangs waagerecht, schräg, senkrecht; auch raumbewegliche Ausbildung möglich.
Als *Zugmittel* dienen meist zweisträngige Förderketten (z. B. DIN 8165, mit Rollen DIN 8166); die Becher werden mittels Flanschlagern an den Kettenachsen aufgehängt.
Anwendung für Bunkerbekohlung und Aschetransport in kleineren Kraft- und Gaswerken, aber auch für andere Schüttgüter, wenn Förderweg von der Horizontalen in die Vertikale abgelenkt werden muß und Abgabeort wechselt.

Kreisförderer

An Laufrollenpaaren (einem oder zwei), die durch eine offene oder geschlossene Laufbahn geführt werden, sind angepaßte Tragglieder angeordnet, z. B. ein- oder mehrstöckige Plattformen, Gestelle, Gabeln, Bügel, Haken, Mulden, Behälter. Sie sind durch eine endlose Kette verbunden, die über ein Kettenrad angetrieben wird (bei längeren Strecken mehrmals auch durch Mitnehmerketten): Ab- und Umlenkung durch Kettenräder, Scheiben oder Rollenbatterien; Spannvorrichtung erforderlich. Beliebige Streckenführung mit raumbeweglicher Kette, Aufnahme und Abgabe des Förderguts von Hand oder selbsttätig. Vorwahl der Abgabestellen durch rechnergestützte Zielsteuerungen.

Laufbahnen und -rollen. I-Schiene für Einschienen-Kreisförderer (**Bild 28a**). Winkelstahlschienen für Zweischienen-Kreisförderer (**Bild 28b**); Rohr mit Schlitz (Tubusförderer, Stotz AG, Stuttgart-Kornwestheim); Kastenprofil (**Bild 28c**). Die Rollen (glatt oder mit Bund) laufen auf Wälz- oder Gleitlagern, DIN 8166.

Zugmittel. Die Ketten, raumbewegliche Rundstahlketten DIN 762, Stahlbolzenketten, Förderketten DIN 8165 (nötigenfalls mit Kardangelenk), im Gesenk geschmiedete, zerlegbare Steck-Ketten (**Bild 28a**) greifen an einem einfachen oder doppelten Zugbügel des Laufrollenpaars unterhalb der Laufbahn an. Am Zugbügel ist auch das Gehänge beweglich befestigt. Bei rohrförmiger Laufbahn Kettenangriff auch in Mitte Laufrollenachse; dann Rollenpaare abwechselnd mit um 90° versetzten Achsen an Kardankette befestigt. Drahtseile als Zugmittel selten.

Antrieb und Umlenkung. Antriebsort günstig hinter Strekken großen Bewegungswiderstands, z. B. hinter Steigungen und nach Gutabgabe. Antriebskettenrad in waagerechter Kurve; Mitnehmerkettenantrieb auf waagerechter gerader Strekke; Antriebs- und Umlenkkettenräder der Kettenart angepaßt; Kettenumlenkung in waagerechter Ebene auch durch Rollenkurven. Kettenspannung mittels Spindel- oder Gewichtsspannvorrichtung, die an verschiebbarer 180°-Umlenkung angreift. Umlenken des Förderstrangs in senkrechter Ebene (Vertikalbögen) durch Führen der Rollenpaare in entsprechender Laufbahnkrümmung. Kettengeschwindigkeit v bis 0,4 m/s; oft stufenlos regelbar. Fördergutstrom $\dot{m} = (mv)/a$; m Gutmasse in kg je Tragglied, a in m Abstand der Glieder.
Zur Berechnung des Leistungsbedarfs und der Kettenzugkraft aus den Einzelwiderständen (Fahrwiderstand, Widerstand an Umlenkrädern, Rollenkurven, Vertikalbögen, Steigungswiderstand) vgl. [31].

Anwendung. Als Zubringer und Verbindungsmittel für Arbeitsplätze in Werkstätten (z. B. Montagestraßen), Abteilungen, Stockwerken; zum Führen von Einzelteilen durch Behandlungsanlagen (Bäder, Spritzkammern, Trockenräume); als bewegliches Zwischenlager, insbesondere wenn Gehänge, die dann eigene Rollwagen besitzen, vom Förderstrang getrennt und auf Ausweichgleise geleitet werden können (Power and Free-System).
Als Sortiereinrichtungen mit Einschleusbändern und Ausschleuseinrichtungen (**Bild 29**) in Warenverteilzentren und in der Fluggepäckdistribution. Rechnergestützte Steuerung der gezielten Ein- und Ausschleusung durch automatisch lesbare

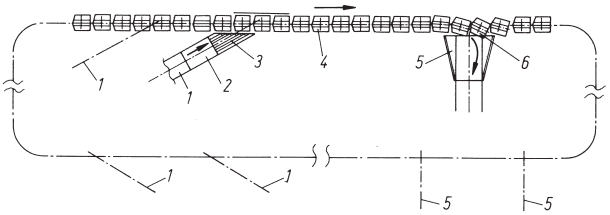


Bild 29. Kippschalen-Sortierförderer (Beumer, Beckum). *1* Taktband, *2* Beschleunigungsband, *3* Einschleusband, *4* Dreh-Kippelement mit Schale, *5* Rutsche zur Endstelle, *6* Dreh-Kippelement mit Schale (gekippt)

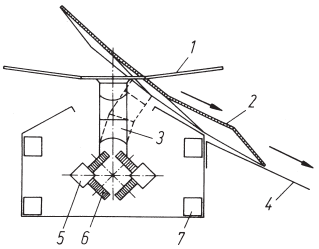


Bild 30. Kippschalen-Sortierförderer (Beumer, Beckum). *1* Schale fördernd, *2* Schale gekippt zum Ausschleusen des Stückguts, *3* Dreh-Kippelement, *4* Rutsche zur Endstelle, *5* Kettenlaufgerüst, *6* Kettenlaufrollen, *7* Gerüst

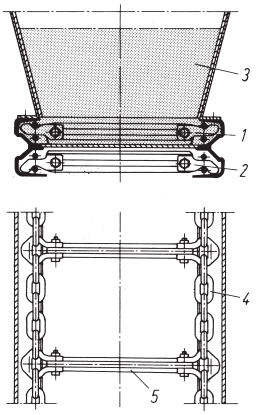


Bild 31. Rinnen- und Kettenausführung eines Doppelketten-Kratzerförderers zum Bunkeraustrag (Aumund, Rheinberg). *1* Förderndes Trum, *2* Rücklaufendes Trum, *3* Bunkerinhalt, *4* Rundstahlkette, *5* Mitnehmer

Zielcodierungen. Ausschleusung des Stückguts von der fördernden Schale durch geführtes Kippen (**Bild 30**). Fördergeschwindigkeit bis 2 m/s, abhängig von dem zu fördernden Gut.

Kratzerförderer

In waagerechter oder wenig geneigter feststehender Holz- oder Stahlblechrinne schieben Kratzerbleche oder -stege, die an Ein- oder Doppelstrangkette befestigt sind, kleine Schüttguthaufen vor sich her. Stützung der Kratzer durch mitlaufende Rollen; Rückführung des Leertrums ober- oder unterhalb des Fördertrogs. Zum Erzielen niedriger Bauhöhe für Bunkerabzug; Gleitstützung von Ketten und Stegen (**Bild 31**).

Trotz einfacher Bauweise und hohen Leistungsbedarfs Anwendung als Bunkeraustragsorgan (z. B. für aggressive Schüttgüter). Untertageausführung ist häufigstes Strebfördermittel im Steinkohlenbergbau.

Kratzerförderer für den Bergbau werden aus 1,5 m langen Rinnenschüssen zusammengesetzt, deren Verbindung eine geringe Ablenkbarkeit in der Waagerechten und Senkrechten gestattet. Zugmittel: hochfeste Rundstahlketten DIN 22 252. Häufigste Bauart heute im Steinkohlenbergbau unter Tage mit Doppelmittelkette. Antrieb vom Elektromotor (mit Flüssigkeits- oder mechanischer Anlaufkupplung) über Untersetzungsgetriebe auf Kettensternräder. Fördergeschwindigkeit 0,6 bis 0,9 m/s. Kohlenstrom je nach Förderergröße 25 bis 85 kg/s. Förderlänge bis 200 m (mit Kopf- und Schlußantrieb). Rinnenkonstruktion gestattet, Gewinnungsmaschine (Schrämmaschine, Kohlenhobel) zu tragen und zu führen.

Trogkettenförderer

Im Gegensatz zum Kratzerförderer wird hier eine Einstrang- oder Zweistrangkette mit eng aufeinanderfolgenden Mitnehmern in einem geschlossenen Trog mit mäßiger Geschwindigkeit ($\approx$0,3 m/s) vorwärtsbewegt. An der Aufgabestelle fällt das Fördergut (feinkörniges Gut oder Grobgut mit Feingut gemischt) auf das fördernde Kettentrum und wird zunächst durch die Querstege und dann durch die bereits in Bewegung befindliche Gutschicht mitgenommen. Die Bewegung der unteren Gutschichten wird bis zu einer bestimmten, sich selbst einstellenden Höhe auf die oberen übertragen, so daß das gesamte Fördergut zusammen mit der Kette einen mit gleichmäßiger Geschwindigkeit dahingleitenden Körper bildet. Förderung waagerecht und leicht geneigt (**Bild 32**); bei Vertikal-

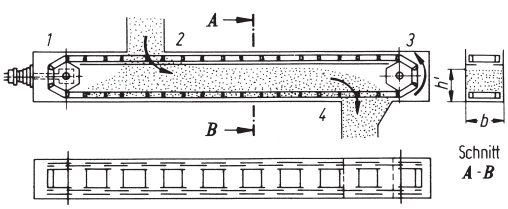


Bild 32. Waagerechter Trogkettenförderer mit Zweistrangkette. *1* Spannstelle, *2* Guteinlauf, *3* Antriebsstelle, *4* Gutauslauf

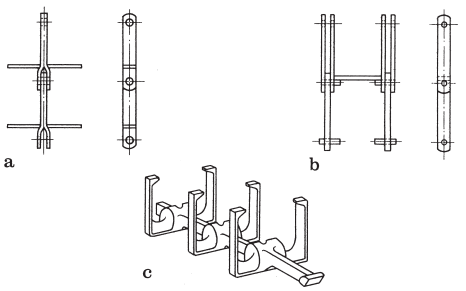


Bild 33 a–c. Kettenformen für Trogkettenförderer. **a** Einstrang-Gabelkette; **b** Zweistrang-Blockkette; **c** Kette Bauart Redler

kurven und Senkrecht-Förderung: besondere Ketten- und Trogausbildung. Mehrfach Auf- und Abgabe möglich.

Kettenformen. Für waagerechte und leicht geneigte Förderung (**Bild 33 a, b**); die U-förmige Ausbildung der Mitnehmer **Bild 33 c** ist auch für senkrechte Linienführung geeignet.

Antrieb und Umkehre über Kettenräder oder -sterne. Kettenspannung an Umkehre mit ungefederter oder gefederter Spindelspannvorrichtung.

Berechnungsgrundlagen. Der Fördergutstrom $\dot{V}$ ergibt sich aus dem gefüllten Fördererquerschnitt bh' abzüglich der durch die Kette in Anspruch genommenen Fläche m'_K/ϱ_K (m'_K Kettenmasse je Längeneinheit, ϱ_K spez. Masse der Kette) und der Gutgeschwindigkeit (v Kettengeschwindigkeit, c Minderungsfaktor für Zurückbleiben des Guts gegenüber Kette: 0,6 bis 0,9 für fein- bis grobkörniges Gut und waagerechte oder wenig geneigte Förderung, 0,5 bis 0,7 für steiles oder senkrechtes Fördern) zu $\dot{V} = cv(bh' - m'_K/\varrho_K)$ und mit der Schüttdichte ϱ der Massenstrom (s. Gl. (1)), z. B. mit $\dot{V}$ in m^3/s, m'_K in kg/m, ϱ_K in kg/m^3, v in m/s, ϱ in kg/m^3, b und h' in m.
Zum Zusammenhang zwischen Schüttguthöhe (über Mitnehmer), Kettenteilung und Trogbreite bei verschiedenen Schüttguteigenschaften und waagerechter sowie leicht geneigter Förderung vgl. [32].

Leistungsbedarf. An Antriebswelle angenähert mit Gesamtverlustbeiwert f_1 (0,75 bis 0,6 bei staubförmigem bis gröberem Gut; Kette gleitet auf dünner Gutschicht):

$$P_U = Lf_1 g(\dot{m} + 2m'_K \cdot v) + \dot{m}gH,$$

worin L Förderlänge und H Förderhöhe in m, $\dot{m}$ in kg/s, m'_K in kg/m einzusetzen sind, um P in W zu erhalten.

Anwendung. Für Mehl, Zucker, Zement, Brikettierkohle, Ölsaaten, Getreide, Chemikalien, jedoch nicht für klebriges, backendes und stark schleißendes Gut; Transport auf kurze und mittlere Entfernung, Silobeschickung und -abzug, Schiffsentladung. Den Vorteilen schonender Gutbehandlung und staubdichter Förderung bei geringem Platzbedarf stehen Ketten- und Trogverschleiß nachteilig gegenüber.

3.3.2 Schneckenförderer. Screw conveyors

Förderndes Element ist eine Schraubenfläche aus Blech oder Bandstahl (selten Guß), die um ihre Achse gedreht wird und das Fördergut in einem Trog oder Rohr vorwärtsschiebt [33].

Schneckenförderer mit umlaufender Welle

Gelochte und längs eines Radius aufgeschnittene Blechronden sind zu einem Schneckengang gepreßt und untereinander und mit einer Rohrwelle (seltener Vollwelle) verschweißt. Vollschnecke (**Bild 34**); Herstellung der Schraubenfläche auch durch Walzen. Bei der *Bandschnecke* (für stückiges Gut)

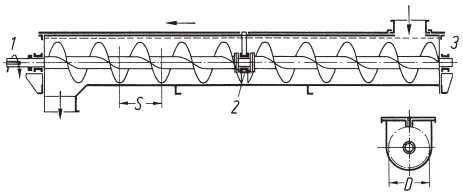


Bild 34. Schneckenförderer mit Vollschnecke. *1* Antriebslager (für Radial- und Axiallast), *2* Zwischenlager (pendelnd), *3* Endlager (für Radiallast)

Tabelle 6. Hauptdaten von Vollschnecken (DIN 15 262)

Durchmesser D mm	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
Ganghöhe S mm	160	200	250	300	355	400	450	500	560
Drehzahl n_{max} 1/min	148	120	96	80	68	60	52	48	40

stützt sich eine Wendel aus Flachstahl mit Armen gegen die Schneckenwelle ab. Besondere Misch- und Rührwirkung durch einzeln auf die Welle aufgesetzte einstellbare Paletten, von denen jede den Teil einer Voll- oder Bandschnecke bildet: *Rührschnecke*. In die Rohrwelle werden Antriebs- und Endlagerzapfen eingenietet; Längen über 2,5 bis 3,5 m erfordern Zwischenlagerzapfen oder Flanschkuppelstücke; die zugehörigen am Trog aufgehängten Lager bedingen Unterbrechung der Schraubenfläche. Der Stahlblechtrog soll mit seiner Rundung eng an die Schraubenfläche anschließen (sonst erhöhter Abrieb und Zermahlen) und hat gewöhnlich gerade Seitenwände, die auf Abkantung oder Saumwinkel den Trogdeckel tragen. Verwendung von Gleit- oder Wälzlagern, wobei ein Lager auch Axialschub aufnehmen muß, der entgegen Förderrichtung wirkt: Anordnung so, daß Schneckenwelle auf Zug beansprucht. Welle vor Endlager an Trog-Stirnwand durch Stopfbuchse gedichtet, während Antriebslager meist als Flanschlager ausgebildet ist. Antrieb durch Elektromotor über Vorgelege; heute häufig Getriebemotor.
Abmessungen (**Tab. 6**) und Berechnungsgrundsätze nach DIN 15 261 und 15 262.
Mit Schneckendurchmesser D, Ganghöhe S, Drehzahl n, Schüttdichte des Förderguts ϱ und Füllungsgrad φ (von 0,15 bei schwerem, stark schleißendem Fördergut bis 0,45 bei leichten, gut fließenden, nicht schleißenden Gütern) wird der Fördergutstrom $\dot{V}$ bzw. $\dot{m}$ beim waagerechten und leicht geneigten (bis $\delta = \beta_{dyn}$, dem dynamischen Böschungswinkel des Förderguts) Schneckenförderer mit Vollschnecke

$$\dot{V} = \varphi \pi D^2 Sn/4 \quad \text{bzw.} \quad \dot{m} = \varrho \dot{V}. \tag{15}$$

Die *Antriebsleistung* P_U an der Schneckenwelle besteht aus einem Anteil P_R zur Überwindung der Reibungswiderstände (Verschiebewiderstandsbeiwert λ zwischen 4 und 2, vgl. Tab. 2 in DIN 15 262) und der Hubleistung P_H. Sie ergibt sich zu

$$P_U = P_R + P_H = Lg\lambda \dot{m} \cos\delta + \dot{m}gH. \tag{16}$$

Steile und senkrechte Förderung mit Vollschnecken in Rohrtrog bei hoher Drehzahl möglich; hierfür gelten andere Berechnungsgrundlagen [34].

Anwendung. Schneckenförderer mit umlaufender Welle für staubförmige, feinkörnige bis stückige Fördergüter über verhältnismäßig kurze Entfernungen (selten über 40 m), vielfach als Zubringer oder Zwischenförderer; Verbindung von Förder- und Mischvorgang.

Schneckenrohrförderer

Andere seltenere Ausführungsform des Schneckenförderers. In dem auf Rollen gestützten, umlaufenden Rohr, meist gro-

ßen Durchmessers, ist ein Schraubengang aus Flachstahl innen angeschweißt. Ganghöhe S gegenüber Rohrdurchmesser D klein ($S/D \approx 0{,}5$), ebenso Drehzahl, um Gutumlauf mit Rohr zu vermeiden; auch Füllungsgrad sinkt gegenüber Schneckenförderer auf etwa die Hälfte. Dagegen gute Mischwirkung; außerdem einfache Heiz- und Kühlmöglichkeit für das Gut während des Fördervorgangs.

3.4 Stetigförderer ohne Zugorgan, mit Energiezufuhr (Schwingförderer)

Vibrating conveyors

Förderprinzip. Die trog- oder rohrförmige Rinne wird durch schnelle Schwingungen mit kleiner Amplitude vor-aufwärts und zurück-abwärts bewegt. Hin- und Rückgang der schräg gerichteten, im Idealfall sinusförmigen Schwingbewegung haben gleiche Zeitdauer. Das in der Rinne liegende Schüttgut wird hierdurch in eine fließende Bewegung versetzt.

Den Gutteilchen kann eine Mikro-Wurfbewegung zugeordnet werden (**Bild 35**), sie werden zunächst im Kontakt mit der Rinne bewegt und lösen sich, wenn die Vertikalbeschleunigung die Fallbeschleunigung überwindet.

Rinnen- und Gutbewegung [35, 36]. Mit den in **Bild 35** angegebenen Bezeichnungen wird bei sinusförmigem Schwingungsverlauf der *Rinnenweg* $s_R = r[1 - \cos(2\pi f t)]$ und daraus (nach zweimaliger Differentiation) die *Rinnenbeschleunigung*

$$\ddot{s}_R = 4\pi^2 f^2 r \cos(2\pi f t).$$

Maßgebend für den Mikrowurf ist die Vertikalkomponente der Rinnenbeschleunigung

$$\ddot{y}_R = \ddot{s}_R \cdot \sin\beta = 4\pi^2 f^2 r \cos(2\pi f t)\, \sin\beta.$$

Kennzeichnend für die Gutbewegung ist das Verhältnis Γ der maximalen Vertikalbeschleunigung ($\cos(2\pi f t) = 1$) zur Fallbeschleunigung g, die *Wurfkennziffer*

$$\Gamma = (4\pi^2 f^2 r \sin\beta)/g \qquad (17)$$

($\Gamma \leqq 1$ keine Wurfbewegung, $\Gamma > 1$ Wurfbewegung (Schwingrinne)). Die Fördergeschwindigkeit v_{theor} des Guts ergibt sich aus der mittleren horizontalen Rinnengeschwindigkeit während der Haftzeit t_a bis t_s und der horizontalen Gutgeschwindigkeit während der Wurfzeit t_s bis t_a zu $v_{theor} = (gn^2 \cot\beta)/2f$.

Der Faktor n bedeutet den Anteil der Wurfzeit an der gesamten Periodendauer $T = 1/f$, also $n = (t_a - t_s)/T$ und ist mit dem Kennwert Γ verknüpft durch

$$\Gamma = \sqrt{\left(\frac{\cos 2\pi n + 2\pi^2 n^2 - 1}{2\pi n - \sin(2\pi n)}\right)^2 + 1}.$$

Diese implizite Funktion ist für die Berechnung von v_{theor} in **Bild 36** graphisch dargestellt, so daß zu der aus den gewählten Schwingrinnendaten f, r und β berechneten Wurfkennziffer Γ die Größe n daraus entnommen werden kann. Die Geschwindigkeitsformel gilt für den Bereich: $0 \leqq n \leqq 1$, entsprechend: $1 \leqq \Gamma \leqq 3{,}3$, d. h. bis zu einer Wurfzeit von einer Periodendauer. Die so errechnete theoretische Fördergeschwindigkeit stimmt mit der praktisch auftretenden bei körnigem Schüttgut und geringer Schütthöhe gut überein; bei normaler Schütthöhe wirkliche Fördergeschwindigkeit 10 bis 20 % kleiner. Diese Minderung wird bedingt durch die Rückwirkung der Schüttguteigenschaften, wie Korngröße, Schüttdichte, Schütthöhe auf der Rinne.

Mit der Querschnittsfläche A und der Schüttdichte ϱ des Förderguts wird der Fördergutstrom $\dot{m} = A v \varrho$.

Werte für Frequenz und Amplitude sind durch die auftretenden Massenkräfte begrenzt. Größte Massenkraft (bei leerer Rinne) mit m als Masse der Rinne

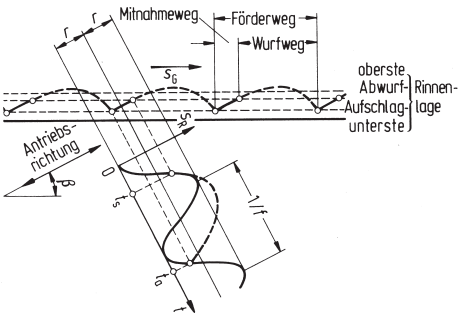


Bild 35. Schematische Darstellung der Mikro-Wurfbewegung bei Schwingrinnen. f Frequenz, r Amplitude, t Zeit, t_s Ablösezeitpunkt, t_a Aufschlagzeitpunkt, s_R Rinnenweg, s_G Gutweg, β Anstellwinkel üblich 25° bis 30°

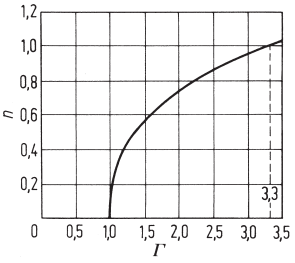


Bild 36. Diagramm zur Ermittlung des Faktors n

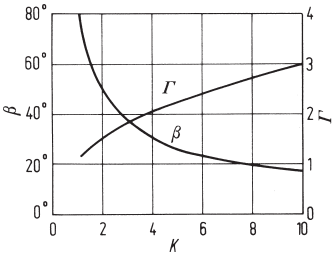


Bild 37. Anstellwinkel β zur Erzielung einer hohen Fördergeschwindigkeit als Funktion der Maschinenkennziffer K sowie die zugehörige Wurfkennziffer Γ

$$F_{max} = m\ddot{s}_{R\,max} = m(4\pi^2 f^2 r), \qquad (18)$$

z. B. mit F in N, A in m^2, v in m/s, ϱ in kg/m^3, r in m, f in 1/s, m in kg.

Verhältnis $F_{max}/mg = K = 4\pi^2 f^2 r/g$; K heißt *Maschinenkennziffer* und gilt als Maß für die Beanspruchung der Rinnenteile; normale Schwingrinne $K = 3$ bis 10 meist $\leqq 5$ (mit $\beta = 30°$ wird hierfür $\Gamma = K \sin\beta = 2{,}5$). Masse des Förderguts wird durch Erhöhung von m um bis 20 % berücksichtigt (Ankopplungsfaktor bis 0,2) [37, 38]. **Bild 37** gibt den optimalen Anstellwinkel β zur Erzielung einer hohen Fördergeschwindigkeit als Funktion der Maschinenkennziffer K an sowie die zugehörige Wurfkennziffer Γ.

Antriebsarten [39] (s. **G 10**). *Zwanglaufantrieb* durch Kurbeltrieb mit kleinem Schubstangenverhältnis ($\lambda = r/l = 0{,}1 \ldots 0{,}01$), Amplituden von 15 bis 3 mm, dazu Frequenzen f von 5 bis 25 Hz. Stützung der Rinne auf Lenkern

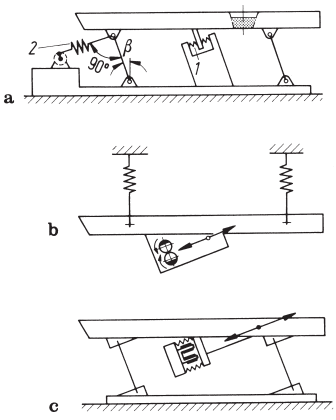


Bild 38a–c. Schwingrinnenantriebe. **a** Schubkurbelantrieb, *1* Speicherfeder, *2* Koppelfeder; **b** Wuchtmassenantrieb, federnd aufgehängt; **c** elektromagnetischer Vibrator

oder Blattfedern aus Stahl. Zusätzliche Federelemente (Stahl oder Gummi), damit Eigenfrequenz des Systems nahe der Betriebsfrequenz, um Kraftbedarf zum Aufrechterhalten der Schwingung klein zu halten (Betriebsfrequenz ≈ 10 % kleiner als Resonanzfrequenz) (**Bild 38a**). Erreichbare Fördergeschwindigkeit 0,4 m/s.

Wuchtmassenantrieb mittels zweier um 180° versetzter, gegenläufiger, gleich großer Unwuchtmassen. Zum Antrieb verwendete gleiche Drehstrom-Asynchronmotoren laufen selbsttätig synchron, wenn sie auf einer gemeinsamen, beweglichen Plattform befestigt sind. Blatt- oder Schraubenfederstützung der Rinne, auch Gummifederstützung oder gefederte Aufhängung der Rinne; Amplituden 5 bis 0,5 mm; Frequenz 15 bis 30 Hz (kleinere Ausführungen bis 50 Hz) (**Bild 38b**). Fördergeschwindigkeit bis 0,25 m/s.
Werden die Unwuchtmotoren nicht starr mit der Rinne verbunden, sondern über Federn mit stark progressiver Kennlinie an die Rinne angeschlossen, so entsteht ein Zwei-Massen-Schwingsystem, das in der Nähe der Resonanz betrieben werden kann. Durch Schlupfregelung der Motoren über Drehstrom-Stelltransformatoren oder Thyristoren ist eine einfache Regelung der Schwingweite und damit des Fördergutstroms während des Betriebs möglich.

Antrieb durch elektromagnetischen Vibrator (**Bild 38c**). Der Anker eines Elektromagneten ist mit der Rinne fest verbunden, während der mit einer Freimasse versehene Spulenkörper über vorgespannte Druckfedern mit der Nutzmasse (Anker, Rinne, Schüttgut) gekoppelt ist. Da die elektromagnetische Kraft dem Quadrat des Stroms proportional ist, erzeugt eine angelegte Wechselspannung von 50 Hz eine Rinnenfrequenz von 100 Hz, mit der kleinere Rinnen betrieben werden. Die größeren Ausführungen werden über Einweggleichrichter angeschlossen, so daß die Rinne mit 50 Hz schwingt. Amplituden von 0,05 bis 1 mm. Einfache Änderung der Amplitude und damit der Fördergeschwindigkeit, auch während des Betriebs, mittels vorgeschalteten Spannungsreglers. Fördergeschwindigkeit bis 0,12 m/s.
Zur Erzielung größerer Fördergeschwindigkeiten, leiserer Laufs und kleinerer dynamischer Kräfte Betrieb auch mit 25 Hz; Anschluß an das übliche Netz von 220 V/50 Hz über Thyristor-Geräte.

Anwendung. Zur Förderung stückiger, grob-feinkörniger Schüttgüter, auch wenn mechanisch oder chemisch aggressiv (Rinne oder Auskleidung aus nicht rostendem Stahl, Gummi, Kunststoff), auf kurze Entfernungen bis ≈ 30 m mit einer Einheit; größere Förderstrecken durch Aneinanderreihen mehrerer Einzelrinnen; waagerecht und leicht geneigt. Fördergutstrom bis 250 kg/s; als Bunkerabzugsrinnen, Aufgabe- und Dosierrinnen, Schüttelsiebe. Das Förderverfahren ergibt geringen Rinnenverschleiß und Leistungsbedarf.

3.5 Stetigförderer ohne Zugorgan und ohne Energiezufuhr (Schwerkraftförderer)
Gravity conveyors

3.5.1 Rutschen. Chutes

Offene oder geschlossene Rinnen (Rutschen, Schurren, Rohre) fördern in gerader oder gekrümmter Ein- oder Mehrwegbahn Schüttgut oder Stückgüter geneigt oder senkrecht abwärts. Erforderliches Gefälle δ größer als Reibungswinkel ϱ_r der Ruhe zwischen Rutsche und Gut ($\tan \varrho_r = \mu_r$).
Praktisch angewendete Gefälle für gerade *Stahlblech-Rutschen:* Getreide 30 bis 35°, Säcke 25 bis 30°, Kohle je nach Stückigkeit 30 bis 40°, Erze ≈ 45°, Salze ≈ 50°, staubförmige Güter ≈ 60°. Die Austrittsgeschwindigkeit aus der Rutsche (Anfangsgeschwindigkeit gleich Null) bei Höhenunterschied h, Rutschenneigung δ und Gleitreibungsbeiwert μ_{gl} zwischen Rutsche und Gut wird

$$v_a = \sqrt{2gh(1 - \mu_{gl} \cot \delta)}.$$

Bei *Kurven- und Wendelrutschen* wird als Weg des Schwerpunkts der Fördergutstücke eine Schraubenlinie vorgesehen. Rutschenboden dabei in Kreis-, Ellipsen- oder Parabelform [40]. Offene Wendelrutschen mit Mittelsäule für Pakete und Säcke; geschlossene, in Rohrschüssen von 850 bis 1 450 mm Durchmesser eingebaute Wendeln für Abwärtsförderung von Kohlen und Bergen unter Tage (1,5 m/s, bis 100 kg/s Kohle bei 1 250 mm Wendelaußendurchmesser).
Teleskop-Fallrohre zum Niedertragen von Schüttgut (auf Lagerplätze, in Schiffe).

3.5.2 Rollenbahnen. Roller conveyors

In Flach- oder Winkelstahlrahmen sind eng aufeinander folgend Tragrollen mit fester Achse angeordnet. Notwendiges Gefälle bei kugelgelagerten Rollen 2 bis 5 %. Die Rahmen von 1 bis 3 m Länge, auf höhenverstellbaren Böcken oder fest gestützt, werden zur Bahn zusammengesetzt. Kurvenweichen, Drehscheiben- und aufklappbare Durchgangsstücke, Senkrecht-Abwärtsfördern mit Wendelrollenbahn.
Kurvenstücke können zwar mit zylindrischen Rollen in radialer Anordnung gebildet werden, ergeben aber teilweises Gleiten des Stückguts, das verringert wird durch Unterteilen der zylindrischen Rollen oder Verwenden kegeliger Tragrollen.
Bei längeren Förderstrecken Wiederanheben des Stückguts durch angetriebene Rollen (Kettentrieb). Leichte Rollenbahnbauart: *Scheibenrollen- oder Röllchenbahnen.* Sie bestehen aus kugelgelagerten Scheibenrollen, die auf dünnen, im Rahmen eingespannten Achsen laufen.
Kugeltische zum leichten Verschieben von Stückgut von Hand in waagerechter Ebene. Kugeln sitzen in Kugeltöpfen, auf kleinen Kugeln gestützt.
Vielseitige *Anwendung* für Stückgut mit ebener Bodenfläche, z. B. Pakete und Kisten beim Warenumschlag und in Lagern. In Werkstätten, insbesondere Gießereien, für Werkstücktransport.

3.6 Strömungsförderer
Fluid operated conveyors

3.6.1 Förderung im Luftstrom. Pneumatic conveyors

Für den pneumatischen Transport der Gutteilchen von einer Einführungs- zu einer Austragstelle ist in der Förderrohrleitung eine Mindestluftgeschwindigkeit erforderlich. Je nach Erzeugung des tragenden Luftstroms zwei Förderarten: Förderung im *Saugluftstrom:* Gebläse am Ende der Förderstrecke; Förderung von mehreren Aufnahmestellen nach Sammelstelle. Förderung im *Druckluftstrom:* Drucklufteinführung am Anfang der Förderstrecke; Förderung von einer Aufgabestelle nach mehreren Verteilerstellen. Saug- und Druckanlagen auch hintereinander schaltbar (Sonderfälle). Beide Verfahren für staubförmige, körnige, kleinstückige Schüttgüter geeignet. Neben der pneumatischen Flugförderung (Dünnstromförderung) erlangt die pneumatische Dichtstromförderung zunehmende Bedeutung.

Saugluft-Förderanlagen

Bild 39. Aufnahme des Förderguts durch Saugdüse *1*; Weiterführung in Rohrleitung *2* (flexible Zwischenstücke, Gelenke) zum Abscheider *3*. Dort fällt das Fördergut infolge Richtungsänderung der Luftströmung und erheblicher Querschnittsvergrößerung (Verringerung der Luftgeschwindigkeit) aus. Ausschleusen des Förderguts mittels Zellenrads (ohne Förderunterbrechnung). Reinigen der Trägerluft in Trocken-Staubabscheider *4* (*3* und *4* auch in einem Rezipienten vereinigt). Erzeugen des Saugluftstroms durch Vakuum-Kolbenpumpe *5* (0,2 bis 0,5 bar Unterdruck). Anlagen ortsfest, verfahrbar, schwimmend.

Statt der Luftpumpe mit Scheibenkolben werden verwendet: Drehkolbenpumpen (Rotationsgebläse), Wasserringpumpen (unempfindlich gegen Staub, aber nur für kleinere Leistungen), Zentrifugalventilatoren; letztere dort, wo Fördergut durch Luftstromerzeuger hindurchtritt (z. B. Späneabsauganlage). Für mehr oder minder gute Förderbarkeit eines Schüttguts im Luftstrom ist dessen Schwebegeschwindigkeit maßgebend, worunter die Luftgeschwindigkeit verstanden wird, bei der die Teilchen im senkrechten Luftstrom gerade in Schwebe gehalten werden (abhängig von Teilchenform und -größe, Dichte von Teilchen und Luft). Die für den Fördervorgang notwendige Luftgeschwindigkeit ist wesentlich größer (20 bis 40 m/s).

Der *Energiebedarf* ist hoch; er beträgt z. B. bei einem aus dem Vollen ansaugenden Getreideheber der 40 t/h durch ein Rohr von 120 mm Durchmesser auf 20 bis 25 m Höhe fördert (geringe waagerechte Förderstrecke) etwa 1 kWh/t an der Pumpenantriebswelle. *Anwendung* daher nur, wenn Vorteile des Verfahrens: große Anpassungsfähigkeit, bequeme Verlegung und geringer Raumbedarf der Rohrleitung, ruhiges staubfreies Arbeiten, Durchlüftung (Getreide) und Kühlung

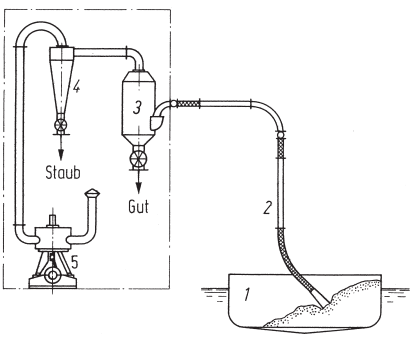


Bild 39. Schema einer Saugluftförderanlage (Erläuterungen im Text)

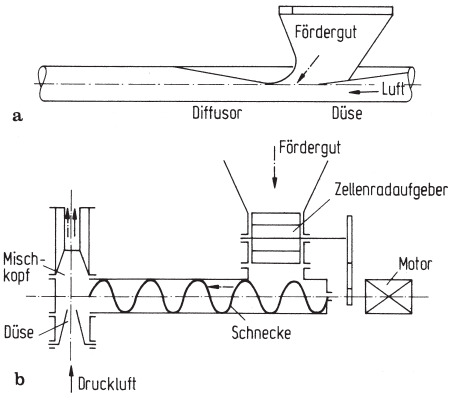


Bild 40 a, b. Aufgabevorrichtung für Druckluftförderanlagen. **a** Diffusor-Aufgabe; **b** Preßschnecke und Zellenradaufgeber

des Förderguts (chemische Erzeugnisse), Wegfall von Trimmarbeit (Aufnahme von Restmengen möglich) überwiegen. Überbrückbare Förderstrecke bis 300 m; erreichbare Förderhöhe 25 m; Fördergutstrom bei großen Getreidehebern 150 (bis 500) t/h je Einheit.

Druckluft-Förderanlagen

An der Aufgabestelle wird das Fördergut einem Gebläse- oder Druckluftstrom zugegeben. Abschluß gegen Außenluft durch Fördergut selbst (**Bild 40 a**) bzw. durch Zellenrad; bei staubförmigem Gut unter Zwischenschalten einer raschlaufenden Preßschnecke (**Bild 40 b**). Gutzufuhr auch durch Mehrkammer-Schleusensystem. Abgabe aus der Förderleitung in Abscheider, die unten mit Gutaustrittsstutzen, oben mit Abluftöffnung versehen sind.

Drucklufterzeuger. Gebläse bis 0,03 bar (Exhaustoren für Getreideförderung auf Entfernungen bis 100 m); Drehkolbenverdichter 1,3 bis 1,8 bar (für normale Druckluftförderanlagen bis 100 t/h über Entfernungen bis 500 m); bei staubförmigem Gut und Preßschnecke: Preßluftdruck von 1,5 bis 4 bar je nach Entfernung (bis 1 500 m, bis 100 t/h); Entnahme aus Preßluftnetz, 5,5 bis 7 bar, unter Drosselung auf 3,5 bis 4,5 bar für Blasversatzanlagen.

Anwendung. Innerhalb von Getreidesilos; in Zementfabriken, in Kraftwerken für Kohlenstaubtransport, in chemischen Fabriken. Unter Tage für Blasversatz. Rohrleitungen, insbesondere Krümmer, unterliegen starkem Verschleiß. Hoher Energieverbrauch.

Pneumatische Förderrinne. Pulvriges oder feingrießiges Fördergut wird durch Zufuhr von Gebläseluft oder Inertgas durch porösen, schwach geneigten Rinnenboden zum Fließen gebracht. Rinnenneigung 2 bis 4 %; Luftdruck 0,01 bis 0,03 bar; Fördergutstrom 15 bis 100 t/h bei 125 bis 500 mm Rinnenbreite.

3.6.2 Förderung im Wasserstrom. Hydraulic conveyors

Das Fördergut wird in offenen geneigten Rinnen in Wasser vorwärtsbewegt: *Spülverfahren;* in geschlossener Rohrleitung beliebiger Streckenführung durch Druckwasser getragen und gefördert: *Druckwasserförderung;* mit dem Saugrohr einer Pumpe aufgenommen und durch das Druckrohr weitergeleitet: *kombinierte Saug- und Druckwasserförderung.*

Die hydraulische Förderung von Erzen, Kohle und anderen Feststoffen wird auch über größere Entfernungen eingesetzt [41, 42, 44].

Druckwasserförderung von feiner bis kleinstückiger Kohle über weite Entfernungen (z. Z. bis 450 km), in Schachtsteigleitungen. Einführung auch zum Transport von gemahlenem Rohkalk und Ton von Gewinnungs- zur Verarbeitungsstelle; wirtschaftlich unter Ausnutzung natürlichen Gefälles. Feststoffzugabe bereits als Wasser-Gut-Gemisch in Saugleitung der Förder-Kreiselpumpe oder Einschleusung in die Druckwasserleitung. Trennung von Gut und Wasser am Ziel in Absetzbecken.

Saugbagger nehmen Baggergut durch Ansaugtrichter der auf den Baggergrund schräg abgesenkten Saugleitung auf (Wasser zu Gut 6 : 1 bis 3 : 1); Gemisch passiert Förder-Kreiselpumpe und wird durch Druckrohr in Schuten oder an Land abgegeben. Gemischabgabe auch in eigene Schiffsbunker (Hopperbagger).

3.6.3 Förderung nach dem Lufthebeverfahren
Air-lift conveying of solid/liquid suspensions

Unter Lufthebeverfahren (Synonyme: *Löscherpumpe, Mammutpumpe, Airlift, Mischluftantrieb*) versteht man ein Pumpenprinzip, das speziell zur Vertikalförderung von Wasser-Feststoff-Gemischen verwendet wird [43]. Als Antriebsmedium dient Druckluft, die in das Innere des Förderrohrs eingeblasen wird. Die Pumpwirkung entsteht durch Verringerung der Dichte des Luft-Wasser-Gemisches im Pumpenrohr, das unter Druck des umgebenden Wassers steht.

3.6.4 Berechnungsgrundlagen zur Strömungsförderung
Fundamentals of calculation for pneumatic and hydraulic conveyors

Die aufzubringende Leistung zur hydraulischen sowie pneumatischen Förderung von Feststoffen setzt sich aus der Gesamtdruckänderung im Förderrohr und dem Gesamtvolumenstrom zusammen [45]

$$P = (\Delta p_{\mathrm{ges}} \dot{V}_{\mathrm{ges}})/\eta_{\mathrm{ges}}. \tag{19}$$

Der Gesamtvolumenstrom berechnet sich zu

$$\dot{V}_{\mathrm{ges}} = \dot{V}_{\mathrm{s}} + \dot{V}_{\mathrm{f}} = [c_{\mathrm{v}} v_{\mathrm{s}} + (1 - c_{\mathrm{v}})\, v_{\mathrm{f}}] A, \tag{20}$$

mit $\dot{V}_{\mathrm{s}}$ Feststoffvolumenstrom, $\dot{V}_{\mathrm{f}}$ Volumenstrom des Trägermediums, A Querschnitt des Rohrs, c_{v} Feststoffvolumenanteil, v_{s} Fördergeschwindigkeit des Feststoffs, v_{f} Strömungsgeschwindigkeit des Trägermediums, η_{ges} Gesamtwirkungsgrad. Die Gesamtdruckänderung setzt sich im stationären Zustand aus einer geodätisch bedingten Druckabnahme (bei Abwärtsförderung Druckzunahme) und dem dynamischen Druckverlust zusammen:

$$\begin{aligned}
\Delta p_{\mathrm{ges}} &= \Delta p_{\mathrm{geod}} + \Delta p_{\mathrm{dyn}},\\
\Delta p_{\mathrm{geod}} &= [(1 - c_{\mathrm{v}})\, \varrho_{\mathrm{f}}\, g + c_{\mathrm{v}}\, \varrho_{\mathrm{s}}\, g] \sin\delta \Delta l,\\
\Delta p_{\mathrm{dyn}} &= \left[(1 - c_{\mathrm{v}})\, \lambda_{\mathrm{f}}\, \frac{\varrho_{\mathrm{f}} v_{\mathrm{f}}^2}{2d} + c_{\mathrm{v}} \lambda_{\mathrm{z}}^{*}\, \frac{\varrho_{\mathrm{s}} v_{\mathrm{s}}^2}{2d} \right.\\
&\quad \left. + c_{\mathrm{v}} (\varrho_{\mathrm{s}} - \varrho_{\mathrm{f}})\, g \cos^2\delta\, \frac{w_{\mathrm{s}}}{v_{\mathrm{f}}} \right] \Delta l,
\end{aligned} \tag{21}$$

mit ϱ_{f} Dichte des Trägermediums, ϱ_{s} Dichte des Förderguts, λ_{f} Rohrreibungsbeiwert des Trägermediums, λ_{z}^{*} Rohrreibungsbeiwert des Feststoffs, Δl Förderstrecke, d Rohrdurchmesser, g Fallbeschleunigung, δ Neigung der Förderstrecke, w_{s} Sinkgeschwindigkeit des Feststoffs. Für die kompressible pneumatische Förderung wird in die Gleichung das Mischungsverhältnis μ eingeführt

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\mathrm{s}}}{\dot{m}_{\mathrm{f}}} = \frac{c_{\mathrm{v}}\, \varrho_{\mathrm{s}}\, v_{\mathrm{s}} A}{(1 - c_{\mathrm{v}})\, \varrho_{\mathrm{f}}\, v_{\mathrm{f}} A},$$

mit $\dot{m}_{\mathrm{s}}$ Massenstrom des Feststoffs, $\dot{m}_{\mathrm{f}}$ Massenstrom des Trägermediums.

---

4 Flurförderer. Industrial trucks

M. Hager, Hannover, und **R. Bruns**, Hamburg

4.1 Hand-Flurförderzeuge. Hand trucks

Für kurze Entfernungen (bis 50 m Förderweg), kleine Tragfähigkeiten (bis 1 t) und zeitlich unregelmäßig anfallende Transporte finden gezogene oder geschobene Handfahrzeuge (Einteilung nach DIN 4902) und Hand-Hubwagen Verwendung.

4.1.1 Karren. Barrows

Lastaufnahme im Stillstand durch ein oder zwei Räder und Stützen, beim Verfahren durch Räder und Bedienungsmann. Einrädrige Karre mit Platten- oder Kastenaufbau. Zweirädrige Stechkarre für Sack-, Faß- und Kistentransport. Sonderkarren mit zweckbedingtem Gerüstaufbau für Stahlflaschen, Tonnen usw. Für geringe Anhebearbeit wird das Rad möglichst unter Last angeordnet.

4.1.2 Wagen. Hand trolleys

Last ruht auf drei oder vier Rädern. Günstiger Kraftangriff zum Schieben in 90 cm, zum Ziehen, auch bei Deichsel, in 75 cm Höhe. Je nach Aufbau Plattformwagen, Wandwagen mit Stirn- oder Seitenwänden, Kastenwagen. Bei Dreiradstützung mindestens ein gelenktes Rad oder eine Lenkrolle, bei Vierradstützung mindestens zwei; deichselgeführte Handwagen auch mit vorderem Drehschemel.

4.1.3 Roller. Dollies

Drei oder vier Lenkrollen kleinen Durchmessers sind durch Tragrahmen verbunden: Dreieckroller, Viereckroller; letztere auch mit festen Rollen. Sonderausführung Rollpritsche mit Heberoller: die auf zwei Rädern und zwei Stützen ruhende Rollpritsche wird durch zweirädrige Deichsel mit Hebeleinrichtung unterfahren, angehoben, fortbewegt und wieder abgesetzt.

4.1.4 Hubwagen. Hand lift trucks

Zum Unterfahren von Ladepritschen und zur Aufnahme von Flachpaletten usw. werden Hand-Hubwagen und Gabelhubwagen (ISO 509) eingesetzt (**Bild 1**). Hubeinrichtungen zumeist hydraulisch durch Deichsel betätigt. Für größere Hubhöhen Hochhubwagen. Benennungen und Kurzzeichen nach VDI-Richtlinie 3586: Flurförderzeuge (H Handantrieb).

4.2 Motorisch angetriebene Stückgutförderer
Power-driven unit load carriers

Begriffe und Kurzzeichen gemäß VDI-Richtline 3586: Flurförderzeuge. Die Kurzzeichen bestehen zumeist aus drei Buchstaben, von denen der erste den Antrieb, der zweite die Bedienung, der dritte die Bauform kennzeichnet:

Erster Buchstabe (Fahr- und gegebenenfalls Hubantrieb). B Benzin, D Diesel, E Elektro (Batterie), N Netz, P Preßluft, T Treibgas, Y Hybrid (Verbrennungsmotor – Elektromotor);

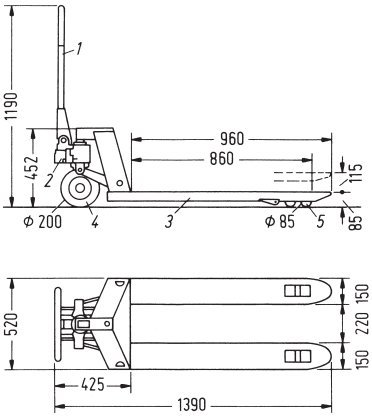


Bild 1. Gabelhubwagen 2 t Tragfähigkeit mit hydraulisch betätigter Hubeinrichtung (Still GmbH, Hamburg). *1* Stahlrohr-Deichsel, *2* Pumpengehäuse enthält Ölbehälter, Pumpenkolben und Steuerventile, *3* Hubgabel, *4* Lenkräder, *5* Tandem-Gabelrollen

Zweiter Buchstabe (Bedienung). G durch Gehenden, S vom Fahrerstand, F vom Fahrersitz, K vom hebbaren Fahrerplatz (Kommissionierförderzeuge), A fahrerlos (Automatik-Flurförderzeug);

Dritter Buchstabe (Bauform). Wird im folgenden bei jeder behandelten Bauform angegeben.

Bei zwangsgelenkten oder -geführten Flurförderzeugen zusätzlich:

Vierter Buchstabe (Leitlinienführung). I induktiv zwangsgelenkt, R mechanisch zwangsgelenkt, Z mechanisch zwangsgeführt, V virtuell zwangsgelenkt.

Richtlinie für kraftbetriebene Flurförderzeuge allgemein: VDI-Richtlinie 2198, Typenblätter für Flurförderzeuge.

4.2.1 Wagen W. Trucks

Elektrowagen EFW (ESW)

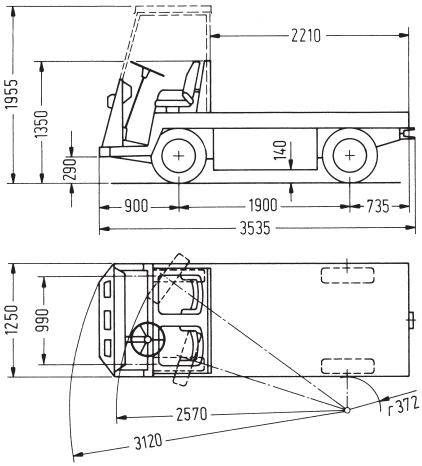
Sie werden eingesetzt für regelmäßige, schnelle Förderung größerer Lasten (600, 1 000, 2 000, 3 000 kg und höher) auf einer Plattform. Bedienung vom Fahrersitz (selten und nur noch bei Tragfähigkeiten bis 1 000 kg vom Fahrerstand). Abstützung auf vier Rädern, von denen zwei oder seltener alle vier gelenkt werden (**Bild 2**).

Die Batterie (24, 48 oder 80 V), unter der Plattform zwischen den Achsen angeordnet, versorgt einen Gleichstrom-Reihenschlußmotor, der ein Räderpaar über ein Ausgleichsgetriebe antreibt. Werden zwei Motoren verwendet, so treibt jeder ein Rad über ein Zahnradvorgelege. Fahrgeschwindigkeiten 10 bis 25 km/h; Fahrbereich 30 bis 50 km mit einer Batterieladung. Auch hydraulische Spurhaltung, so daß beim Überfahren von Bodenunebenheiten Lenkradstellung unbeeinflußt bleibt.

Hydraulisch betätigte Allradbremsung und zusätzliche elektrische Nutzbremsung mit Energierückspeisung. Bereifung mit Elastik- oder Luftreifen auf Stahlblech-Scheibenrädern. An Stelle einer Plattform können Sonderaufbauten treten: Pritsche, Kasten, Tank, Kippmulde, Schwenkkran usw.

Wagen mit Verbrennungsmotor DFW (BFW, TFW)

Für Hoftransporte und Werkrundverkehr bietet ein Wagenantrieb mit Dieselmotor (seltener Benzin- oder Treibgasmotor) wirtschaftliche Vorteile. Tragfähigkeiten 3 bis 10 t (auch bis 30 t), Geschwindigkeiten bis 30 km/h. Der Verbrennungsmotor wird an Stelle der Batterie unter der Plattform (oder über den vorderen gelenkten Rädern) angeordnet. Bei schweren Fahrzeugen zumeist Antrieb über hydraulischen Drehmomentwandler. Lenkung, Bremseinrichtungen, Federung wie bei Kraftfahrzeugen ausgebildet. Bei Anwendung einer hydrostatischen Kraftübertragung treibt der Dieselmotor eine stufenlos regelbare Axialkolbenpumpe an, die ihrerseits die Hydraulikmotoren an den angetriebenen Rädern mit Drucköl versorgt.



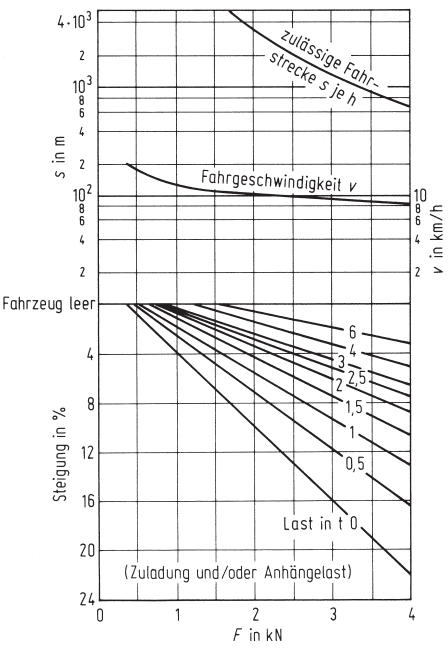


Bild 2. Elektrofahrersitzwagen für 2 t Tragfähigkeit mit Hinterradantrieb 4,5 kW – 80 V (Still GmbH, Hamburg). Hierzu Leistungsdiagramm zur Ermittlung der Zugkraft, Fahrgeschwindigkeit und pro Stunde zulässigen Fahrstrecke je nach Belastung und Steigung

Deichselgeführte Elektrowagen

Bild 3. Für kurze Transportwege, bei beengten Raumverhältnissen, insbesondere als Zubringerfahrzeuge, dienen mit

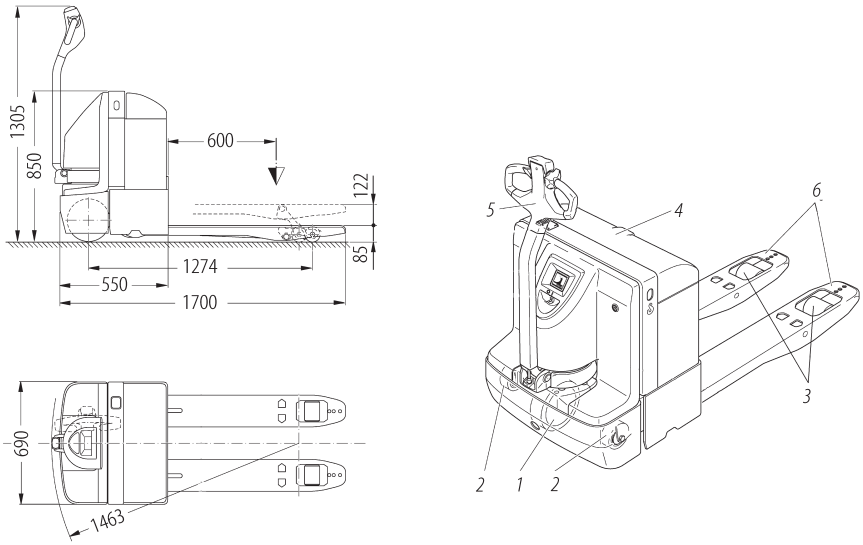


Bild 3. Deichselgeführter Elektro-Gabelhubwagen mit 2 t Tragfähigkeit (Jungheinrich AG, Hamburg). *1* Angetriebenes und gelenktes Rad, *2* gefedertes Stützrad, *3* Lasträder, *4* Batterie, *5* Deichsel, *6* Hubgabel

Schrittgeschwindigkeit (4 bis 6 km/h) fahrende, deichselgeführte, dreiradgestützte Elektro-Niederhubwagen mit Gabeln (oder Plattform).

Tragfähigkeit 1,2 bis 3 t (auch bis 10 t), Batterie 24 V 100 bis 200 (350) Ah.

4.2.2 Schlepper Z. Industrial tractors

DIN 15 172: Schlepper und schleppende Flurförderzeuge, Zugkraft, Anhängelast.
VDI-Richtlinie 3973: Schleppzüge mit ungebremsten Anhängern.

Elektro-Schlepper EFZ

Ausgeführt in Dreirad- und Vierradbauweise.
Dreirad-Elektroschlepper sind kleine, wendige Fahrzeuge mit Fahrersitz für Zugkräfte ab 0,6 kN (bis 8,5 kN) mit 6 bis 15 km/h Fahrgeschwindigkeit in der Ebene; Fahrbereich mit einer Batterieladung 30 km. Motorleistungen 2 bis 8,5 kW; Batterie 24 oder 48 V, bis 600 Ah. Üblich sowohl Lenkung und Antrieb des Vorderrads als auch Vorderrad nur gelenkt, Einmotorenantrieb über Differential auf die beiden Hinterräder wirkend (**Bild 4**).
Vierrad-Elektroschlepper mit Fahrersitz werden für größere Zugkräfte (Anhängelasten bis 30 t) und zumeist höhere Fahrgeschwindigkeiten (bis 20 km/h) eingesetzt.

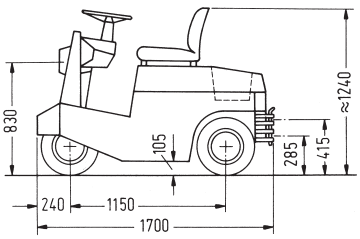


Bild 4. Elektroschlepper in Dreiradbauweise mit 6 t Schleppvermögen (1,2 kN Zugkraft am Haken), Fahrmotor 2,8 kW – 24 V; Fahrgeschwindigkeit horizontal mit (ohne) Last bis 6,5 (14,0) km/h (Still GmbH, Hamburg)

Entweder Einmotorenantrieb mit mechanischem Ausgleichsgetriebe auf Hinterachse wirkend oder Zweimotorenantrieb, wobei jeder Motor über eine Getriebestufe ein Hinterrad treibt. Batterie 24, 48 oder 80 V; Motorleistung bis 18 kW. Konstruktion der Lenk- und Bremseinrichtungen wie bei Elektrowagen.

Schlepper mit Verbrennungsmotor DFZ (BFZ, TFZ)

Sie werden bis zu größten Zugkräften (über 300 kN) vorzugsweise mit Dieselmotor (seltener Benzin- oder Treibgasmotor) gebaut (Anhängelasten 14 bis 400 t). Lenkung und Bremsen werden wie bei Kraftfahrzeugen ausgebildet. Kraftübertragung zumeist über hydraulischen Drehmomentwandler und Lastschaltgetriebe, nur bei kleineren Schleppern Kupplung und mechanisches Schaltgetriebe. Auch hydrostatische Kraftübertragung.
Sonderbauarten: Schlepper für den Einsatz im Roll on/Roll off-Verkehr, ausgebildet als Sattelschlepper mit hebbarer Sattelkupplung zum Anheben und Transportieren von Rollplattformen. Flughafenschlepper zum Bewegen von Flugzeugen. Schwerlastschlepper, z. B. auf Werften und in Fertigungsbetrieben.

Schlepper mit Hybridantrieb YFZ

Kombinierter Antrieb: batterieelektrisch und durch Verbrennungsmotor (Dieselmotor). Bei der Fahrt in geschlossenen Hallen erhält der elektrische Fahrmotor seine Energie aus einer Batterie, im Freien treibt der Dieselmotor einen Gleichstromgenerator, dessen Strom je nach Leistungsbedarf des Schleppers sowohl den Fahrmotor versorgen als auch gleichzeitig die Batterie aufladen kann. Bei hohen erforderlichen Antriebsleistungen speisen Generator und Batterie gemeinsam den Fahrmotor. Einsatz z. B. auf Flughäfen und in Flugzeughallen sowie in Fertigungsbetrieben.

4.2.3 Gabelstapler. Fork lift trucks

Frontgabelstapler G

Häufigstes und universell einsetzbares motorisch getriebenes Flurförderzeug. Einzelne oder zu Ladeeinheiten zusammengestellte Stückgüter werden aufgenommen (normalerweise

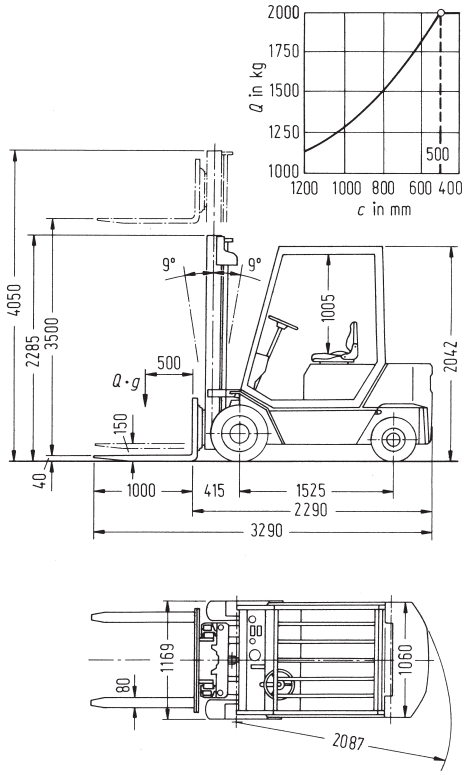


Bild 5. Diesel-Gabelstapler mit 2 t Tragfähigkeit (Steinbock Boss GmbH, Moosburg a. d. Isar). *c* Abstand des Lastschwerpunkts von der Lastanlage am Gabelrücken. Last 2 t und Lastschwerpunktabstand 500 mm in der Ansicht entsprechen dem im Diagramm hervorgehobenen Punkt (Nenntragfähigkeit). Vierradbauweise, Freisichthubgerüst, hydrostatischer Fahrantrieb. Vier-Zylinder-Dieselmotor 26,2 kW – 2500 1/min; Fahrgeschwindigkeit bis 18 km/h, Hubgeschwindigkeit mit Last 0,46 m/s, Senkgeschwindigkeit mit Last 0,50 m/s

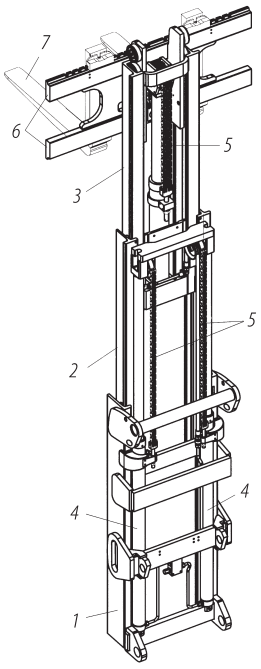


Bild 6. Hubgerüst im ausgefahrenen Zustand (Jungheinrich AG, Hamburg). *1* Äußerer Hubrahmen, *2* mittlerer Hubrahmen, *3* innerer Hubrahmen, *4* Hubzylinder, *5* Hubketten, *6* Gabelträger, *7* Gabelzinke

auf Gabel), angehoben, verfahren und wieder abgesetzt oder gestapelt. Bei allen Arbeitsvorgängen befindet sich die Last außerhalb der Radbasis.

An Stelle der Gabel auch andere Lastaufnahmemittel: Dorn, Klammer, Greifer, Kranausleger, Manipulator, Schaufel und Kippkübel für Schüttgut.

Ausführung für Tragfähigkeiten von 0,3 bis 90 t.

ISO 2328: Flurförderzeuge, Gabelzinken mit Gabelhaken und Gabelträgern, Anschlußmaße;
VDI-Richtlinie 3578: Anbaugeräte für Gabelstapler.

Der Gabelstapler besteht aus einem auf drei oder vier Rädern ungefedert gestützten Fahrzeugkörper, einem zumeist unmittelbar an der Vorderachse neigbar gelagerten, durch zwei Hubzylinder teleskopartig ausfahrbaren Hubmast und dem in ihm geführten Hubschlitten mit Gabel (**Bild 5**).

Der Fahrzeugkörper enthält den gesamten Fahrantrieb und den Hydraulikantrieb sowie Steuerorgane und Lenkung; zum Erzielen der Standsicherheit wird die Fahrzeugrückwand durch ein Gegengewicht gebildet. Als Energiequelle dienen batteriegespeiste Elektromotoren oder Verbrennungsmotoren.

Dreiradbauweise

Sie ergibt für Fahrzeuge mit elektrischem Antrieb bis 3 t Tragfähigkeit sehr wendige Fahrzeuge. Die Batterie treibt zwei Fahrmotoren, die über je ein Vorgelege auf die Vorderräder wirken. Der Fahrzeugrahmen stützt sich über ein Wälzlager auf dem gelenkten, nicht angetriebenen Hinterrad und vorn auf den Antriebseinheiten ab. Weitere übliche Anordnung der Fahrantriebe: Einzelner Fahrmotor wirkt über Differential und Vorgelege auf beide Vorderräder oder drehbar angeordnet auf das gelenkte Hinterrad.

Vierradbauweise

Bei dieser (von etwa 1 t Tragfähigkeit aufwärts) wird der Stahlblech-Fahrzeugrahmen vorn (lastseitig) von der Treibachse und hinten von der als Pendelachse ausgebildeten Lenkachse getragen. Bei Tragfähigkeiten ab etwa 6 t werden die Räder der Lastachse als Zwillingsräder ausgeführt, um die Bodenbelastung zu verringern (auch Dreifachanordnung der Lasträder bei Schwergabelstaplern).

Hubgerüst

Das Hubgerüst – der Hubmast – besteht je nach Bauart (Einfach-, Zweifach-, Dreifach- oder Vierfachhubgerüst) aus 1 bis 4 Hubrahmen. Die Hubrahmen sind Schweißkonstruktionen aus zwei parallel angeordneten Walzprofilen und mindestens 2 Querträgern zur Verbindung der Profile und zur Aufnahme der Hubzylinder. Die Hubrahmen sind ineinander geschachtelt und mittels Rollen geführt, damit das Hubgerüst auch unter Last aus- und eingefahren werden kann (**Bild 6**). Der äußere Hubrahmen ist drehbar an der Vorderachse oder vorn am Fahrzeugrahmen gelagert und kann durch die Neighydraulik (2 Neigezylinder) nach vorn und nach hinten geneigt werden.

Der innere Hubrahmen des Zweifachhubgerüstes und der mittlere Hubrahmen des Dreifachhubgerüstes wird durch 2 Hubzylinder (einseitig wirkende Plungerzylinder) ausgefahren. Der innere Hubrahmen des Dreifachhubgerüstes wird über Hubketten (Laschenketten) bewegt.

Im inneren Hubrahmen ist der Hubschlitten mittels Rollen geführt. Er besteht aus zwei senkrecht angeordneten Wangen,

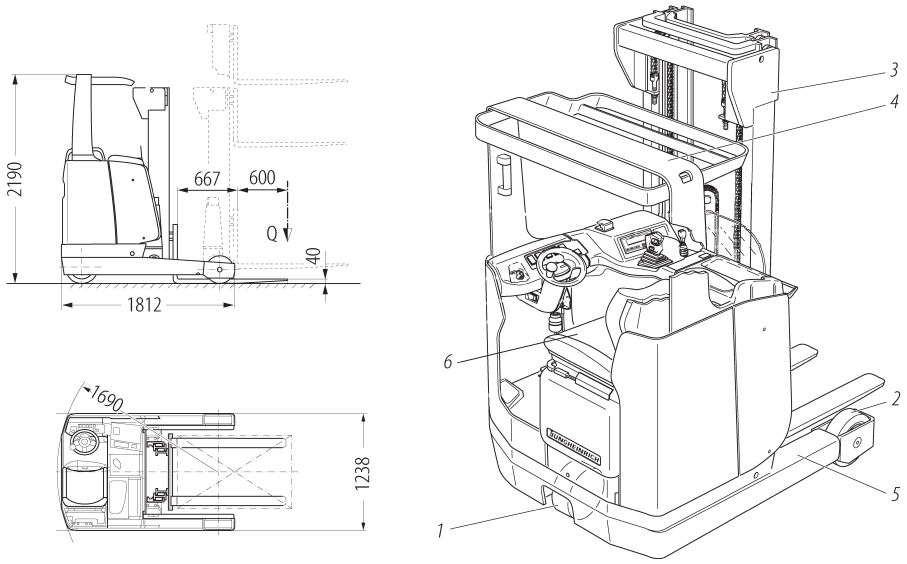


Bild 7. Schubmaststapler mit 1,6 t Tragfähigkeit (Jungheinrich AG, Hamburg). *1* Angetriebenes und gelenktes Rad, *2* Lastrad, *3* Hubgerüst, *4* Schutzdach, *5* Radarm, *6* Fahrersitz quer zum Stapler

die durch die waagerecht verlaufenden Gabelträger verbunden sind. An den Wangen sind die Führungsrollen befestigt. Die Gabelträger nehmen die seitlich verschiebbaren Gabelzinken auf.

Die Hubzylinder und die Hubketten sind möglichst nahe an den Hubrahmenprofilen angeordnet, um die Sicht des Fahrers auf die Fahrbahn und die Gabelzinken zu verbessern (Freisichthubgerüst).

Die Hydaulikanlage zur Betätigung der Hub- und Neigezylinder besteht aus einer Hochdruckzahnrad- oder einer Axialkolbenpumpen, den Steuerorganen (Ventile mit Betätigungshebeln), einem Überdruck-Sicherheitsventil, einem Senkbremsventil und dem Ölbehälter besteht. Öldruck zwischen 120 und 220 bar. Hubgeschwindigkeiten 0,2 bis 0,6 m/s. Die Senkgeschwindigkeit ist aus Sicherheitsgründen auf 0,5 m/s beschränkt.

Vierradgabelstapler mit Dieselmotor (auch Benzin- oder Treibgasmotor) werden luftbereift vorwiegend im Freien, auf Fahrbahnen mit höherem Fahrwiderstand oder größerer Steigung eingesetzt. Für Tragfähigkeiten über 16 t werden Gabelstapler nur mit Verbrennungsmotor ausgerüstet. Im Gelände eingesetzte Gabelstapler (z. B. im Forstbereich) besitzen Allradantrieb.

Zur Kraftübertragung vom Verbrennungsmotor zu den Antriebsrädern dienen Drehmomentwandler, Lastschaltgetriebe und Differential, hydrostatische Kreisläufe aus Verstellpumpe und hydraulischen Kolbenmotoren oder elektrische Getriebe, aus einem Generator und einem Elektromotor (Dieselelektrischer Antrieb).

Weitere Bauarten von Gabelstaplern

Sie sind durch die Optimierung auf spezielle Einsatzbereiche wie z. B. beengte Platzverhältnisse, hohe Hubhöhen, ausschließliches Ein- und Ausstapeln in Palettenregallagern, Transport von Langgut usw. gekennzeichnet. Der Antrieb für das Fahren und Heben erfolgt durch batteriegespeiste Elektromotoren. Lediglich der Quergabelstapler ist häufig mit einem verbrennungsmotorischen Antrieb ausgestattet.

Gabelhochhubwagen V. Die Vorderräder sind in festen Radarmen angeordnet, über denen sich die Gabelzinken befinden. Die aufzunehmende Last wird von den Radarmen und der Gabel unterfahren (z. B. Paletten ohne Bodenauflagen quer zur Fahrtrichtung).

Spreizenstapler P. Hier ist der Fahrzeugrahmen so weit nach vorn offen, daß die vorderen in Pratzen gelagerten Räder jeweils seitlich an der Last vorbeirollen. Die Gabel kann bis auf Flur gesenkt werden.

Gabelhochhubwagen und Spreizenstapler gehören zu den Radarmstaplern, die die Last innerhalb der Radbasis aufnehmen, transportieren und heben.

Schubmaststapler M. Der gesamte Mast ist zwischen den Radarmen nach vorn verschiebbar angeordnet (**Bild 7**). Die Last wird außerhalb der Radbasis aufgenommen und innerhalb transportiert.

Dreiseitenstapler (Schmalgangstapler, Hochregalstapler). Schmalgangstapler sind Flurförderzeuge zum Ein- und Ausstapeln von Paletten in hohen Regallagern. Mittels eines speziellen Lastaufnahmemittels (Schwenkschubgabel oder Teleskopgabel) können sie Lasten seitlich ein- und ausstapeln. Dadurch benötigen sie nur schmale Gänge zwischen den Regalen. Außerdem erreichen sie sehr große Hubhöhen (bis 14 m). Die Last wird außerhalb der Radbasis aufgenommen.

Kommissionier-Flurförderzeuge sind spezielle Flurförderzeuge zum Kommissionieren, d.h. zum auftragsbezogenen Zusammenstellen, von sortenunreinen Ladeeinheiten in Palettenregallagern. Zum Stapeln sind sie ungeeignet.

Horizontalkommissionierer besitzen keine Hubvorrichtung, die es dem Fahrer ermöglicht, Waren aus höher gelegenen Regalfächern zu entnehmen. Erreichbar sind nur die erste und die zweite Regalzeile. Sie sind jedoch häufig mit sehr langen Hubgabeln zur Aufnahme mehrerer Paletten hintereinander ausgestattet. Die Bedienung erfolgt über kurze klappbare Deichsel oder über ein kleines Lenkrad.

Vertikalkommissionierer sind mit einem Hubmast zum Heben einer Kabine und der zu beladenen Palette ausgestattet. Der Fahrer kann von der hebbaren Kabine aus alle Lagerfächer erreichen.

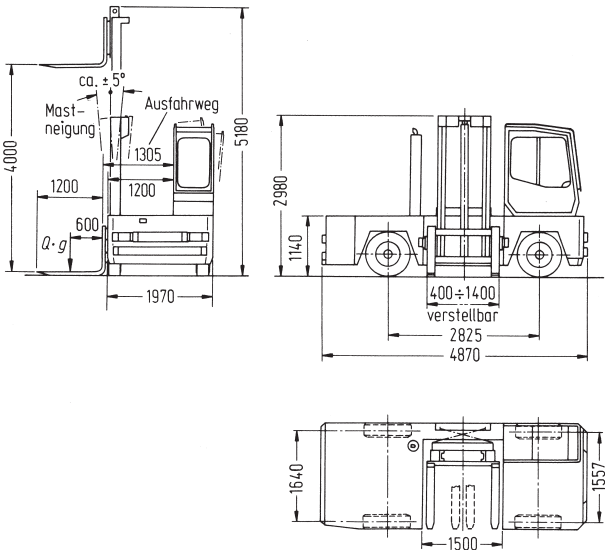


Bild 8. Quergabelstapler mit 6,5 t Tragfähigkeit. Hubhöhe 4000 mm; Dieselmotor 56 kW – 2400 1/min; Fahrgeschwindigkeit horizontal bis 22 km/h (Kalmar LMV, Ljungby)

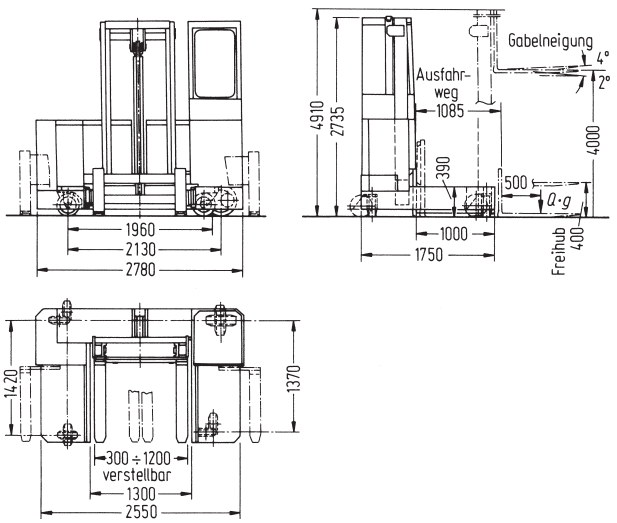


Bild 9. Vierwegegabelstapler mit 3 t Tragfähigkeit. 80-V-Elektrobatterie-Antrieb, 5-kW-Fahrmotor, 8-kW-Hubmotor; Fahrgeschwindigkeit horizontal bis 8 km/h; Hubgeschwindigkeit mit (ohne) Last 0,16 (0,22) m/s (Kalmar LMV, Ljungby)

Quergabelstapler Q (Langgutgabelstapler). Der Hubmast mit Schlitten und Gabel ist in der Mitte eines Plattformfahrzeugs quer zur Fahrzeuglängsachse in einer Aussparung verschiebbar angeordnet. Bei Lastaufnahme und Stapeln steht der Hubmast bündig mit der Fahrzeugseitenwand. Für das Verfahren der Last wird der Hubmast, z. B. durch diagonal angeordnete Hydraulikzylinder, in die Aussparung hineingezogen und die Last auf die Plattform abgesenkt (**Bild 8**). Mastneigung durch Neigen des gesamten Staplers über Hydraulikzylinder zwischen Fahrzeugrahmen und Achsen auf der Fahrerseite.

Vierwegestapler Y. Eine Kombination aus Schubmast- und Quergabelstapler, die Räder sind um 90° verstellbar, so daß in Fahrzeuglängs- und -querrichtung gefahren werden kann (**Bild 9**).

Der Hubmast ist bis zur Außenkante des Staplers verschiebbar; die Last wird je nach Fahrtrichtung entweder vor Kopf oder seitlich aufgenommen und bei zurückgezogenem Mast innerhalb der Radbasis transportiert. Je nach Tragfähigkeit (1 bis 15 t) sind ein, zwei oder alle vier schwenkbaren Räder angetrieben.

U

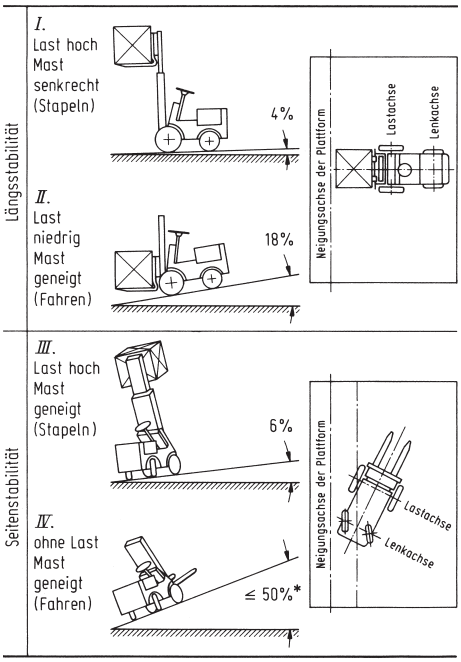


Bild 10. Versuchsbedingungen zur Ermittlung der Standsicherheit von Gabelstaplern bis 5 t Nennlast (ISO 1074)

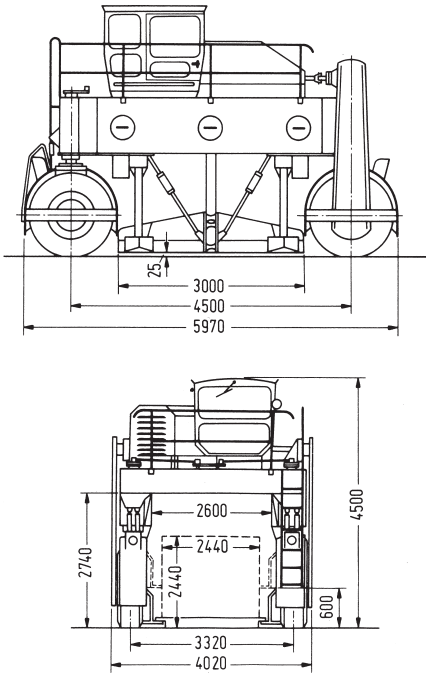


Bild 11. Portalhubwagen mit 30 t Tragfähigkeit. Hubhöhe 600 mm; Dieselmotor 144 kW – 2400 1/min; Fahrgeschwindigkeit horizontal bis 30 km/h vor- und rückwärts; hydraulische Allradlenkung (Valmet, Tampere)

Standsicherheit

Allgemeine Angaben zur Standsicherheit von Flurförderzeugen enthalten DIN EN 1726-1 und DIN EN 1726-2.
Für Gabelstapler mit Tragfähigkeiten bis 50 t, ist die Standsicherheit auf einer neigbaren Plattform in Längs- und Querrichtung, jeweils für einen Typ, vom Hersteller nachzuweisen. Versuchsbedingungen in ISO 1074 (**Bild 10**).

4.2.4 Portalhubwagen und -stapler

Straddle carriers and van carriers

Zum Transport von schweren Stückgütern, z. B. Langgut, Brammen, Unit Loads und Containern, werden Flurförderzeuge eingesetzt, die als portalartig hochgebaute Fahrzeuge die Last zwischen den Rädern aufnehmen. Der dieselmotorische Antrieb mit Getriebe, die Fahrerkabine und die Hubwerke sind zumeist oben auf dem Portal angeordnet.

Portalhubwagen F

Für Lasten bis 30 t (**Bild 11**) werden zwei von vier Rädern über vertikale Ketten angetrieben und alle Räder in Drehschemeln gelenkt. Die Last wird mit Lastschuhen beiderseits unten erfaßt und mit hydraulischen Zylindern um ca. 500 mm gehoben. Eine Horizontiereinrichtung sorgt für gleichmäßiges Heben auch für den Fall, daß der Lastschwerpunkt außermittig liegt. Beim Transport von Containern wird ein Tragrahmen (Spreader) eingesetzt (s. Portalstapler). Portalhubwagen auch für größere Tragfähigkeiten (bis 60 t) mit acht gelenkten Rädern, von denen die inneren vier angetrieben werden. Kraftübertragung zwischen Motor und angetriebenen Rädern auch hydrostatisch, oder über Drehmomentwandler, Lastschaltgetriebe und Gelenkwellen.

Portalstapler E

Portalstapler nehmen Container mit einem Tragrahmen (Spreader) von oben auf. Dabei werden drehbare Bolzen in den Eckbeschlägen der Container automatisch verriegelt. Containerlänge bis 40 ft (12192 mm), Containerhöhen bis $9\frac{1}{2}$ ft (2896 mm). Zumeist Ausführung der Portalstapler für Dreifachstapelung (**Bild 12**), damit an jeder Stelle eines Zweifachstapels ein Container aufgenommen und abtransportiert werden kann. Portalstapler für zweifache Stapelung sind ebenfalls im Einsatz; in wenigen Fällen auch für vierfache Stapelung.
Bewegung des Tragrahmens durch horizontal angeordnete Hydraulikzylinder über Ketten. Senkrechte Anordnung der Hubzylinder ist ebenfalls möglich. Gleichlauf der Kettenstränge wird durch querliegende Synchronisationswelle sichergestellt. Alternativ auch Aufhängung des Tragrahmens an Seilen, die von Seilwinden bewegt werden. Zur Erleichterung der Lastaufnahme ist der Tragrahmen um 2×300 mm seitlich verschiebbar und um $2 \times 6°$ horizontal drehbar. Kraftübertragung zwischen Antriebsmotor und angetriebenen Rädern (wahlweise zwei oder vier) über hydrodynamischen Drehmomentwandler, Lastschaltgetriebe und Gelenkwellen mit Winkelgetrieben.
Alternativ zum Antrieb durch einen einzelnen Antriebsmotor auf dem Portal werden zwei getrennte Motoren auf den seitlichen Längsträgern in Radnähe angeordnet, die jeweils zwei Räder einer Seite antreiben.
Kraftübertragung zwischen Motor und angetriebenen Rädern auch hydrostatisch oder elektrisch (Dieselmotor-Generator-Elektromotoren).
Gelenkt werden alle acht Räder, hydraulisch über einen Lenkzylinder je Fahrzeugseite.

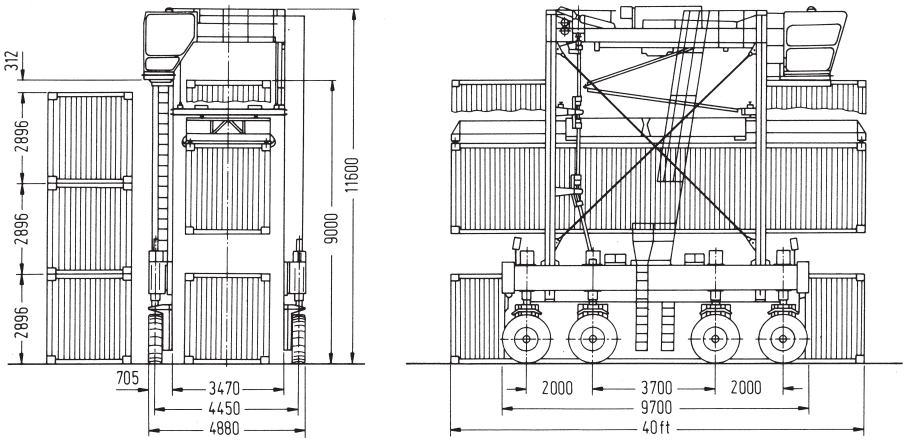


Bild 12. Portalstapler mit 40 t Tragfähigkeit zum Stapeln von Containern bis 9½ Fuß (2896 mm) Höhe dreifach aufeinander. Dieselmotor 223 kW, 2300 1/min; Fahrgeschwindigkeit mit (ohne) Last bis 25 (27) km/h; Hubgeschwindigkeit mit (ohne) Last bis 12,5 (16) m/min; hydraulische Allradlenkung (Noell GmbH, Würzburg)

4.2.5 Fahrerlose Flurförderzeuge
Automatically guided vehicles (AGV)

Auch als *FTS-Fahrzeuge* bezeichnet (FTS Fahrerloses Transportsystem). Fahrerlose Flurförderzeuge verkehren leitliniengeführt auf vorgegebenen Fahrkursen und dienen zur Verknüpfung von einzelnen Stationen in Lager, Fertigung und Montage. Einsatz auch für Warenverteil- und Kommissionieraufgaben.
Die batteriebetriebenen FTS-Fahrzeuge fahren mit Schrittgeschwindigkeit; Leitlinienführung zumeist induktiv. Dabei erfassen Tastspulen im Fahrzeug das elektromagnetische Feld eines stromdurchflossenen, im Boden verlegten Leitdrahts (Wechselstrom 5 bis 10 kHz) und veranlassen bei Fahrkursabweichungen Stellbewegungen des Lenkmotors. Leitlinienführung auch optisch (Abtasten einer Farbspur) oder induktiv mit passivem, auf dem Boden aufgeklebten Leitband.
Ausführung der FTS-Fahrzeuge als Wagen, Schlepper, Gabelhubwagen, Gabelstapler oder mit besonderer Lastübergabeeinrichtung (z. B. Kettenförderer, Rollenbahn, Hubtisch) und als Werkstückträger und fahrbarer Montagearbeitsplatz.

VDI-Richtlinie 2510: Fahrerlose Transportsysteme (FTS)

4.2.6 Fahrwiderstände und Fahrmotorleistung
Resistance to motion and engine performance

Der Fahrwiderstand von Flurförderern auf fester Fahrbahn besteht aus dem Rollwiderstand W_r (Zapfen- und Rollreibung) und dem Steigungswiderstand W_{st}, bei motorgetriebenen Fahrzeugen ist auch der Beschleunigungswiderstand W_a zu berücksichtigen. Der Luftwiderstand kann bei der kleinen Fahrgeschwindigkeit im allgemeinen vernachlässigt werden (s. **Q 1.2.1**).
Für die einzelnen Widerstände und den Gesamtfahrwiderstand gilt:

$$W_F = W_r + W_{st} + W_a ,$$

$$W_r = \mu_r \cdot m \cdot g \cdot \cos\alpha ,$$

$$W_a = m \cdot a \cdot \left(1 + \frac{\Theta_{red} \cdot i_c}{m \cdot r_{dyn}^2}\right) ,$$

$$W_{st} = m \cdot g \cdot \sin\alpha .$$

Für eine Fahrgeschwindigkeit v und einem Getriebewirkungsgrad η ist die erforderliche Fahrmotorleistung:

$$P_F = (W_F v)/\eta .$$

Die Auslegung des Fahrantriebs erfolgt nach den geforderten Werten für die Steigfähigkeit, die Zugkraft und die maximale Fahrgeschwindigkeit gemäß VDI 2198, welche im Typenblatt für Flurförderzeuge angegeben werden.
Bei elektrischem Antrieb wird auf Kurzzeitbetrieb S2 mit begrenzten, gemäß VDI 2198 festgelegten Zeiten ausgelegt. Beispielsweise wird zwischen Zugkraft für S2 60 min und maximaler Zugkraft für S2 5 min unterschieden, um durch eine kurzzeitige zulässige Überlastung der Elektromaschine eine kostengünstige Dimensionierung zu ermöglichen.
Bei verbrennungsmotorischen Staplern ist neben der erforderlichen Fahrleistung auch die erforderliche Hubleistung für die Auslegung des Antriebs maßgeblich.

4.3 Motorisch angetriebene Schüttgut-Flurförderer
Power-driven mobile bulk handling equipment

Schüttgut-Flurförderer werden vorwiegend im Bau- und Bergwerksbetrieb eingesetzt. Sie können nach Art der Schüttgutbewegung in *Förderer für bodenfreien Transport*, z. B. Schaufellader und Schürfmaschinen, und in *Förderer für bodengebundenen Transport*, z. B. Planiermaschinen und Grader, untergliedert werden.
Entsprechend ihrem Haupteinsatzgebiet werden sie bei den *Erdbaumaschinen* (s. **U 6.3**) behandelt.

5 Förderelemente und Fördersysteme für den innerbetrieblichen Materialfluß

Material handling Systems and Components

W. Günthner, Garching, und **D. Severin**, Berlin

5.1 Aufbau und Arbeitsweise von Materialflußsystemen (MFS)

Construction and working method

Struktur. Materialflußsysteme (MFS) in Fertigungsbetrieben, Versandhäusern, Häfen usw. sind u. a. wegen ihrer vom Menschen nicht mehr beherrschbaren Größe i. allg. automatisiert. Sie gliedern sich (**Bild 1**) in das administrative System und in das Transportsystem (TPS). Das TPS umfaßt die teils hintereinander geschalteten, teils vernetzten Transport- und Lagerelemente sowie die Prozeßsteuerung. Das administrative System plant und überwacht den Materialfluß. Es leitet seine Aufträge an das TPS und läßt sich die Erledigung bestätigen [1, 2, 3] .

Die Steuerung der Prozesse erfolgt über Materialflußrechner (**Bild 2**), die über einen Feldbus mit den speicherprogrammierbaren Steuerungen (SPS) kommunizieren. Die untereinander vernetzten SPS steuern die Förderelemente. Sie lassen sich einfach der jeweiligen Aufgabenstellung (Messen, Schalten, Steuern, Regeln, Verriegeln, Verknüpfen) anpassen und leicht programmieren. Dank ihrer Ausgangsleistung können sie die Schaltelemente der Fördersysteme direkt betätigen. Weiterentwickelte Feldbussysteme ermöglichen die Verlagerung der Intelligenz zur Maschine und damit die Reduktion des Verkabelungsaufwands und ggf. die Einsparung der SPS.

Funktionen (Operationen). Der störungsfreie Ablauf setzt die gleichzeitige Organisation von Materialfluß und Informationsfluß voraus. Notwendige Funktionen in automatisierten MFS sind Informieren, Steuern und Überwachen. Weitere im TPS auszuführende Operationen s. **Bild 3** [4, 5].

Zielsteuerung. In automatisierten TPS bewegen sich die Transporteinheiten (TEs) von den Eingängen zu ihren Bestimmungsorten ohne Eingriff durch den Menschen. Zur Identifizierung tragen sie eine Kennung [6]. Genügt es, TEs durch äußere Merkmale voneinander zu unterscheiden, können Gewicht, Abmessungen, Form zur Identifizierung dienen. Im allgemeinen tragen die TEs eine objekteigene Kennung, die entweder das Ziel beschreibt (direkte Steuerung **Bild 4a**) oder – heute gebräuchlicher – eine der TE zugeordnete Identnummer. Diese wird an diskreten Orten gelesen, decodiert und dem Rechner zugeführt, der entsprechende Operationen, wie Stellen einer Weiche, Zuweisung eines Lagerplatzes, veranlaßt. Diese sog. indirekte Steuerung (**Bild 4b**) ermöglicht eine schnelle Veränderung des Ziels durch den Rechner. Dieser hat ein virtuelles Bild über den augenblicklichen Zustand im MFS gespeichert und kann jederzeit Auskunft geben über die Position jeder TE, über die Belegung von Lagerplätzen (permanente Inventur) und ferner, da er die Stammdatei führt, über Eigenschaften einer TE (Gewicht, Abmessungen, Lieferant, Inhalt, Verfalldatum, Bestimmungsort usw.).

Identifikationssysteme. Sie dienen der Erkennung einer TE anhand der ihr mitgegebenen objekteigenen verschlüsselten Information [7, 8]. Diese kann mechanisch (z. B. durch Schaltnocken), magnetisch, durch OCR-Schriftzeichen oder durch den am häufigsten eingesetzten Strichcode verschlüsselt sein. Der Strichcode (barcode) – auf den von der TE mitgeführten Codeträger gedruckt – besteht aus nach einem bestimmten Bildungsgesetz (Codeart) angeordneten dicken und dünnen Balken und den dazwischenliegenden weißen Lücken. Bekannte Codearten sind: *Code 2/5* (**Bild 5**) verschlüsselt Ziffern 0–9 durch jeweils zwei dicke und drei dünne Balken, wobei der letzte Balken ein der Selbstüberprüfung dienendes Paritätsbit ist. Die nach einem bestimmten Algorithmus (z. B. Modulo 10) aus den einzelnen Ziffern gebildete sog. Prüfziffer überprüft die Gesamtinformation in bezug auf Lesefehler. Jede aus mehreren Ziffern bestehende Information ist durch ein Start- und Stopzeichen begrenzt.

Code 2/5 i (interleaved) nutzt zur Informationsübertragung auch die Lücken zwischen den Balken.

Code 39 verschlüsselt neben den zehn Ziffern 26 alphanumerische Zeichen und sieben Sonderzeichen durch zwei dicke und drei dünne Balken sowie eine dicke Lücke und drei dünne Lücken. Da selbstprüfend, benötigt dieser Code weder Paritätsbits noch Prüfziffer.

EAN Code (Europ. Artikel Nummer), *Code 129* u. a. sind im Handel üblich.

Die Identifizierungsgüte wird u. a. durch die Breite ($b > 0{,}4$ mm) und das Breitenverhältnis (günstig 1:3) der dünnen und dicken Balken bzw. Lücken, ihre Dickentoleranz, den Schwärzungsgrad und die Kantenschärfe der Balken be-

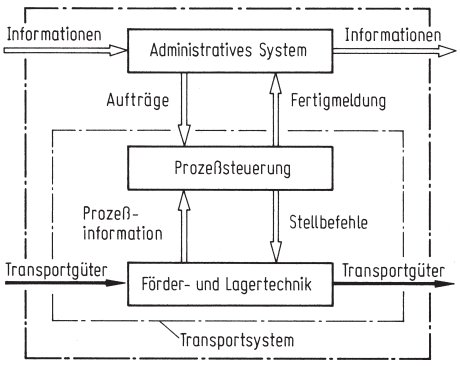


Bild 1. Aufbau automatisierter Materialflußsysteme (Erläuterungen im Text)

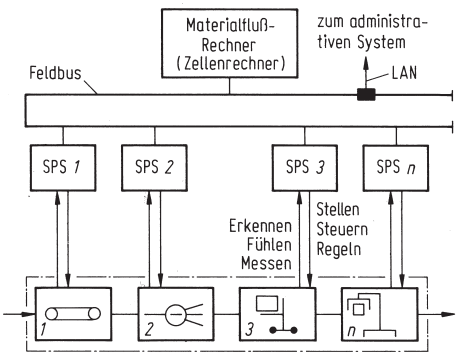


Bild 2. Steuerung automatisierter Materialflußsysteme (Erläuterungen im Text)

waagerecht, senkrecht, steigend fallend Transportieren	Transportieren umfaßt die speziellen Techniken der Raumüberbrückung. Dazu zählen „Fördern", „Heben", „Senken", „Fahren".
Übergeben	Übergeben ist das Überleiten der Transporteinheiten (TEs) von einem Fördermittel auf ein anderes.
Transporteinheit (TE) Zusammenführen oder Sammeln	Zusammenführen oder Sammeln ist das Vereinigen mehrerer Transportströme.
Verteilen	Verteilen ist das Aufteilen eines Transportstroms in mehrere Transportströme.
Sortieren	Sortieren ist das Verteilen der TEs nach bestimmten Kriterien.
Puffer Stauen	Stauen ist das Bilden von Puffern.
Speicher, Puffer Speichern oder Puffern	Speichern oder Puffern dient der Zeitüberbrückung, wobei die Ruhezeit relativ kurz ist.
Puffer Vereinzeln	Vereinzeln ist das Bilden eines Transportstroms durch Abziehen der TEs aus einem Puffer.
Lagern	Lagern dient der Zeitüberbrückung, wobei die Zeitdauer, in der sich eine TE in einem Lager aufhält, planmäßig relativ groß ist.
Roboter Handhaben	Handhaben ist das automatisierte Herausnehmen einer TE aus dem Förderstrom und die Übergabe an eine Bedienstation oder der gleiche Vorgang in umgekehrter Richtung.
z.B. mech. Bearbeiten Bedienen	Bedienen ist die Behandlung der TE in einer Bedienstation (z.B. Bearbeiten, Prüfen, Verpacken). Dabei bewegt sich die TE nicht.

Bild 3. Funktionen (Operationen) in Materialflußsystemen (Erläuterungen im Text)

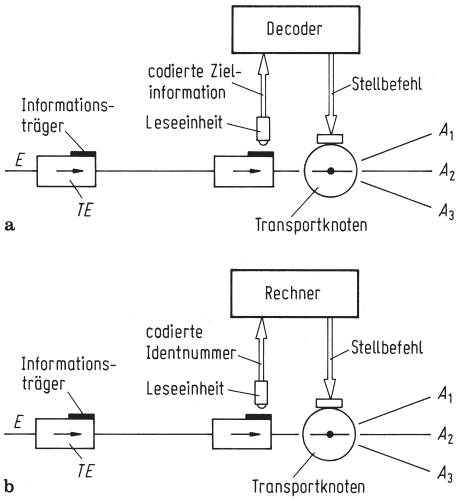


Bild 4a, b. Funktionsweise einer Zielsteuerung (ZS). **a** Direkte ZS; **b** indirekte ZS (Erläuterungen im Text)

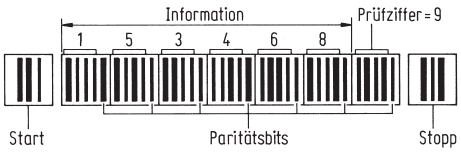


Bild 5. Aufbau einer codierten Information am Beispiel des 2/5-Codes (Erläuterungen im Text)

stimmt. Das Abtasten erfolgt i. allg. durch Laserscanner. Zwei im rechten Winkel zueinander stehende Scanner lesen, ebenso wie die teureren sog. omnidirektionalen Scanner oder die CCD-Kameras, die Information in jeder beliebigen Lage des Codeträgers.

Programmierbare Datenträger (EEPROM, RAM) ermöglichen der TE an bestimmten Stellen auf der Strecke Informationen abzugeben und aufzunehmen (z. B. Fertigungsinformationen, Prüfdaten) und reduzieren damit stark den Datenfluß im TPS nach oben [9–11] .

Abfertigungsstrategien vor Transportknoten. Bei gleichwertigen Materialströmen erfolgt die Abfertigung in der Reihenfolge der ankommenden TEs. Bei schubweiser Abfertigung werden zwei oder mehr TEs gleichzeitig durch den Transportknoten bedient. Bei Vorfahrtberechtigung (**Bild 6a**) wird eine nicht vorfahrtberechtigte TE nur dann abgefertigt, wenn keine vorfahrtberechtigte TE auf Abfertigung wartet, bei absoluter Vorfahrtberechtigung (**Bild 6b**) nur, wenn dadurch eine TE aus dem vorfahrtberechtigten Strom nicht behindert wird. Die Vorfahrtberechtigung mindert den möglichen Gesamtdurchsatz in dem Transportknoten.
Zur Vermeidung von Kollisionen oder zur Pufferbildung kann man den Förderweg in sog. Blockstrecken unterteilen. Solange sich eine TE in einer Blockstrecke befindet, ist der Zugang für die nachfolgende gesperrt.

5.2 Theoretische Behandlung der Materialflußsysteme

Theoretical treatment of material handling systems

Ein MFS kann gedacht werden als eine Hintereinander- oder Parallelschaltung verschiedener Bediensysteme, die durch

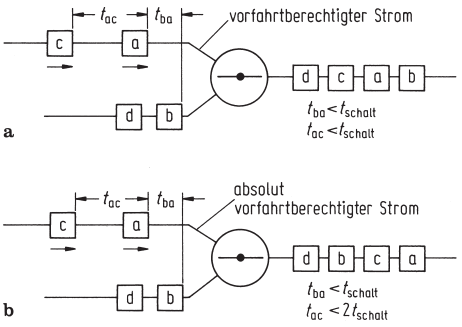


Bild 6a, b. Abfertigungsstrategien. **a** Bei Vorfahrtberechtigung; **b** bei absoluter Vorfahrtberechtigung (Erläuterungen im Text)

Transportstrecken und Weichen miteinander verbunden sind. Für das zunächst manuell geplante MFS muß durch Berechnung sicher gestellt werden, daß der mögliche Durchsatz in allen Transportstrecken und -knoten um ca. 10 % größer ist als der gewünschte Durchsatz und sich vor keiner Bedienstation eine unzulässig lange Warteschlange bildet.

Bediensystem. Ähnlich wie bei der Post besteht das Bediensystem aus der Bedienstation (Schalter), in der eine TE (Kunde) unterschiedlich lange abgefertigt wird, und aus dem Warteraum (Schalterhalle), in dem andere TEs auf Abfertigung warten (**Bild 7a**). Der zeitliche Abstand zweier nacheinander ankommender TEs ist die sog. Zwischenankunftszeit t_a.

Um Störungen im Gesamtsystem zu vermeiden, darf die Warteschlange in jedem Bediensystem nicht mehr Plätze belegen, als sie sein Warteraum bereit hält [12]. Eine notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung zur Begrenzung der Warteschlangenlänge ist $\varrho = \lambda/\mu < 1$. Dabei sind: ϱ der Auslastungsgrad, $\lambda = 1/t_a$ der mittlere Durchsatz (z. B. Stück/h) des ankommenden und $\mu = 1/t_b$ des abgefertigten Stroms, t_a und t_b die mittlere Zwischenankunftszeit bzw. Abfertigungszeit.

Wegen der mit ungleichen Zwischenankunftszeiten t_a ankommenden TEs und der unterschiedlich langen Bedienzeiten t_b bestimmt man die mittlere und maximale Zahl der wartenden TEs mit Hilfe der Dichtefunktionen $f(t_a)$ und $f(t_b)$ (**Bild 7b** und **c**). Dazu bildet man i. allg. das MFS auf dem Rechner ab und simuliert den geplanten Güterfluß [13, 14, 15]. Für jedes Bediensystem bestimmt der Rechner aus $f(t_a)$ und $f(t_b)$ die Verteilungsfunktionen $F(t_a)$ und $F(t_b)$ (**Bild 8**) und darüber mittels eines Zufallszahlengenerators für jeden Simulationsschritt die zufällige Zwischenankunftszeit t_a^* und Abfertigungszeit t_b^*. Die Simulation läuft so lange, bis sich abgesicherte Aussagen über die Zahl der wartenden TEs und deren zeitliche Verteilungen in den einzelnen Bediensystemen machen lassen (**Bild 7d**).

Zur mathematischen Beschreibung von $f(t_a)$ und $f(t_b)$ empfiehlt sich die Erlang-Verteilung (**Bild 9**).

$$f(t) = (\lambda \cdot k)^k \cdot \frac{t^{(k-1)}}{(k-1)!} \cdot e^{-\lambda k t} \qquad (1)$$

mit $k = (\bar{t}/\sigma)^2$, wobei $\bar{t}$ die mittlere Ankunfts- bzw. Abfertigungszeit und σ die zugehörige Standardabweichung ist (s. A bzw. DUBBEL *interaktiv*). Durch Variation des k-Werts läßt sich die Form der Verteilungsfunktion verändern. Mit $k = \infty$ ergibt sich der Dirac-Impuls (Kurzzeichen D, getakteter Betrieb), mit $k = 30$ die Gaußverteilung und mit $k = 1$ die oft verwendete Exponentialverteilung $f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$ (Kurzzeichen M, Markow-Prozeß), die eine relativ große Standardabweichung ($\sigma = \bar{t}$) besitzt und bei der TEs mit $t = 0$ am häufigsten auftreten.

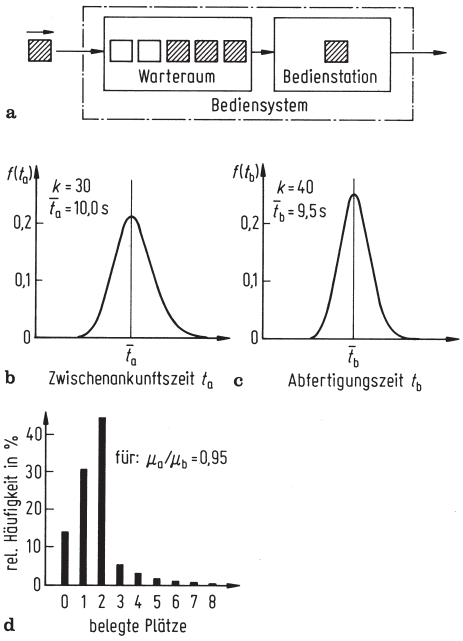


Bild 7. **a** Bediensystem; **b** Wahrscheinlichkeits-Dichtefunktion des ankommenden Stromes; **c** Wahrscheinlichkeits-Dichtefunktion des abgefertigten Stromes; **d** rel. Häufigkeit der belegten Plätze im Warteraum

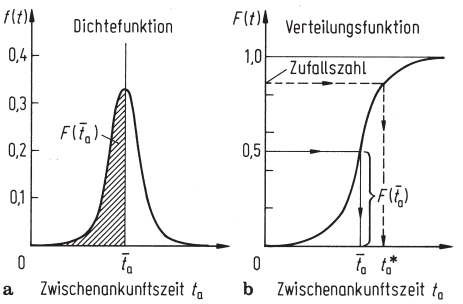


Bild 8. **a** Dichtefunktion eines Ankunftprozesses; **b** daraus abgeleitete Verteilungsfunktion zur Bestimmung der nächsten Zwischenankunftszeit t_a^* mit Hilfe des Zufallsgenerators

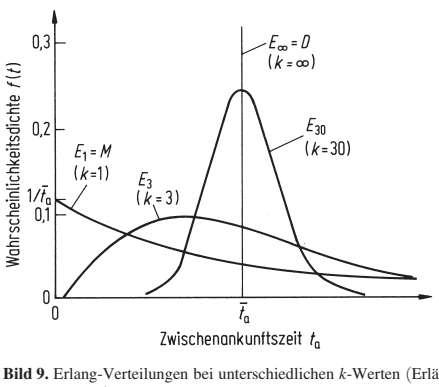


Bild 9. Erlang-Verteilungen bei unterschiedlichen k-Werten (Erläuterungen im Text)

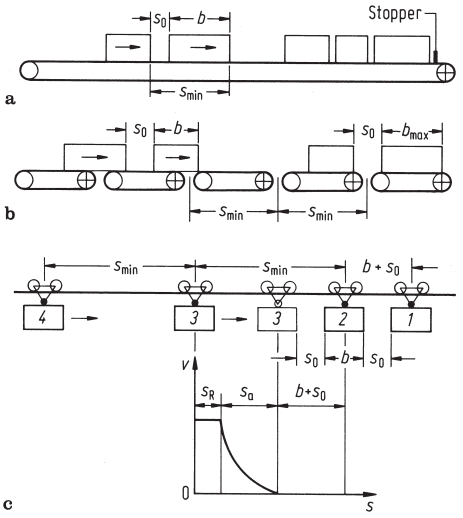


Bild 10a–c. Mindestabstand s_{min} zwischen zwei benachbarten TEs auf der Förderstrecke. **a** Bei festem Abstand der TEs auf dem Förderer; **b** bei Stauförderern mit fester Stauplatzlänge; **c** bei selbstfahrenden TEs

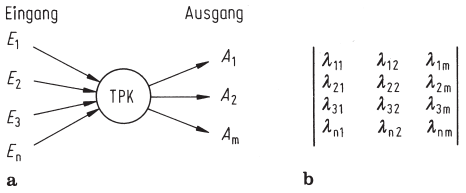


Bild 11. a Transportknoten; **b** Transportstrommatrix mit den von den Eingängen i zu den Ausgängen j fließenden Transportströmen λ_{ij}

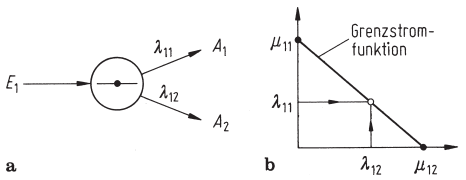


Bild 12. a Verteilelement mit zwei Ausgängen; **b** Beziehung zwischen den Grenzströmen μ_{11} und μ_{12} sowie den möglichen Durchsätzen λ_{11} und λ_{12}

Analytische Lösungen, und dann nur für die mittlere Wartezeit $\bar{t}_w$ bzw. die mittlere Anzahl $\bar{N}_w = \lambda \cdot \bar{t}_w$ der wartenden TEs, bestehen nur für die Bediensysteme mit Dichtefunktions-Kombinationen von $f(t_a)$ und $f(t_b)$.

Durchsatz auf freier Strecke. Fördergeschwindigkeit v und Mindestabstand s_{min} der aufeinander folgenden TEs bestimmen den möglichen Durchsatz

$$\mu = v/s_{min} = 1/t_{min} \quad (2)$$

in Stück/Zeiteinheit. s_{min} wird bestimmt durch die Breite b der TE und das Förderprinzip.

Liegen die TEs mit festen Abständen zueinander auf dem Fördermittel (z. B. Bandförderer) und dürfen die TEs beim Anhalten auf die davor stehende TE auffahren (Stauen unter Staudruck), ist $s_{min} = b + s_0$ (**Bild 10a**). Der Sicherheitsabstand s_0 muß so groß sein, daß sich die TEs bei der Beförderung (z. B. bei Kurvenfahrt) nicht behindern.

Dürfen die TEs nicht auffahren (staudruckloses Stauen), teilt sich die Förderstrecke in individuell ein- und abschaltbare Einzelförderer gleicher Länge $b_{max} + s_0$, die durch die breiteste zu fördernde TE bestimmt wird (**Bild 10b**).

Werden die TEs durch selbstfahrende (aktive) Elemente (z. B. Elektrohängebahn) transportiert, ist $s_{min} = s_r + s_a + b + s_0$ (**Bild 10c**) mit: Reaktionsweg $s_r = v \cdot t_r$, Reaktionszeit t_r, Verzögerungsweg $s_a = v^2/2a$, Verzögerung a. Bei der Fördergeschwindigkeit $v = v_{opt} = \sqrt{2a(b+s_0)}$ ergibt sich der größtmögliche Durchsatz $\mu_{max} = 1/(t_r + \sqrt{2(b+s_0)/a})$.

Durchsatz in Transportknoten. Transportknoten (TPK) (**Bild 11a**) wie z. B. Weichen, vereinen und/oder verteilen Transportströme λ_{ij}. Der Durchsatz ist i. allg. kleiner als der auf freier Strecke, da die nächste TE erst in den TPK einfahren kann, wenn dieser die Vorgängerin abgefertigt hat und wieder aufnahmebereit ist (sog. eingeschränkte Durchfahrt). Auch sich kreuzende Fahrwege von Flurförderzeugen bilden einen TPK.

Der Gesamtdurchsatz des TPK ist die Summe der Durchsätze aller Teilströme $\sum \lambda_{ij}$ (**Bild 11b**), die durch das allgemeine Grenzstromgesetz $\sum \lambda_{ij}/\mu_{ij} \leq 1$ miteinander verknüpft sind. μ_{ij} ist der sog. Grenzstrom, d. h. der max. mögliche Durchsatz für die jeweilige Förderrichtung $i\,j$, wenn nur zwischen dem Eingang i und dem Ausgang j gefördert würde [16, 17]. **Bild 12** zeigt, wie sich bei einem Verteilelement mit einem Eingang ($i = 1$) und zwei Ausgängen ($j = 2$) und den Grenzströmen μ_{11} und μ_{12} die Durchsätze λ_{11} und λ_{12} gegenseitig beeinflussen (**Bild 12a**). Vergrößert sich z. B. λ_{11}, verkleinert sich λ_{12}.

5.3 Transporteinheit (TE) und Transporthilfsmittel (TPH)

Transportation unit and remedy

Die Transporteinheit (TE) ist das zu fördernde einzelne Stückgut. Häufig faßt man mehrere Einzelstücke auf einem Transporthilfsmittel (TPH) zu einer größeren Transporteinheit zusammen [18]. Das TPH ist ein flacher oder behälterartiger Unterbau mit standardisierter Grundfläche, der jeweils als Mittler zwischen dem Fördergut einerseits und dem Lastaufnahmemittel, dem Fördergerät und dem Lagerregal andererseits wirkt und oft den besonderen Formen des Transportguts angepaßt ist. Häufig eingesetzte TPH sind Flachpaletten [19] und Behälter (**Bild 13**). Im innerbetrieblichen Materialfluß sind spezielle Kunststoffbehälter unterschiedlicher Größe im Einsatz. Vielfach werden verpackte, relativ leichte Güter ohne TPH gefördert (Pakete in Versandhäusern und Post).

Vorteile des TPH-Einsatzes: Reduzierung der Transporte sowie der Ein- und Auslagervorgänge; betriebsübergreifende Standardisierung der Transport-, Förder- und Lagermittel; optimale Nutzung der Laderäume von Verkehrsmitteln. Ferner „Ladeeinheit = Transporteinheit = Lagereinheit", deswegen kein Umpacken, daher Schonung des Gutes, einfachere Verpackung, schnellerer Transport.

5.4 Förderelemente für den innerbetrieblichen Materialfluß

Components of material handling systems

Transportsysteme (TPS) entstehen durch Verknüpfung von aufgabenspezifisch arbeitenden Förderelementen und Teil-

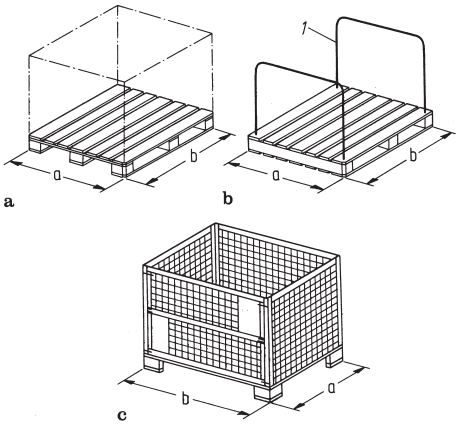


Bild 13a–c. Ladungsträger. **a** Vierwege-Flachpalette (DIN 15146) aus Holz, seltener aus Kunststoff mit Außenmaßen ($a \times b$): 800 mm × 1000 mm; *800 mm × 1200 mm (Europäische Tauschpalette)*; 1000 mm × 1200 mm; **b** Zweiwege-Flachpalette, erweitert mit Aufsteckrahmen *1*, sonst wie a; **c** Gitterboxpalette (DIN 15155) aus Stahl mit Vorderwandklappen, alternativ mit abnehmbarer geteilter Vorderwand (DIN 15144), Grundfläche wie a, stapelbar fünffach übereinander

systemen. Wegen der oft großen Zahl von parallel und hintereinander geschalteten Elementen wird von diesen eine große Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit bei kleinstmöglichen Kosten gefordert. Ihre Förderquerschnitte, Fördergeschwindigkeiten, Tragfähigkeiten, möglichen Durchsätze und Übergabestellen sind aufeinander abzustimmen. Zur Lastabstützung und für den Transport dienen wälzgelagerte Kugeln, Röllchen, Rollen sowie Ketten und Gummi- oder Stahlgurtbänder. Tragkonstruktion und Art des Antriebs werden durch die Gewichtsklasse (GK) bestimmt.

GK 1 Lasten bis 50 kg für leichte Fördergeräte. Wegen der gewünschten manuellen Bewegungsmöglichkeit wiegen die TEs mehrheitlich weniger als 15 kg.

GK 2 Lasten von 50 bis 1500 kg für schwere Fördergeräte (i. allg. auf Paletten). Die Transportgewichte liegen mehrheitlich unter 800 kg.

Fördergeschwindigkeit. Sie wird begrenzt durch die Abfertigungskapazität zwischengeschalteter Transportknoten. Sie liegt bei einfachen Förderelementen zwischen 0,3 und 0,5 m/s, üblicherweise bei 0,35 m/s. Für Sortiersysteme, Schleppkreisförderer, Elektrohängebahnen, Fahrerlose Transportsysteme siehe dort.

5.4.1 Elemente zur Förderung auf freier Strecke
Open line conveying components

Kugeltische. Sie werden eingesetzt an Gutaufgabestationen, an Weichen oder Kreuzungen (**Bild 14a**). Sie erlauben die gleichzeitige Förderung der TEs in zwei Richtungen und eine zusätzliche Drehung um deren vertikale Achse. Sie bestehen aus über die Förderebene verteilten wälzgelagerten Kugelelementen *1* (**Bild 14b**) oder aus parallel- und hintereinander geschalteten sog. Omni-Rollen (**Bild 14c**), bei denen die Achsen *1* der drehbaren Rahmen *2* in die Hauptförderrichtung weisen, und die Achsen der drei drehbar im Rahmen gelagerten tonnenförmigen Rollen *3* dazu senkrecht stehen.

Röllchenförderer (Bild 15a). Mehrere wälzgelagerte, nicht angetriebene Röllchen *1* sitzen auf einer Achse. Mehrere in einem Rahmen *2* hintereinander angeordnete röllchenbestückte Achsen bilden das Förderelement.

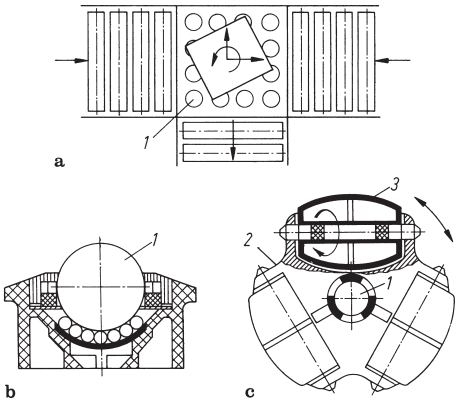


Bild 14. **a** Weiche mit Kugeltisch; **b** wälzgelagertes Kugelelement; **c** sog. Omni-Förderrolle (INTERROLL)

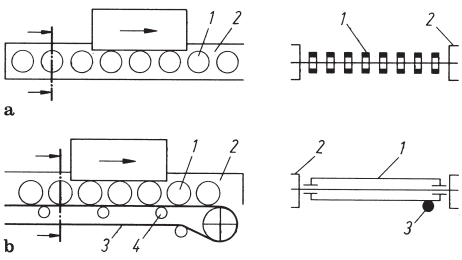


Bild 15. **a** Röllchenförderer und **b** Rollenförderer für GK 1 (Erläuterungen im Text)

Rollenförderer. Er besteht aus hintereinander liegenden, wälzgelagerten Rollen *1*, die i. allg. angetrieben werden. Bei der leichten Ausführung für GK 1 (**Bild 15b**) werden einfach auswechselbare Rollen von oben in den Tragrahmen *2* gelegt. Den Antrieb übernimmt ein ständig umlaufender Flach-, Keil- oder Rundriemen *3*. Diesen drücken federnd gelagerte Röllchen *4* nur so leicht an die Förderrollen *1*, daß sich diese bei ruhenden TEs (z. B. im Stau) nicht drehen.
Rollenförderer der schweren Ausführung für GK 2 (**Bild 16a**) transportieren vorzugsweise Paletten *1*. Deren Bodenbretter *2* stehen mit den Förderrollen *3* in Kontakt. Zur Führung der Paletten auf den Rollen dienen kegelförmige Abweisringe *4*. Der Antrieb erfolgt zentral über Kettenräder *5* und Rollenketten, die je zwei benachbarte Rollen verbinden.

Tragkettenförderer. Für GK 2 (**Bild 16b**). Zwei mit gleicher Geschwindigkeit parallellaufende, unten durch Kunststoffleisten *2* gestützte endlose Rollenketten *3* tragen auf der Oberseite der Kettenglieder die Palette *1*. Tragkettenförderer arbeiten geräuscharmer und palettenschonender als Rollenförderer.

Bandförderer (für GK 1, siehe **Bild 17**). Sie erlauben größere Fördergeschwindigkeiten als Rollenförderer. Ein über ein Schneckengetriebe oder direkt durch einen Trommelmotor *1* getriebenes Gurtband *2*, das durch Tragrollen *3* (**Bild 17a**) gestützt wird, fördert die TEs. Zur Geräuschminderung können die Stützrollen durch ein Stützblech *4* (**Bild 17b**) ersetzt werden (gleitende Abtragung), wobei der Antrieb die Reibkräfte zwischen Blech und Gurt überwinden muß.

Kurvenförderer. Kurvenfahrt der TEs in GK 1 ist u. a. möglich durch Rollenförderer mit über Riemen *10* angetrie-

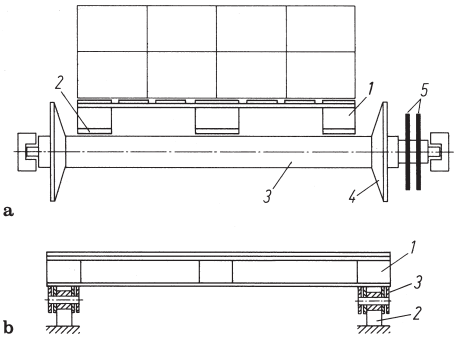


Bild 16. Für GK 2 **a** Rollenförderer und **b** Tragkettenförderer mit gegenüber **a** um 90° gedrehter Palette (Erläuterungen im Text)

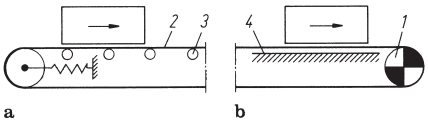


Bild 17. Bandförderer für GK 1 (Erläuterungen im Text)

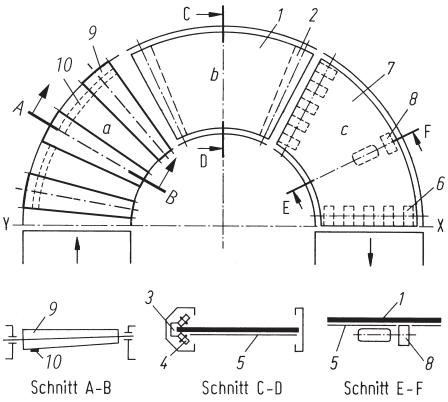


Bild 18. Kurvenförderer für GK 1 (Erläuterungen im Text)

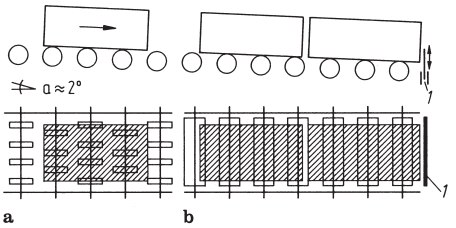


Bild 19a, b. Schwerkraftförderer; **a** mit Röllchenbahn für GK 1; **b** mit Rollenbahn für GK 1 und GK 2 (Erläuterungen im Text)

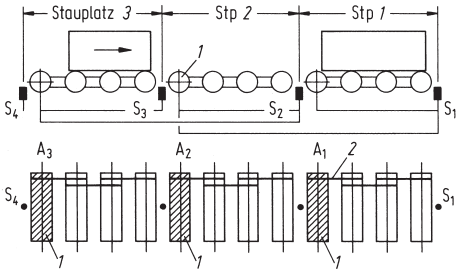


Bild 20. Staurollenförderer (Erläuterungen im Text)

benen kegligen Rollen *9* (**Bild 18a**) oder durch Bandförderer, bei denen das Förderband *1* (**Bild 18b**) über zwei keglige Rollen *2* (eine davon angetrieben) läuft und an der Außenkante über ein aufvulkanisiertes Profilband *3* aus PUR und festgelagerte Stützrollen *4* auf dem Gleitblech *5* geführt wird. Werden die Kegelrollen an den Enden durch mehrere zylindrische Stützröllchen *6* ersetzt (**Bild 18c**), kann die Außenkantengurtführung entfallen. Den lose aufgelegten Gurt *7* treibt ein Reibrad *8*. Die Lücken zum geradeauslaufenden Anschlußförderer können enger gestaltet werden als bei kegligen Endrollen (vgl. Übergangsstelle X (**Bild 18a**) und Y (**Bild 18c**)).

Schwerkraftförderer. Schurre, Wendelrutsche, leicht geneigte Röllchen- (**Bild 19a**) und nicht angetriebene Rollenförderer (**Bild 19b**), vorzugsweise für GK 1, nutzen die Hangabtriebskraft auf der schiefen Ebene zur Überwindung der Bewegungswiderstände zwischen TE und Tragelementen.

Abstandsweise eingesetzte Bremsrollen können die Geschwindigkeit begrenzen. Ungewollter Stillstand des Materialflusses ist möglich, wenn Bewegungswiderstände unplanmäßig groß werden, z. B. beim Anlaufen der TEs an Seitenbegrenzungen.

Stauförderer ermöglichen das geplante Anhalten der TEs. Wenn die TEs dabei aufeinander auffahren dürfen (Stauen unter Staudruck), können Schwerkraftförderer nach **Bild 19** eingesetzt werden. Der gestaute Materialstrom setzt sich selbsttätig in Bewegung, wenn Stopper *1* (**Bild 19b**) abgesenkt wird.

Bei empfindlichem Gut oder bei den TEs der GK 2 dürfen sich die gestauten TEs nicht berühren (**Bild 20**). In diesem Fall ist die Staustrecke in abstandsgleiche Teilstrecken (Stauplätze) mit eigenen Antrieben *1*, z. B. Antriebsrolle nach **Bild 21** und Riementrieb *2*, unterteilt. Die Stauplatzlänge wird durch die längste zu fördernde TE bestimmt. Staubildung erfolgt, indem nach Beladung eines Stauplatzes dessen Antrieb *1* abgeschaltet wird, wenn der Stauplatz davor durch eine TE besetzt ist. Wenn eine TE von ihrem Stauplatz abgezogen wurde, besetzt die nachfolgende den freigewordenen Platz, so daß auf diese Weise alle nachfolgend gestauten TEs sich zeitlich versetzt um je einen Platz vorbewegen. Die Steuerung erfolgt mechanisch durch Schaltnocken oder optisch durch Sensoren S.

5.4.2 Elemente zum Zusammenführen und Verteilen von Transportströmen

Components for unification and operation of material flow

Diese Elemente (z. B. Weichen) verteilen in Transportknoten (s. **Bild 11**) aus unterschiedlichen Richtungen ankommende TEs in andere Richtungen (**Bild 22** und **Bild 23**). Am häufigsten sind Verteilelemente mit einem Eingang und zwei Ausgängen und Sammelelemente mit zwei Eingängen und einem Ausgang.

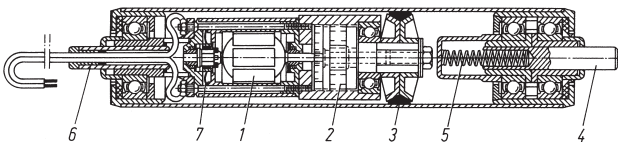


Bild 21. Selbsttreibende Förderrolle, GK 1 für Stauförderer und Verschiebewagen (INTERROLL). *1* regelbarer Gleichstrommotor mit Permanentmagneterregung für 24 Volt, *2* zweistufiges Umlaufgetriebe, *3* reibschlüssige Gummikupplung zwischen Getriebeausgang und Rollenkörper, *4* für die Montage verschiebbare Achse, *5* Vorspannfeder für Achse, *6* feste Achse mit Sechskantprofil als Drehmomentenstütze, *7* Kollektor

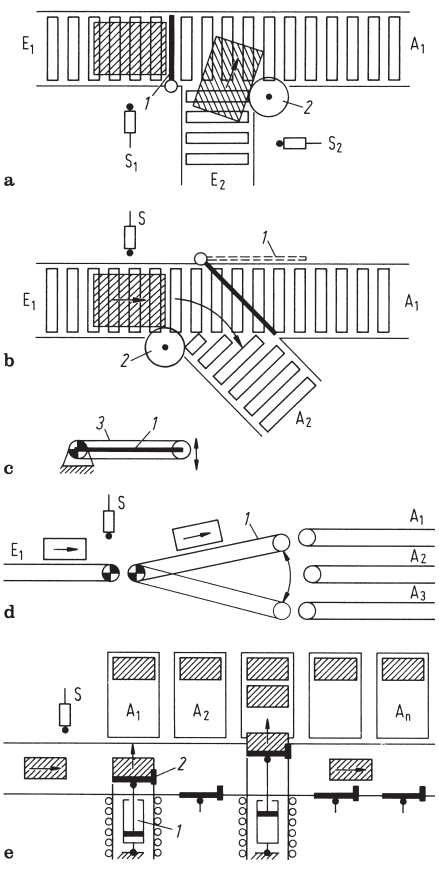


Bild 22a–e. Sammel- und Verteilelemente für leichtes Stückgut (GK 1). **a** Sammelelement für Rollenförderer. Für ungehinderte Durchfahrt der TE entweder aus Richtung E1 oder E 2 nach A1 sorgt ein über optische Sensoren S_1, S_2 gesteuerter Schwenkarm *1*, der jeweils eine Förderrichtung sperrt. Seitenführungsrolle *2* erleichtert Umlenkung der TE. **b** Verteilelement für Rollenförderer mit Schwenkarm *1* und Umlenkrolle *2*. Sensor S identifiziert die TE und schaltet Schwenkarm *1* in die gewünschte Richtung. **c** Zur schnelleren Umlenkung kann Schwenkarm *1* mit einem umlaufenden Band *3* ausgerüstet werden. **d** Verteilelement für Gurtbandförderer. Ein stets umlaufendes, schwenkbares, über Sensor S gesteuertes Transportband *1* verteilt die TEs in die alternativen Richtungen A_1, A_2, A_3. **e** Verteilelement mit mehreren Ausgängen. In chaotischer Reihenfolge ankommende TEs werden durch Sensor S identifiziert und mit Hilfe druckluftbetätigter Zylinder *1* und verschiebbarer Mitnehmer *2* (Pusher) den einzelnen Ausgängen A_1, A_2, A_n zugeführt

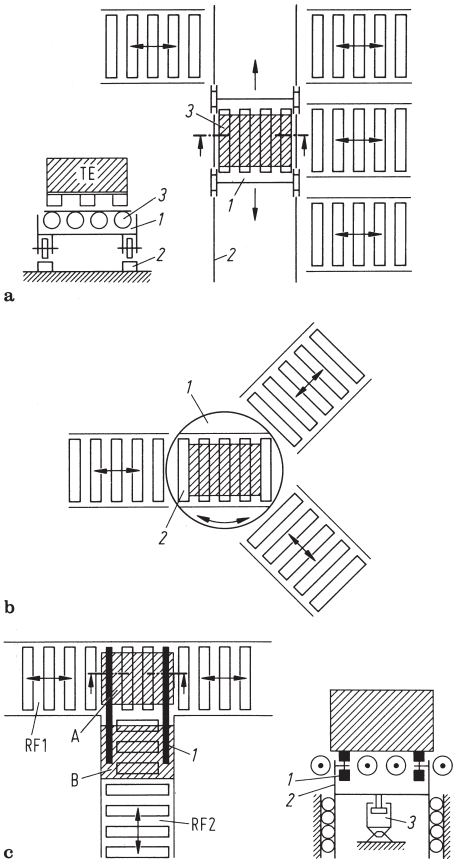


Bild 23a–c. Sammel- und Verteilelemente für schweres Gut (GK 2). Jedes der drei Elemente kann als Sammel- oder als Verteilelement arbeiten. **a** Mit Verschiebewagen *1*, der auf Schienen *2* fährt und mit einem angetriebenen Rollentisch *3* ausgerüstet ist. Er nimmt die Last an einer Stelle auf, bringt sie zu dem gewünschten Ausgang und gibt sie dort ab; **b** mit Drehweiche *1*, die einen angetriebenen Rollentisch *2* besitzt; **c** mit integriertem Kettenförderer *1*, welcher auf einem zwischen den Rollen eingelassenen Rahmen *2* sitzt. Dieser wird bei gewünschter Änderung der Förderrichtung über Hydraulikzylinder *3* angehoben, übernimmt die TE z. B. in Pos. A vom Rollenförderer RF 1, fördert sie nach Pos. B und übergibt sie dort durch Absenken dem RF 2

5.4.3 Sortiersysteme. Sorting systems

Gegenüber den Verteilelementen unter **U 5.4.2** verteilen Sortiersysteme (Sorter) die TEs der GK 1 (i. allg. unter 15 kg, z. B. Postpakete) auf eine größere Zahl von Ausgängen und dies bei wesentlich größeren Fördergeschwindigkeiten und Durchsätzen (5 000 bis 15 000 h^{-1}) [20, 21] (**Bild 24**).

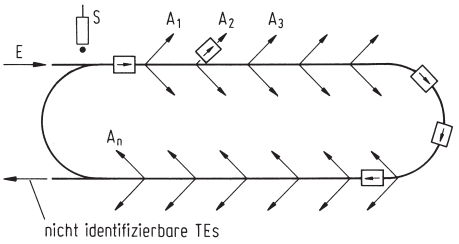


Bild 24. Funktionsprinzip der Sortiersysteme für leichtes Gut (GK 1) (Erläuterungen im Text)

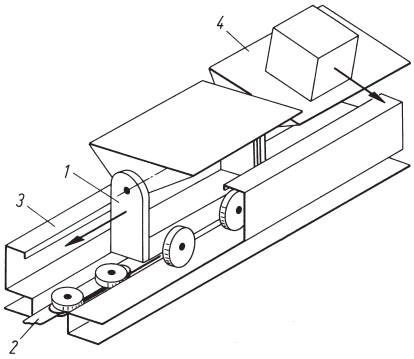


Bild 25. Kippschalen-Sorter (Erläuterungen im Text)

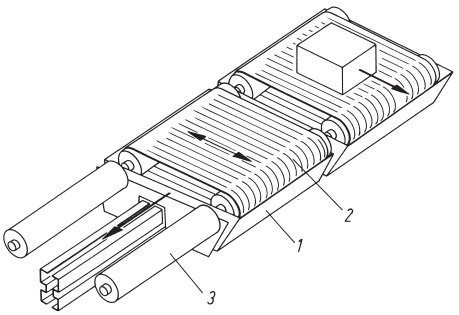


Bild 26. Quergurt-Sorter (Erläuterungen im Text)

Kippschalen-Sorter (Bild 25). Eine Vielzahl gelenkig aneinander gekoppelter Wagen *1* werden durch ein Zugmittel *2* in einem Hohlprofil *3* auf einem geschlossenen Kurs mit möglichen Vertikal- und Horizontalbögen verfahren ($v = 2{,}3$ m/s). Jeder Wagen ist mit einem quer zur Hauptförderrichtung kippbaren Lastaufnahmemittel *4* ausgerüstet, das die TE an dem durch das Identifizierungssystem vorgegebenen Ausgang abkippt.

Quergurt-Sorter (Bild 26). Ähnlich aufgebaut wie der Kippschalensorter besitzt jeder Wagen *1* anstelle der Kippschale einen quer zur Hauptförderrichtung ($v = 2{,}0$ m/s) wirkenden Gurtbandförderer *2*. Sein Antrieb *3* wird nur zum Ausschleusen der TE in den vorgesehenen Ausgang aktiviert.

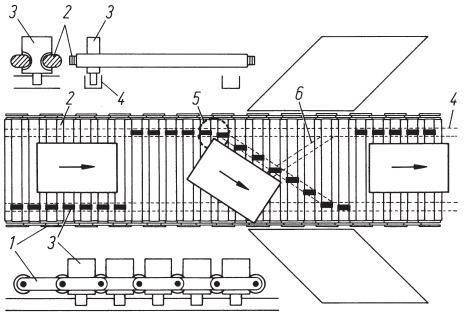


Bild 27. Zip-Sorter (Erläuterungen im Text)

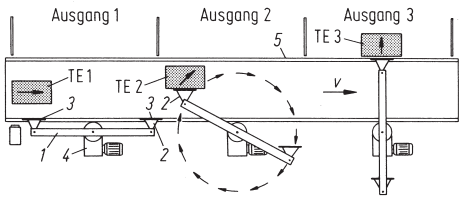


Bild 28. Drehschub-Sorter (Erläuterungen im Text)

Zip-Sorter (Bild 27). Zwei parallel umlaufende Ketten *1* ($v = 2{,}8$ m/s), die durch Platten *2* verbunden sind, tragen die TEs. Das Ausschleusen übernehmen Abschiebeschuhe *3*, die zwischen zwei benachbarten Stäben liegen und zur Ausschleusung der TE quer zur Hauptförderrichtung verschoben werden können. Zu diesem Zweck werden die Schuhe *3* zusätzlich in Gleitschienen *4* geführt, die unterhalb und an beiden Seiten des Stabkettenförderers liegen und in Hauptförderrichtung weisen. Soll eine TE ausgeschleust werden, leitet eine Weiche *5* die Schuhe in eine im Winkel zur Hauptförderrichtung liegende Führungsbahn *6* um, so daß sich die mit den Stäben umlaufenden Schuhe zusätzlich quer verschieben und die TE abweisen. Je nachdem, wo die TE ausgeschleust werden sollen, müssen die ihr zugedachten Abschiebeschuhe bereits am Eingang des Zip-Sorters nach Identifizierung der TE der linken oder der rechten Führungsschiene zugeordnet werden. Die Anzahl der Schuhe wird durch die Fördergutlänge bestimmt.

Rotationspusher (Bild 28). Jeder Ausgang des Sortiersystems ist mit einem Drehschubarm ausgerüstet, bestehend aus dem Dreharm *1*, dem Abweiser *2*, dessen Kontaktflächen *3* infolge einer im Dreharm eingebauten Parallelführungskinematik stets senkrecht zur Förderrichtung bewegt werden, und dem Antrieb *4*, der aktiviert wird, wenn eine auf dem Band *5* ankommende TE in den betreffenden Ausgang gefördert werden soll (z. B. TE 2 nach Ausgang 2).

5.4.4 Kreisfördersysteme. Circular conveying systems

Sie bestehen aus einer Vielzahl gleichartiger lastentragender Rollenlaufwerke mit Gehänge, die sich i. allg. auf oder über dem Flur auf geschlossenen Fahrkursen bewegen. Weichen können ihre Fahrwege verzweigen und zusammenführen. Die Lastaufnahmemittel (Gehänge) können den individuellen Bedürfnissen angepaßt werden.

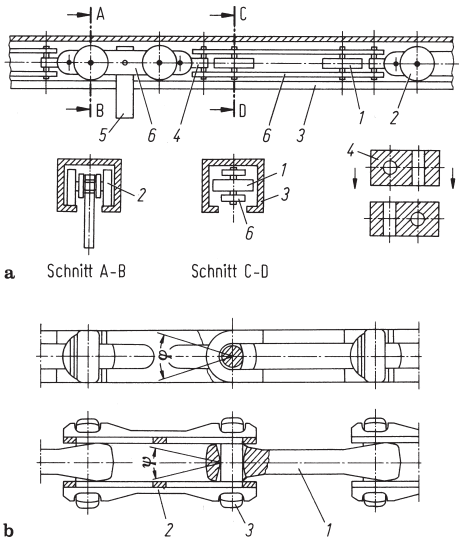


Bild 29 a, b. Zugmittel für Kreisketten- und Schleppkreisförderer. **a** Kreuzgelenkkette; **b** Steckkette nach VDI-Richtlinie 3614 (Erläuterungen im Text)

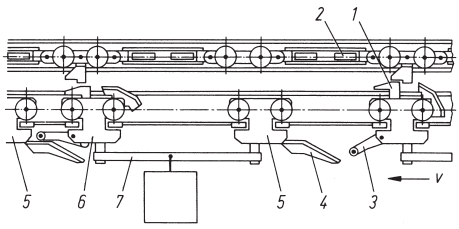


Bild 30. Schleppkreisförderer (Eisenmann) (Erläuterung im Text)

Kreiskettenförderer. Für leichtes Gut übernimmt eine endlos umlaufende Kreuzgelenkkette den Transport der Lasten (**Bild 29 a**). Sie wird durch horizontale *1* und vertikale Rollen *2* in einem unten teilweise offenen Rechteckrohr *3* geführt ($v = 6$ bis 30 m/min). Infolge des Kreuzgelenks *4* kann die Fahrbahn ansteigend, abfallend oder in der horizontalen Ebene gekrümmt sein. Das beliebig gestaltbare Lastaufnahmemittel *5* ist drehbar zwischen zwei Kettengliedern *6* angeordnet. Für schweres Gut wird die sog. Steckkette (**Bild 29 b**) nach VDI-Richtl. 3614 eingesetzt. Im entspannten Zustand läßt sie sich einfach in die drei Elemente Innenglied *1*, Außenglied *2* und Bolzen *3* zerlegen. Die Kette wird durch Rollen aus Stahl auf den Flanschen eines I-Profils geführt (s. **U 3 Bild 28**).

Schleppkreisförderer (Power & Free Förderer). Sie verwenden als Zugmittel die gleichen Elemente wie die Kreiskettenförderer. Allerdings hängen die Lasten an eigenen Laufwagen (**Bild 30**). Diese können über einen Klinkenmechanismus *1* an die umlaufende Zugkette *2* angehängt werden ($v = 6$ bis 30 m/min) und sich von dieser wieder abkuppeln, wenn z. B. der die Klinke bedienende Hebel *3* auf die Gleitkurve *4* eines stehenden Laufwagens auffährt. Dies ermöglicht die automatische Pufferbildung. Der Laufwagen besteht aus den beiden Fahrwerken *5* und *6* und der sie gelenkig verbindenden Lasttraverse *7*. Wird der vorderste Laufwagen *8*

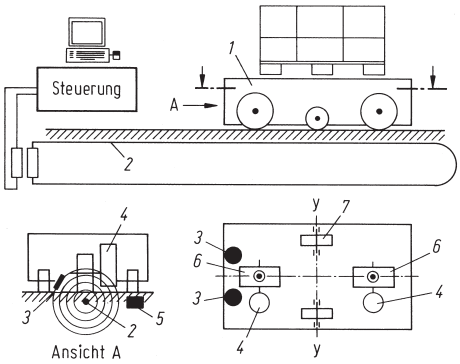


Bild 31. Prinzip der Fahrerlosen Transportsysteme (FTS) (Erläuterungen im Text)

abgezogen, kuppeln sich die nachfolgenden Wagen taktweise an die stets umlaufende Schleppkette *2* an. Kurvenfahrt und ansteigende Förderung bis 45° sind möglich. Die Übergabe der Transportwagen von einem Förderkreis auf einen anderen (Weiche) erfolgt durch Transfer-Förderer.

Elektrohängebahn-System (EHB). Die Fahrbahn ist eine einseitig aufgehängte Schiene [22–24]. Jedes Fahrzeug (Aufbau und Funktion s. **U 2 Bild 74**) mit eigenem Antrieb und eigener Identnummer kann durch den Rechner einzeln angesteuert, an jeder beliebigen Stelle angehalten und bei frequenzgeregelten Motoren bei unterschiedlich großen Geschwindigkeiten (z. B. Reduzierung bei Kurvenfahrt) betrieben werden. Der Fahrweg ist in Blockstrecken unterteilt. Sobald ein Fahrzeug die Blockstrecke belegt, ist die Einfahrt durch das nachfolgende unterbunden. Pufferbildung ist möglich. Bei Steigungen über 5 % unterstützen Schlepptriebe die Bergauffahrt. Größere Höhenunterschiede werden durch aufzugähnliche Hub/Senkstationen überbrückt, in die die Fahrzeuge einfahren. Verzweigung der Fahrwege erfolgt über einschiebbare Weichenelemente. Fahrgeschwindigkeiten zwischen 20 bis 50 m/min sind üblich, 120 m/min ist möglich.

Fahrerloses Transportsystem (FTS). Batteriegetriebene, durch Rechner fernsteuerbare Flurförderzeuge *1* bewegen sich mit bis zu 1 m/s entlang eines im Boden verlegten Leitdrahts *2*, der ein elektrisches Wechselfeld bestimmter Frequenz um sich aufbaut (**Bild 31**) [25–27] . Zwei Hall-Sensoren *3* führen das Fahrzeug entlang des Leitdrahts, indem sie die Fahrantriebe *4* so regeln, daß die gemessenen Feldstärkewerte beider Sensoren stets gleich sind. Kurzzeitiges Verlassen des Leitdrahts ist möglich. An definierten Orten des Fahrkurses (z. B. vor Weichen) bestimmen die FTS ihre Position durch in den Boden eingelassene sog. Responder *5*, die auf einen Anfrageimpuls mit einer dem Ort zugeordneten Frequenz antworten. Auf den Leitdraht kann verzichtet werden, wenn die Positionsbestimmung und Fahrzeugführung über Laserstrahlen erfolgt, die die Winkelstellung und Entfernung des Fahrzeugs zu ortsfesten Reflektoren messen. Die Vorwärtsbewegung des in **Bild 31** gezeigten FTS erfolgt durch zwei unabhängig voneinander um 360° um die vertikale Achse drehbare Antriebsräder *6* und zwei Stützräder *7*, so daß sich das Fahrzeug um jeden Punkt auf der Mittellinie YY drehen kann. Andere Radanordnungen sind möglich [28]. Die FTS können zum selbsttätigen Aufnehmen von Lasten mit individuell angepaßten

Lastaufnahmemitteln ausgerüstet werden. Dem Vorteil des automatisierten Transports durch FTS stehen als Nachteil die relativ großen Systemkosten einschließlich Platzbedarf für Fahrwege, Bahnhof und Batterieladestation entgegen.

5.5 Lagertechnik. Warehouse technology

5.5.1 Aufgabe, Struktur und Funktion eines Lagersystems
Structure and function of warehouse systems

Ein Lager sorgt für den zeitlichen und mengenmäßigen Warenausgleich zwischen Angebot (z. B. Hersteller) und Nachfrage (z. B. Verbraucher) (**Bild 32**). Es stellt damit einen unvermeidbaren Puffer dar. Wegen des gebundenen Kapitals und der Zinskosten sollen die Lagermenge so klein und die Lagerdauer so kurz wie möglich sein.

Bild 33 erklärt den Aufbau und die Funktion eines automatisierten Lagersystems. Es gliedert sich in das Administrative, Dispositive und Technische System. Zu letzterem gehören die Förder- und Lagermittel. Die per Bahn oder LKW angelieferten TEs werden im Wareneingang (WE) entladen und dort nach Übereinstimmungsprüfung mit der Bestellung i. allg. auf Stauplätzen *1* zwischengespeichert. Förderer *2*, wie Rollen-, Kettenförderer oder Fahrerlose Transportsysteme, transportieren die TEs zur Übergabestelle *3*. Vorher erfolgt die Überprüfung der Konturenmaße der TEs sowie am sog. I-Punkt (Identifizierungspunkt) die Lagerplatzanweisung und damit die Übergabe der TEs in den automatisierten Betrieb. An der Übergabestelle *3* übernimmt das sog. Lagerbediengerät *4* die TEs und bringt sie nacheinander auf die vorbestimmten Lagerplätze, z. B. in ein Hochregal *5*. Aus der Transporteinheit (TE) wird die Lagereinheit (LE). Die Auslagerung erfolgt auf gleiche Weise über die Übergabestelle *6*. Förderer *7* transportieren die TEs in den Warenausgang (WA), wo sie vor dem Versand gegebenenfalls auf den Stauplätzen *8* zwischengespeichert werden. Warenverteilzentren besitzen zusätzlich ein dem Lagerbereich nachgeschaltetes Kommissioniersystem (**Bild 33**), in dem Artikel aus dem Lagersortiment entsprechend eines kundenspezifischen Auftrags zu einer TE (z. B. Postpaket) zusammengestellt werden [29, 30] (s. **U 5.5.7**). Oft wird direkt im Regalgang kommissioniert (s. **U 5.5.6**). Sog. Vorratsläger z. B. in Fertigungsbetrieben verzichten i. allg. auf den Kommissionierbereich und besitzen keinen Warenausgang. Läger zwischen Produktion und Montage (sog. Zwischenläger) bestehen lediglich aus dem Lagermittel und dem Lagerbediengerät. Ihre Steuerung ist eng mit der Produktion verknüpft.

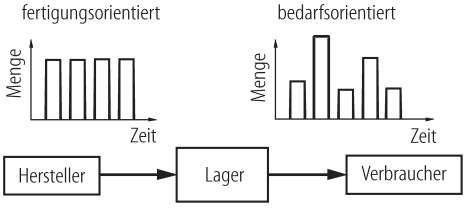


Bild 32. Allgemeine Aufgabe eines Lagers (Erläuterungen im Text)

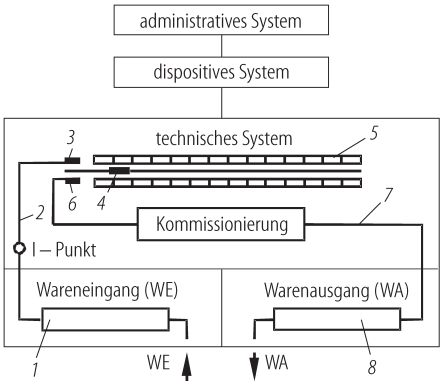


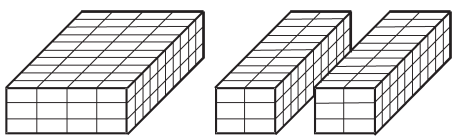
Bild 33. Struktur eines automatisierten Lagersystems (Erläuterungen im Text)

5.5.2 Lagerungsmöglichkeiten. Storage systems

Die Lagerungsart hängt ab von der Art und Menge des Lagergutes sowie vom gewünschten Automatisierungs- und Zugriffsgrad (ZG). Der ZG ist das Verhältnis der direkt erreichbaren LEs zur Gesamtzahl aller gelagerten LEs.

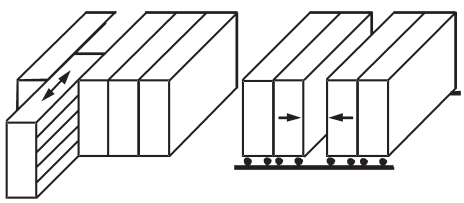
Bodenlager. ZG < 1. Die TEs werden auf den Boden abgesetzt und zur bestmöglichen Flächennutzung neben- und übereinander in Form eines Blockes (Blocklager **Bild 34 a**) oder einer Zeile (Zeilenlager **Bild 34 b**) gestapelt. Lagergüter sind Kartons, Behälter z. B. in der Getränkeindustrie, Säcke, leere und beladene Paletten, Papierrollen usw.

Regallager. Regale sind das am häufigsten eingesetzte Lagermittel. Die Lagerung erfolgt in Regalfächern. Die Regale und die LEs in ihnen stehen fest (statische Lagerung) oder die Regale, bzw. die LEs in ihnen, können verfahren (dynamische Lagerung). Das Ein- und Auslagern geschieht selten manuell, i. allg. teil- oder vollautomatisiert durch Bediengeräte. Die dynamische Lagerung ermöglichen Verschieberegale (**Bild 35**), Umlaufregale (**Bild 36**), Durchlaufregale (**Bild 37**) zur Lagerung eines großen Sortiments von Kleinteilen mit jeweils relativ kleiner Stückzahl z. B. in Fertigungsbetrieben, im Einzelhandel, in der Getränkeindustrie. Feststehende Regale mit Boden (**Bild 38 a**) oder mit Auflageträgern (**Bild 38 b**) der unter-



a b

Bild 34 a, b. Bodenlager. **a** Blocklager; **b** Zeilenlager (Erläuterungen im Text)



a b

Bild 35 a, b. Verschieberegale. **a** Mit Querverschiebung; **b** mit Längsverschiebung der Regale 1. Letztere werden einzeln oder im Pulk auf Schienen 2 durch Eigenantrieb so verfahren, daß jeweils der gewünschte Gang 3 zur Entnahme der Ware frei wird

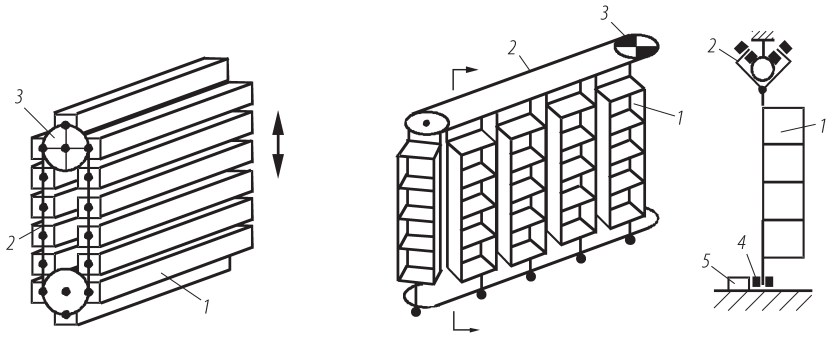


Bild 36a, b. Umlaufregale. **a** Vertikales Umlaufregal. Die Regalkästen *1* sind beidseitig an vertikal umlaufenden Ketten *2* aufgehängt. Sie können durch Antrieb *3* nach Schalterbetätigung in die gewünschte Arbeitsplatzhöhe gefahren werden; **b** Horizontales Umlaufregal. Die Regalkästen *1* hängen an einem umlaufenden Kettenförderer *2*. Sie werden durch Antrieb *3* in die Entnahmeposition gefahren und dabei unten z. B. durch Räder *4* an einer Schiene *5* geführt

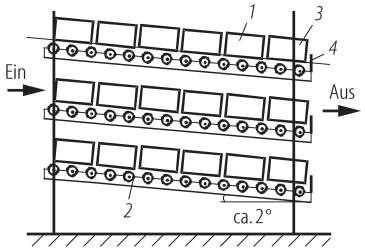


Bild 37. Durchlaufregal. Die LEs *1* werden an einer Regalseite eingelagert und an der anderen ausgelagert. Sie bewegen sich dabei selbsttätig durch Schwerkraft auf einem geneigten Rollenförderer *2* weiter, sobald die vorderste LE *3* z. B. nach Freigabe durch Stopper *4* ausgelagert wurde

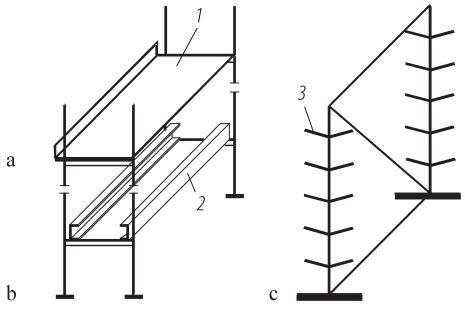


Bild 38a–c. Feststehende Regale. **a** Mit Boden *1*; **b** mit Auflageträgern *2*; **c** mit Kragarmen *3* (Kragarmregal) (Erläuterungen im Text)

schiedlichsten Bauart und Größe dienen der Lagerung von Kleinteilen oft in Kleinbehältern oder auf Tablaren, Kartons, Paletten und Behältern (**Bild 13**) usw. Kragarmregale (**Bild 38c**) lagern Halbzeuge relativ langer Abmessungen. Kanalregale (**Bild 42a**) ermöglichen die Lagerung von fünf bis acht hintereinander stehenden Paletten oder Behältern bei guter Flächennutzung, aber $Z_G < 1$ (s. **U 5.5.5**).

Lagerung auf Fördermitteln. Bei kurzer Lagerdauer und kleiner Stückzahl, z. B. in Puffern der Automobilindustrie, können Fördermittel wie Tragketten- oder Schleppkreisförderer (**Bild 30**), Fahrzeuge der Elektrohängebahn (**U 2 Bild 74**) oder Fahrerlose Transportsysteme (**Bild 31**) zusätzlich die Funktion eines Lagers übernehmen. Die beladenen Fördermittel werden in einer Staustrecke abgestellt und bei Bedarf abgerufen. Vorteil: Kosten- und Zeitersparnis, da Lagermittel sowie das Aus- und Einlagern entfallen.

5.5.3 Abmessungen von Regalen in Palettenlagern
Dimensions of pallet shelves

Üblich ist die sog. Mehrplatz-Längslagerung mit empfohlenen Systemmaßen nach **Bild 39**. Drei Paletten *1* lagern mit ihren kurzen Seiten nebeneinander in einem Regalfach. Sie werden durch je zwei in Regallängsrichtung laufende Träger *2* gestützt. Sog. Steher *3* begrenzen das Fach und nehmen die Vertikallasten auf. Je zwei hintereinanderstehende Regale bilden eine Baueinheit. Für die Stabilität der Regalkonstruktion sorgen Längs- und Querverbände zwischen den Stehern. Bei der Einplatz-Querlagerung (**Bild 40**) liegt nur eine LE im Regalfach. Ihre längere Seite liegt parallel zur Gangrichtung. Die LEs werden im Regal nur seitlich durch direkt an den Stehern *3* befestigte, vorne mit Einführungsbogen *1* versehene Kufen *2* gestützt. Die Einplatz-Querlagerung wird vorzugsweise zur Lagerung von Behältern mit Grundflächen nach **Bild 13c**, wegen des zu erwartenden Durchhangs seltener zur Lagerung von Paletten eingesetzt.

5.5.4 Das Hochregallager (HRL)
High-rise storage system

Funktion (Bild 41). Das HRL (VDI-Richtl. 2697) dient der automatischen Lagerung großer Stückzahlen von Paletten und Behältern mit standardisierten Grundflächen nach **Bild 13**. Unbeschädigte Paletten sind die Voraussetzung für einen störungsfreien Betrieb. Die Vielzahl zeilenförmig angeordneter Regale (bis zu 45 m hoch und 140 m lang) sind aus Walz- oder Spezialprofilen gefertigt und in Fächer unterteilt (s. **U 5.5.3**). Im Gang zwischen je zwei Regalen fährt das Regalbediengerät *1*. Es nimmt die LE am sog. Einlagerungsplatz *2* auf, bringt sie in das vorgewählte Regalfach und fährt entweder zurück, um die nächste LE aufzunehmen (Einfachspiel ES), oder es fährt zu einem anderen Regalfach, um dort eine LE zu entnehmen und diese zum Auslagerungsplatz *3* zu transportieren (Doppelspiel DS). Durch zweckmäßige Anordnung der Übergabeplätze *2* und *3*, z. B. in zwei übereinander liegenden Ebenen *4* und *5*, ist dafür zu sorgen, daß der ankommende und der abfließende Materialstrom sich nicht behindern. Vor dem Einlagerungsplatz *2* und gegebenenfalls

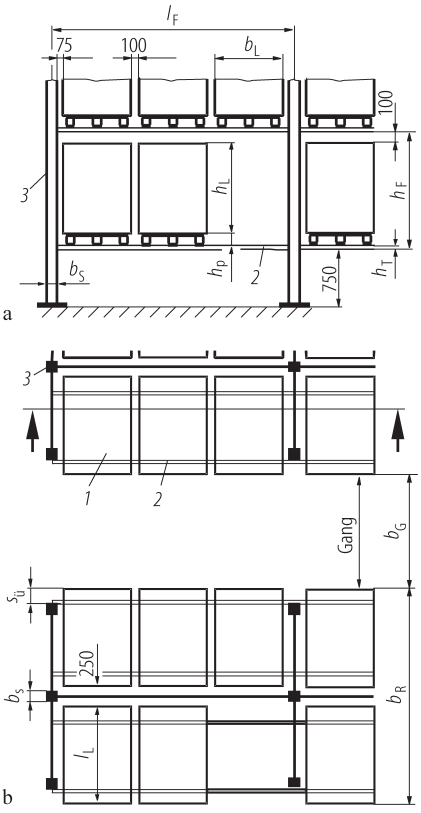


Bild 39 a, b. Regalmaße bei Mehrplatz-Längslagerung. **a** Fachhöhe h_F = Trägerhöhe h_T + Palettenhöhe h_P (150 mm) + Beladehöhe h_L + 100 mm zum Anheben oder Absetzen der LE. Fachlänge l_F = Steherbreite b_S + Abstand zwischen Steher 1 und LE (2 × 75 mm) + Abstand der LEs untereinander (2 × 100 mm) + 3 × LE-Breite b_L (b_L = Palettenbreite + 2 × 50 mm Überhang). **b** Doppelregalbreite b_R = 2 LE-Länge l_L (l_L = Palettenlänge + 2 × 50 mm Überhang) + 250 mm Zwischenraum für Querverband und Sprinkleranlage. Gangbreite b_G (Tab. 1) ist der Abstand zwischen den beiden beladenen Regalen, die den Gang bilden. Auflageträger 2 kann hinter oder vor (wie gezeichnet) den Stehern liegen. Überstand $s_ü \approx 75$ mm

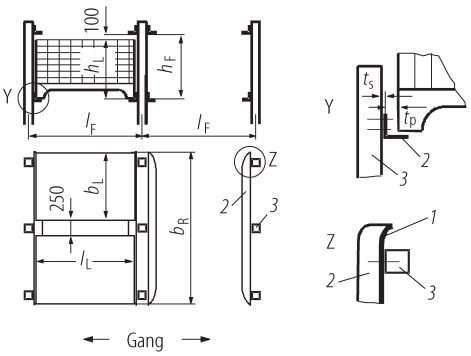


Bild 40. Regalmaße bei Einplatz-Querlagerung. Fachhöhe h_F = Behälterhöhe h_L + 100 mm zum Anheben oder Absetzen der LE. Fachlänge l_F = Steherbreite b_S + Stegbreite t_s (ca. 2 × 10 mm) + Positioniertoleranz t_P (2 × 40 mm) + Behälterlänge l_L. Regalbreite b_R = Behälterbreite b_L + 250 mm Zwischenraum für Querverband und Sprinkleranlage

auch hinter dem Auslagerungsplatz 3 sind Stauplätze 6 und 7 in ausreichender Zahl vorzusehen.

Regalbediengeräte (RGB). (VDI-Richtl. 2361, Bl. 1), Kenngrößen s. **Tab. 1**. Die RGBs sind vollautomatisiert und mit Positioniereinrichtungen ausgerüstet [31]. Sie fahren, durch Seitenrollen oder Spurkränze geführt (**Bild 41**), mit zwei Rädern auf einer Bodenschiene 8. Ein Rad, seltener beide Räder, werden durch geregelte Motoren 9 angetrieben [32]. Der Fahrbalken 10 ist biegesteif an den Mast 1 angeschlossen. Die Rolle 11 an seiner Spitze nimmt die Kräfte infolge der exzentrischen Last auf. Ein am Mast durch Seil- oder Kettenhubwerk 12 verfahrbarer Hubwagen 13 trägt den Teleskoptisch 14 (**Bild 45**), auf dem die Palette oder der Behälter während der Fahrt steht. Seine teleskopierbare Gabel bedient die links und rechts des Ganges gelegenen Fächer.

5.5.5 Das Kanalregallager für Paletten

Channel shelf system for pallets

Das Kanalregalsystem (**Bild 42 a**) [33] besteht aus den Regalen 1, in dessen kanalartigen, nach hinten erweiterten Fächern bis zu acht Paletten 2 eng hintereinander abgestellt werden können (dadurch größerer Raumnutzungsgrad als das Hochregallager bei $Z_G < 1$), aus dem sog. Satellitenfahrzeug 3, das die Paletten ein- und auslagert, aus einem im Regalgang verfahrbaren Mast 4 und aus einem daran vertikal verfahrbaren Hubrahmen 5. Die LEs stehen im Regal 1 – dreifach gestützt – (**Bild 42 b**) auf den Obergurten abgekanteter Profilträger 6 mit biegeweichen Stegen, in deren Untergurten das zweigeteilte Satellitenfahrzeug 3 fährt. Es nimmt die Palette am Übergabeplatz auf und fährt mit ihr in den Hubrahmen 5. Durch Überlagerung der Bewegungen des in Regallängsrichtung verfahrbaren Mastes 4 und des daran vertikal verfahrbaren Hubrahmens 5 läßt sich das Satellitenfahrzeug 3 vor den Eingang jedes gewünschten Kanals positionieren. Danach fährt es durch eigenen Antrieb in den Kanal, setzt die Palette dort auf die drei Stützträger 6 ab und fährt anschließend leer auf den Hubrahmen 5 zurück. Die Aufnahme der Palette 2 im Regal durch das Satellitenfahrzeug 3 (**Bild 42 c**) geschieht durch vier oberhalb der Laufräder 7 angeordnete Tragkettentriebe 8. Während das Fahrzeug 3 stetig unter die Palette fährt, wälzen sich die Ketten 8 unter den Kufen 9 der Palette ab. Zur Entladung überlagern sich die gleich großen, entgegengesetzt gerichteten Geschwindigkeiten des Kettentriebs 8 und des Fahrzeugs 3, so daß dieses unter der stillstehenden Palette zurückfährt. Kanalregallager können auch mit Durchlaufregalen ausgerüstet werden (VDI-Richtl. 3561, Bl. 4).

5.5.6 Das Paletten-Kommissionierlager (PKL)

Distribution in pallet warehouses

Das PKL zur Lagerung und Kommissionierung ist ähnlich aufgebaut wie das Hochregallager (s. **U 5.5.4**). Bei kleineren Höhen sind die Regale häufig aus Sonderprofilen gefertigt. Das Kommissionieren erfolgt auf dem Regalbediengerät [34]. Dazu sind die RBGs mit einem gemeinsam mit der Kabine vertikal verfahrbaren Kommissiertisch ausgerüstet, den der Fahrer bei den meisten Geräten mittels einer zusätzlichen Höhenverstellung ergonomisch günstig positionieren kann. Er entnimmt die Waren von den Paletten in den Regalfächern und sammelt sie auf einer anderen Palette, die vor ihm auf dem Lastaufnahmemittel steht.

Regalbediengeräte. Die auf Schienen fahrenden RBGs sind ähnlich aufgebaut wie die im Hochregallager (s. **U 5.5.4**). Bei Lagerhöhen unter 14 m können sog. Schmalgangstapler (VDI-Richtl. 3577) eingesetzt werden (**Bild 43**). Dies hat den Vorteil, sich außerhalb des Ganges z. B. zur Bedienung von mehr als zwei Regalen oder zum Arbeiten in der Lagervorzone bewegen zu können. Sie fahren batterieversorgt i. allg. mit

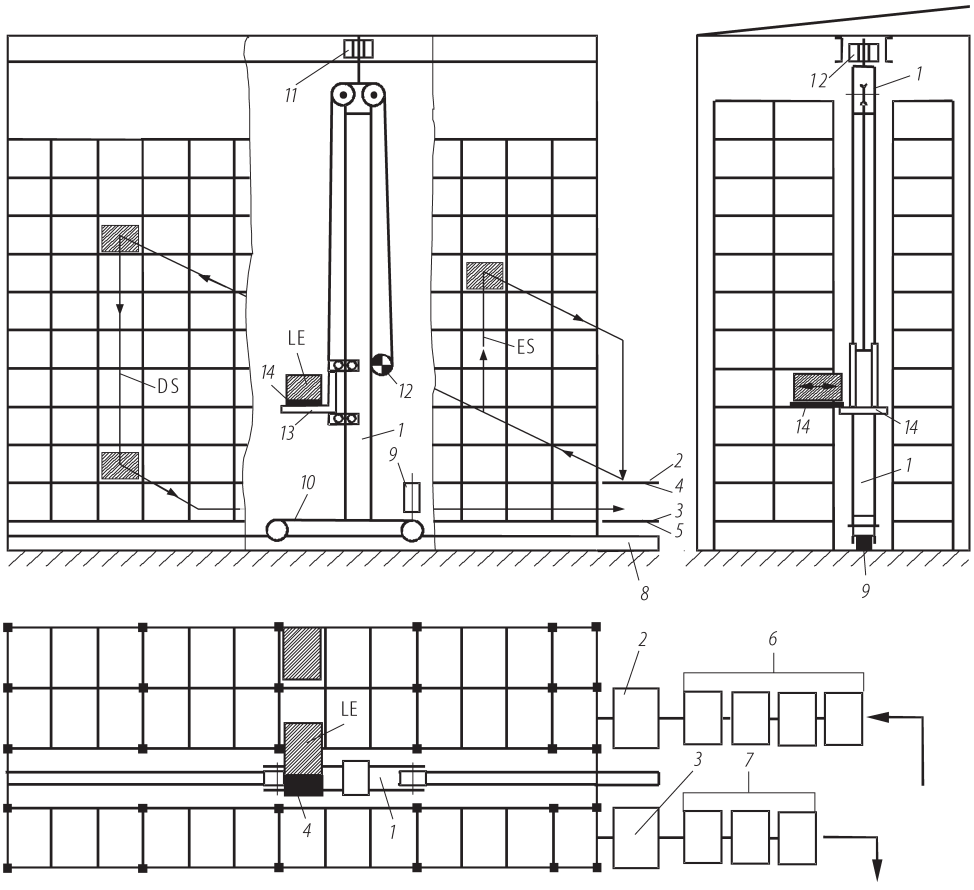


Bild 41. Aufbau eines Hochregallagers mit Regalen und Regalbediengerät (Erläuterungen im Text)

Tabelle 1. Kennwerte von Regalbediengeräten

Kenngrößen		**Schienengebundene RGB's im** *					**Auf dem Boden fahrende RGB's** **				
		Hochregal-lager	**Kommissionierlager**		**Automatisierte Kleinteilelager**		**Hochregalkommis-sionierstapler**		**Vertikal-kommis-sionierer**	**Gabelstapler (GS)**	
										Dreirad-GS	**Vierrad-GS**
Nenn-Tragfähigkeit [kg]		1500	700	300	300	50	1500	1250	1000	1250	3000
Gang-breite [m]	Palette 1) 800 × 1200 mm 1000 × 1200 mm 1200 × 800 mm	1500 1500 1500	1200 1200 1200	1200 1200 1200	2) 950	2) 700	3) 1640 1640 1440	3) 1640 1640 1440	1400 1400 1200	3237 3114 2933	3980 3980 3577
Maximale Hubhöhe [m]		43,0	11,5	11,5	11,0	5,0	4)	5)	8,5	6,5	7,5
Fahrbeschleunigung m/s^2 Fahrgeschwindigkeit m/s Hubgeschwindigkeit m/s		bis 2,67 bis 1,00	0,5 bis 1,33 bis 0,25	0,5 bis 1,33 bis 0,27	0,5 bis 2,33 bis 0,6	2,0 bis 2,66 bis 1,33	0,6 2,8 0,42	0,6 2,8 0,4	0,6 2,8 0,28	0,58 4,7 0,55	0,56 5,6 0,6
Teleskopiergeschw. m/s		leer 0,4	0,37	–	0.37	1,16	0,21	0,22	–	–	–
Wenderadius mm		–	–	–	–	–	2201	2101	1723	1439	2130

* Demag

** Jungheinrich. 1) Erstes Maß der Palette weist in Gangrichtung; 2) für Behälter, Schubladen und Tablare; 3) bei Ausrüstung mit Schwenkschubgabel. Bei Teleskoptisch 260 mm schmaler. 4) Hubhöhe ist abhängig von Last: 14, 12, 8 Meter bei 600, 1000, 1500 kg. 5) Hubhöhe ist abhängig von Last: 12, 8, 7 Meter bei 500, 1000, 1250 kg.

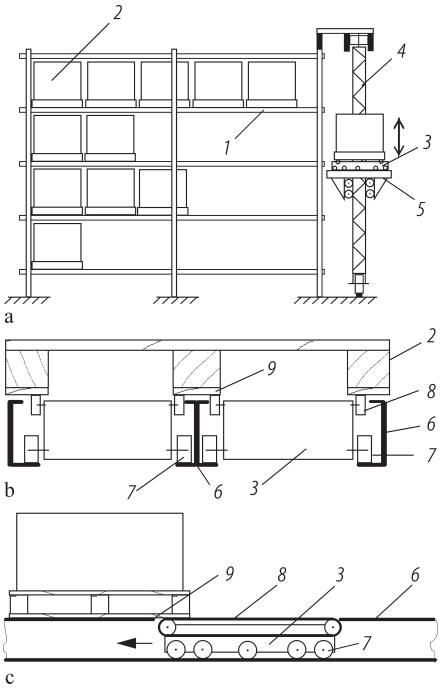


Bild 42a–c. Aufbau und Funktion eines Kanallagers (Westfalia Systemtechnik). **a** Kanallager-System; **b** Querschnitt durch das Regalbediengerät mit aufgeladener Palette; **c** Aufnahmevorgang der Palette (Erläuterungen im Text)

drei PUR-Rädern 1 auf dem Boden, das hintere angetrieben und lenkbar. Sie werden im Gang durch Seitenrollen oder auf einer induktiven Leitlinie 2 (**Bild 31**) geführt. Der Fahrerstand 3 bewegt sich zusammen mit dem unmittelbar davor an der Stirnplatte 6 befestigten Lastaufnahmemittel (wahlweise: Schwenkschubgabel (**Bild 44**), Teleskopgabel (**Bild 45**) oder Spezialgerät (VDI-Richtl. 2361, Bl. 2)) am mehrfachteleskopierbaren Mast 4 nach oben. Dieser wird über zwei hydraulische Teleskopzylinder 5 ausgefahren. Bei vorherrschender Kommissionierarbeit können zusätzlich zu dem Schmalgangstapler im Aufbau ähnliche sog. Vertikal-Kommissioniergeräte eingesetzt werden (Hubhöhe 8,5 m). Sie sind wesentlich preisgünstiger, denn sie besitzen vorne eine nur vertikal bewegliche Gabel, die nicht in das Fach einfahren kann. Der Fahrer entnimmt die zu kommissionierenden Waren aus den betreffenden Fächern und sammelt sie auf einer Palette, die vor ihm auf der durch einen Zusatzhub in die ergonomisch günstigste Lage gebrachten Gabel steht. Gabelstapler (**U4 Bild 5**) und Schubmaststapler (**U4 Bild 7**) arbeiten wegen des großen Platzbedarfs im Lagergang i. allg. nur in der Lagervorzone.

5.5.7 Automatisierte Kleinteileläger (AKL)

Automatic storage systems for small parts

AKLs (VDI-Richtl. 3630, Bl. 1 u. 2) dienen der automatisierten Lagerung und Kommissionierung von Kleinteilen vorwiegend in der Produktion, aber auch in Warenverteilzentren, dann oft einem Hochregallager parallel geschaltet [35]. Die Waren sind in Behältern, Schubladen oder auf Tablaren untergebracht. Diese werden vollautomatisch vom Lastaufnahmemittel (z. B. Teleskopgabel, Ziehvorrichtung, Greifer) des schienengebundenen RFZ aus dem Regal des Zeilenlagers (ähnlich wie im HRL **U5.5.4**) entnommen und von diesem in

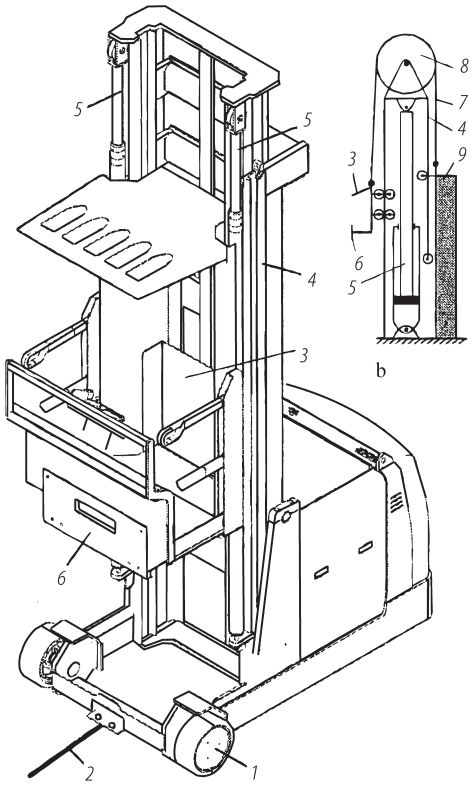


Bild 43. a Hochregal- und Kommissionier-Schmalgangstapler (Jungheinrich) (Erläuterungen im Text). **b** Teleskopiereinrichtung für den Mast *4*. Dieser fährt bei Betätigung des Zylinders *5* am Ständer *9* nach oben, während sich gleichzeitig der Führerstand *3* mit dem am Schild *6* befestigten Lastaufnahmemittel am Mast *4* mit Hilfe des Kettentriebs *7*, *8* nach oben bewegt

den Kommissionierbereich gebracht, der an der Stirnseite des Lagers liegt. Fördermittel bringen die Ladungsträger von hier zu den festen Kommissionierplätzen und führen sie nach Entnahme der Ware wieder zurück zum Einlagerungsplatz. Die Einlagerung übernimmt dann wieder das RGB. Neben dem Regal-Zeilenlager sind bei kleinerer Lagerkapazität auch automatisierte Umlauf- (**Bild 36**), Durchlauf- (**Bild 37**) oder Verschieberegalläger (**Bild 35**) im Einsatz.

5.5.8 Durchsatz in Lagersystemen

Hourly capacity in warehouse systems

Der Stückgutdurchsatz I_S (Zeiteinheit^{-1}) in einem Lagersystem wird bestimmt aus der mittleren Spielzeit t_{Sm} der n Regalbediengeräte: $I_S = 1/t_{Sm}$.

t_S ist die Spielzeit eines RBG. Zur Bestimmung von t_S sind die Teilzeiten für alle Bewegungen innerhalb des Einfach- oder Doppelspiels (**Bild 41**) zu ermitteln und entsprechend dem Spieldiagramm (**U1 Bild 1**) zu überlagern (VDI-Richtl. 3561, Bl. 1, 2 u. 4). Dabei setzt sich die Teilzeit für eine Fahr- oder Hubbewegung (**Bild 46**) aus der Beschleunigungs- (AB), Beharrungs- (BC) und Abbremsphase (CD) zusammen. Geregelte Antriebe im Fahrwerk mit stoß- und ruckfreien Übergängen in der Wegfunktion reduzieren die Schwingbewegung des Mastes und damit die Spielzeit. Um zu einem realistischen Durchsatz zu kommen, empfiehlt sich zunächst die Berechnung mehrerer Spielzeiten t_{si} für unterschiedlich

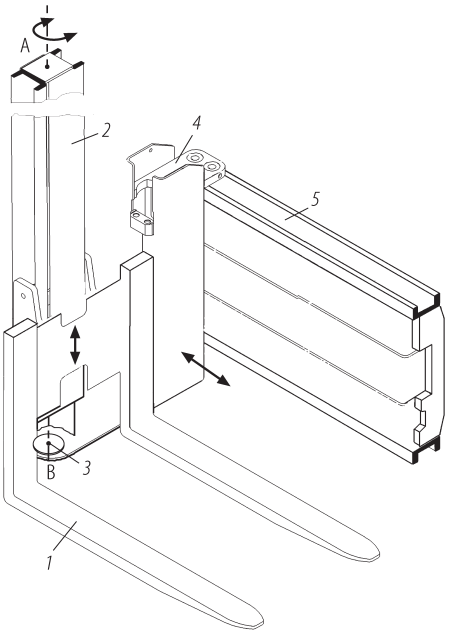


Bild 44. Schwenkschubgabel (Jungheinrich). Die Gabel *1* kann die Last auch vom Boden aufnehmen. Sie kann am Zusatzhubmast *2* vertikal verfahren, um die Palette für den Kommissionierer in eine ergonomisch günstige Position zu bringen. Zusatzhubmast *2* kann sich im Drehpunkt *3* um die Achse AB gegenüber Schlitten 4 um 180° drehen. Bei zusätzlicher Gangbreite von 250 mm läßt sich durch Synchronisation dieser Drehbewegung und der Fahrbewegung des Schlittens *4* gegenüber dem Schwenkschubrahmen *5* die Palette auch im Gang drehen. Schwenkschubrahmen *5* ist an Schild *6* des Schmalgangstaplers (**Bild 43 a**) befestigt und fährt zusammen mit Kabine am Haupthubmast (**Bild 43 b**) nach oben

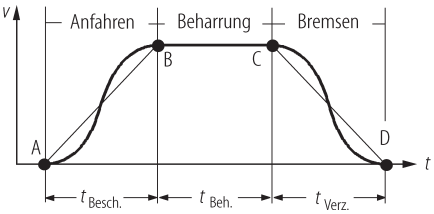


Bild 46. Geschwindigkeits-Zeitdiagramm für eine Einzelbewegung des RBG-Fahr- oder Hubwerks. Mittlere Beschleunigung beim Anfahren $a_{An} = v/\text{Beschl.}$, beim Bremsen $a_{Verz.} = v/t_{Verz.}$; Fahr- bzw. Hubweg $s = v t_{Beschl.}/2 + v t_{Beh.} + v t_{Verz.}/2$; (Erläuterungen im Text)

im Regal positionierte Regalfächer m. Für das Lager mit n RBGs ist dann annähernd bei Abminderungsfaktor 0,85 für betriebsbedingte Wartezeiten: $t_{Sm} = 0,85 \frac{1}{n}\left(\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{i=m} t_{si}\right)$

5.5.9 Steuerung automatisierter Lagersysteme
Control of automatic warehouse systems

Die Steuerung erfolgt über Rechner [36] (**Bild 47**). Der Host in der administrativen Ebene kommuniziert mit der Lageraußenwelt. Er führt für die ein- und ausgehenden LEs die Stammdatei, das ist die Zusammenstellung aller wissensnotwendigen Daten der Ladung wie Art, Gewicht, Stückzahl, Herkunft, Verfallsdatum usw. Er plant die Aufträge für das Lager, gibt diese an den Lagerverwaltungsrechner (LVR) und erhält von ihm die Fertigmeldung oder ggf. eine Meldung über die Unmöglichkeit der Ausführung. Der LVR hat das virtuelle Bild der Lagerplatzbelegung gespeichert und ermöglicht so eine permanente Inventur. Er verwaltet und vergibt die Lagerplätze entsprechend festgelegter Strategien. Er löst durch eine Mitteilung an den sog. Materialflußrechner (MFR) die Ein- und Auslagerungsvorgänge aus. Der MFR verwaltet

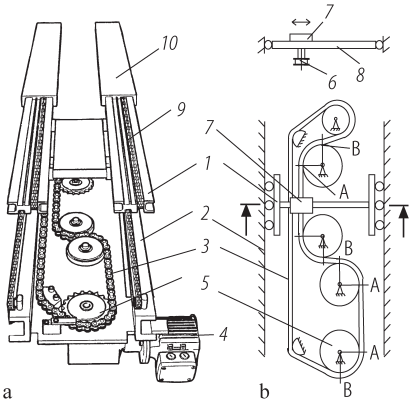


Bild 45 a, b. Teleskoptisch (Demag): **a** Verschiebewagen *1* wird gegenüber feststehendem Grundrahmen *2* durch Kette *3* bewegt. Diese wird durch Motor *4* über Schneckengetriebe und Kettenrad *5* angetrieben; **b** Kette *3* ist über Bolzen *6* mit Mitnehmer *7* verbunden, der auf der Verschieberahmen-Zahnwelle *8* gleitet. Über Teleskopkettentrieb *9* verschiebt sich gleichzeitig die Gabel *10* gegenüber dem Verschiebewagen *1* mit doppelter Geschwindigkeit wie dieser. Die kreisförmigen Ein- und Auslaufbögen AB sorgen in beiden Bewegungsrichtungen für sanftes Anfahren und Bremsen

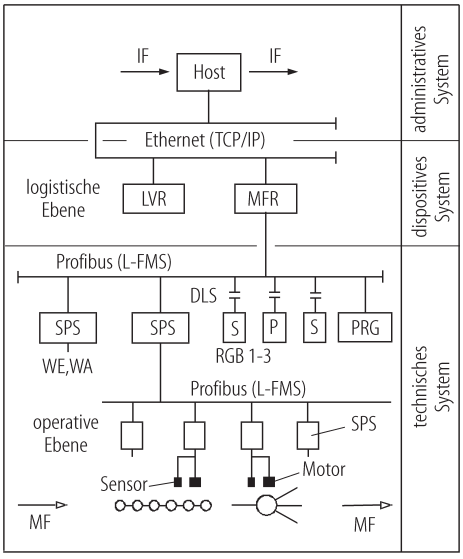


Bild 47. Aufbau der Steuerung für ein Hochregallager (MAN Logistics). DLS Datenlichtschranke; PRG Programmiergerät (Erläuterungen im Text)

und überwacht die Fördersysteme. Er sortiert die eingegangenen Transportaufträge nach Optimierungskriterien und beauftragt die Fördermaschinen. Die autarken, speicherprogrammierbaren Steuerungen (SPS) steuern in der sog. operativen Ebene die Antriebe der Fördermaschinen und Weichen. Maschinennahe Sensoren wie mechanische Endschalter, optische und induktive Geber, erkennen die Position der TEs und lösen die erforderlichen Schaltvorgänge z. B. an Weichen und Antrieben aus. Mit dem MFR kommunizieren die SPSs in einem gemeinsamen Netz (z. B. LAN) über Kabel, Datenfunk (z. B. Stapler, Fahrerlose Transportsysteme), optisch über moduliertes Infrarotlicht (z. B. Regalbediengeräte) oder auch über serielle Schnittstellen.

Lagerstrategien. Sie sorgen für den optimalen Funktionsablauf. Dazu gehören: *Lagerplatzvergabe*: Sortenreine Lagerung erfordert Reserveplätze. Die Lagerung unterschiedlicher Waren nebeneinander in beliebiger Reihenfolge (chaotische Lagerung) ermöglicht beste Nutzung der Lagerkapazität [37] und sichert die Warenverfügbarkeit auch bei Ausfall von Teilen der Fördertechnik. *Waren mit größerer Umschlaghäufigkeit werden im vorderen Lagerbereich abgestellt* . Lagerplatzwahl erfolgt mittels ABC-Analyse, die die Waren entsprechend ihrer Umschlaghäufigkeit in Bereiche A, B, C gliedert. *First in – First out (FIFO)*: Die zuerst eingelagerte Ware wird zuerst ausgelagert. Das Prinzip ist bei manchen Waren zwingend z. B. in der Arznei- oder Lebensmittelindustrie. Es fordert $Z_G = 1$. *Gleiche Auslastung der RBGs. Vorfahrtsbedingungen*: (**Bild 6**) Sie werden installiert, wenn die Ein- oder Auslagerung einzelner Waren mit höherer Priorität erfolgen soll, mindern aber den Durchsatz.

6 Baumaschinen
Construction machinery

W. Poppy, Magdeburg

6.1 Einteilung und Begriffe
Classification and definitions

Als Baumaschinen wird die Gesamtheit der Maschinen und Geräte bezeichnet, die im Bauwesen
- zum Gewinnen, Aufbereiten, Herstellen und Verarbeiten von Baustoffen,
- zum Transportieren und Fördern von Bau- und Bauhilfsstoffen sowie
- zum Herstellen und Instandhalten von Bauwerken aller Art (Gebäude, Industrieanlagen, Verkehrswege, Hafenanlagen, Dämme, Ver- und Entsorgungseinrichtungen usw.)

verwendet werden. Die übliche Einteilung in *Baumaschinen* und *Baustoffmaschinen* ist nicht in allen Fällen eindeutig möglich, ebensowenig die Abgrenzung von *stationär* zu *mobil* eingesetzten Maschinen. Viele Baumaschinen lassen sich der Fördertechnik zuordnen, andere gehören zur Verfahrens- oder zur Fahrzeugtechnik. Wegen universeller Einsatzmöglichkeiten sind zahlreiche Baumaschinen im Laufe ihrer Entwicklung zu Industriemaschinen geworden. Wegen dieser Vielfalt ist eine Definition des Begriffs Baumaschine nicht eindeutig möglich. Bewährt hat sich die Zuordnung zu bestimmten Bausparten: z. B. Betonbau; Erd-, Tief- und Tunnelbau; Straßen-, Kanal- und Gleisbau. Hier wird eine Auswahl besonders häufig verwendeter Baumaschinen behandelt, die der Fördertechnik zuzurechnen sind. Größenangaben beziehen sich auf das Gesamtangebot. Mit größeren Stückzahlen werden die Maschinen in der Regel in der unteren Hälfte der angegebenen Spannen hergestellt.

6.2 Hochbaumaschinen
Building construction machinery

Hochbaumaschinen sind alle für das Errichten von Gebäuden erforderlichen Hebezeuge und Fördermittel sowie die Maschinen für Aufbereitung, Transport, Förderung und Verarbeitung der Baustoffe, insbesondere Beton.

6.2.1 Turmdrehkrane. Tower cranes

Siehe **U 2.9.5**.

6.2.2 Betonmischanlagen
Mixing installations for concrete

Die Maschinen und Anlagen zur Betonherstellung umfassen alle Einrichtungen zum *Lagern, Fördern, Dosieren, Abmessen* (z. B. Wiegen) und *Mischen* der Betonbestandteile (Zuschläge, Bindemittel und Wasser, gegebenenfalls Zusatzmittel und -stoffe) sowie zur *Abgabe* des fertig gemischten Betons gemäß DIN 1045 [1]. Zuschläge gemäß DIN 4226 (Sand, Kies) werden, nach Korngruppen getrennt, in sternförmigen oder parallelen *Boxen* auf dem Boden, in *Reihensilos* oder in mehrkammerigen *Turmsilos* (**Bild 1**) gelagert, über Dosiereinrichtungen in Wiegebehälter mechanischer oder elektronischer *Waagen* oder auf *Bandwaagen* (bei Zuschlägen mit wechselnder Dichte auch volumetrische Dosierung) übergeben und mit Aufzügen, Schrägbändern oder im freien Fall in den *Mischer* gefördert. *Zuschlagförderung* in *Sternboxen* mit *Schrappern* im Hand- oder Automatikbetrieb. Beschickung von Reihensilos mit Radladern, von Turmsilos mit *Becherwerk* oder *Schrägband* und *Drehverteiler*. *Zement* gemäß DIN 1164 wird in pneumatisch beschickten Silos gelagert, mit *Schnekkenförderern* in den Wiegebehälter und im freien Fall in den Mischer gefördert. Staubdichte Übergabewege und *Abluftfilterung* sind vorgeschrieben. Wasser wird mit Wasseruhren oder -waagen abgemessen. Für eine gleichbleibende Betonqualität muß die Gesamtwassermenge unter Berücksichtigung der *Zuschlageigenfeuchte* genau eingehalten werden. Dazu wird die *Sandfeuchte* durch Messung der elektrischen Leitfähigkeit, der Dielektrizitätskonstanten oder der Moderation schneller Neutronen bestimmt [2]. *Mischanlagen* auf Baustellen arbeiten mit *Druckknopf-* oder *Programmsteuerungen*, stationäre *Betonwerke* vollautomatisch mit *Mikroprozessorsteuerungen* für wechselnde Betonrezepturen [3]. Für alle Antriebe der Betonmischanlagen werden Elektromotoren verwendet, Verschlüsse werden pneumatisch oder hydraulisch betätigt. *Mischleistungen*: 20 bis 250 m^3/h.

Betonmischer. Spielweise arbeitende Betonmischer gemäß DIN 459 haben in der Regel zylindrische *Mischgefäße* mit senkrechter, geneigter oder waagerechter Drehachse (Teller-, Trommel- oder Trogmischer). Die *Mischwerkzeuge* sind mit der drehenden Trommel fest verbunden (wendelförmig) oder laufen zentrisch oder exzentrisch im Mischgefäß um (Rührarme mit Mischschaufeln, **Bild 2**). Schnelldrehende Zusatzwerkzeuge (Wirbler) können die Mischwirkung verbessern. Verschleißschutz durch Spezialstahlbleche und -kacheln. Die *Mischzeiten* betragen nach DIN 1045 mindestens 30 s, in der Praxis meist länger. Kenngröße ist der *Nenninhalt* (0,1 bis 12 m^3), das ist das mit einem Arbeitsspiel herstellbare *Frisch-*

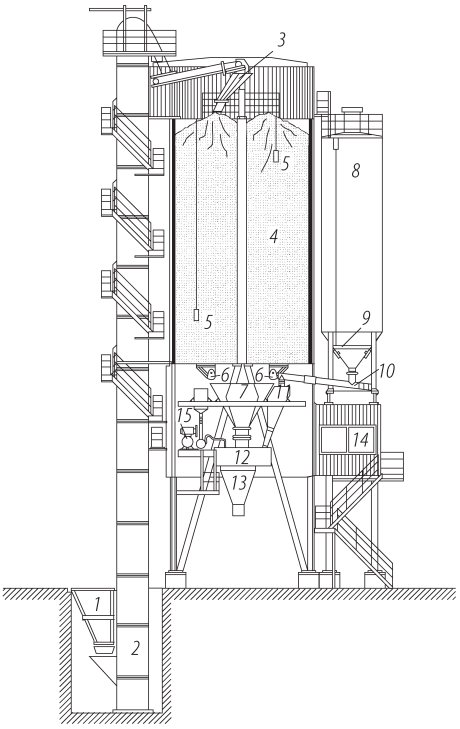


Bild 1. Mischturm zur Herstellung von Beton (Liebherr, Bad Schussenried). *1* Aufgabetrichter für die Turmbeschickung mit Abdeckrost, *2* Gurtbecherwerk, *3* Drehverteiler zum Verteilen der Zuschläge in die Silokammern, *4* Mehrkammersilo für Zuschläge, *5* Füllstandsanzeige zum Überwachen des Siloinhaltes, *6* Dosierorgane für Zuschläge, *7* Zuschlagwaage für additive Mehrkomponenten-Verwiegung, *8* Zementsilo mit pneumatischer Befüllung, *9* Zement-Auflockerungseinrichtung, *10* Zementschnecken, *11* Zementwaage, *12* Ringtellermischer, *13* Auslauftrichter mit Gummirüssel zur Fahrmischer- oder Lkw-Beladung, *14* Steuerraum, *15* Drucklufterzeuger zur Speisung der Betätigungszylinder und der Zementauflockerungseinrichtung

betonvolumen in verdichtetem Zustand. In selten angewendeten stetig arbeitenden Mischern wird der Beton bei kontinuierlicher Komponentenzugabe und Betonabgabe im Durchlauf gemischt. Kenngröße ist die in einer Stunde theoretisch herstellbare Betonmasse.

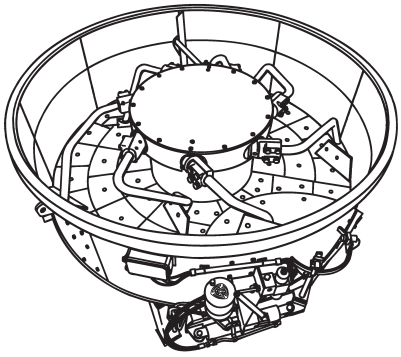


Bild 2. Tellermischer mit Verschleißkacheln. Entleerung durch Bodenöffnung (Liebherr, Bad Schussenried)

6.2.3 Transportbetonmischer. Truck mixers

Mit Transportbetonmischern (**Bild 3**) wird Beton über größere Entfernungen von der Mischanlage zur Verarbeitungsstelle transportiert. Die *Mischtrommel* (4 bis 12 m^3) mit geneigter Drehachse und auf die Innenwand geschweißten Mischwendeln aus verschleißfesten 6 bis 8 mm dicken Stahlblechen wird je nach Trommelgröße und zulässiger Achslast mit einem Hilfsrahmen auf serienmäßige Lkw-Fahrgestelle (2 bis 4 Achsen) oder Sattelzüge (3 bis 5 Achsen) montiert (selten als Wechselaufbau). Die Trommel liegt mit einem gewalzten Laufring auf zwei geschmiedeten Laufrollen mit einstellbaren Kegelrollenlagern und ist mit einem Zapfen am Trommelboden in einem Bock auf dem Hilfsrahmen so gelagert, daß Spannungen aus Verwindungen des Fahrzeugrahmens bei Geländefahrten nicht auf den Trommelantrieb übertragen werden. Beim Füllen und Entleeren dreht die Trommel in jeweils entgegengesetzter Richtung. Sie wird durch einen Nebenabtrieb vom Fahrzeugmotor (FEPTO = front end power take off; NMV = Nebenabtrieb, motorabhängig, vorgebaut; Nockenwellenabtrieb) hydraulisch (Axialkolbeneinheiten) über ein Planetengetriebe, zum Teil mit vorgeschaltetem Winkelgetriebe am Trommelzapfen angetrieben. Vor allem große Transportbetonmischer (10 bis 12 m^3) haben einen Separatmotor für den Trommelantrieb.

Abgegeben wird der Beton über eine schwenkbare *Verteilschurre* in *Krankübel*, in den Trichter einer Betonpumpe (s. **U 6.2.4**) oder direkt in die Schalung. Transportbetonmischer für die Lieferung kleiner Betonmengen haben Zusatzeinrichtungen zum Fördern des Betons bis zur Einbaustelle

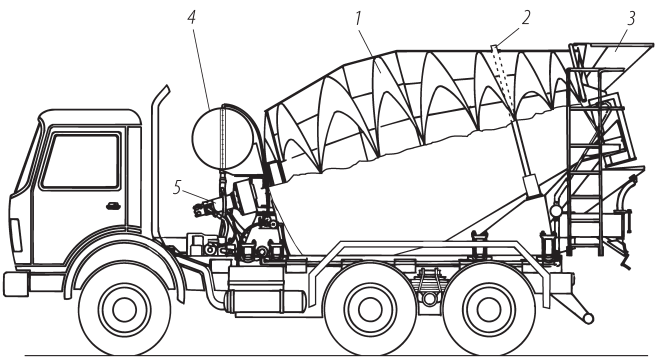


Bild 3. Transportbetonmischer mit 6-m^3-Trommel (Liebherr, Bad Schussenried). *1* Mischtrommel, *2* Laufring für die Trommellagerung, *3* Beschicktrichter, *4* Wasserbehälter, *5* Trommelantrieb mit Hydromotor und Planetengetriebe

(schwenkbares Verteilerband; kleine Betonpumpe, zum Teil mit Verteilermast – s. **U 6.2.5**).

6.2.4 Betonpumpen. Concrete pumps

Mit Betonpumpen wird plastischer bis fließfähiger Beton (Konsistenzen KP, KR und KF gemäß DIN 1045) durch Rohrleitungen über baustellenübliche Entfernungen zur Einbaustelle gefördert (max. erreichte Weite: 2000 m; Höhe: 530 m – nicht gleichzeitig). Vorherrschende Bauart ist die *Zwei-Zylinder-Kolbenpumpe* mit fabrikatabhängig gestaltetem *Rohrschieber* (**Bild 4**), der abwechselnd die Verbindung eines Förderzylinders zum Aufgabetrichter (Saughub) und zur Förderleitung (Förderhub) herstellt. Er hat die früher üblichen Flachschieber fast vollständig abgelöst. Der Spalt zur Brillenplatte, über die der Rohrschieber zwischen den Öffnungen der Förderzylinder geschwenkt wird, muß stets dicht gehalten werden (z. B. durch Spanneinrichtungen oder durch Querschnittsänderungen, die ein Anpressen des Schiebers gegen die Brillenplatte bewirken), damit beim Förderhub möglichst kein Zementleim in den Aufgabetrichter zurückgepreßt wird und der Beton dadurch seine weichplastische Konsistenz nicht verliert. Großvolumige *Förderzylinder* ($d = 100$ bis 280 mm), sanftes Anfahren des Förderkolbens, langsame Kolbengeschwindigkeit und schnelles synchrones Schalten des Rohrschiebers ermöglichen fast kontinuierliche Betonförderung.
Die Förderzylinder werden mit starr gekoppelten *Hydraulikzylindern* von einer *Axialkolbenpumpe* (s. **H 2**) angetrieben. Richtungsumkehr durch Schalten eines Ventils über berührungslose Kontakte an den Kolbenstangen oder Schwenken der Axialkolbenpumpe durch die Nullage. Bei kleinen und mittleren Förderweiten und -höhen wird die Stangenseite des Hydraulikzylinders beim Saughub beaufschlagt und der Druckzylinder vom Rücköl über eine Schaukelölleitung an der Kolbenseite angetrieben, um große Fördermengen zu erzielen. (Betonkolonnen im Hochbau verarbeiten etwa 20 bis 30 m^3 *Frischbeton* je Stunde. Großgeräte fördern bei *Massenbeton* bis 200 m^3/h). Bei höherem Druckbedarf (steiferer Beton, lange Förderleitung) kann auf Druckbeaufschlagung der Kolbenseite des Druckzylinders umgeschaltet oder umgerüstet werden (möglich: 80 bis 260 bar im Beton). Stationäre Baustellenbetonpumpen mit Kufen oder abnehmbaren Transportachsen werden mit Diesel- oder Elektromotoren, Autobetonpumpen auf serienmäßigen Lkw-Fahrgestellen vom Fahrzeugmotor angetrieben; Sattelzug-Betonpumpen mit Separatmotor.

Rotorbetonpumpen (Bild 5). Sie fördern den Beton, indem ein stahlbewehrter Gummiförderschlauch in einem geschlossenen Gehäuse mit zwei Rollen, die an einem um die Gehäuseachse drehenden Rotor umlaufen, zusammengedrückt und

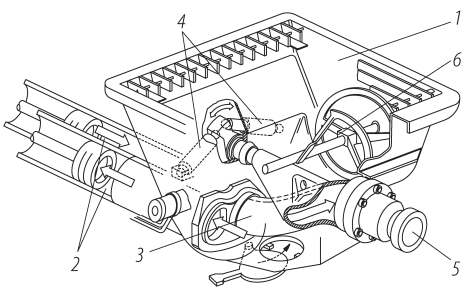


Bild 4. Kolbenbetonpumpe mit S-Rohrschieber (Putzmeister, Aichtal). *1* Aufgabetrichter, *2* Förderzylinder, *3* S-Rohrschieber, *4* Schaltzylinder, *5* Förderleitung, *6* Rührwerk

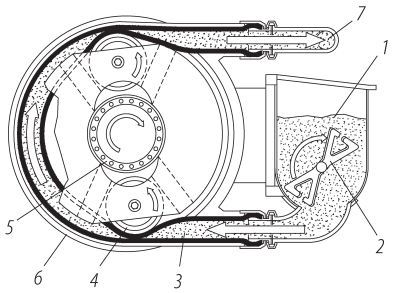


Bild 5. Rotorbetonpumpe (Putzmeister, Aichtal). *1* Aufgabetrichter, *2* Rührwerk, *3* Förderschlauch, *4* Druckrolle, *5* Rotor, *6* Gehäuse, *7* Förderleitung

der vor den Rollen im Schlauch befindliche Beton in die Rohrleitung geschoben wird. Im Gehäuse kann ein Unterdruck erzeugt werden, um das Aufrichten des Förderschlauchs hinter der ablaufenden Druckrolle zu seinem ursprünglichen Kreisquerschnitt zu unterstützen. Dabei entsteht im Schlauch ebenfalls ein Unterdruck, wodurch weiterer Frischbeton aus dem Aufgabebehälter nachgesaugt wird. Der Förderdruck erreicht maximal 30 bar, womit Beton etwa 200 m weit und 80 m hoch gefördert werden kann. Der Rotor wird hydrostatisch mit *Axialkolbeneinheiten* (s. **H 2**) (Primärleistungsregelung zur stufenlosen Drehzahlverstellung) angetrieben.

Förderleitungen. Die für alle Betonpumpenarten gleichen Förderleitungen werden aus *Rohren* (Länge: 0,5, 1, 2 und 3 m; Nennweite: 100 und 125 mm, für Massenbeton mit groben Zuschlägen auch 150 und 180 mm) und *Krümmern* (90°, 120°, 135°, 150° und 165°) zusammengesetzt und mit Bügel- oder Schalenkupplungen sowie Gummidichtungen verbunden. Das Ende bildet ein Gummischlauch (4 m) zum Verteilen des Betons in der Schalung. Zum Entleeren und Reinigen nach Abschluß des Betonierens wird der restliche Beton aus der Rohrleitung entfernt, indem ein Schaumgummiball mit Wasser von der Pumpe oder mit Druckluft durch die Förderrohre gedrückt wird.

6.2.5 Verteilermasten. Distributor booms

Autobetonpumpen werden überwiegend mit drei- bis fünfgliedrigen knickbaren Verteilermasten (**Bild 6**) ausgerüstet, um den Auf- und Abbau der Förderleitungen zu vereinfachen, Hindernisse einfach zu überwinden und die Handhabung des Verteilschlauchs beim Betonieren zu erleichtern. Je nach den Platzverhältnissen am Einsatzort (im Freien, in Gebäuden, in Tunneln) werden Verteilermasten mit oben- oder untenliegender Roll- oder Z-Faltung verwendet. Reichweiten von 17 bis 65 m erfordern entsprechende Fahrgestelle und Abstützungen. Der Schwenkbereich ist begrenzt (bis 370°), weil neben dem Drehgelenk der am Verteilermast verlegten Betonförderleitung keine Drehdurchführung für die Hydraulikleitungen zu den Mastknickzylindern angeordnet werden kann. Falten und Schwenken des Mastes mit Druckknopfsteuerung, bei fünfgliedrigen Masten mit Programmsteuerung für optimierten Bewegungsablauf.

Separate Verteilermasten. Sie werden auf ausgedehnten Baustellen oder auf hohen Gebäuden mit eigenem elektrohydraulischem Antrieb auf serienmäßige Krantürme oder auf Rohrsäulen mit Verankerung und Klettermöglichkeit im Gebäude montiert und über Rohrleitungen an eine Betonpumpe angeschlossen.

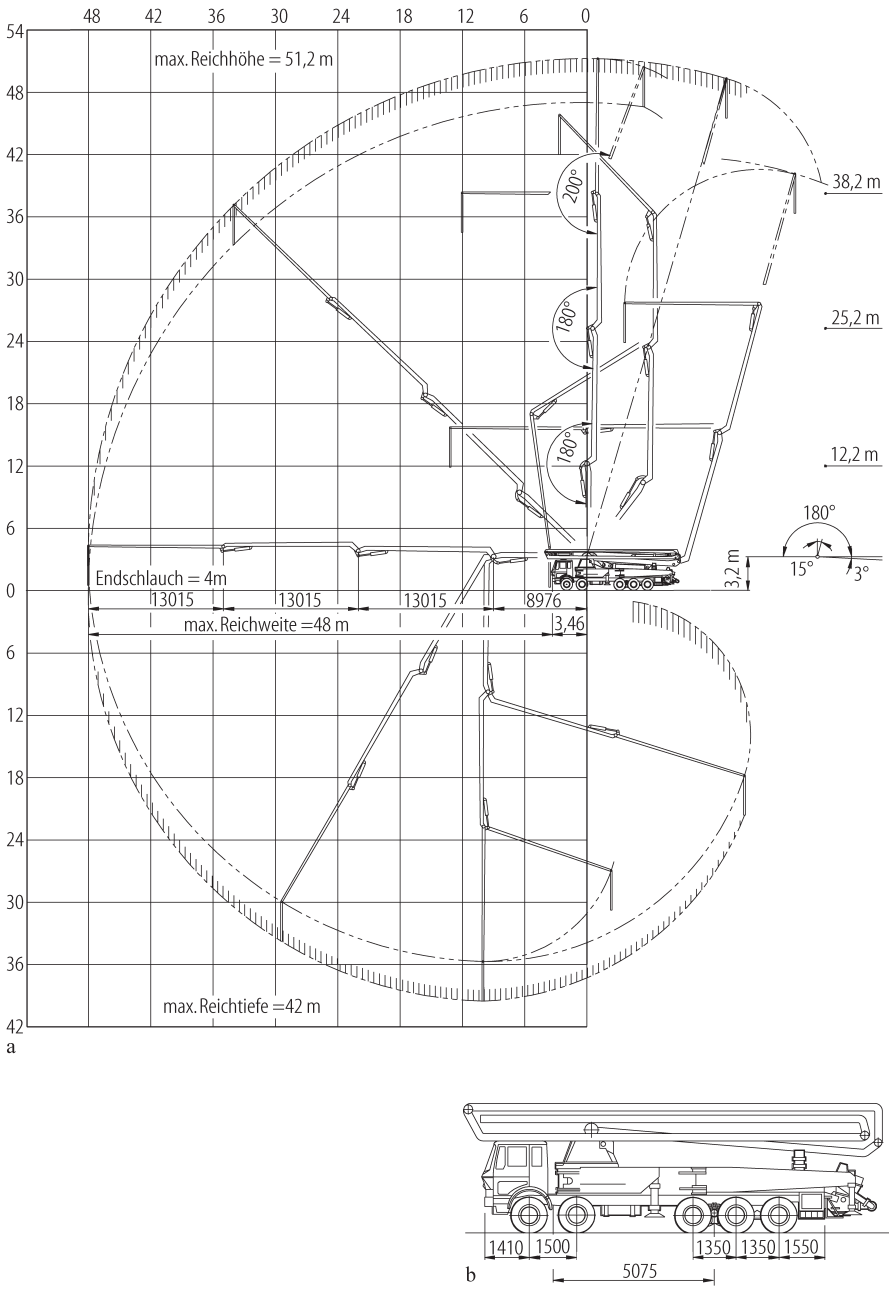


Bild 6a, b. Autobetonpumpe mit Knickverteilermast mit obenliegender Rollfaltung (Schwing, Herne). **a** Einsatzmöglichkeiten; **b** Falttechnik

6.3 Erdbaumaschinen. Earth moving machinery

Erdbaumaschinen werden im Erd- und Tiefbau für die Teilvorgänge *Lösen, Laden, Transportieren, Einbauen* und *Verdichten* eingesetzt, aber auch für die *Materialgewinnung*, den *Schüttgutumschlag* und als *Industriemaschinen*. Die Einsatzbereiche werden durch große Vielfalt der *Arbeitsausrüstungen* und der Maschinengrößen ständig erweitert. Als Antriebe dienen überwiegend Dieselmotoren – ab etwa 70 kW vielfach mit Aufladung (s. **P 4**) – in Verbindung mit hydrodynamischen Drehmomentwandlern (s. **R 5**) und Lastschaltgetrieben und mit hydrostatischen Getrieben, die zunehmend auch für den Fahrantrieb verwendet werden. Die Maschinen für das Lösen und Laden haben Rad- oder Raupenfahrwerke, die für den Betrieb im Gelände ausgelegt sind.

6.3.1 Bagger. Excavators

Bagger werden fast ausschließlich als *Hydraulikbagger* für alle Löse- und Ladearbeiten im Erd- und Tiefbau verwendet. *Seilbagger* mit *Greifer* oder *Schleppschaufel* arbeiten bevorzugt in der Materialgewinnung (**Bild 7**). Außerdem dienen sie als *Hebezeuge* im Kranbetrieb oder als *Trägergerät*, z. B. für Ramm-, Bohr- und Zieheinrichtungen (**Bild 8**). Großgeräte arbeiten im Tagebau.

Bagger bestehen aus *Unterwagen, Oberwagen* und *Arbeitseinrichtung* (**Bild 9**). *Minibagger* (bis 2,5 t Dienstgewicht) und Standard- oder Universalbagger (bis 30 t) haben Rad- oder Raupenlaufwerke, große Bagger (40 bis 800 t) ausschließlich Raupenlaufwerke. *Mobilbagger* (auf Rädern) dürfen als selbstfahrende Arbeitsmaschinen (gemäß StVZO) öffentliche Straßen befahren. Auf dem Oberwagen befinden sich Antriebe, Steuerungen und Fahrerkabine. Die Arbeitseinrichtung besteht aus dem *Verstell-*, *Knick-* oder *Monoblockausleger*, dem *Pendelarm* und der *Arbeitsausrüstung*, z. B. *Grabgefäß* (Tieflöffel, Ladeschaufel, Greifer) oder *Anbaugerät* (Schrottschere, Magnetplatte, Grabenfräse, Hydraulikhammer u. a.).

Die Fahr- und Arbeitsbewegungen werden – auch bei Seilbaggern – hydraulisch mit leistungsgeregelten Axialkolbenpumpen und -motoren bzw. Differentialzylindern angetrieben (s. **H 2**). Zur bedarfsgerechten Wandlung der mechanischen Leistung des Antriebsmotors mit hohem Wirkungsgrad in hydraulische Leistung dienen elektronische Regelungen und Load-Sensing-Systeme [4, 5]. Mit Zwei-Kreis-Systemen können mehrere Verbraucher unabhängig voneinander oder ein Verbraucher durch Summenschaltung doppelt beaufschlagt werden. Drei-Kreis-Systeme haben einen separaten Antrieb für das Schwenkwerk, das den Oberwagen gegenüber dem Unterwagen dreht (**Bild 10**).

Ober- und Unterwagen sind mechanisch durch eine Drehverbindung (mittenfreies Großwälzlager, ein- oder mehrreihig, Kugeln oder Rollen) verbunden, die Axialkräfte, Radialkräfte und Momente aufnehmen kann, und hydraulisch (gegebenenfalls auch pneumatisch) durch eine Drehdurchführung (Rotor) für den Fahrantrieb und seine Steuerung (s. **U 2.9**).

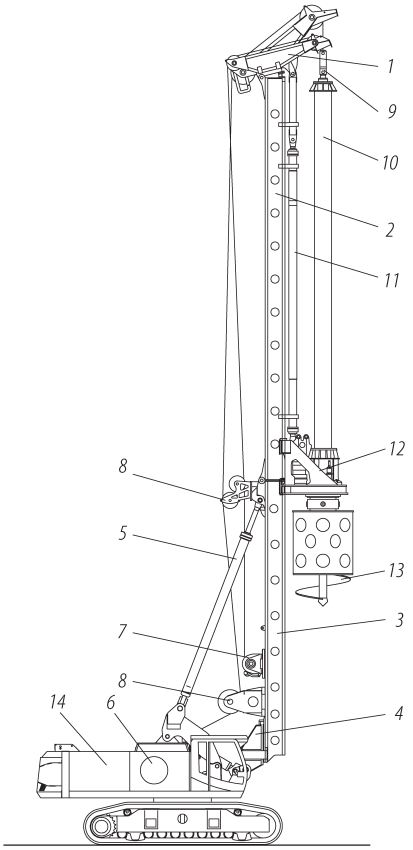


Bild 8. Seilbagger als Trägergerät mit Drehbohrausrüstung (Bauer, Schrobenhausen). *1* Mastkopf mit Seilrollen für Haupt- und Hilfswinde, *2* Mastoberteil, *3* Mastunterteil, *4* Mastanlenkung, *5* Nackenzylinder, *6* Hauptwinde *7* Hilfswinde, *8* Seilführungsrollen, *9* Seilwirbel, *10* teleskopierbare Bohrstange (Kellystange), *11* Vorschubzylinder, *12* Getriebeschlitten, *13* Bohrwerkzeug, *14* Antriebsaggregat

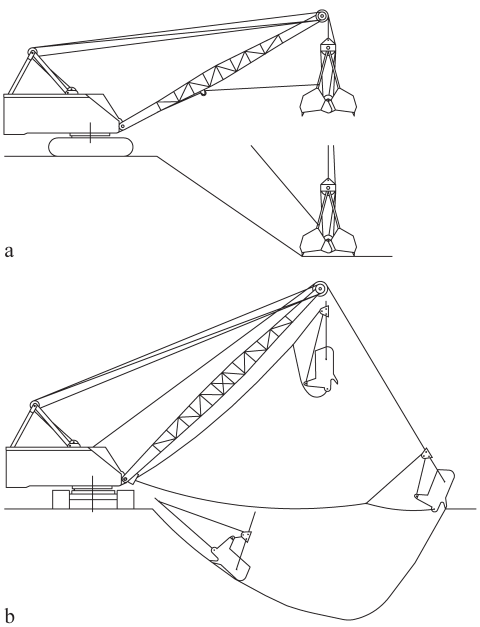


Bild 7 a, b. Seilbagger. **a** Mit Greifer; **b** mit Schleppschaufel

Mobilbagger haben einen Verstellfahrmotor, ein Verteilerschaltgetriebe für Gelände- und Straßengang mit Haltebremse und wahlweise ein integriertes Fahrbremsventil für verschleißloses Bremsen bei Talfahrt. Beide Achsen werden über Gelenkwellen angetrieben.

Raupenbagger haben an jedem Laufwerk einen Konstanthydraulikmotor, der mit einem Planetengetriebe und einer Trommel- oder einer Lamellenbremse in das Antriebsrad integriert ist (**Bild 11**), und ebenfalls wahlweise Fahrbremsventile. Ungleicher Antrieb der Laufwerke ermöglicht Kurvenfahrten, gegenläufiger Antrieb das Drehen auf der Stelle.

Bagger arbeiten als *Standgeräte* durch Betätigen der Arbeitseinrichtung und durch Drehen des Oberwagens je nach Arbeitsausrüstung unter- und oberhalb ihrer Standebene. Fahrbewegungen dienen in der Regel nur dem *Standortwechsel*. Die Standsicherheit der Mobilbagger wird mit Stützschild oder Pratzenabstützungen erhöht. Raupenunterwagen werden in Standard-, LC- (long crawler – mit breiterer Spur und längerem Fahrschiff) und HD-Ausführung (heavy duty – für schwere Einsätze) angeboten.

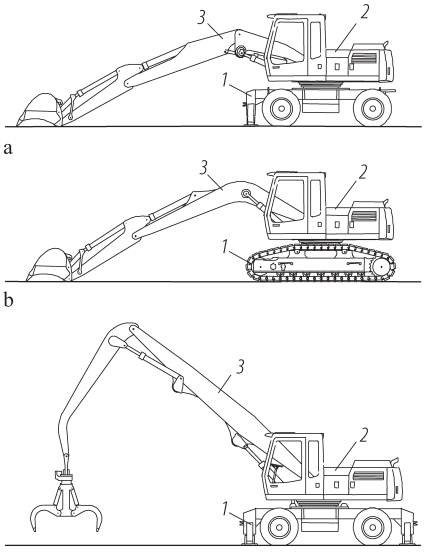


Bild 9a–c. Hydraulikbagger (Liebherr, Kirchdorf). **a** Mobilbagger mit Knickausleger; **b** Raupenbagger mit Monoblockausleger; **c** Mobilbagger mit Industrieausrüstung (Holzgreifer); *1* Unterwagen, *2* Oberwagen, *3* Arbeitseinrichtung

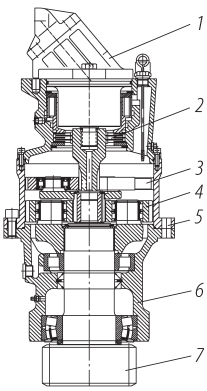


Bild 10. Schwenkantrieb für Hydraulikbagger (Lohmann & Stolterfoht, Witten). *1* Antriebsmotor, *2* Lamellenhaltebremse, *3* erste Planetenstufe, *4* zweite Planetenstufe, *5* Befestigungsflansch, *6* Gehäuse, *7* Abtriebswelle mit Ritzel

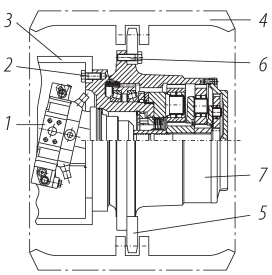


Bild 11. Fahrantrieb für Raupenbagger mit Planetengetriebe und integriertem Hydromotor (Lohmann & Stolterfoht, Witten). *1* Hydraulikmotor, *2* Schraubenverbindung zum Geräterahmen *3*, *4* Raupenkette, *5* Kettenrad (Turas), *6* Schraubenverbindung zum Kettenrad, *7* Fahrgetriebe

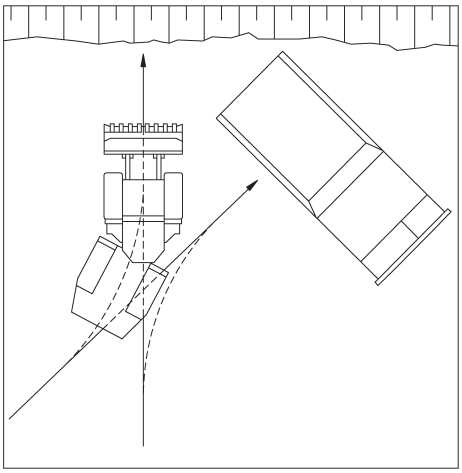


Bild 12. Fahrschema eines Schaufelladers beim Beladen eines Lkw

6.3.2 Schaufellader. Shovel loaders

Schaufellader dienen im Erdbau und beim Schüttgutumschlag zum *Lösen, Laden* und – über kurze Entfernungen – zum *Transportieren*. Sie nehmen das Material während einer vorwärts gerichteten Fahrbewegung mit der an der Frontseite angeordneten Schaufel auf und geben es nach Rückwärtsfahrt, Richtungsänderung und Vorwärtsfahrt am Entladepunkt (Lkw, Halde, Silo) ebenfalls nach vorn ab (**Bild 12**). Die Arbeitseinrichtung, bestehend aus zwei am Grundrahmen angelenkten Hubarmen und der Schaufel, wird mit Hydraulikzylindern betätigt. Die Kippbewegungen der Schaufel werden mit Hilfe einer *Parallelogramm-* oder einer *Z-Kinematik* (vorherrschend) bewirkt (**Bild 13**). Letztere nutzt beim Ankippen der Schaufel die höhere Kraft bei der Druckbeaufschlagung der Kolbenkreisfläche im Schaufelzylinder zum Erzeugen der Reißkraft und die höhere Geschwindigkeit beim Beaufschlagen der Kolbenringfläche zum schnellen Entleeren der Schaufel.

Radlader (Bild 14). Sie haben Radfahrwerke mit grobstolligen Erdbaumaschinenreifen (EM) gemäß DIN 7798. Maschinen mit starrem Rahmen haben eine *Achsschenkellenkung* der Hinterachse, die zum Ausgleich von Geländeunebenheiten pendelnd am Rahmen befestigt ist, sehr selten Allradlenkung. Vorherrschend werden Radlader mit geteiltem Rahmen und *Knicklenkung* gebaut, die mit Hydraulikzylindern betätigt wird. Am Vorderwagen ist die Arbeitseinrichtung angelenkt. Der Hinterwagen trägt den Antrieb. Die Fahrerkabine (mit Schutzaufbauten gemäß DIN ISO 3164, 3449 und 3471) befindet sich über dem Knickgelenk und kann am Vorderwagen (gleichbleibende Sicht auf die Arbeitsausrüstung, Trennung von Antriebsschwingungen und -geräuschen) oder am Hinterwagen befestigt sein (gleichbleibende Stellung zum Maschinenheck während der unübersichtlicheren Rückwärtsfahrt, direkte Übertragungswege für die Antriebsbetätigung).

Nickschwingungen, zu denen die üblicherweise ungefederten Radlader durch Fahrbahnunebenheiten angeregt werden und die schädlich für den Fahrer und die Maschine sind, können durch Einbau eines Feder-Dämpfer-Systems in die Hubhydraulik der Arbeitseinrichtung reduziert werden [6] (**Bild 15**).
Größen: Motorleistung 10 bis 500 kW; Schaufelinhalt 0,15 bis 10 m^3; Dienstgewicht 0,7 bis 80 t. Kleinere Radlader werden als universell einsetzbare Maschinen mit vielfältigen Arbeitsausrüstungen und Anbaugeräten angeboten (**Bild 16**).

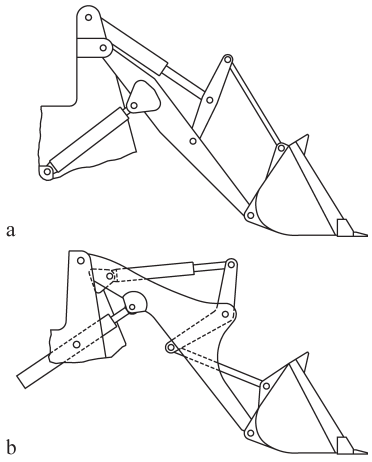


Bild 13a, b. Kippzylindergetriebe für Radladerschaufeln. **a** Parallelogrammkinematik; **b** Z-Kinematik

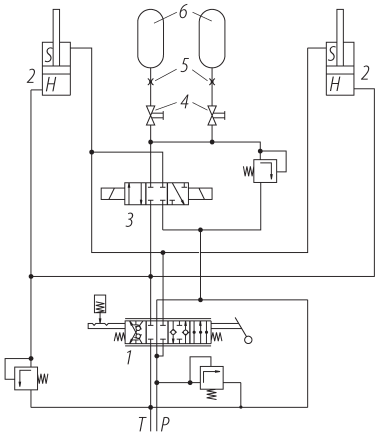


Bild 15. Feder-Dämpfer-System in der Hubhydraulik der Arbeitseinrichtung eines Radladers zur Reduzierung betriebsbedingter Nickschwingungen [6]. *1* Steuerblock für die Hubzylinder, *2* Hubzylinder, *3* 4/3-Wegeventil, *4* Absperrhahn, *5* Drosseln, *6* Hydrospeicher

Raupenlader (Laderaupen) (**Bild 17**). Sie haben Raupenlaufwerke, zum Teil mit vertikal um die heckseitige Stützachse pendelnden Fahrschiffen zum Ausgleich von Geländeunebenheiten. Je nach Motoranordnung befindet sich die Fahrerkabine am Heck der Maschine (vorherrschend) oder direkt hinter der Arbeitseinrichtung. Heckmotor ist günstig als Gegengewicht für die Schaufelfüllung. *Größen:* Motorleistung 15 bis 230 kW; Schaufelinhalt 0,3 bis 4,5 m^3; Dienstgewicht 3 bis 42 t.

Kompaktlader (Bild 18). Sie werden als kleine Radgeräte für beengte Baustellen verwendet. Hydrostatische Einzelantriebe der Räder jeder Seite ermöglichen bei gegenläufigem Antrieb das Wenden auf der Stelle. Die Hubarme sind hinter der Fahrerkabine angelenkt. *Größen:* Motorleistung 10 bis 70 kW; Schaufelinhalt 0,1 bis 0,5 m^3; Dienstgewicht 0,5 bis 3,5 t.

Baggerlader (Bild 19). Sie haben als Mehrzweckgeräte neben der Ladeschaufel (0,5 bis 1 m^3) einen Heckbagger, der teleskopierbar und über die Maschinenbreite quer verschiebbar sein kann und in der Regel mit einem Tieflöffel ausgerüstet ist. *Größen:* Motorleistung 30 bis 65 kW; Dienstgewicht 5 bis 7,5 t.

Schaufellader werden mit Dieselmotoren angetrieben, die Arbeitseinrichtung hydrostatisch mit Zahnradpumpen oder leistungsgeregelten Axialkolben-Verstellpumpen, der Fahrantrieb der Radlader (Allrad) vorwiegend mit hydrodynamischem Drehmomentwandler und Lastschaltgetriebe sowie vielfach Selbstsperrdifferentialen und Planeten-Radnabengetrieben. Als Betriebsbremsen werden neben Trommel- und Scheibenbremsen zunehmend nasse Lamellenbremsen eingebaut. Kleine Radlader haben auch hydrostatische Fahrantriebe, größere vereinzelt in Verbindung mit einem Automatikschaltgetriebe.

Bei Laderaupen mit Wandler-Lastschaltgetriebe dient eine Kupplungsbremslenkung zum einseitigen Verzögern des Raupenantriebs für Kurvenfahrten (selten ein aufwendiges Getriebe für den getrennten Antrieb beider Raupen). Bei Geradeausfahrt sind beide Lenkkupplungen geschlossen. Zum Fahren einer weiten Rechtskurve wird die rechte Raupe ausgekuppelt, zum Fahren einer engen Kurve zusätzlich mit der Lenkbremse verzögert, und nur die linke Raupe angetrieben. Hydrostatische Fahrantriebe ermöglichen kraftschlüssige Lenkbewegungen und das Wenden auf der Stelle (s. **U 6.3.3**).

6.3.3 Planiermaschinen. Dozers and graders

Planiermaschinen dienen zum Abtragen dünner Bodenschichten und zum Herstellen ebener Flächen im Erdbau so-

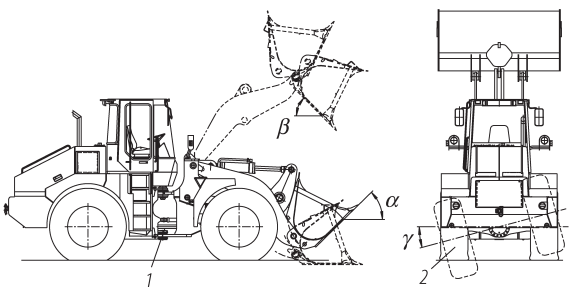


Bild 14. Radlader mit Z-Kinematik zum Kippen der Ladeschaufel, mit Rahmenknicklenkung *1* und Pendelhinterachse *2* (O & K, Berlin). α Ankippwinkel, β Abkippwinkel, γ Pendelwinkel

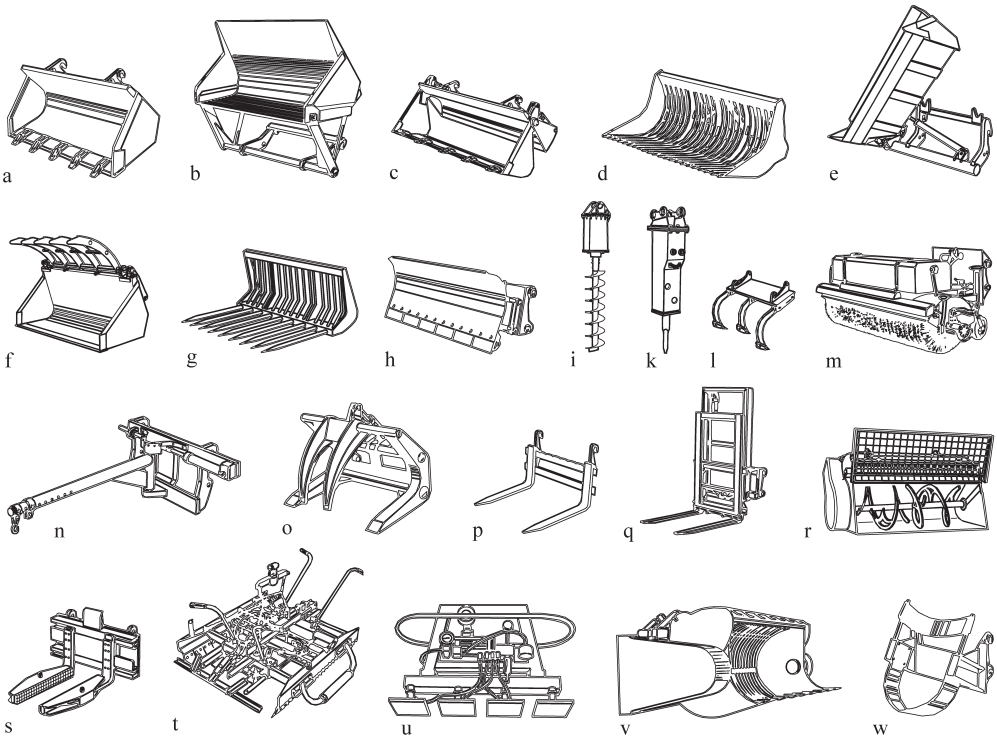


Bild 16a–w. Grabgefäße und Anbaugeräte für kompakte Radlader / Baggerlader (Kramer Allrad, Überlingen). **a** Standardschaufel; **b** Hoch-Kippschaufel; **c** Greiferschaufel; **d** Steinschaufel; **e** Seitenkippschaufel; **f** Sperrgutschaufel; **g** Sperrgutgabel; **h** Schneepflug; **i** Erdbohrer; **k** Hydraulik-Hammer; **l** Frontaufreißer; **m** Kehrmaschine; **n** Teleskop-Schwenkkran; **o** Rundholzzange; **p** Stapeleinrichtung; **q** Hubgerüst; **r** Betonmischschaufel; **s** Steinklammer; **t** Steinverlegezange; **u** Vakuumhebegerät; **v** Rotor-Cleaner; **w** Baumversetzgerät

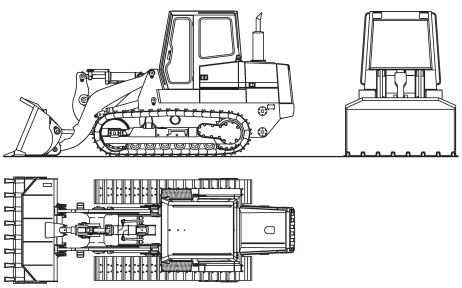


Bild 17. Raupenlader mit Heckmotor und Z-Kinematik (Liebherr, Telfs/Österreich)

wie im Straßen-, Landschafts-, Flughafen- und Sportanlagenbau.

Planierraupen (Bild 20). Sie lösen und verschieben den Boden mit einem Schild (max. Förderweite 50 m), der an der Frontseite der Maschine an zwei Schubholmen (Brustschild) oder einem U-förmigen Schubrahmen (Schwenkschild) befestigt ist. Letzterer kann beidseitig mechanisch oder mit Hydraulikzylindern stufenlos so verstellt werden, daß der Boden zur Seite abfließt, z. B. beim Planieren einer Dammkrone. Die Schnitthöhe wird bei beiden Schildarten mit Hydraulikzylindern, der Schnittwinkel in der Regel mechanisch eingestellt.

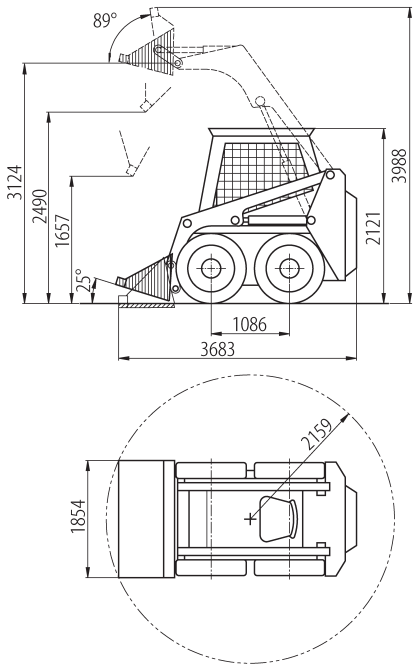


Bild 18. Kompaktlader mit hydrostatischem Fahrantrieb (Atlas Weyhausen, Wildeshausen)

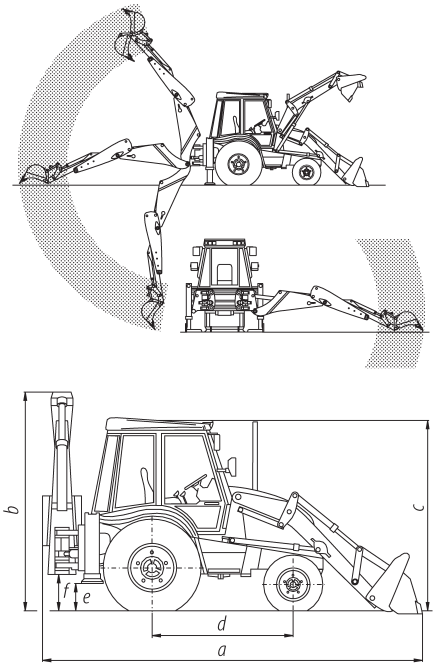


Bild 19. Baggerlader mit Ladeschaufel und Tieflöffel-Heckbagger (JCB, Köln). Abmessungen: *a* Gesamtlänge 5,62 m, *b* Gesamthöhe 3,53 m, *c* Kabinenhöhe 2,87 m, *d* Radstand 2,17 m, *e* Minimum Bodenfreiheit 0,37 m, *f* Schwenkwerk Bodenfreiheit 0,52 m, Breite Heckrahmen 2,24 m, Breite der Schaufel 2,23 m

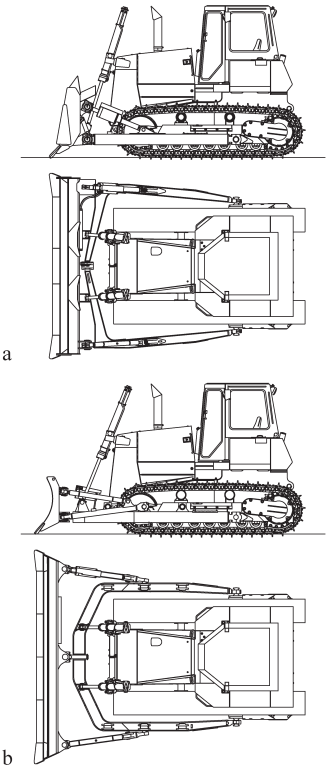


Bild 20 a, b. Planierraupe (Liebherr, Telfs/Österreich). **a** Brustschild-, **b** Schwenkschildeinrichtung

Durch Querneigen des Schilds (*Tilten/Tiltzylinder*) können mit einer Schildecke flache Rinnen hergestellt werden. *Wölbung, Breite* (2,2 bis 6 m) und *Höhe* (0,6 bis 2,2 m) des Schilds richten sich nach Einsatz- und Bodenart. Die Anlenkpunkte der Schubholme bzw. des Schubrahmens befinden sich hinten seitlich an den Raupenfahrschiffen. Schwere Böden und Fels können mit Ein- oder Mehrzahn-*Heckaufreißern* gelöst werden.

Der Antrieb gleicht prinzipiell dem der Laderaupen. Hydrostatische Fahrantriebe werden mit Primär- und Sekundärregelung ausgeführt, um ein größeres Geschwindigkeitsspektrum zu erreichen [7]. *Größen:* Motorleistung 25 bis 550 kW – überwiegend (75 %) im Bereich 40 bis 150 kW; Dienstgewicht 4 bis 90 t.

Raddozer. Sie werden wegen ihrer höheren Fahrgeschwindigkeit für Planierarbeiten an häufig wechselnden Arbeitspunkten eingesetzt, z. B. in Tagebaubetrieben. Wie Radlader haben sie Knicklenkung und Allradantrieb. Die Einstellungen des Schwenkschilds werden hydraulisch betätigt, um eine schnelle Anpassung an veränderte Arbeitsbedingungen zu ermöglichen. *Größen:* Motorleistung 120 bis 230 kW; Dienstgewicht 12 bis 30 t.

Grader (Erd- oder Straßenhobel) (**Bild 21**). Die besonders guten Planiereigenschaften dieser Maschinen ergeben sich aus dem langen Radstand und der Anordnung des Planierschilds (*Schar*) zwischen den Achsen, wodurch die Wirkung der von den Rädern überfahrenen Unebenheiten auf die Schildstellung gemildert wird (Strahlensatz). Der mit einem Zugbalken an der Vorderachse angelenkte Planierschild kann mit einem Drehwerk, einem Schildzylinder, zwei Hub- und einem Schwenkzylinder sowie durch Verstellung des Jochs für die Anlenkung dieser Zylinder am Hauptrahmen um eine senkrechte Achse gedreht, beidseitig ausgefahren, einseitig angehoben und nach beiden Seiten ausgeschwenkt werden. Dadurch lassen sich waagerechte und geneigte Flächen sowie Rinnen und Böschungen bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt und auch außerhalb der Spur herstellen. Neben der *Achsschenkellenkung* der Vorderräder haben die meisten Grader eine *Rahmenknicklenkung*, die ein spurversetztes Fahren (*Hundegang*) und somit die Herstellung eines spurfreien Planums ermöglicht (**Bild 22**). Automatische Nivelliereinrichtungen, die eine Referenzlinie (Draht, Bordstein, Nachbarfahrbahn, Leitstrahl) oder eine Referenzfläche (Rundumlaser) abtasten, verbessern die Planiergenauigkeit. Zum Vorplanieren kann ein Frontschild, zum Lösen fester Böden ein Heckaufreißer montiert werden.

Der Antrieb mit Dieselmotor, hydrodynamischem Drehmomentwandler und Lastschaltgetriebe wirkt auf die hinteren Tandemachsen. Kleine Grader werden auch mit zwei Achsen und hydrostatischem Allradantrieb gebaut. *Größen:* Motorleistung 35 bis 230 kW; Dienstgewicht 5 bis 35 t.

6.3.4 Transportfahrzeuge. Dumpers

Transportfahrzeuge werden als Dreiseiten- und Hinterkipper für den Straßentransport (**Bild 23**) und als Muldenkipper auf Großbaustellen, bei der Materialgewinnung und in Tagebaubetrieben eingesetzt. Abmessungen und Gewicht großer Muldenkipper lassen ein Befahren öffentlicher Straßen in der Regel nicht zu. Ihre außen mit Kastenprofilrippen versteifte selbsttragende Stahlmulde ruht auf dem Rahmen des Fahrgestells und wird zum Entleeren mit zwei Hydraulikzylindern

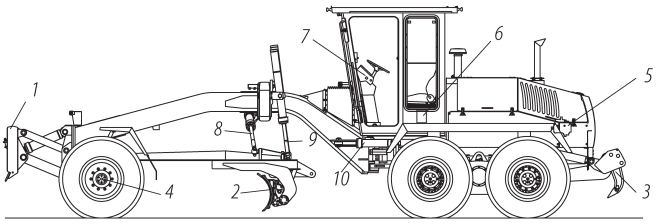


Bild 21. Drei-Achs-Grader mit Frontschild *1*, Hauptschild *2* und Heckaufreißer *3* sowie mit elektronischer Regelung des hydrostatischen Vorderachsantriebs (O&K, Berlin). *4* Hydromotor, *5* Verstellpumpe, *6* Elektronik, *7* Steuerkonsole, *8*, *9*, *10* Schwenk-, Hub- und Lenkzylinder

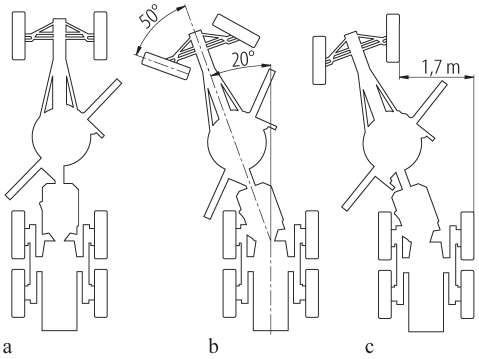


Bild 22a–c. Grader mit Vorderachs- und Rahmenknicklenkung für kleine Wenderadien und spurversetztes Fahren (Caterpillar, Garching). **a** Geradfahrt; **b** Knicklenkung; **c** spurversetzt (Hundegang)

nach hinten gekippt. Zur gleichmäßigen Verteilung des Fahrzeuggewichts auf den Untergrund werden auf die mit Dieselmotor, hydrodynamischem Drehmomentwandler und Lastschaltgetriebe angetriebene Hinterachse Zwillingsreifen montiert. Kleinere Muldenkipper werden auch mit *Rahmenknicklenkung* gebaut (**Bild 24**) und für gute Geländegängigkeit wahlweise mit Allradantrieb ausgerüstet. *Größen:* Motorleistung 115 bis 2400 kW; Muldeninhalt 8,5 bis 170 m^3; Nutzlast 12 bis 320 t; zulässiges Gesamtgewicht 23 bis 550 t; max. Fahrgeschwindigkeit 30 bis 75 km/h.

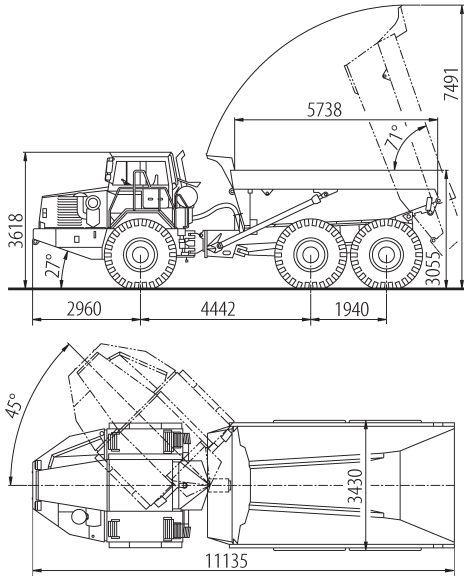


Bild 24. Muldenkipper mit Rahmenknicklenkung (Volvo, Konz)

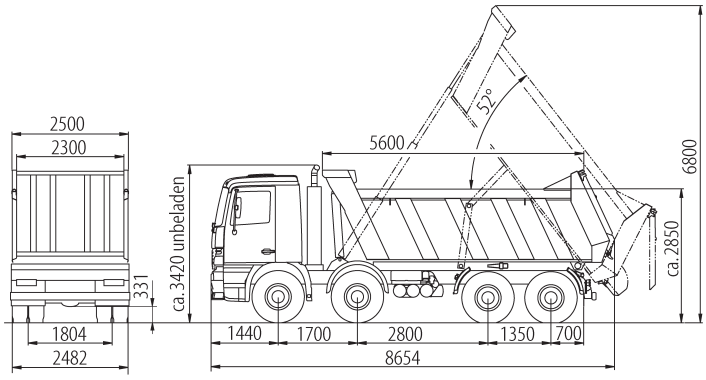


Bild 23. Hinterkipper (F. X. Meiller, München)

U

7 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu U 1 Grundlagen

[1] *VDI-Richtlinie 2411:* Begriffe und Erläuterungen im Förderwesen. – [2] *DIN 30 781:* Transportkette; Grundbegriffe. – [3] *Beisteiner, F.:* Einheitliche Begriffe in Fördertechnik und Transportwesen. fördern und heben 27 (1977) Nr. 5. – [4] *VDI-Richtlinie 2366:* Gliederung der Fördermittel.

zu U 2 Hebezeuge und Krane

[1] *Sinz, R. u. a.:* Die Hebezeugkette, Kriterien für die Betriebssicherheit eines komplex beanspruchten Bauteils, Teil I und II, dtsch. hebe- und fördertechnik 6 und 7/8 (1996). – [2] *Feyrer, K.; Jahne, K.:* Seilelastizitätsmodul von Rundlitzenseilen. Draht 40 (1990). – [3] *Kraft, G.; Leicht, B.:* Untersuchungen an unsymmetrischen Seilschlössern. fördern und heben 38 (1988) Nr. 5. – [4] *Kraft, G.:* Das Festigkeitsverhalten herkömmlicher und neuartiger Seilanschlüsse. Teil I und II. dtsch. hebe- und fördertechnik 11 und 12 (1981). – [5] *Girkmann, K.:* Flächentragwerke. Wien: Springer 1974. – [6] *Pflüger, A.:* Stabilitätsprobleme der Elastostatik. Berlin: Springer 1975. – [7] *Hoeland, G.:* Ein Beitrag zur Berechnung von Seiltrommeln unter Berücksichtigung der Verformungen und der Reibung zwischen Seil und Trommel. fördern und heben 19 (1969) Nr. 6. – [8] *Dietz, P.:* Ein Verfahren zur Berechnung ein- und mehrlagig bewickelter Seiltrommeln. TU Darmstadt 1971. – [9] *Feyrer, K.; Molkow, M.:* Die Treibfähigkeit von gehärteten Treibscheiben mit Keilrillen. dtsch. hebe- und fördertechnik 7/8 (1983). – [10] *Tolle, M.:* Zur Ermittlung der Spannungen krummer Stäbe. VDI-Z. 47 (1903) Nr. 25. – [11] *Rötscher, F.:* Einfache Verfahren zur Ermittlung des Schwerpunktes, des Rauminhalts und der Momente höherer Ordnung. VDI-Z. 80 (1936) Nr. 45. – [12] *Ziesling, K.:* Drucklufthebezeuge mit Vakuum-Greifvorrichtung. Ölhydraulik und Pneumatik 9 (1965) Nr. 2. – [13] *Freitag, K.:* Lasthebemagnete im Stahlhandel (Teil I). dtsch. hebe- und fördertechnik 5 (1986). – [14] *Freitag, K.:* Neue Erkenntnisse über die Auslegung von Zweischalen-Schüttgutgreifern, Teil I und II. dtsch. hebe- und fördertechnik 11 und 12 (1972). Teil III und Schluß. dtsch. hebe- und fördertechnik 1 und 2 (1973). – [15] *Neugebauer, R.; Stenger, R.; Sting, M.:* Zur Lagerung von Kranhubwerken auf den Katzrahmen. dtsch. hebe- und fördertechnik 9 (1986). – [16] *Severin, D.; Musiol, F.:* Der Reibprozeß in trockenlaufenden mechanischen Bremsen und Kupplungen. Konstruktion 47 (1995). – [17] *Severin, D.; Kleinjan, O.:* Sicherheit von Kranbremsen, Beanspruchungsgerechte Dimensionierung und Abnahme von mechanischen Bremsen in Kranen. dtsch. hebe- und fördertechnik 7/8 (1996). – [18] *Severin, D.; Lührsen, B.:* Vergleich von Trommel- und Scheibenbremsen für Kranhubwerke. Stahl u. Eisen 103 (1983) H. 18. – [19] *Wünsch, D.; Seeliger, A.:* Drehschwingungen in Hubwerksantriebswellen beim Anfahren zum Heben. Antriebstechnik 12 (1973) Nr. 2. – [20] *Neugebauer, R.:* Gesamtheitliche Betrachtung elektromechanischer Kranantriebe. Stahl und Eisen 101 (1981) H. 11. – [21] *Roos, H. J.:* Beitrag zur Nachrechnung von Hubwerkfunktionen bei Kranen. Der Stahlbau 6 (1977) (Sonderdruck). – [22] *Mendel, G.:* Berechnung der Trägerflanschbeanspruchung mit Hilfe der Plattentheorie, Teil I und II. fördern und heben 22 (1972) Nr. 14 und 15. – [23] *Kreyß, G.; Müller, W.:* Neue Wege im Kranbau für Hüttenwerke. Stahl und Eisen 102 (1982) Nr. 7. – [24] *Sedlmayer, F.:* Unfallsichere Hubwerke für Gießkrane. fördern und heben 14 (1968) (Sonderdruck). – [25] *Stenkamp, W.:* Hebezeuge in kerntechnischen Anlagen. fördern und heben 33 (1983) Nr. 1. – [26] *Neugebauer, R.:* Zur Fahrmechanik nichtidealer Brückenkrane. Der Stahlbau 6 (1983). – [27] *Ma, D. Z.:* Zur Elastokinetik fahrender nichtidealer Brückenkrane. Der Stahlbau 57 (1988) H. 2. – [28] *Thormann, D.:* Querkraftschluß-Schlupf-Funktionen an Kranlaufrädern. fördern und heben 39 (1989) Nr. 1. – [29] *Ludwig, H. G.:* Vergleich elektromotorischer Antriebe für Kranfahrwerke. Konstruktion 40 (1988). – [30] *Yang, Z.:* Schwingungen unterdrücken am Kranfahrwerk. fördern und heben 38 (1988) Nr. 11. – [31] *Schneidersmann, B.; Baumann, B.; Jakob, R.; Leicht, B.:* Mikroelektronik zur Regelung des Betriebsverhaltens mechanischer Systeme. fördern und heben 38 (1988) Nr. 6. – [32] *Carbon, L.:* Zukunftsorientierte Antriebstechnik für Krane in Hüttenwerken, in der Fertigung in Umschlaganlagen. Fördertechnik 55 (1986) H. 3 (Sonderdruck). – [33] *Neugebauer, R.:* Zum praktischen Festigkeitsnachweis der Stahl- und Maschinenbauteile von Kranen mit Hilfe der EDV. Konstruktion 35 (1983) H. 5. – [34] *Neugebauer, R.:* KRASTA, Programmsystem zur Berechnung von Krantragwerken. TH Darmstadt, Fachgebiet Fördertechnik 1989. – [35] *Deutscher Stahlbau-Verband:* Stahlbau-Handbuch. Köln: Stahlbau (1982). – [36] *Schindler, O.:* Untersuchung an geschweißten Hüttenkranen der Kastenträgerbauart. Stahl und Eisen 79 (1959) Nr. 26. – [37] *Severin, D.:* Seilsysteme für Schiffsentlader mit fernbetrieblichen Seilzugkatzen. dtsch. hebe- und fördertechnik 5 (1969). – [38] *Traunitz, W.:* Seeschiffsentlader mit automatischer Steuerung. Siemens-Z. 48 (1974) H. 2. – [39] *Brändlein, J.:* Lastübertragung in Großwälzlagern. fördern und heben 30 (1980) Nr. 3. – [40] *Wozniak, J.:* Einfluß von Steifigkeitssprüngen in Stahlkonstruktionen fördertechnischer Geräte auf die Lastverteilung in Großwälzlagern. dtsch. hebe- und fördertechnik 3 (1986). – [41] *Meyer, F.:* Überlastsicherungen für Turmdrehkrane mit Laufkatz- und Wippausleger. fördern und heben 34 (1984) Nr. 11. – [42] *Malcher, K.; Nogieċ, T.:* Wippdrehkrane: Lastausgleich bei idealem Lastweg. fördern und heben 36 (1986) Nr. 3. – [43] *Rückgauer, N.:* Hydraulische Antriebe im Kranbau. fördern und heben 36 (1986) Nr. 4. – [44] *Cohrs, H. H.:* Einzelradaufhängung bei Fahrzeugkranen. fördern und heben 38 (1988) Nr. 12. – [45] *Bräckelmann, G.:* Teleskopierzylinder im Autokran. Ölhydraulik und Pneumatik 9 (1974) (Sonderdruck).

zu U 3 Stetigförderer

[1] *Hartlieb von Wallthor, R.:* Entwicklungsrichtungen bei Fördergurten im Steinkohlenbergbau. Glückauf 112 (1976) 694–700. – [2] *Hager, M.:* Die Stahlseilfördergurte der 3-m-Bandanlagen im Zusammenhang mit der Antriebstation. Braunkohle 29 (1977) 22–28. – [3] *Flebbe, H.:* Prüfung der dynamischen Beanspruchbarkeit von Fördergurtverbindungen. Diss. Univ. Hannover 1984. – [4] *Vierling, A.; Gerber, P.:* Trommeldurchmesser bei Drahtgurtförderern. Fördern u. Heben 18 (1968) 764–770. – [5] *Vierling, A.:* Zum Stand der Berechnungsgrundlagen für Gurtförderer. Braunkohle, Wärme, Energ. 19 (1967) 309–315. – [6] *Vierling, A.:* Gestaltung der Förderbandanlagen für den Massenguttransport. VDI-Z. 107 (1965) 1389–1393, 1446–1450 u. 1537–1542. – [7] *Magens, E.-P.:* Spezielle Reibwiderstände in Gurtförderanlagen. Diss. Univ. Hannover 1984. – [8] *Grimmer, K.-J.:* Zwei ausgewählte Probleme der Bandfördertechnik. VDI-Fortschrittsber. Reihe 13, Nr. 10, Sept. 1968. – [9] *Vierling, A.; Oehmen, H.:* Experimentelle Untersuchungen zum Abstreifvorgang bei der Gurtreinigung von Förderbandanlagen. Braunkohle, Wärme, Energ. 20 (1968) 73–79. – [10] *Vierling, A.; Oehmen, H.:* Reinigungsvorrichtungen für Förderbandanlagen und deren Zweckmäßigkeit. Braunkohle, Wärme, Energ. 19 (1967) [1–13. – [11] *Grimmer, K.-J.; Thormann, D.:* Zur Problematik der Kraft- u. Bewegungsverhältnisse des Schüttgutes an Aufgabestellen von Förderbandanlagen. Fördern u. Heben 17 (1967) 345–351. – [12] *Vierling, A.:* Zur Theorie der Bandförderung. Continental-Transportbanddienst, Heft 8, 3. Aufl., 1972. – [13] *Grimmer, K.-J.:* Das Reibungsverhalten des Gur-

tes auf der Antriebstrommel von Bandförderanlagen. VDI-Z. 107 (1965) 1160–1169 u. 1267. – [14] *Zeddies, H.:* Untersuchung [der Beanspruchung von Trommelbelägen mit dem Ziel der Belagsoptimierung. Diss. Univ. Hannover 1987. – [15] *Funke, H.:* Hydrodynamische Kupplungen als Anlaufhilfen in Gurtförderern. Maschinenmarkt Würzburg 82 (1976) 1031–1034. – [16] *Funke, H.:* Zum dynamischen Verhalten von Gurtförderanlagen beim Anfahren und Stillsetzen unter Berücksichtigung der Bewegungswiderstände. Diss. TU Hannover 1973; Auszug hieraus Braunkohle 26 (1974) 64–73. – [17] *Sartor, W.:* Die Entwicklung der 3 m-Bandanlage. Braunkohle 31 (1979) 267–276. – [18] *Hager, M.:* Technische und wirtschaftliche Grenzen bei Planung und Einsatz von Gurtförderanlagen für große Massenströme. Braunkohle 33 (1981) 346–350. – [19] *Grimmer, K.-J.:* Auslegung von Förderbandrollen aufgrund ihrer Beanspruchung. Fördern u. Heben 20 (1970) 612–618. – [20] *Grimmer, K.-J.; Kessler, F.:* Spezielle Betrachtungen zur Gurtführung bei Gurtförderern mit Horizontalkurven. Berg- und Hüttenmänn. Monatsh. 132 (1987) 27–32 u. 206–211. – [21] *Lauhoff, H.:* Horizontalkurvengängige Gurtförderer. Zem. Kalk Gips 40 (1987) 190–195. – [22] *Barbey, H.-P.:* Untersuchung an Tragrollen bei tiefen Temperaturen und hohen Lasten. Diss. Univ. Hannover 1987. – [23] *Hager, M.:* Problematik der Geräuschemission an Bandanlagen und Versuche zu ihrer Minderung unter besonderer Berücksichtigung der Tragrollen. Braunkohle 31 (1979) 122–126. – [24] *Lange, H.:* Untersuchungen zur Beanspruchung von Förderbandtrommeln. Diss. TH Hannover 1963. – [25] *Alles, R.:* Zwischenantriebe nach dem TT-System für Förderbänder. Antriebstechnik 15 (1976) 94. – [26] *vom Stein, R.:* Optimierung der Übergabezone von Gurtförderanlagen. Diss. Univ. Hannover 1985. – [27] *Pfab, R.:* Das deformierende Rücken von Förderbandstraßen. D. Hebe- u. Fördertech. (1959) 154–159, 199–202, 238–243 u. (1960) 21–27, 62–71. – [28] *Hinkelmann, R.:* Zur Auslegung schnellaufender Vertikalförderanlagen für stetige Massengutförderung. Diss. Univ. Hannover 1986. – [29] *Hager, M.:* Die Abraumbandanlagen vom Tagebau Hambach zum Tagebau Fortuna. Braunkohle 37 (1985) 93–97. – [30] *Wehmeier, K.-H.:* Beitrag zur Berechnung von Hochleistungsbecherwerken. Fördern u. Heben 14 (1964) 670–676. – [31] *Geissler, H. J.:* Zugkraft- und Leistungsberechnung von Kreisförderanlagen. Fördern u. Heben 9 (1959) 132–138. – [32] *Vierling, A.; Lamm, M.:* Untersuchungen zur Trogkettenförderung. VDI-Z. 83 (1939) 499–502. – [33] *Vierling, A.; Ephremidis, Ch.:* Untersuchungen zum Fördervorgang beim waagerechten Schneckenförderer. Fördern u. Heben 7 (1957) 433–440 u. 490–497. – [34] *Vierling, A.; Sinha, G. L.:* Untersuchungen zum Fördervorgang beim senkrechten Schneckenförderer. Fördern u. Heben 10 (1960) 587–592. – [35] *Böttcher, S.:* Beitrag zur Klärung der Gutbewegung auf Schwingrinnen. Diss. TH Hannover 1957 und Fördern u. Heben 8 (1958) 127–131, 235–240 u. 307–315. – [36] *Wehmeier, K.-H.:* Untersuchungen zum Fördervorgang auf Schwingrinnen. Diss. TH Hannover 1961 und Fördern u. Heben 11 (1961) 317–327 u. 375–381. – [37] *Hoormann, W.:* Untersuchungen zum Einfluß des Fördergutes auf das Betriebsverhalten von Schwingrinnen durch Dämpfung u. Massenankopplung. Diss. TH Hannover 1967. – [38] *Steinbrück, K.:* Zur Fördergutrückwirkung auf Schwingrinnen. Diss. Univ. Hannover 1980. – [39] *Wehmeier, K.-H.:* Schwingförderrinnen eine Systematik der Bauformen und ihrer Eigenarten. Fördern u. Heben 14 (1964) 155–161. – [40] *Thüsing, H.:* Zur Theorie von Förderrutschen, Bahn- und Straßenkurven. VDI-Z. 96 (1954) 805–813.[– [41] *Oettel, R.:* Hydraulischer Abbau u. hydraulische Förderung. Braunkohle, Wärme, Energ. 13 (1961) 341–354; dort ausführliche Literaturangaben. – [42] *Führbötter, A.:* Über die Förderung von Sand-Wasser-Gemischen in Rohrleitungen. Mitt. Franziusinst. f. Grund- und Wasserbau der TH Hannover, H. 19 (1961). – [43] *Dedegil, Y.:* Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Förderung von Schüttgütern nach dem Lufthebeverfahren. Diss. TU Karlsruhe 1974. – [44] *Spieß, J.:* Hydraulische Vertikalförderung kleinstückiger Feststoffe im stationären und instationären Betrieb. Diss. Univ. Hannover 1984. – [45] *Molerus, O.:* Fluid-Feststoff-Strömungen. Berlin: Springer 1982.

zu U 5 Förderelemente und -systeme für den innerbetrieblichen Materialfluß

[1] *Dullinger, K.-H.:* Automatisierungskomponenten für die Logistik. Fördertechnik 11 (1991). – [2] *Brinkmann, H.-G.:* Leitsystem zur Steuerung von Materialflußprozessen. Fördertechnik 11 (1991). – [3] *Schulze, L.:* Analyse des Anlagenverhaltens automatischer Materialflußsysteme. Fördertechnik 7/8 (1988). – [4] *Kuhn, A.:* Prozeßketten in der Logistik. Fördertechnik 4 (1996). – [5] *Gudehus, T.:* Strukturanalyse der Transportsysteme. f + h 1 und 2 (1977). – [6] *VDI-Richtlinie 4416:* Betriebsdatenerfassung und Identifikation, Teil A: Identifikationssysteme. – [7] *Heinz, K.:* Praxisanforderungen an Identifikationssysteme. Fördertechnik 2 und 3 (1996). – [8] *Lenk, B.:* Trends in der Ident-Technologie. f + h 10 (1995). – [9] *VDI-Richtlinie 2515:* Identträger in Stückgutfördersystemen, Mobile Datenspeicher. – [10] *VDI-Richtlinie 3964:* Mobile Datenspeicher (MDS) für Großladungsträger (GLT), Anforderungsprofil. – [11] *Laufer, W.:* Rechnerunterstützte Einführung von mobilen Datenspeichern in der Automobilindustrie. f + h 10 (1994). – [12] *Gudehus, T.:* Warteschlangen und Wartezeiten in Warenverteil- und Lagersystemen. f + h 5 (1973). – [13] *VDI-Richtlinie 3633:* Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen, Begriffsdefinitionen. – [14] *Großeschallau, W.; Kuhn, A.; Jünemann, R.:* Simulation von Materialflußsystemen, Teil I. f + h 2 (1980). *Kuhn, A.:* Simulation von Materialfluß-Systemen, Teil II. f + h 3 (1980). – [15] *Kuhn, A.:* Simulationstechnik für Produktion und Logistik. Logistik im Unternehmen 8 (1994). – [16] *Gudehus, T.:* Grenzleistungsgesetze. f + h 16 (1975). – [17] *Gudehus, H.:* Grenzleistungsgesetze für Verzweigungs- und Zusammenführungselemente. Zeitschrift für Operations Research 20 (1976). – [18] *Isermann, H.:* Weniger Logistikkosten durch bessere Nutzung des Palettenstauraums. f + h 3 (1989). – [19] *VDI-Richtlinie 3655:* Anforderungen an Flachpaletten für den Einsatz in mechanisierten und automatisierten Förder- und Lagersystemen. – [20] *Schwarz, R.:* Neue Möglichkeiten durch High-Speed-Sortiersysteme. dhf 5 (1996). – [21] *Beumer, C.:* Computerunterstützte Materialflußplanung für Warenverteilsysteme. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 13, Nr. 40. – [22] *VDI-Richtlinie 2345:* Hängebahnen. – [23] *VDI-Richtlinie 3643:* Elektrohängebahn, Obenläufer, Traglastbereich 500 kg, Anforderungsprofil an ein kompatibles System. – [24] *Lück, J.:* Hängebahnen für universelle Materialflußsysteme. dhf 1/2 (1988). – [25] *Severin, D.; Klein, W.:* Konzept für rechnergesteuerte Flurförderzeuge auf virtuellen Leitlinien. dhf 12 (1985). – [26] *Meinberg, U.:* Steuerungskonzept zum Einsatz von FTS in kleinen Logistiksystemen. Fördertechnik 4 (1990). – [27] *Kottkamp, E.:* Fahrerlose Transportsysteme als integraler Bestandteil flexibler Materialflußkonzepte. Fördertechnik 5 (1988). – [28] *Elbracht, D.:* Fahrwerke für autonome mobile Systeme. Fördertechnik 6 (1988). – [29] *Fürwentsches, W.; v. Borries, R.:* Entscheidungshilfe zur Planung von Kommissioniersystemen. Industrielle Organisation 7 (1975). – [30] *Pieper-Musiol, R.:* Entscheidungshilfen zur Auswahl und Bewertung von Kommissioniersystemen. fördern und heben, Marktbild-Lager 1982. – [31] *Maus, E.-P.:* Digitales Positioniersystem für Regalbediengeräte. fördern und heben 7 (1972). – [32] *Mertens, P. H.:* Fahrantriebe für Regalbediengeräte. Industrie-Anzeiger, Verlag W. Girardet, Essen Nr. 9 (1972). – [33] *Quast, J.:* Das dynamische Blocklager, Potentiale und

Risiken, Teil I u. II. fördern und heben 45 Nr. 8 und Nr. 9 (1995). – [34] *Kunder, R.:* Kommissionierstrategien in Flach- und Hochregallagern. fördern und heben 4 (1976). – [35] *Heptner, K.:* Richtiger Zugriff, Kennwerte für wirtschaftliches Kommissionieren. Materialfluß 9 (1988). – [36] *Stoffels, D.; Holthaus, W.:* Materialflußsysteme effizient steuern. fördern und heben 43 Nr. 4 (1993). – [37] *Gudehus, T.; Kunder, R.:* Kapazität und Füllungsgrad von Stückgutlagern. Industrie-Anzeiger, Verlag W. Girardet, Essen Nr. 93 u. 102 (1974).

zu U 6 Baumaschinen

[1] *Weber, R.; Schward, H.; Tegelaar, F.; Soller, R.:* Guter Beton – Ratschläge für die richtige Betonherstellung; 19. Auflage; Düsseldorf: Beton-Verlag 1995. – [2] *Feger, H.:* Betonbereitung – Entwicklung, Stand und Trends; Betonwerk+Fertigteil-Technik 52 (1986) 3, S. 148–152. – [3] *Frenking, H.:* Mikroprozessor-Steuerungen in Transportbetonanlagen, Düsseldorf: Beton-Verlag 1987. – [4] *Melchinger, U.; Poppy, W.:* Elektronisch geregeltes Drei-Pumpen-System – Erhöhung der Wirtschaftlichkeit bei Standard-Hydraulikbaggern; o+p 32 (1988) 8, S. 549–553. – [5] *Friedrichsen, W.; van Hamme, Th.:* Load-Sensing in der Mobilhydraulik; o+p 30 (1986) 12, S. 916–919. – [6] *Poppy, W.:* Hydraulische Tilgung betriebsbedingter Schwingungen bei selbstfahrenden Arbeitsmaschinen; Konstruktion 38 (1986) 12, S. 461–468. – [7] *Garnier, D.:* Der hydrostatische Antrieb in Planier- und Laderaupen; BMT 29 (1982) 8, S. 431–433.

Normen, Vorschriften:

Beton (Herstellen, Transportieren, Fördern, Verdichten)

DIN V ENV 206: Beton; Eigenschaften, Herstellung, Verarbeitung und Gütenachweis. – *DIN 459:* Betonmischer; Begriffe, Größen, Anforderungen. – *DIN 1045:* Beton und Stahlbeton; Bemessung und Ausführung. – *DIN 4226:* Zuschlag für Beton (Teil 1 bis 4). – *DIN 4235:* Verdichten von Beton durch Rütteln (Teil 1 bis 5). – *DIN 24117:* Bau- und Baustoffmaschinen; Verteilermaste für Betonpumpen; Berechnungsgrundsätze und Standsicherheit. – *DIN 24118:* Bau- und Baustoffmaschinen; Betonförderleitungen; Maße. – *DIN 24900 Teil 24:* Bildzeichen für den Maschinenbau; Betonpumpen.

Erdbaumaschinen

DIN 7798: Reifen für Erdbaumaschinen, Muldenfahrzeuge und Spezialfahrzeuge auf und abseits der Straße (Teil 1 bis 4). – *DIN 7799:* Reifen für Straßenbaumaschinen, Erdbaumaschinen und Zugmaschinen (Tractor-Grader-Reifen). – *DIN 24080:* Erdbaumaschinen; Hydraulikbagger, Seilbagger; Begriffe. – *DIN 24081:* Sicherheitsgerechte Arbeitsorganisation; Erdbaumaschinen, Handsignale. – *DIN 24082:* Erdbaumaschinen; Schutzaufbauten gegen herabfallende Gegenstände für Hydraulik- und Seilbagger; Sicherheitstechnische Anforderungen und Prüfung. – *DIN 24083:* Erdbaumaschinen; Hydraulikbagger; Angabe der Tragfähigkeit. – *DIN 24086:* Erdbaumaschinen; Hydraulikbagger; Grabkräfte, Begriffe, Nennwerte. – *DIN 24087:* Erdbaumaschinen; Ermittlung der Standsicherheit von Hydraulikbaggern; Sicherheitstechnische Anforderungen. – *DIN 24092:* Erdbaumaschinen; Sicherheitstechnische Anforderungen. – *DIN 24094:* Erdbaumaschinen; Lader; Nutzlast. – *DIN ISO 9245:* Erbaumaschinen; Leistungsermittlung; Begriffe, Einheiten, Formelzeichen. – *E DIN ISO 4557:* Erdbaumaschinen; Bagger; Stellteile. – *DIN EN 474 Teil 1:* Erdbaumaschinen; Sicherheit; Allgemeine Anforderungen – *Teil 2:* Erdbaumaschinen; Sicherheit; Anforderungen für Planiermaschinen – *Teil 3:* Erdbaumaschinen; Sicherheit; Anforderungen für Lader – *Teil 4:* Erdbaumaschinen; Sicherheit; Anforderungen für Baggerlader – *Teil 5:* Erdbaumaschinen; Sicherheit; Anforderungen für Hydraulikbagger – *Teil 6:* Erdbaumaschinen; Sicherheit; Anforderungen für Muldenkipper. – *DIN EN ISO 5353:* Erdbaumaschinen sowie Traktoren und Maschinen für Land- und Forstwirtschaft; Sitzindexpunkt. – *DIN EN ISO 2860:* Erdbaumaschinen; Öffnungen, Mindestmaße. – *DIN EN ISO 2867:* Erdbaumaschinen; Zugänge. – *DIN EN ISO 3164:* Erdbaumaschinen; Prüfung von Schutzaufbauten. – *DIN EN ISO 3411:* Erdbaumaschinen; Maschinenführer; Körpermaße, Mindest-Freiraum. – *DIN ISO 3449:* Erdbaumaschinen; Schutzaufbauten gegen herabfallende Gegenstände; Prüfungen, Anforderungen. – *DIN EN ISO 3450:* Erdbaumaschinen; Bremsanlagen von gummibereiften Maschinen; Systeme, Anforderungen und Prüfungen. – *DIN EN ISO 3457:* Erdbaumaschinen; Schutzeinrichtungen; Begriffe und Anforderungen. – *DIN ISO 3471:* Erdbaumaschinen; Überrollschutzaufbauten; Prüfungen, Anforderungen. – *E DIN ISO 4557:* Erdbaumaschinen; Bagger; Stellteile. – *ISO 5010:* Erdbaumaschinen; gummibereifte Maschinen; Lenkanlagen. – *E DIN ISO 6014:* Erdbaumaschinen; Ermittlung der Fahrgeschwindigkeit. – *E DIN ISO 6165:* Erdbaumaschinen; Grundtypen; Begriffe. – *E DIN ISO 6483:* Erdbaumaschinen; Muldenfahrzeuge; Nenninhalt. – *DIN EN ISO 6682:* Erdbaumaschinen; Stellteile; Bequemlichkeitsbereiche und Reichweitenbereiche. – *DIN ISO 6746 Teil 1:* Erdbaumaschinen; Maße und deren Kurzzeichen; Grundmaschinen: *Teil 2:* Erdbaumaschinen; Maße und deren Kurzzeichen; Arbeitseinrichtungen. – *E DIN ISO 7095:* Erdbaumaschinen; Raupenschlepper und Laderaupen; Stellteile. – *E DIN EN ISO 7096:* Erdbaumaschinen; Laborverfahren zur Bewertung der Schwingungen des Maschinenführersitzes. – *DIN ISO 7451:* Erdbaumaschinen; Hydraulikbagger; Nenninhalt von Tieflöffeln. – *DIN ISO 7546:* Erdbaumaschinen; Lader und Bagger; Nenninhalt von Ladeschaufeln. – *VBG 40:* Bagger, Lader, Planiergeräte, Schürfgeräte und Spezialmaschinen des Erdbaus (Erdbaumaschinen).

Instandhaltung

DIN EN ISO 2860: Erdbaumaschinen; Öffnungen; Mindestmaße.

Umweltschutz (Lärmemission)

DIN 45635 Teil 33: Geräuschmessung an Maschinen; Luftschallmessung, Hüllflächenverfahren; Baumaschinen. – Allgemeine Verwaltungsvorschriften (AVwV) zum Schutz gegen Baulärm; Emissionsrichtwerte für Bagger, Betonmischeinrichtungen und Transportbetonmischer, Betonpumpen, Kettenlader, Planierraupen und Radlader; Bundesanzeiger 1972 und 1973.

V | Elektrotechnik
Electrical Engineering

W. Hofmann, Chemnitz, und **M. Stiebler**, Berlin

Allgemeine Literatur

zu V1 bis V7

Bücher: *Böge, W. (Hrsg.):* Vieweg Handbuch Elektrotechnik, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 2002. – *Clausert, H.; Wiesemann, G.*: Grundgebiete der Elektrotechnik; Bd. 1 Gleichstromnetze, 8. Aufl. 2003; Bd. 2 Wechselströme, 8. Aufl. 2003. München: Oldenbourg. – *Flegel/Birnstiel/Nerreter:* Elektrotechnik für den Maschinenbauer, 7. Aufl. München: Hanser 1993. – *Frohne/Löcherer/Müller:* Moeller Grundlagen der Elektrotechnik, 19. Aufl. Stuttgart: Teubner 2002. – *Führer/Heidemann/Nerreter:* Grundgebiete der Elektrotechnik, Bd. 1 Stationäre Vorgänge, 7. Aufl. 2003; Bd. 2 Zeitabhängige Vorgänge, 7. Aufl. 2003; Bd. 3 Aufgaben, 2000. Leipzig: Hanser/Fachbuchverlag. – *Haase, H.; Garbe, H.:* Elektrotechnik – Theorie und Grundlagen. Heidelberg: Springer 1998. – *Köries, R.; Schmidt-Walter, H.:* Taschenbuch der Elektrotechnik, 5. Aufl. Frankfurt a. M.: H. Deutsch 2003. – *Linse, H.; Fischer, R.:* Elektrotechnik für Maschinenbauer, Grundlagen und Anwendungen, 11. Aufl. Stuttgart: Teubner 2002. – *Noack, F.:* Einführung in die elektrische Energietechnik. Leipzig: Hanser/Fachbuchverlag 2003. – *Ose, R.:* Elektrotechnik für Ingenieure; Bd. 1 Grundlagen, 2. Aufl. 2001; Bd. 2 Anwendungen, 1999. Leipzig: Fachbuchverlag. – *Philippow, E.:* Grundlagen der Elektrotechnik, 10. Aufl. Berlin: Verlag Technik 2001. – *Pregla, R.:* Grundlagen der Elektrotechnik, 6. Aufl. Heidelberg: Hüthig 2001. – *Unbehauen, R.:* Grundlagen der Elektrotechnik; Bd. 1 Allgemeine Grundlagen, lineare Netzwerke, stat. Verhalten, 5. Aufl. 1999; Bd. 2 Einschwingvorgänge, nichtlineare Netzwerke, 5. Aufl. 2000. Berlin: Springer. – *Weißgerber, W.:* Elektrotechnik für Ingenieure; Bd. 1 Gleichstromtechnik und elektromagnetisches Feld, 5. Aufl. 2000; Bd. 2 Wechselstromtechnik, 4. Aufl. 1999; Bd. 3 Ausgleichsvorgänge, 4. Aufl. 1999. Wiesbaden: Vieweg.

Normen und Richtlinien: *DIN 1304:* Formelzeichen. – *DIN 5489:* Richtungssinn und Vorzeichen in der Elektrotechnik – Regeln für elektrische und magnetische Kreise; Ersatzschaltbilder. – *DIN 13321:* Komponenten in Drehstromsystemen; Begriffe, Größen, Formelzeichen. – *DIN 19226:* Leittechnik; Regelungstechnik und Steuerungstechnik; Teil 1 Allgemeine Grundbegriffe, Teil 2 Begriffe zum Verhalten dynamischer Systeme, Teil 4 Begriffe für Regelungs- und Steuerungssysteme. – *DIN 40108:* Elektrische Energiesysteme, Stromsysteme; Begriffe, Größen, Formelzeichen. – *DIN 40110:* Wechselstromgrößen; Teil 1 Zweileiter-Stromkreise, Teil 2 Mehrleiter-Stromkreise. – *DIN VDE 0100:* Errichten von Starkstromanlagen mit Nennspannungen bis 1000 V (Normenreihe); Teil 410: Schutzmaßnahmen, Schutz gegen elektrischen Schlag. – *DIN EN 50014* (*VDE 0170 Teil 1*): Elektrische Betriebsmittel für explosionsgefährdete Bereiche; Allgemeine Bestimmungen. – *DIN EN 50272-2* (*VDE 0510 Teil 2*): Sicherheitsanforderungen an Batterien und Batterieanlagen; Stationäre Batterien. – *DIN EN 60034* (*VDE 0530*): Drehende elektrische Maschinen; Teil 1 Bemessung und Betriebsverhalten; Teil 2 Ermittlung der Verluste und des Wirkungsgrades (und weitere Teile). – *EN ISO 3744:* Akustik – Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen aus Schalldruckmessungen; Hüllflächenverfahren … – *DIN EN 60076-1* (*VDE 0532 Teil 101*): Leistungstransformatoren; Teil 1 Allgemeines. – *DIN EN 60310* (*VDE 0115 Teil 420*): Bahnanwendungen, Tranformatoren und Drosselspulen auf Bahnfahrzeugen. – *DIN EN 60349* (*VDE 0115 Teil 400*): Elektrische Zugförderung – Drehende elektrische Maschinen für Bahn- und Straßenfahrzeuge, Teil 1 Elektrische Maschinen, ausgenommen umrichtergespeiste Wechselstrommotoren; Teil 2 Umrichtergespeiste Wechselstrommotoren. – *DIN EN 60146* (*VDE 0558*) Halbleiter-Stromrichter; Teil 1 Allgemeine Bestimmungen und besondere Bestimmungen für netzgeführte Stromrichter; Teil 2 Selbstgeführte Halbleiter-Stromrichter einschließlich Gleichstrom-Direktumrichter. – *DIN EN 60909* (*VDE 0102*): Kurzschlussströme in Drehstromnetzen. – *DIN EN 60947* (*VDE 0660*): Niederspannungsschaltgeräte; Teil 1 Allgemeine Festlegungen; Teil 2 Leistungsschalter. – *DIN EN 60335* (*VDE 0700*): Sicherheit elektrischer Geräte für den Hausgebrauch und ähnliche Zwecke (Normenreihe); Teil 1 Allgemeine Anforderungen. – *DIN EN 50081* (*VDE 0839 Teil 81*): Fachgrundnorm Störaussendung. – *DIN EN 50082* (*VDE 0839 Teil 82*): Fachgrundnorm Störfestigkeit. – *DIN EN 61000-3* (*VDE 0838 Teil 3*): EMV, Grenzwerte für Spannungsschwankungen und Flicker in Niederspannungsnetzen. – *DIN EN 55014* (*VDE 0875 Teil 14*): Elektromagnetische Verträglichkeit; Anforderungen an Haushaltsgeräte, Elektrowerkzeuge und ähnliche Elektrogeräte; Teil 1 Störaussendung, Teil 2 Störfestigkeit.

1 Grundlagen. Fundamentals

Die Elektrotechnik umfaßt die Gesamtheit der technischen Anwendungen, in denen die Wirkungen des elektrischen Stroms und die Eigenschaften elektrischer und magnetischer Felder ausgenutzt werden. Ihre Verfahren und Produkte unterliegen der laufenden Weiterentwicklung und durchdringen zunehmend alle Bereiche des öffentlichen und privaten Lebens. Die Einteilung der Elektrotechnik, bei der verschiedene Varianten in Gebrauch sind, kann in folgender Weise erfolgen:

- Die *elektrische Energietechnik* befaßt sich mit der Erzeugung, Übertragung und Verteilung elektrischer Energie sowie ihrer Anwendung, beispielsweise bei elektrischen Antrieben;
- Die *Meß- und Automatisierungstechnik* verwendet Komponenten und Methoden der Meß-, Steuer- und Regelungstechnik, die unter Einsatz der Prozeßdatenverarbeitung zur Prozeßführung in vielen Bereichen der Technik verwendet werden;
- Die *Informations- und Kommunikationstechnik* hat zum Gegenstand die Übertragung und Verarbeitung von Informationen; hierzu gehören die Hochfrequenztechnik, die optische Nachrichtentechnik und die Kommunikationsnetze;
- Die *Mikroelektronik und Mikrosystemtechnik* ist die Technik der Bauelemente und der integrierten Schaltungen sowie der Mikrosysteme unter Anwendung der weiteren Basistechniken Mikromechanik, -sensorik und -optik.

Als grundlegende Fachgebiete kommen die *Theoretische Elektrotechnik* und die *Werkstoffe der Elektrotechnik* in allen genannten Bereichen zur Anwendung.

Für die elektrotechnischen Geräte und Verfahren sind in internationalen und nationalen Normen die technischen Anforderungen und die der Sicherheit von Menschen und Sachen die-

nenden Sicherheitsvorschriften formuliert (Größen der Elektrotechnik: **Anh. V 1 Tab. 1**).
In diesem Teil wird vorwiegend die elektrische Energietechnik dargestellt. Elektronische Konstruktionskomponenten s. **I**, Elektrische Meßtechnik s. **W 3**.

1.1 Grundgesetze. Basic laws

1.1.1 Feldgrößen und -gleichungen
Field quantities and equations

Nach der klassischen Elektrodynamik [1–3] wird der Raum vom elektromagnetischen Feld erfüllt. Dieses wird durch fünf Feldgrößen beschrieben, die Vektorcharakter haben; es sind die elektrische und die magnetische Feldstärke, die elektrische Verschiebungsdichte und die magnetische Flußdichte sowie die elektrische Stromdichte (**Tab. 1**).
Aufgrund der Erfahrung gelten für die makroskopischen elektromagnetischen Erscheinungen die vier *Maxwellschen Gleichungen* [4]. Sie werden hier in der Integralform mit den zugehörigen Aussagen notiert:

$$\textit{Durchflutungsgesetz:}\quad \oint_c \boldsymbol{H}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s} = \iint_A \left(\boldsymbol{S} + \frac{\partial \boldsymbol{D}}{\partial t}\right)\mathrm{d}\boldsymbol{A}. \qquad (1)$$

Das Umlaufintegral der magnetischen Feldstärke längs der Berandung einer Fläche ist gleich der Summe aus Leitungsstrom und Verschiebungsstrom durch diese Fläche.

$$\textit{Induktionsgesetz:}\quad \oint_c \boldsymbol{E}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s} = -\frac{\partial}{\partial t}\iint_A \boldsymbol{B}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A}. \qquad (2)$$

Das Umlaufintegral der elektrischen Feldstärke längs der Berandung einer Fläche ist gleich der negativen zeitlichen Änderung des magnetischen Flusses durch diese Fläche.

$$\textit{Quellenfreiheit des Magnetfelds:}\quad \oiint_A \boldsymbol{B}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A} = 0. \qquad (3)$$

Der magnetische Fluß durch eine geschlossene Hüllfläche verschwindet.

$$\textit{4. Maxwellsche Gleichung:}\quad \oiint_A \boldsymbol{D}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A} = \iiint_V \varrho\,\mathrm{d}V. \qquad (4)$$

Der Verschiebungsfluß durch eine geschlossene Hüllfläche ist gleich der umschlossenen Ladung, dargestellt durch das Volumenintegral über die Ladungsdichte ϱ.
Die Feldgrößen sind durch drei *Materialgleichungen* verknüpft:

$$\boldsymbol{S} = \varkappa \boldsymbol{E};\quad \boldsymbol{D} = \varepsilon \boldsymbol{E};\quad \boldsymbol{B} = \mu \boldsymbol{H}. \qquad (5)$$

Stromdichte und Verschiebungsdichte sind der elektrischen Feldstärke, die Flußdichte der magnetischen Feldstärke proportional. Die *elektrische Leitfähigkeit* $\varkappa$, die *Dielektrizitätskonstante* ε und die *Permeabilität* μ sind i. allg. Tensoren, bei isotropen Stoffen jedoch skalare Ortsfunktionen. Die Feldgleichungen sind gültig für rasch veränderliche Vorgänge; sie lassen sich für langsame Vorgänge, wie sie bei den technischen Frequenzen auftreten, spezialisieren. Schließlich können die Gleichungen für zeitlich konstante Feldgrößen noch stärker vereinfacht werden.

1.1.2 Elektrostatisches Feld. Electrostatic field

In einem Feld mit konstanten Feldgrößen und ruhenden Ladungen gilt, daß das Umlaufintegral der Feldstärke über eine geschlossene Bahnkurve verschwindet

$$\oint_s \boldsymbol{E}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s} = 0. \qquad (6)$$

Diese Beziehung bildet zusammen mit Gl. (4) und der Materialgleichung aus Gl. (5)

Tabelle 1. Feldgrößen und ihre Formelzeichen

elektrisches Feld	Verschiebungsdichte D	el. Feldstärke E
magnetisches Feld	Flußdichte B	magn. Feldstärke H
Strömungsfeld	Stromdichte S	

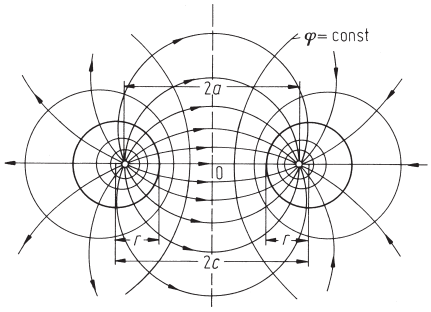


Bild 1. Feldbild paralleler Linienquellen ungleichnamiger Ladungen

$$\boldsymbol{D} = \varepsilon \boldsymbol{E}$$

die Grundgleichungen der Elektrostatik. Die Dielektrizitätskonstante ε läßt sich darstellen als Produkt aus der elektrischen Feldkonstante ε_0 des Vakuums und der relativen Dielektrizitätszahl ε_r, die eine Stoffeigenschaft ist (s. **Anh. V 1 Tab. 2**): $\varepsilon = \varepsilon_0\,\varepsilon_\mathrm{r}$ mit $\varepsilon_0 = 8{,}85 \cdot 10^{-12}\,\mathrm{A \cdot s/(V \cdot m)}$.
Nach Gl. (6) kann die elektrische Feldstärke mittels $\boldsymbol{E} = -\operatorname{grad}\varphi$ durch den negativen Gradienten einer skalaren Potentialfunktion φ dargestellt werden. Die Spannung zwischen zwei Punkten 1 und 2 ist unabhängig vom Integrationsweg

$$U_{12} = \int_1^2 \boldsymbol{E}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s} = \varphi_1 - \varphi_2. \qquad (7)$$

Das elektrostatische Feld läßt sich bildhaft darstellen mit Hilfe von Äquipotentiallinien, $\varphi = \mathrm{const}$, und dazu orthogonalen Feldlinien, die tangential zum Vektor der elektrischen Feldstärke verlaufen. Zur Ermittlung des Felds gibt es verschiedene Verfahren, die analytisch oder numerisch die Potentialgleichungen lösen. **Bild 1** zeigt als Beispiel das Feld zweier ungleichnamiger Linienladungen im Abstand $2\,a$. Wegen der zylindrischen Form der Äquipotentialflächen wird dadurch gleichzeitig das äußere Feld paralleler Leiter mit Kreisquerschnitt beschrieben, hier beispielsweise solcher mit Radius r im Abstand $2\,c$ der Mittelachsen.
Auf einen geladenen Körper wird im elektrischen Feld eine Kraft ausgeübt

$$\boldsymbol{F} = \int_Q \boldsymbol{E}\,\mathrm{d}Q. \qquad (8)$$

Im einfachen Fall wird das Feld durch eine Punktladung Q_1 erzeugt; nach dem Coulombschen Gesetz wirkt dann auf eine „Probeladung" Q_2 im Abstand r die Kraft

$$\boldsymbol{F} = \frac{Q_1 \cdot Q_2}{4\pi\varepsilon r^2}\boldsymbol{r}_0 = \boldsymbol{E}_1 \cdot Q_2. \qquad (9)$$

Darin gibt der Einheits-Radiusvektor $\boldsymbol{r}_0$ die Richtung der Kraft an, die bei gleichen Vorzeichen von Q_1 und Q_2 abstoßend, im anderen Falle anziehend wirkt.

1.1.3 Stationäres Strömungsfeld. Stationary flow field

Im stationären elektromagnetischen Feld sind die fließenden Ströme zeitlich konstant. Der durch eine Fläche tretende Strom ergibt sich aus dem Integral der Stromdichte

$$I = \iint_A \boldsymbol{S}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A}. \tag{10}$$

Die in Gl. (5) enthaltene Gleichung $\boldsymbol{S} = \varkappa \boldsymbol{E}$ stellt bereits die Differentialform des *Ohmschen Gesetzes* dar. Bei isotropen Leitern weisen elektrische Feldstärke und Stromdichte die gleiche Richtung auf, wobei der Quotient den spezifischen *Widerstand* ϱ darstellt

$$\varrho = 1/\varkappa.$$

Die Stromrichtung ist konventionell vom Punkte höheren Potentials zum Punkte niederen Potentials festgelegt. Der fließende Strom erzeugt im Widerstand Verluste, die als Wärme anfallen; ihr spezifischer (volumenbezogener) Wert ist nach dem Jouleschen Gesetz

$$p = \varkappa E^2 = (1/\varkappa) S^2. \tag{11}$$

Der *1. Kirchhoffsche Satz* sagt aus, daß das Integral der Stromdichte über eine geschlossene Hüllfläche verschwindet

$$\oiint_A \boldsymbol{S}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A} = 0. \tag{12}$$

Spannung und Strom sind einander proportional; ihr Quotient ist der ohmsche Widerstand. In der üblichen Darstellung für Stromkreise mit diskreten Komponenten lautet das *Ohmsche Gesetz*

$$R = \frac{U}{I}. \tag{13}$$

1.1.4 Stationäres magnetisches Feld
Stationary magnetic field

Aus der 1. Maxwellschen Gleichung läßt sich für statische Bedingungen herleiten, daß das Umlaufintegral der magnetischen Feldstärke längs einer Bahnkurve gleich dem umschlossenen Strom ist [2, 3]:

$$\oint_c \boldsymbol{H}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s} = I. \tag{14}$$

Ferner gilt die Quellenfreiheit des magnetischen Felds Gl. (3) und die in Gl. (5) enthaltene Beziehung zwischen Flußdichte und Feldstärke

$$\boldsymbol{B} = \mu \boldsymbol{H}.$$

Die *Permeabilität* μ läßt sich, ähnlich wie die Dielektrizitätskonstante des elektrischen Felds, als Produkt der magnetischen Feldkonstante μ_0 für den leeren Raum und der relativen Permeabilitätszahl μ_r ausdrücken.

$$\mu = \mu_0 \mu_\mathrm{r} \quad \text{mit} \quad \mu_0 = 1{,}256 \cdot 10^{-6}\,\mathrm{V \cdot s/(A \cdot m)}.$$

Die Magnetisierungskennlinie als Darstellung der Flußdichte B über der Feldstärke H ist bei den ferromagnetischen Stoffen nichtlinear und weist Sättigungsverhalten auf. Auch ist bei Vorliegen von Hysterese der Zusammenhang nicht eindeutig.
Das magnetische Feld B übt auf eine mit der Geschwindigkeit v bewegte Ladung Q eine Kraft aus. Ist gleichzeitig ein elektrisches Feld E vorhanden, so wirkt diese ablenkend und wird als Lorentz-Kraft bezeichnet

$$\boldsymbol{F} = Q(\boldsymbol{E} + \boldsymbol{v} \times \boldsymbol{B}).$$

1.1.5 Quasistationäres elektromagnetisches Feld
Quasistationary electromagnetic field

Bei veränderlichen elektromagnetischen Feldern gelten die vollständigen Maxwellschen Gleichungen. Kann dabei der Beitrag der Verschiebungsströme vernachlässigt werden ($|\partial \boldsymbol{D}/\partial t| \ll |\boldsymbol{S}|$), so daß der Strom in nicht verzweigten Abschnitten eines Stromkreises überall gleich ist, heißen solche Felder langsam veränderlich. Diese quasistationäre Betrachtungsweise ist bei den in vielen Problemen, insbesondere der elektrischen Energietechnik vorkommenden Frequenzen zulässig. Als Grundgesetze des quasistationären Felds treten das Induktionsgesetz Gl. (2) und die spezialisierte Form des Durchflutungsgesetztes Gl. (1) auf

$$\oint_c \boldsymbol{H}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s} = \iint_A \boldsymbol{S}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A}. \tag{15}$$

Es gilt weiterhin die Quellenfreiheit des magnetischen Felds nach Gl. (3) und die Aussage über die Ladung nach Gl. (4) gemäß dem 4. Maxwellschen Gesetz.
Werden Leiter von einem veränderlichen magnetischen Feld durchsetzt, so werden darin Wirbelströme induziert. Durch die Wechselwirkung von Magnetfeld und induzierten Strömen tritt eine ungleichmäßige Verteilung der Stromdichte über den Leiterquerschnitt auf. Ein dem Leiter eingeprägter Wechselstrom ist dann mit höheren Verlusten verknüpft, als dies bei Gleichstrom nach dem Ohmschen Gesetz der Fall wäre. Die Erscheinung wird als Stromverdrängung oder Skineffekt bezeichnet, weil die Stromdichte zum Rand des Leiters zunimmt.
Im Gegensatz zum quasistationären Feld sind für Probleme der Wellenausbreitung und Strahlung instationäre elektromagnetische Felder zu betrachten, bei denen nunmehr die Verschiebungsstromdichte überwiegt und damit die Voraussetzung $|\partial \boldsymbol{D}/\partial t| \gg |\boldsymbol{S}|$ vorliegt.

1.2 Elektrische Stromkreise. Electric circuits

1.2.1 Gleichstromkreise. Direct-current (d. c.) circuits

Betrachtet werden Schaltungen, die aus Gleichspannungs- oder Gleichstromquellen, ohmschen Widerständen und verbindenden Leitungen bestehen. An einem Widerstand, der vom Strom I durchflossen wird, fällt eine zu I proportionale Spannung ab, die dem Ohmschen Gesetz Gl. (13) folgt [1]:

$$U = R \cdot I \quad \text{bzw.} \quad I = G \cdot U \quad \text{bei } G = 1/R. \tag{16}$$

Der *Leitwert* G ist der Kehrwert des Ohmschen Widerstands R. Im Widerstand wird eine Leistung umgesetzt, die sich ergibt als

$$P = U \cdot I = R \cdot I^2 = U^2/R. \tag{17}$$

Eine Gleichstromquelle, z. B. eine Batterie, kann durch eine ideale Quelle der Quellenspannung U_s mit einem in Reihe geschalteten Innenwiderstand R_s dargestellt werden. Wird mit dem Symbol E für die elektromotorische Kraft (EMK) gearbeitet, so gilt $E = -U_\mathrm{S}$. Gleichwertig ist eine Darstellung mittels eines eingeprägten Stroms I_s und parallel geschaltetem Innenleitwert $G_\mathrm{s} = 1/R_\mathrm{s}$ (**Bild 2**). Liegt ein langgestreckter Leiter in Form eines Drahts der Länge l und des Querschnitts A vor, so kann unter Voraussetzung der bei Gleichstrom konstanten Stromdichte der *Widerstand* berechnet werden als

$$R = \varrho\, l/A.$$

Der *spezifische Widerstand* $\varrho = 1/\varkappa$ ist i. allg. temperaturabhängig; bei vielen Widerstandsmaterialien gilt, abgesehen

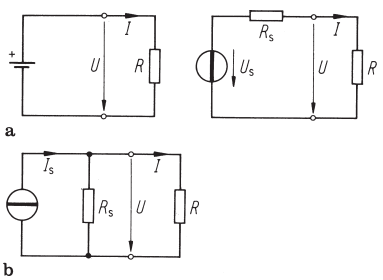


Bild 2 a, b. Spannungs- und Stromquellen mit Innenwiderstand. **a** Eingeprägte Spannung; **b** eingeprägter Strom (DIN 5489 bzw. IEC 60375)

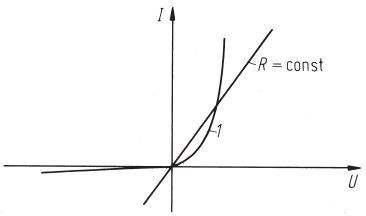


Bild 3. Kennlinien eines linearen und eines nichtlinearen Widerstands (Beispiel Diode). *1* Diode

von sehr tiefen und sehr hohen Temperaturen, ein linearer Zusammenhang. Der Bezugswert wird als ϱ_{20} bei der Temperatur $\vartheta = 20\,^{\circ}\mathrm{C}$ festgelegt

$$\varrho = \varrho_{20}(1 + \alpha(\vartheta - 20\,^{\circ}\mathrm{C})). \tag{18}$$

In **Anh. V 1 Tab. 3** sind für verschiedene Materialien die spezifischen Widerstände und Temperaturkoeffizienten angegeben.

Lineare Widerstände erscheinen in der Darstellung $I = f(U)$ als Geraden. Nichtlineare Widerstände weisen dagegen gekrümmte Kennlinien auf. **Bild 3** zeigt als Beispiel die Strom-Spannungskennlinie einer Halbleiterdiode; diese folgt näherungsweise einer Exponentialfunktion und weist im 1. Quadranten den Durchlaßbereich und im 3. Quadranten den Sperrbereich auf.

1.2.2 Kirchhoffsche Sätze. Kirchhoff's laws

Bei der Analyse von Stromkreisen und Netzwerken ist zunächst ein Zählpfeilsystem festzulegen. Hier wird die Konvention des Verbrauchersystems verwendet. Danach sind an Verbrauchern (passiven Elementen) Strom und Spannungsabfall gleichgerichtet; von Erzeugern (Generatoren) eingeprägte (Quellen-)Spannungen werden jedoch entgegen der Stromrichtung gezählt.

Der *1. Kirchhoffsche Satz* besagt (in Übereinstimmung mit der allgemeinen Form Gl. (12)), daß in jedem Knoten eines elektrischen Netzwerks die Summe der zufließenden gleich der Summe der abfließenden Ströme ist. Für einen Knoten mit n abgehenden Zweigen gilt daher

$$\sum_{i=1}^{n} I_i = 0. \tag{19}$$

Nach dem *2. Kirchhoffschen Satz* (bereits allgemein in Gl. (6) enthalten) wird die Summe der Zweigspannungen in einem beliebigen, geschlossenen Umlauf gleich Null. In einer Schleife aus n Zweigen ist also

$$\sum_{i=1}^{n} U_i = 0. \tag{20}$$

Auf einfache Weise lassen sich jetzt die resultierenden Werte von Reihen- und Parallelschaltungen verschiedener Widerstände berechnen (**Bild 4**):

$$\begin{aligned} R_{\mathrm{res}} &= \sum_{i=1}^{n} R_i \quad \text{bei } \textit{Reihenschaltung} \text{ und} \\ G_{\mathrm{res}} &= \sum_{i=1}^{n} G_i = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{R_i} = \frac{1}{R_{\mathrm{res}}} \quad \text{bei } \textit{Parallelschaltung}. \end{aligned} \tag{21}$$

Die Kirchhoffschen Sätze gelten allgemein auch bei zeitlich veränderlichen Strömen und Spannungen. Sie bilden die Grundlage der *Netzwerktheorie* [1].

Beispiel: Es wird der allgemeine Fall einer Brückenschaltung berechnet. In **Bild 5** speist die eingeprägte Spannung U eine Schaltung, die die Brückenzweige $R_1 \ldots R_4$ und den Diagonalzweig R_5 enthält. Das

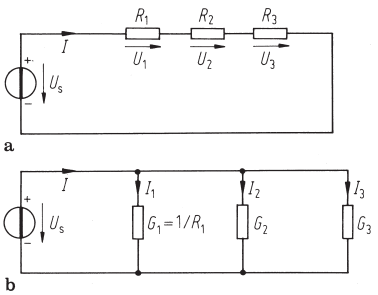


Bild 4. a Reihenschaltung und **b** Parallelschaltung von Widerständen

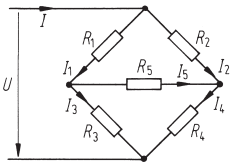


Bild 5. Brückenschaltung als Netzwerk

Netzwerk weist $n = 4$ Knoten auf, und es lassen sich dafür $(n-1) = 3$ linear unabhängige Gleichungen angeben:

$$I = I_1 + I_2 = I_3 + I_4; \quad I_5 = I_1 - I_3.$$

Die Zahl der linear unabhängigen Maschengleichungen ergibt sich aus der Anzahl der von den Zweigen des Netzwerks aufgespannten Flächen, wobei jeder Zweig mindestens einmal vertreten sein muß; diese Anzahl ist hier $m = 3$.

$$U = R_1 I_1 + R_3 I_3 = R_2 I_2 + R_4 I_4; \quad 0 = R_1 I_1 - R_2 I_2 + R_5 I_5.$$

Es interessiert besonders der Strom I_5 durch den Diagonalzweig. Man errechnet

$$I_5 = U \frac{R_2 R_3 - R_1 R_4}{R_5(R_1 + R_3)(R_2 + R_4) + R_1 R_3 (R_2 + R_4) + R_2 R_4 (R_1 + R_3)}.$$

Bei abgeglichener Brücke verschwindet der Diagonalstrom I_5. Es ist unmittelbar ersichtlich, daß dies der Fall ist, wenn $R_1/R_2 = R_3/R_4$.

Von dieser Tatsache macht die *Wheatstonebrücke* zur Widerstandsmessung Gebrauch (s. **W 3.2.2**). Darin sind beispielsweise R_1 ein Festwiderstand bekannter Größe, R_2 der Prüfling und R_3, R_4 einstellbare Vergleichsnormale. Im Diagonalzweig wird ein Nullindikator eingesetzt.

Beispiel: Umrechnung einer Sternschaltung in eine gleichwertige Dreieckschaltung, die zur Vereinfachung der Berechnung größerer Netzwerke beitragen kann. Die Sternschaltung mit den Widerständen R_1, R_2, R_3 weist die gleichen Ströme und Spannungsabfälle in bezug auf die Punkte *1, 2, 3* auf wie die Dreieckschaltung mit den Widerständen R_{12}, R_{23}, R_{31} (**Bild 6**), wenn

$$\begin{aligned} R_1 &= R_{31}R_{12}/(R_{12} + R_{23} + R_{31}); \quad R_{12} = R_1 + R_2 + R_1 R_2/R_3. \\ R_2 &= R_{12}R_{23}/(R_{12} + R_{23} + R_{31}); \quad R_{23} = R_2 + R_3 + R_2 R_3/R_1. \\ R_3 &= R_{23}R_{31}/(R_{12} + R_{23} + R_{31}); \quad R_{31} = R_3 + R_1 + R_3 R_1/R_2. \end{aligned}$$

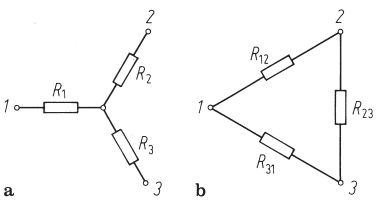


Bild 6 a, b. Zur Umwandlung von Stern- in Dreieckschaltung und umgekehrt. **a** Sternschaltung; **b** Dreieckschaltung

V

1.2.3 Kapazitäten. Capacitances

In einer Anordnung mit zwei Elektroden besteht zwischen Ladung Q und Spannung U eine lineare Beziehung, wobei der Quotient die Kapazität C darstellt

$$C = \frac{Q}{U} = \frac{\iint_A \boldsymbol{D}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A}}{\int_s \boldsymbol{E}\,\mathrm{d}\boldsymbol{s}}. \tag{22}$$

Ein Bauelement aus zwei flächenhaften Elektroden mit dazwischenliegendem Dielektrikum stellt einen *Kondensator* dar. Das einfachste Beispiel hierfür ist der *Plattenkondensator*, bei dem die Elektroden parallele Platten sind. Vernachlässigt man die Randeffekte, so sind nach Gl. (7) und **Bild 7** Feldstärke und Kapazität gegeben durch

$$E = \frac{Q}{\varepsilon A} = \frac{U}{d};\quad C = \frac{Q}{U} = \varepsilon\frac{A}{d}. \tag{23}$$

Das Potential im Dielektrikum ist proportional dem Abstand von der Elektrode mit Nullpotential:

$$\varphi = E \cdot x \quad \text{mit} \quad 0 \le x \le d$$

Für einige Stoffe ist die relative Dielektrizitätszahl ε_r und die Durchschlagfestigkeit E_d in **Anh. V 1 Tab. 2** angegeben. Die Beziehungen Gl. (23) gelten auch für veränderliche Ladung $q(t)$ und Spannung $u(t)$. Die zeitliche Ableitung der Ladung ist der Strom $i(t)$; daraus folgt

$$i = \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t} = C\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t}. \tag{24}$$

Die im Kondensator gespeicherte Energie ist allgemein

$$W_e = \int_0^U q\,\mathrm{d}u = \tfrac{1}{2}CU^2.$$

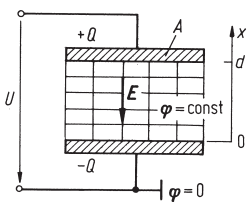


Bild 7. Prinzipdarstellung eines Plattenkondensators

1.2.4 Induktionsgesetz. Faraday's law

Betrachtet wird zunächst eine Leiterschleife, die von einem Magnetfeld durchsetzt wird. Der magnetische Fluß ist

$$\Phi = \iint_A \boldsymbol{B}\,\mathrm{d}\boldsymbol{A}. \tag{25}$$

Nach dem Induktionsgesetz entsteht in dieser aus einer Windung bestehenden Schleife bei Flußänderung die Umlaufspannung e (früher EMK), die der induzierten Spannung entgegengerichtet ist

$$e = -\mathrm{d}\Phi/\mathrm{d}t = -u_i.$$

Die Flußänderung kann herbeigeführt werden
- durch Relativbewegung einer Leiterschleife gegenüber einem zeitlich konstanten Feld (generatorisch) und/oder
- in einer relativ zur Feldachse ruhenden Leiterschleife infolge zeitlicher Flußänderung (transformatisch).

Zur Erläuterung des ersten Falles wird angenommen, daß eine rechteckige Schleife mit den Seiten *1, 2* drehbar um die Mittelachse in einem homogenen Feld der Induktion B angeordnet ist (**Bild 8**). Bei Rotation mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit $\omega = \mathrm{d}\gamma/\mathrm{d}t = \text{const}$ gilt

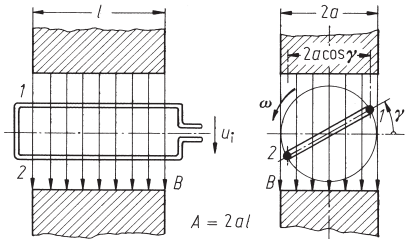


Bild 8. Zur Erläuterung des Induktionsgesetzes

$$\Phi = B \cdot A \cdot \cos\gamma;\quad u_i = -B \cdot A \cdot \omega \cdot \sin\omega t.$$

Das gleiche Ergebnis stellt sich ein, wenn die Schleife in der Position $\gamma = 0$ feststeht und die Flußdichte sich zeitlich nach dem Sinusgesetz ändert

$$B = \hat{B}\cos\omega t.$$

1.2.5 Induktivitäten. Inductances

Liegt eine komplizierter berandete Fläche vor als bei der einfachen Schleife, so wird die nach Gl. (25) maßgebende Fläche von einem Teil der Feldlinien mehrfach durchsetzt. Insbesondere ist bei einer Spule der verkettete Fluß gleich der Summe der Teilflüsse Φ_n, die die einzelnen Windungen durchsetzen. Der Quotient aus und I stellt eine Kenngröße der Anordnung dar, die als Koeffizient der Selbstinduktion (*Selbstinduktivität*) bezeichnet wird

$$L = \frac{\Psi}{I} = \frac{\sum_n \Phi_n}{I}. \tag{26}$$

Ein einfaches Beispiel stellt die Ringspule mit kreisförmigem Querschnitt des Radius rR dar (**Bild 9**). Man kann davon ausgehen, daß im Inneren ein homogenes Feld mit der Induktion B herrscht; bei w Windungen ist der Verkettungsfluß

$$\Psi = w\Phi \quad \text{mit} \quad \Phi = Br^2\pi \quad \text{bei} \quad B = \mu w I/(2R\pi).$$

Damit ergibt sich die *Induktivität* zu

$$L = \frac{\Psi}{I} = w^2\mu\frac{r^2}{2R}.$$

Ein anderes Beispiel liegt bei einer Luftspaltdrossel vor, deren magnetischer Kreis aus dem Luftspalt der Länge δ und dem Eisenrückschluß besteht. Bei nicht zu großen Flußdichten im Eisen ist $\mu_r \gg 1$, so daß näherungsweise die gesamte magnetische Spannung am Luftspalt abfällt. Bei Voraussetzung eines homogenen Felds ist die Induktivität der Spule mit w Windungen

$$L = w^2\mu_0 \cdot \frac{A}{\delta} = w^2\Lambda = w^2/R_m.$$

Darin bezeichnet den *magnetischen Leitwert*; R_m ist der *magnetische Widerstand*. In Analogie zum elektrischen Stromkreis fällt an einem magnetischen Widerstand R_m bei

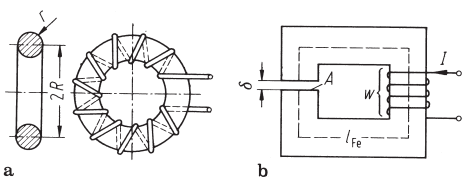


Bild 9 a, b. Drosselspulen. **a** Ringspule; **b** Luftspaltdrossel

Durchgang des Flusses Φ eine magnetische Spannung V ab, die durch eine eingeprägte magnetische Spannung (*Durchflutung*) Θ aufzubringen ist

$$V = R_m \Phi \quad \text{bei} \quad \Psi = w\Phi \quad \text{und} \quad V = wI = \Theta.$$

Die im Magnetfeld gespeicherte Energie ist

$$W_m = \int_0^I \Psi \, di = \tfrac{1}{2} L I^2. \tag{27}$$

Bei Stromänderung wird in der Spule durch Selbstinduktion eine Spannung induziert, die der Flußänderung entgegenwirkt und im Verbraucher-Zählpfeilsystem lautet

$$u = d\Psi/dt = L \, di/dt. \tag{28}$$

In beiden obigen Gleichungen gilt das zweite Gleichheitszeichen nur dann, wenn die Permeabilität nicht von der herrschenden Feldstärke abhängt und die Induktivität konstant ist.

1.2.6 Magnetische Materialien. Magnetic materials

Nach dem Verhalten der Stoffe im Magnetfeld werden paramagnetische, diamagnetische und ferromagnetische Materialien unterschieden [9, 10]. Bei den beiden erstgenannten ist die Permeabilitätszahl μ_r wenig verschieden von 1. Ganz anders verhalten sich die ferromagnetischen Stoffe, zu denen insbesondere Eisen, Nickel, Kobalt und ihre Legierungen gehören. Diese führen bei gegebener magnetischer Feldstärke wesentlich höhere Flußdichten als Luft. Die Feldverstärkung läßt sich durch die *magnetische Polarisation* J oder die Magnetisierung M ausdrücken

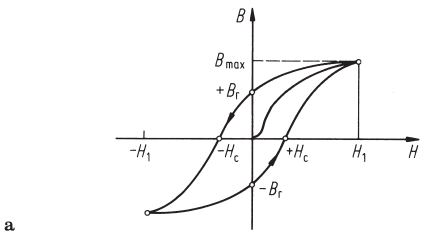
$$B = J + \mu_0 H = \mu_0 (M + H).$$

In der Regel werden ferromagnetische Materialeigenschaften in der Magnetisierungskennlinie $B = f(H)$ dargestellt (**Bild 10**). Steuert man eine Probe, ausgehend von $H = 0$, bis $H = H_1$ aus, so ergibt sich die sog. Neukurve mit der typischen Sättigungseigenschaft. Wird nun die Erregung zurückgenommen, so folgt die Flußdichte nicht der ursprünglichen Kurve. Bei zyklischer Änderung der Aussteuerung zwischen H_1 und $-H_1$ ergibt sich eine *Hystereseschleife*. Ihr Flächeninhalt ist bei einmaligem Durchlaufen der Kommutierungskurve den spezifischen Hystereseverlusten proportional.

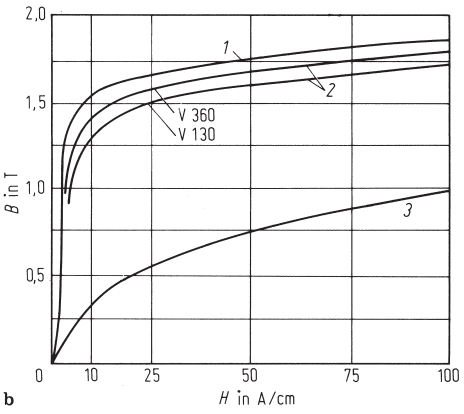
In der Elektrotechnik werden *weichmagnetische* und *hartmagnetische* Materialien verwendet. Erstere sind für den Aufbau magnetischer Kreise in elektrischen Maschinen und Apparaten vorgesehen. Ihre Koerzitivfeldstärken H_c liegen unterhalb von 300 A/m. Erwünscht sind neben einer möglichst hohen Sättigungsinduktion möglichst niedrige Ummagnetisierungsverluste. Diese setzen sich aus den Hystereseverlusten und den Wirbelstromverlusten zusammen.

Bei hartmagnetischen Werkstoffen liegt dagegen eine breite Hystereseschleife vor (H_c größer als 10 kA/m). Sie werden in den Permanentmagneten eingesetzt, deren Qualität vor allem durch die Remanenzinduktion B_r, die Koerzitivfeldstärke H_c und die maximale spezifische magnetische Energie $(BH)_{max}$ beschrieben wird. Diese Kenngrößen gehen aus der Entmagnetisierungskennlinie hervor, das ist die $B(H)$ Kurve im 2. Quadranten (**Bild 11 a**). Außer den bekannten AlNiCo-Magneten und Ferritmagneten werden heute erheblich verbesserte Eigenschaften mit den Seltenerdmagneten erzielt, die als Samarium-Kobalt-Magnete und Neodymium-Eisen-Bor-Magnete im **Bild 11 a** berücksichtigt sind.

Bei der Verwendung von Permanentmagneten zur Flußerzeugung in Maschinen und Apparaten ist darauf zu achten, daß durch betriebsmäßige Ströme kein solchen negativen Feldstärken auftreten, die links vom „Knie“ liegen und eine bleibende Entmagnetisierung herbeiführen können. In diesem Zusammenhang ist der Temperaturkoeffzient der Koerzitivfeldstärke zu beachten. Während dieser bei Ferritmagneten positiv ist, treten bei NdFeB Magneten deutliche negative Temperaturkoeffizienten auf. Dies begrenzt den Einsatz der Magneten in Bereichen, wo Temperaturen $> 120\,°C$ auftreten. Durch Technologiefortschritte sind Verbesserungen der Temperaturstabilität und bei den Korrosionseigenschaften bei diesen Materialen erreicht worden (**Bild 11 b**).



a



b

Bild 10 a, b. Magnetisierungskennlinien. **a** Hystereseschleife (Prinzipbild); **b** Kennlinien weichmagnetischer Werkstoffe. *1* Kaltband, Stahlguß, *2* Elektroblech, siliziert, *3* Grauguß

1.2.7 Kraftwirkungen im elektromagnetischen Feld
Forces in electromagnetic field

Die Kraft auf einen Körper im Feld folgt dem allgemeinen Gesetz für die volumenbezogene Kraftdichte

$$f_V = (S \times B) - \tfrac{1}{2} H^2 \cdot \operatorname{grad} \mu. \tag{29}$$

Der erste Term gibt die Stromkraftdichte an, die ein die Stromdichte S führender Leiter im äußeren Feld der Induktion B erfährt. Der zweite Term tritt nur bei ortsabhängig veränderlicher Permeabilität auf und wird als permeable Kraftdichte bezeichnet.

Auf ein Längenelement ds eines linienhaften stromdurchflossenen Leiters wirkt die Kraft

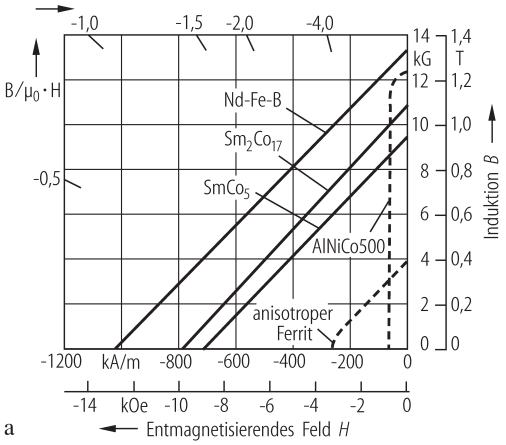
$$dF = I(ds \times B). \tag{30}$$

Speziell ergibt sich für einen geraden Leiter der Länge l in einem senkrecht dazu verlaufenden Magnetfeld der Flußdichte B die Kraft

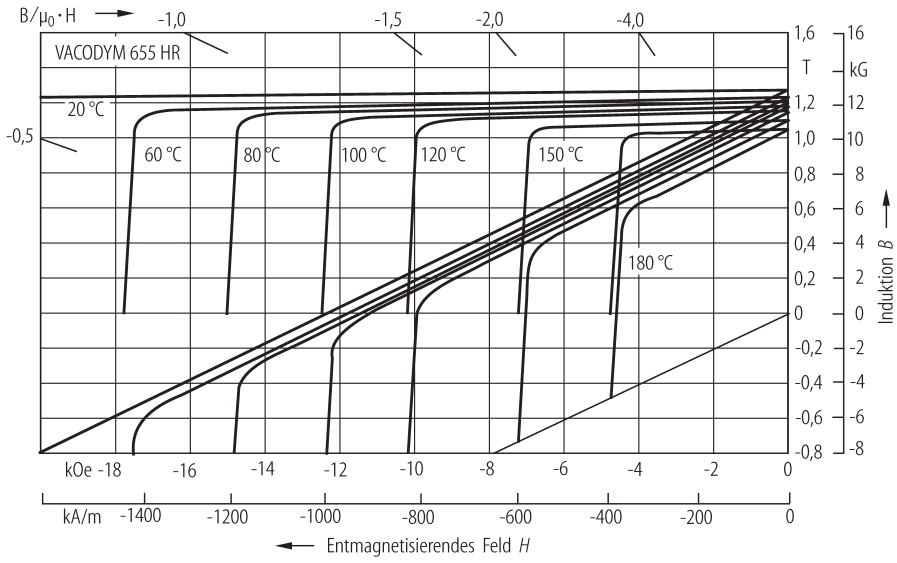
$$F = IBl.$$

Die Richtung der Kraft ergibt sich senkrecht zu I und B aus der Vorschubrichtung einer Rechtsschraube („*Rechte-Hand-Regel*“).

Damit läßt sich auch die Kraft zwischen zwei parallelen stromführenden Leitern angeben. Der Strom I_1 erzeugt in einer Entfernung r vom Leiter 1 nach dem Durchflutungsgesetz



a



b

Bild 11a, b. Eigenschaften permanentmagnetischer Werkstoffe. **a** Entmagnetisierungskennlinie verschiedener Materialien bei Raumtemperatur. **b** NdFeB-Material mit erhöhter Temperaturstabilität (VAC Vacuumschmelze)

die Feldstärke $H = I_1/(2\pi r)$. Die Kraft, die auf den im Abstand d angeordneten, den Strom I_2 führenden Leiter 2 der Länge l wirkt, ist vom Betrag

$$F = \frac{\mu_0}{2\pi}\frac{I_1 I_2}{d}\, l.$$

Die Kraft auf den Leiter 1 ist gleich groß. Bei gleicher Stromrichtung in beiden Leitern erfolgt eine Anziehung, bei entgegengesetzter Stromrichtung eine Abstoßung. Mit $I_1 = I_2 = I$ wird die Beziehung als Definitionsgleichung für die Einheit der elektrischen Stromstärke herangezogen.

Andererseits entstehen in einem Magnetfeld an Grenzflächen zwischen Bereichen unterschiedlicher Permeabilität mechanische Spannungen. Bei Grenzflächen zwischen Eisen und Luft tritt auf diese Weise Längszug und Querdruck auf. Geht ein Feld der Induktion B senkrecht durch eine Fläche, die Bereiche mit μ_1 und μ_2 trennt, so entsteht die normal zur Fläche gerichtete spezifische Kraft

$$\sigma = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\mu_1} - \frac{1}{\mu_2}\right) B^2. \tag{31}$$

Im Falle von $\mu_1 = \mu_0$ für Luft und $\mu_2 = \mu_0 \mu_r \gg \mu_0$ für Eisen ist die Anziehungskraft über die Fläche A näherungsweise

$$F = \frac{1}{2\mu_0} B^2 A.$$

Eine Anwendung erfolgt im Elektromagneten für ferromagnetische Lasten (**Bild 12**).

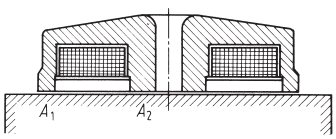


Bild 12. Elektromagnet (Prinzipbild)

1.3 Wechselstromtechnik
Alternating current (a.c.) engineering

1.3.1 Wechselstromgrößen. Alternating current quantities

Ist der zeitliche Verlauf eines Stroms $i(t)$ periodisch mit der Periodendauer T, deren Kehrwert die Frequenz $f = 1/T$ ist, so gelten folgende Festlegungen:

– *Gleichwert* (arithmetischer Mittelwert)

$$\bar{i} = \frac{1}{T}\int_0^T i\,\mathrm{d}t \tag{32}$$

– *Effektivwert* (quadratischer Mittelwert)

$$I = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T i^2\mathrm{d}t}. \tag{33}$$

In gleicher Weise sind Mittelwert $\bar{u}$ und Effektivwert U einer periodischen Spannung $u(t)$ definiert.

Ein Mischstrom weist neben einem Gleichwert die Grundschwingung der Frequenz f und Oberschwingungen ganzzahliger Vielfacher der Grundfrequenz auf. Der Effektivwert eines solchen Stroms ist dann

$$I = \sqrt{\bar{i}^2 + I_1^2 + I_2^2 + I_3^2 + \ldots} = \sqrt{\bar{i}^2 + I_\sim^2}.$$

Betrachtet man weiter nur Wechselgrößen $(\bar{i} = 0,\ I = I_\sim)$, so läßt sich deren Grundschwingungsgehalt angeben mit $g_\mathrm{i} = I_1/I$. Ein Maß für die Verzerrung eines Wechselstroms durch Oberschwingungen ist der *Klirrfaktor*

$$k_\mathrm{i} = \sqrt{1 - g_\mathrm{i}^2}.$$

Ist $\hat{i}$ der Scheitelwert des Wechselstroms, so gilt als Scheitelfaktor der Quotient $\hat{i}/I$.

Ein reiner Grundschwingungsstrom liegt vor bei

$$i = \hat{i}\cos(\omega t + \varphi_\mathrm{i}) \quad \text{mit} \quad \omega = 2\pi f. \tag{34}$$

Sein arithmetischer Mittelwert ist Null, und der Effektivwert wird $I = \hat{i}/\sqrt{2}$. Er ist maßgebend für die Verluste in einem ohmschen Widerstand R

$$P_\mathrm{V} = R \cdot I^2.$$

Ströme nach Gl. (34) stellen sich ein in den Zweigen von Schaltungen aus linearen Elementen, wenn die eingeprägten Spannungen und Ströme ebenfalls sinusförmig mit Grundfrequenz verlaufen und etwaige Übergangsvorgänge abgeklungen sind.

Darstellung der Wechselstromgrößen

Wechselströme nach Gl. (34) und gleicher Gesetzmäßigkeit folgende Wechselspannungen sind gekennzeichnet durch Betrag (Amplitude oder Effektivwert), Frequenz und Phasenlage gegenüber einer willkürlich festgelegten Zeitachse $t = 0$. Sie lassen sich als Realteile komplexer periodischer Funktionen darstellen

$$\begin{aligned} i &= \mathrm{Re}(\sqrt{2}\,I\mathrm{e}^{\mathrm{j}(\omega t+\varphi_\mathrm{i})}) = \mathrm{Re}(\sqrt{2}\,\underline{I}\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}) \qquad \text{mit } \underline{I} = I\mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi_\mathrm{i}};\\ u &= \mathrm{Re}(\sqrt{2}\,U\mathrm{e}^{\mathrm{j}(\omega t+\varphi_\mathrm{u})}) = \mathrm{Re}(\sqrt{2}\,\underline{U}\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}) \quad \text{mit } \underline{U} = U\mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi_\mathrm{u}}. \end{aligned} \tag{35}$$

Danach sind bei gegebener Kreisfrequenz ω Strom und Spannung ausreichend beschrieben durch die komplexen Größen $\underline{I}$, $\underline{U}$, die die Informationen über Betrag und Phasenlage enthalten (**Bild 13**). Ihre Darstellung in der komplexen Ebene bietet sich an; sie werden dann *Zeiger* (engl.: phasor) genannt. Der Quotient aus $\underline{U}$ und $\underline{I}$ ist ebenfalls komplex und bezeichnet die *Impedanz* $\underline{Z}$ mit den Komponenten *Resistanz* R und *Reaktanz* X. Ihr Kehrwert wird *Admittanz* $\underline{Y}$ genannt und hat die Komponenten *Konduktanz* G und *Suszeptanz* B.

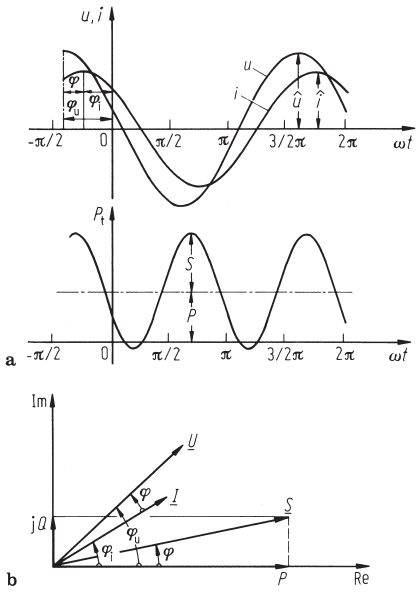


Bild 13a, b. Darstellung von Wechselstromgrößen. **a** Verlauf von Spannung, Strom und Leistung; **b** Zeigerbild

$$\underline{Z} = \frac{\underline{U}}{\underline{I}} = R + \mathrm{j}X \text{ und } \underline{Y} = \frac{\underline{I}}{\underline{U}} = \frac{1}{\underline{Z}} = G + \mathrm{j}B. \tag{36}$$

Passive lineare Elemente in Wechselstromschaltungen sind Widerstände, Kapazitäten und Induktivitäten. Aufgrund der Ansätze in Gln. (35) und (36) lassen sich ihre Wechselstromwiderstände einfach berechnen

$$\begin{aligned} u_\mathrm{R} = Ri \quad &\rightarrow \quad \underline{U}_\mathrm{R} = R\underline{I} \quad \rightarrow \quad \underline{Z}_\mathrm{R} = R;\\ i_\mathrm{C} = C\frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}t} \quad &\rightarrow \quad \underline{I}_\mathrm{C} = \mathrm{j}\omega C\underline{U} \rightarrow \quad \underline{Z}_\mathrm{C} = \frac{1}{\mathrm{j}\omega C} = -\mathrm{j}X_\mathrm{C};\\ u_\mathrm{L} = L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t} \quad &\rightarrow \quad \underline{U}_\mathrm{L} = \mathrm{j}\omega L\underline{I} \quad \rightarrow \quad \underline{Z}_\mathrm{L} = \mathrm{j}\omega L = \mathrm{j}X_\mathrm{L}. \end{aligned} \tag{37}$$

Danach eilt der Strom gegenüber der Spannung in der Induktivität um $\pi/2$ nach, während er bei der Kapazität um $\pi/2$ vordreht. Im ohmschen Widerstand tritt dagegen keine Phasendrehung auf. Eine *Drossel* läßt sich aus der Reihenschaltung ihrer Selbstinduktivität mit dem ohmschen Wicklungswiderstand darstellen. Ihre Impedanz ist

$$\underline{Z} = R + \mathrm{j}\omega L = Z \cdot \mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi} \quad \text{mit} \quad Z = \sqrt{R^2 + \omega^2 L^2};$$
$$\tan\varphi = \frac{\omega L}{R}.$$

Die Darstellung der Zeiger in der komplexen Ebene erfolgt mit Bezug auf die durch $\omega t = 0$ festgelegte reelle Achse. Die Augenblickswerte der Ströme und Spannungen können dann in jedem Zeitaugenblick als Projektionen der mit der Kreisfrequenz ω rotierenden Zeiger auf die reelle Achse aufgefaßt werden; für die Beträge der Zeiger sind dabei die Amplituden $\hat{U}$, $\hat{I}$ zu wählen.

Ein Kondensator kann näherungsweise dargestellt werden als Parallelschaltung einer Kapazität mit einem Leitwert, welcher die Verluste im Dielektrikum berücksichtigt und mit dem Verlustwinkel δ erfaßt werden kann

$$\underline{Y} = j\omega C + G; \quad \tan\delta = \frac{G}{\omega C}.$$

1.3.2 Leistung. Electric power

In einer einphasigen Schaltung gilt für den Augenblickswert der Leistung $p(t) = u(t) \cdot i(t)$.
Sind Strom und Spannung Sinusgrößen nach Gl. (35), so folgt mit $\varphi = \varphi_u - \varphi_i$ und $\varphi_e = \varphi_u + \varphi_i$:

$$p(t) = UI[\cos\varphi + \cos(2\omega t + \varphi_e)] = P + S\cos(2\omega t + \varphi_e).$$

Danach schwingt die Leistung mit der zweifachen Frequenz des Wechselstroms um ihren Mittelwert. Es ist P die *Wirkleistung* und S die *Scheinleistung*. Dazu wird noch die Grundschwingungs-*Blindleistung* Q definiert:

$$P = UI\cos\varphi; \quad S = UI; \quad Q = \sqrt{S^2 - P^2} = UI\sin\varphi. \qquad (38)$$

Die Leistungswerte lassen sich in der komplexen Leistung zusammenfassen (**Bild 13b**):

$$\underline{S} = \underline{UI}^* = P + \mathrm{j}Q. \qquad (39)$$

Darin ist $\underline{I}^*$ der konjugiert komplexe Stromzeiger.

1.3.3 Drehstrom. Three-phase-current

Als Drehstromsystem wird ein verkettetes dreiphasiges Wechselstromsystem bezeichnet. Die Verkettung erfolgt in Form von Stern- oder Dreieckschaltungen. Ein symmetrisches System liegt vor, wenn die Wechselgrößen bei gleicher Frequenz gleich große Amplituden aufweisen und jeweils um $2\pi/3$ gegeneinander phasenverschoben sind. Dies gilt für das Spannungssystem

$$\begin{aligned} u_1 &= \sqrt{2}\,U\cos\omega t &&\rightarrow \underline{U}_1 = U; \\ u_2 &= \sqrt{2}\,U\cos(\omega t - 2\pi/3) &&\rightarrow \underline{U}_2 = U \cdot \mathrm{e}^{-\mathrm{j}2\pi/3}; \\ u_3 &= \sqrt{2}\,U\cos(\omega t - 4\pi/3) &&\rightarrow \underline{U}_3 = U \cdot \mathrm{e}^{-\mathrm{j}4\pi/3}. \end{aligned} \qquad (40)$$

Normgemäß werden im Drehstromsystem die Phasen U, V, W bezeichnet; die zugehörigen abgehenden Leitungen heißen L1, L2, L3. Ein Drehstrom-Dreileitersystem führt nur diese drei Außenleiter; ein Vierleitersystem weist zusätzlich einen Sternpunktleiter auf, der gleichzeitig Nulleiter ist. In **Bild 14** sind symmetrische Dreiphasensysteme in *Stern-* und in *Dreieckschaltung* dargestellt. Sind $\underline{U}_{12}$, $\underline{U}_{23}$, $\underline{U}_{31}$ die Außenleiterspannungen und $\underline{I}_1$, $\underline{I}_2$, $\underline{I}_3$ die Außenleiterströme, so gelten die folgenden Beziehungen.
Bei *Sternschaltung*:
Die Außenleiterströme sind gleich den Strangströmen

$$\underline{I}_1 = \underline{I}_U; \quad \underline{I}_2 = \underline{I}_V; \quad \underline{I}_3 = \underline{I}_W.$$

Die Außenleiterspannungen sind gleich den Differenzen der jeweiligen Strangspannungen

$$\begin{aligned} &\underline{U}_{12} = \underline{U}_{UN} - \underline{U}_{VN}; \quad \underline{U}_{23} = \underline{U}_{VN} - \underline{U}_{WN}; \\ &\underline{U}_{31} = \underline{U}_{WN} - \underline{U}_{UN} \end{aligned}.$$

Bei Symmetrie gilt $I_L = I_{Str}$ und $U_L = \sqrt{3}U_{Str}$ sowie $\underline{I}_N = -\underline{I}_1 - \underline{I}_2 - \underline{I}_3 = 0$. Der Nulleiter führt somit keinen Strom. Ist in der Schaltung kein Nulleiter vorhanden, so gilt immer $I_N = 0$.
Bei *Dreieckschaltung:*
Die Außenleiterströme sind gleich den Differenzen der jeweiligen Strangströme

$$\underline{I}_1 = \underline{I}_{UV} - \underline{I}_{WU}; \quad \underline{I}_2 = \underline{I}_{VW} - \underline{I}_{UV}; \quad \underline{I}_3 = \underline{I}_{WU} - \underline{I}_{VW}.$$

Die Außenleiterspannungen sind gleich den Strangspannungen

$$\underline{U}_{12} = \underline{U}_{UV}; \quad \underline{U}_{23} = \underline{U}_{VW}; \quad \underline{U}_{31} = \underline{U}_{WU}.$$

In der symmetrischen Schaltung ist $I_L = \sqrt{3}\,I_{Str}$ und $U_L = U_{Str}$. Die Leistung im symmetrischen Drehstromsystem ist unabhängig von der Schaltung

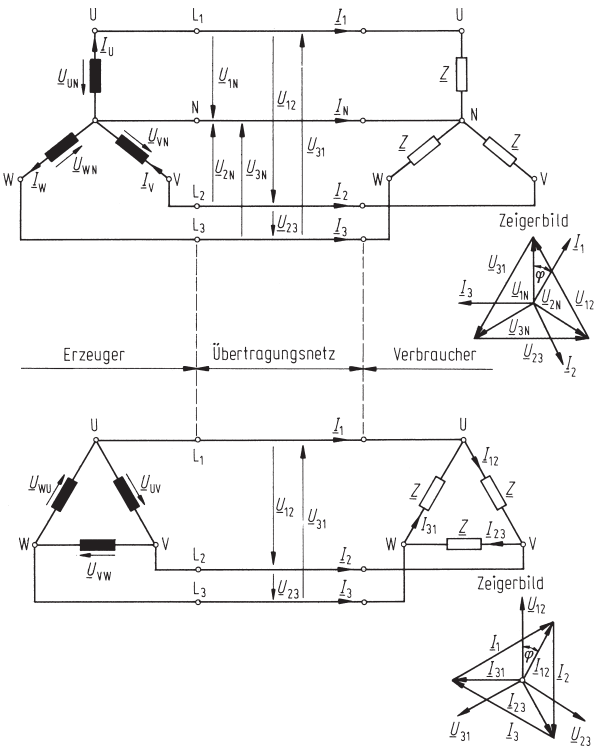


Bild 14. Symmetrische Drehstromschaltungen in Stern und Dreieck

$$P = 3U_{\mathrm{Str}} I_{\mathrm{Str}} \cos\varphi = \sqrt{3} U_{\mathrm{L}} I_{\mathrm{L}} \cos\varphi = S\cos\varphi.$$

Die Wirkleistung ist zeitlich konstant; Leistungspulsationen treten nicht auf. Analog dem Wechselstromsystem gilt für die Blindleistung

$$Q = \sqrt{3} U_{\mathrm{L}} I_{\mathrm{L}} \sin\varphi = S\sin\varphi.$$

Symmetrische Komponenten

Die in **Bild 14** dargestellten Drehstromgrößen bilden symmetrische Strom- und Spannungssysteme, gekennzeichnet durch gleich große Amplituden bzw. gleiche Effektivwerte und Phasenverschiebungen gegeneinander um jeweils den Winkel $2\pi/3$. Dabei ist beispielsweise das dreiphasige Stromsystem $\underline{I}_{\mathrm{U}}; \underline{I}_{\mathrm{V}}; \underline{I}_{\mathrm{W}}$ durch den Strom $\underline{I}_{\mathrm{U}}$ eindeutig beschrieben. Bei unsymmetrischer Belastung, insbesondere auch bei unsymmetrischen Kurzschlüssen stellt sich jedoch ein unsymmetrisches Stromsystem ein. Zur Untersuchung des Verhaltens der Schaltungen wird die Methode der symmetrischen Komponenten eingesetzt.

Durch eine geeignete, umkehrbare Transformation werden den Originalkomponenten, hier $\underline{I}_{\mathrm{U}}; \underline{I}_{\mathrm{V}}; \underline{I}_{\mathrm{W}}$, die symmetrischen Komponenten $\underline{I}_0; \underline{I}_1; \underline{I}_2$ für das Nullsystem, das Mit- und das Gegensystem zugeordnet; die Transformation lautet in der bezugskomponenteninvarianten Form

$$\begin{bmatrix} \underline{I}_0 \\ \underline{I}_1 \\ \underline{I}_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{3} \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & \underline{a} & \underline{a}^2 \\ 1 & \underline{a}^2 & \underline{a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{I}_{\mathrm{U}} \\ \underline{I}_{\mathrm{V}} \\ \underline{I}_{\mathrm{W}} \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \underline{a} = \mathrm{e}^{\mathrm{j}2\pi/3}$$

$$\begin{bmatrix} \underline{I}_{\mathrm{U}} \\ \underline{I}_{\mathrm{V}} \\ \underline{I}_{\mathrm{W}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 1 & \underline{a}^2 & \underline{a} \\ 1 & \underline{a} & \underline{a}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{I}_0 \\ \underline{I}_1 \\ \underline{I}_2 \end{bmatrix}. \qquad (41)$$

Durch die Anwendung der Transformation wird ein symmetrisches Mitsystem *1*, ein symmetrisches Gegensystem *2* und ein Nullsystem *0* erzeugt. Letzteres tritt nur auf, wenn die Stromsumme der Originalkomponenten von Null verschieden ist. In den Betriebsmitteln (Generatoren, Motoren) bilden die Mitkomponenten synchron umlaufende, die Gegenkomponenten gegenlaufende Felder. Die Nullkomponenten (Homopolarkomponenten) sind phasengleich und tragen nicht zum Drehfeld bei. Aus den symmetrischen Komponenten eines Stromsystems lassen sich wiederum die Phasenströme zusammensetzen (**Bild 15**). Die Anwendung der symmetrischen Komponenten erfolgt vornehmlich bei Kurzschlußuntersuchungen in elektrischen Maschinen und Netzen.

Ortskurvendarstellung

Eine Ortskurve ist in der komplexen Ebene der geometrische Ort der Endpunkte aller Zeiger einer Wechselgröße in Abhängigkeit von einem reellen Parameter. Der interessierende Parameter ist in der Regel die Kreisfrequenz ω bzw. die Frequenz f der Schwingung.

Betrachtet man eine Drossel als Reihenschaltung aus ohmschen Widerstand und Induktivität, so ist die Impedanz-Ortskurve $\underline{Z} = R + \mathrm{j}\omega L$ eine Gerade (**Bild 16a**). Die Bildung des Kehrwerts einer komplexen Größe wird Inversion genannt. Dabei ist der Kehrwert des Betrags zu nehmen und der Phasenwinkel an der reellen Achse zu spiegeln. Die Inversion einer Geraden, die nicht durch den Ursprung geht, ist ein Kreis, der durch den Ursprung geht. Hier ergibt sich für die Admittanz $\underline{Y} = 1/\underline{Z}$ ein Halbkreis, da die Impedanzgerade $\underline{Z}(\omega)$ nur für positive imaginäre Werte existiert.

Die Ortskurve $\underline{Y}(\omega)$ stellt bei angepaßtem Maßstab gleichzeitig die Ortskurve des Stroms $\underline{I}(\omega)$ bei Einprägung einer festen Spannung $\underline{U}$ dar, die in die reelle Achse der komplexen Ebene gelegt wird. Die jeweils am Widerstand und an der Induktivität auftretenden Spannungsabfälle setzen sich zur angelegten Spannung zusammen.

Bei einer aus Widerstand und Kapazität bestehenden Parallelschaltung nach **Bild 16b** liegt die komplexe Admittanz $\underline{Y} = \frac{1}{R} + j\omega C$ vor. Ihre Ortskurve ist eine Gerade parallel zur imaginären Achse im ersten Quadranten, und die zugeordnete Impedanzkurve ist ein Halbkreis. Die Ortskurve der Impedanz der Schaltung *a* entspricht somit der Admittanzkurve der Schaltung *b* und umgekehrt; die beiden Schaltungen sind dual. Wiederum gilt die Admittanzkurve im veränderten Maßstab auch als Stromortskurve, wenn die angelegte Spannung $\underline{U}$ nicht von ω abhängig ist.

Bei komplizierteren Schaltungen ergeben sich Ortskurven höherer Ordnung. Eine Anwendung erfolgt beispielsweise in der Theorie der Wechselstrommaschinen (s. **V 3.2**).

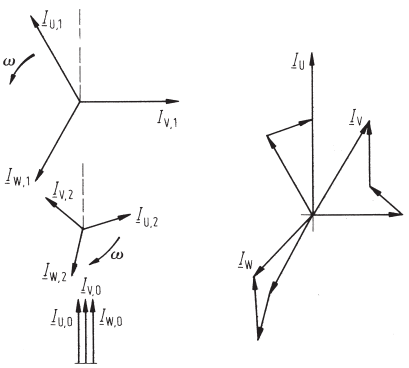


Bild 15. Drehstromsystem aus symmetrischen Komponenten

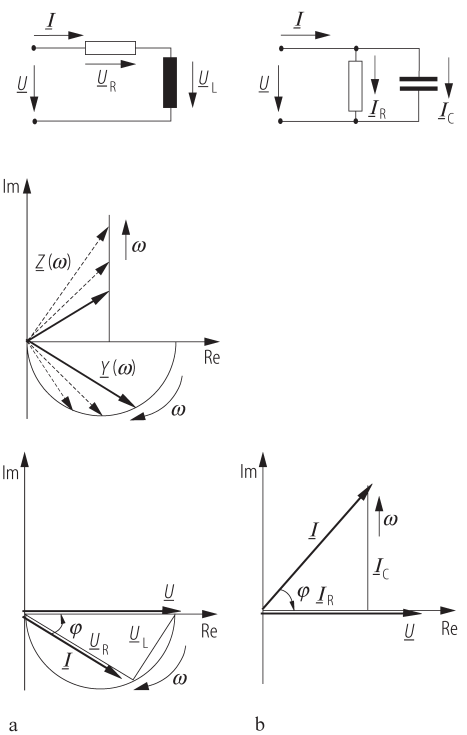


Bild 16a, b. Ortskurven dualer Schaltungen. **a** Ohmsch-induktive Last als Reihenschaltung; **b** ohmsch-kapazitive Last als Parallelschaltung

1.3.4 Schwingkreise und Filter
Oscillating circuits and filters

Passive *Zweipole*, die Kondensatoren und Drosselspulen enthalten, sind schwingungsfähige Gebilde. Bei Anregung kann zwischen den unterschiedlichen Energiespeichern Kapazität und Induktivität Energieaustausch in Form von Pendelungen stattfinden. Hier wird das Wechselstromverhalten im eingeschwungenen Zustand betrachtet. Resonanz liegt vor, wenn bei einer bestimmten Frequenz die Blindkomponente der Impedanz bzw. der Admittanz zu Null wird.

Einfache resonanzfähige Schaltungen mit R, L und C sind der *Reihen-* und der *Parallelschwingkreis*. Der Impedanz der Reihenschaltung mit den Komponenten R, ωL, $1/\omega C$ entspricht in der Parallelschaltung die Admittanz mit den Komponenten G, ωC, $1/\omega L$. Das Stromverhalten des einen Schwingkreises ist dem Spannungsverhalten des anderen analog. Die beiden Schaltungen werden als dual bezeichnet.

Bei der Kennkreisfrequenz ω_0 liegt Resonanz vor. Dabei sind die Scheinwiderstände von Induktivität und Kapazität gleich groß; sie haben den Wert $Z_0 = 1/Y_0$. Bei eingeprägter Spannung am Reihenschwingkreis ist der Strom dann nur noch durch den ohmschen Widerstand bestimmt. Analog ergibt sich am Parallelschwingkreis bei eingeprägtem Strom die Spannung allein abhängig vom Leitwert. Kennzeichnend dafür ist eine Dämpfung d bzw. deren halber Kehrwert, die Güte Q des Schwingkreises. Die Ortskurve der Resonanzschaltung ist ein Kreis (**Bild 17**).

Schaltung	Reihe	Parallel
	$\underline{Z} = R + j\left(\omega L - \frac{1}{\omega C}\right)$	$\underline{Y} = G + j\left(\omega C - \frac{1}{\omega L}\right)$
Resonanzfall	$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$ $Z_0 = \sqrt{\frac{L}{C}} = \frac{1}{Y_0}$	
Dämpfung	$d_\mathrm{r} = \frac{1}{2}\frac{R}{Z_0} = \frac{1}{2Q_\mathrm{r}}$ $\underline{Y} = Y_0 \frac{1}{2d_\mathrm{r} + j\left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)}$ $\underline{I} = \underline{Y}\,\underline{U}$	$d_\mathrm{p} = \frac{1}{2}\frac{G}{Y_0} = \frac{1}{2Q_\mathrm{p}}$ $\underline{Z} = Z_0 \frac{1}{2d_\mathrm{p} + j\left(\frac{\omega}{\omega_0} - \frac{\omega_0}{\omega}\right)}$ $\underline{U} = \underline{Z}\,\underline{I}$

Charakteristisch für das Resonanzverhalten ist die Funktion $\underline{Y}/Y_0$ bei der Reihenschaltung bzw. $\underline{Z}/Z_0$ bei der Parallelschaltung. Ihr Betrag wird Amplitudenresonanzkurve genannt und mit $A(\omega)$ bezeichnet, während der Winkel $\varphi(\omega)$ die Phasenresonanzkurve darstellt (**Bild 18**):

$$\underline{A} = A\mathrm{e}^{-\mathrm{j}\varphi} \quad \text{mit} \quad A = 1/\sqrt{1/Q^2 + (\omega/\omega_0 - \omega_0/\omega)^2};$$
$$\tan\varphi = (\omega/\omega_0 - \omega_0/\omega)\cdot Q.$$

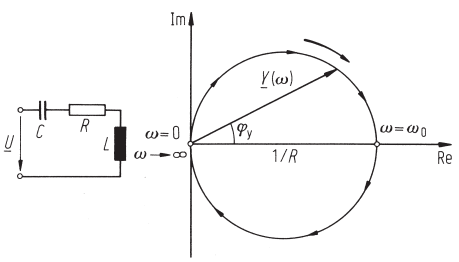


Bild 17. Ortskurve eines Reihenschwingkreises

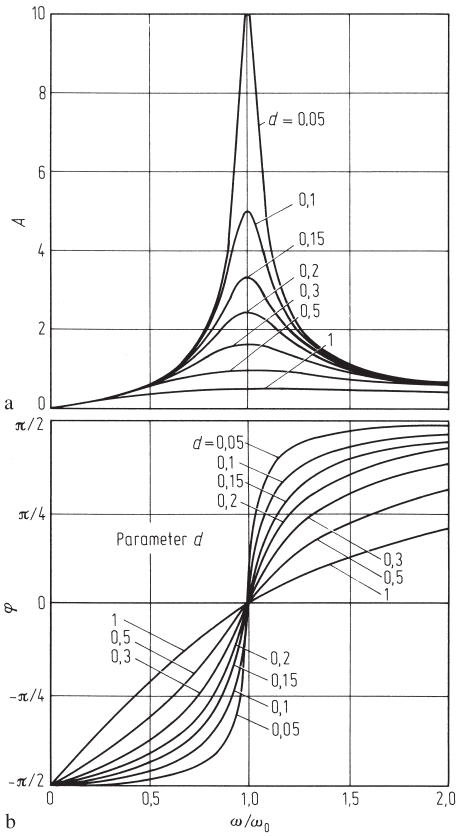


Bild 18a, b. Resonanzkurven eines Schwingkreises. **a** Amplitudengang; **b** Phasengang

Vierpole

Vierpole sind Netzwerke mit vier zugänglichen Anschlüssen. Im engeren Sinne werden damit *Zweitore* bezeichnet, die die Eingangsklemmen eines Zweipols *1* und die Ausgangsklemmen eines anderen Zweipols *2* aufweisen. Die Beziehungen zwischen den vier komplexen Größen $\underline{U}_1$; $\underline{U}_2$; $\underline{I}_1$; $\underline{I}_2$ beschreiben ihr Verhalten.

Aktive Vierpole enthalten Strom- oder Spannungsquellen, andernfalls heißen sie passiv. Für passive, insbesondere lineare Vierpole gelten Beschreibungsgleichungen unterschiedlicher Form; die gebräuchlichsten sind:

Kettenform (vorwärts):

$$\begin{bmatrix}\underline{U}_1\\ \underline{I}_1\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\underline{A}_{11} & \underline{A}_{12}\\ \underline{A}_{21} & \underline{A}_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{U}_2\\ \underline{I}_2\end{bmatrix}.$$

Widerstandsform:

$$\begin{bmatrix}\underline{U}_1\\ \underline{U}_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\underline{Z}_{11} & \underline{Z}_{12}\\ \underline{Z}_{21} & \underline{Z}_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{I}_1\\ \underline{I}_2\end{bmatrix}. \qquad (42)$$

Leitwertform:

$$\begin{bmatrix}\underline{I}_1\\ \underline{I}_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\underline{Y}_{11} & \underline{Y}_{12}\\ \underline{Y}_{21} & \underline{Y}_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{U}_1\\ \underline{U}_2\end{bmatrix}.$$

Hybridform *I*:

$$\begin{bmatrix}\underline{U}_1\\ \underline{I}_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}\underline{H}_{11} & \underline{H}_{12}\\ \underline{H}_{21} & \underline{H}_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{I}_1\\ \underline{U}_2\end{bmatrix}.$$

V

Meßtechnisch können die Koeffizienten durch Leerlauf- und Kurzschlußversuche ermittelt werden. Sind in der Widerstandsform die Bedingungen $\underline{Z}_{22} = \underline{Z}_{11}$ und $\underline{Z}_{21} = \underline{Z}_{12}$ erfüllt, so ist der Vierpol symmetrisch.
Die Anwendung der Vierpolgleichungen ist zweckmäßig bei der Berechnung umfangreicher Schaltungen (Kettenschaltungen, Filter); dazu wird aus den Gln. (42) die mit Rücksicht auf die Aufgabe zweckmäßige Form ausgewählt.
Passive lineare Vierpole können durch Ersatzschaltungen in T- oder Π-Form dargestellt werden; wegen der Gleichheit der Koppelimpedanzen bei den sog. umkehrbaren Schaltungen treten drei unabhängige Koeffizienten auf (**Bild 19**). Die Zuordnung der *Z*-Parameter zur T-Schaltung und der *Y*-Parameter zur Π-Schaltung ist besonders sinnfällig.

Filter

Die Frequenzabhängigkeit der Blindwiderstände kann ausgenutzt werden, um bei nichtsinusförmigen Wechselgrößen oder bei Mischgrößen die Amplituden bestimmter Frequenzbereiche zu unterdrücken. Dem Durchlaßbereich mit niedriger Dämpfung steht der Sperrbereich mit hoher Dämpfung gegenüber. Durchlaß- und Sperrbereiche sind durch die Grenzfrequenzen getrennt. Filter können als *Hochpässe, Tiefpässe, Bandpässe* oder *Bandsperren* konzipiert sein.
In **Bild 20** sind zwei Reaktanzvierpole dargestellt, ein Tiefpaß und ein Hochpaß. Im folgenden werden einige Eigenschaften des Tiefpasses erläutert.
Für die T-Schaltung gilt nach Gl. (42)

$$A_{11} = A = 1 - \omega^2 \cdot 2LC.$$

Der Durchlaßbereich ist gegeben durch $1 > A > -1$; er erstreckt sich danach von $\omega = 0$ bis zur oberen Grenzkreisfrequenz

$$\omega_g = 1/\sqrt{LC}.$$

Als *Wellenwiderstand* wird die im Durchlaßbereich reelle Impedanz Z_W bezeichnet

$$Z_W = \sqrt{\frac{A_{12}}{A_{21}}} = \sqrt{\frac{L}{C} - \omega^2 L^2}.$$

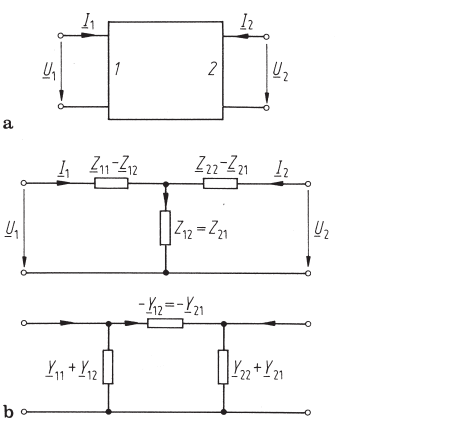


Bild 19 a, b. Vierpole. **a** Allgemeine Darstellung; **b** umkehrbare Vierpole als T- und Π-Schaltung

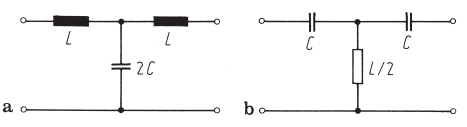


Bild 20 a, b. Reaktanz-Vierpole. **a** Tiefpaß; **b** Hochpaß

Wird ein symmetrischer Vierpol mit dem Wellenwiderstand abgeschlossen, so ist sein Eingangswiderstand ebenfalls gleich dem Wellenwiderstand. Die Ausgangsspannung ist dann dem Betrage nach gleich der Eingangsspannung.
Filter- und Siebschaltungen der Nachrichtentechnik werden nach dem Wellenparameterverfahren als Kettenschaltungen aus Elementar-Vierpolen aufgebaut derart, daß der eingangsseitige Wellenwiderstand eines Vierpols der Kette gleich dem ausgangsseitigen Wellenwiderstand des vorausgehenden Vierpols ist.

1.4 Netzwerke. Networks

1.4.1 Ausgleichsvorgänge. Transient phenomena

In einem *Netzwerk* [4] finden beim Übergang von einem stationären Zustand in einen anderen Ausgleichsvorgänge statt. Ausgelöst werden sie in der Regel durch einen Schaltvorgang.
Die Berechnung von Übergangsvorgängen kann im Zeitbereich erfolgen. Daneben wird bei linearen Systemen auch die Laplace-Transformation eingesetzt. Bei passiven Netzwerken mit verschwindenden Anfangswerten läßt sich auch die Operatorenrechnung verwenden, wobei die Operatorgleichungen für eine Schaltung den komplexen Gleichungen für harmonische Wechselgrößen im eingeschwungenen Zustand entsprechen.
Das Öffnen oder Schließen eines Schalters soll zum Zeitpunkt $t = 0$ erfolgen. Unmittelbar vorher seien die Zweigströme und Zweigspannungen $i(-0)$, $u(-0)$; unmittelbar nach dem Schalten weisen sie die Anfangswerte $i(+0)$, $u(+0)$ auf. Da die gespeicherten Energien in elektrischen und magnetischen Feldern sich nicht sprunghaft ändern können, gilt dies auch für Spannung und Ladung eines Kondensators sowie für Strom und magnetischen Fluß einer Spule.

Berechnung im Zeitbereich

Die Berechnung von Ausgleichsvorgängen kann im Zeitbereich durch Integration der Differentialgleichungen erfolgen, die nach den Kirchhoffschen Sätzen für das betrachtete Netzwerk aufgestellt werden. In einem linearen System mit konstanten Koeffizienten ist die Differentialgleichung für die Ströme in einem System *n*-ter Ordnung von der Form

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{i}}{\mathrm{d}t} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{i} + \boldsymbol{B}\boldsymbol{u} \quad \text{mit} \quad \boldsymbol{i}(+0) = \boldsymbol{I}_0. \tag{43a}$$

In dieser allgemeinen Schreibweise bezeichnen bei einem System *n*. Ordnung mit *m* Eingängen $i(n)$ den Stromvektor, allgemein Vektor der Zustandsgrößen, $A(n, n)$ die Systemmatrix, $B(n, m)$ die Eingangsmatrix, auch Steuermatrix genannt, und $u(m)$ den Vektor der eingeprägten Spannungen, allgemein der Eingangsgrößen. Die Lösung setzt sich aus der homogenen und einer partikulären Lösung zusammen

$$\boldsymbol{i} = \boldsymbol{i}_h + \boldsymbol{i}_p \quad \text{mit} \quad \boldsymbol{i}_h = \boldsymbol{V}\boldsymbol{Q}\boldsymbol{C}. \tag{43b}$$

Darin ist $\boldsymbol{V}$ die Matrix der Eigenvektoren $\boldsymbol{V}_k$, $\boldsymbol{Q}$ die Diagonalmatrix der Exponentialfunktionen $\exp(s_K t)$, $\boldsymbol{C}$ die Spaltenmatrix der Integrationskonstanten c_k. Bei Anwendung des Verfahrens werden berechnet ($\mathbf{1}$ = Einheitsmatrix):
– die Eigenwerte s_k aus det $(s\mathbf{1} - \boldsymbol{A}) = 0$,
– von Null verschiedene Eigenvektoren $\boldsymbol{V}_k$ aus $(s_K \cdot \mathbf{1} - \boldsymbol{A})\,\boldsymbol{V}_K = 0$,
– die Konstanten c_K aus den Anfangsbedingungen.
Es ist $\boldsymbol{i}_h(t)$ der Vektor der flüchtigen Ströme, die partikuläre Lösung $\boldsymbol{i}_p(t)$ bezeichnet den eingeschwungenen Zustand, der bei Einprägung von konstanten oder periodischen Spannungen mit den bekannten Methoden für Gleich- und Wechselstromnetzwerke berechnet werden kann.

Behandlung mittels Laplace-Transformation

Soll das lineare Gleichungssystem Gl. (43 a) mit Hilfe der Laplace-Transformation gelöst werden, so ist zunächst die Gleichung im Bildbereich anzugeben. Unter Benutzung des Laplace-Operators s ist dies

$$(s\mathbf{1}-\boldsymbol{A})\,\boldsymbol{I}(s)-\boldsymbol{I}(+0)=\boldsymbol{BU}(s). \tag{44a}$$

Die Funktion der Eingangsgrößen muß dazu in den Bildbereich (*Laplace-Bereich*) transformiert werden gemäß dem Basisintegral

$$F(s)=\int_0^\infty f(t)\,\mathrm{e}^{-st}\mathrm{d}t.$$

Danach erfolgt die Lösung der algebraischen Gleichung Gl. (43 b) im Bildbereich und schließlich die Rücktransformation in den Zeitbereich. Dazu ist der Entwicklungssatz der Laplace-Transformation nützlich. Ist die Bildbereichslösung der Ströme I_i $(i=1\ldots n)$ eine rationale Funktion von Polynomen in s nach

$$I_\mathrm{i}(s)=Z_\mathrm{i}(s)/N(s),$$

mit den Nennerwurzeln s_k $(k=1\ldots n)$ als Einfachwurzeln, so erhält man

$$i_\mathrm{i}(t)=\sum_{k=1}^{n}\frac{Z_\mathrm{i}(s_\mathrm{k})}{(\mathrm{d}N/\mathrm{d}s)_{s_\mathrm{k}}}\,\mathrm{e}^{s_\mathrm{k}t}. \tag{44b}$$

Bei den Transformationen leisten die bekannten Korrespondenztabellen gute Dienste.

Einschalten einer ohmsch-induktiven Last

Für das Einschalten einer mittels R und L dargestellten Drossel gilt

$$L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t}+Ri=u(t)\quad\text{mit}\quad i(0)=0.$$

Beim Aufschalten einer Gleichspannung ist

$$u(t)=U_0\quad\text{für } t\geq 0\;\Rightarrow\; i=\frac{U_0}{R}\left(1-\mathrm{e}^{-t/T}\right)\text{ mit } T=L/R. \tag{45}$$

Der Stromanstieg erfolgt nach einer Exponentialfunktion mit der Zeitkonstante T (**Bild 21 a**). Beim Aufschalten einer Wechselspannung wird

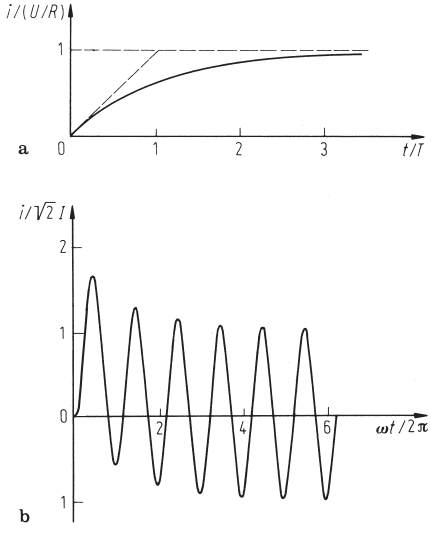


Bild 21 a, b. Einschaltvorgänge bei einer ohmsch-induktiven Last. **a** an Gleichspannung; **b** an Wechselspannung

$$u(t)=\sqrt{2}\,U\cdot\cos(\omega t+\varphi)\;\Rightarrow$$
$$i=\sqrt{2}\,I[\cos(\omega t+\varphi-\Phi_\mathrm{z})-\mathrm{e}^{-t/T}\cdot\cos(\varphi-\Phi_\mathrm{z})] \tag{46}$$
$$\text{mit}\quad I=U/Z;\quad Z=\sqrt{R^2+\omega^2L^2};\quad \Phi_\mathrm{z}=\arctan\omega T.$$

In der Gleichung des Stroms gibt I den Effektivwert des eingeschwungenen Zustands an. Der Übergangsvorgang ist gekennzeichnet durch ein Gleichstromglied, dessen Größe vom Einschaltzeitpunkt abhängt (**Bild 21 b**). Es hat sein Maximum bei $\varphi=\Phi_\mathrm{z}$ und verschwindet bei $|\varphi-\Phi_\mathrm{z}|=\pi/2$. Schaltet man also eine Spule mit $R\omega L$ im Spannungsmaximum ein, so wird sich der eingeschwungene Zustand annähernd sofort einstellen, während beim Schalten im Spannungsnulldurchgang ein erhebliches Überschwingen bis zum Doppelten der stationären Amplitude auftritt.

Einschalten eines Reihenresonanzkreises an einer Gleichspannung

Betrachtet wird die Reihenschaltung aus R, L und C mit der Zustandsgleichung

$$L\frac{\mathrm{d}i}{\mathrm{d}t}+Ri+\frac{1}{C}\int i\,\mathrm{d}t=U_0\quad\text{bei}\quad i(0)=0.$$

Der Lösungsansatz im Zeitbereich lautet $i=A_1\mathrm{e}^{s_1t}+A_2\mathrm{e}^{s_2t}$, und die charakteristische Gleichung ist

$$s^2+2\delta s+\omega_0^2=0\quad\text{mit}\quad\omega_0^2=1/(LC);$$
$$\delta=R/(2L)=d\cdot\omega_0;\quad d=\delta/\omega_0.$$

Sie hat die Lösungen

$$s_{1,2}=-\delta\pm\sqrt{\delta^2-\omega_0^2}.$$

Es bezeichnen ω_0 die Kennkreisfrequenz, δ das Dekrement und d die Dämpfung. Es sind drei Fälle zu unterscheiden:

Aperiodischer Fall:
Bei $\delta^2>\omega^2{}_0$ bzw. $d>1$ ergeben sich zwei reelle Wurzeln und die Lösung

$$i(t)=\frac{U_0}{\alpha L}\,\mathrm{e}^{-\delta t}\sinh(\alpha t)\quad\text{mit}\quad\alpha=\sqrt{\delta^2-\omega_0^2} \tag{47a}$$

Aperiodischer Grenzfall:
Eine reelle Doppelwurzel tritt auf bei $\delta^2=\omega_0^2$; man erhält

$$i(t)=\frac{U_0}{L}\,t\,\mathrm{e}^{-\delta t}. \tag{47b}$$

Periodischer Fall:
Im Falle $\delta^2<\omega_0^2$ bzw. $d<1$ liegt ein konjugiert komplexes Wurzelpaar vor; die Lösung ist dann

$$i(t)=\frac{U_0}{\omega L}\,\mathrm{e}^{-\delta t}\sin\omega t\quad\text{mit}\quad\omega=\sqrt{\omega_0^2-\delta^2}. \tag{47c}$$

In **Bild 22** sind die prinzipiellen Verläufe der Übergangsvorgänge dargestellt.

1.4.2 Netzwerkberechnung. Network analysis

Mit dem stationären und dynamischen Verhalten von Netzwerken befaßt sich die Netzwerktheorie [4, 5]. Grundlage der

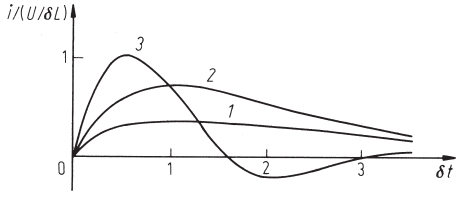


Bild 22. Einschalten eines Reihenresonanzkreises. *1* Aperiodischer Fall, *2* aperiodischer Grenzfall, *3* periodischer Fall

Berechnung des Verhaltens von Netzwerken sind die Kirchhoffschen Sätze. Auf dem ersten Kirchhoffschen Gesetz beruht die Knotenanalyse, auf dem zweiten die Maschenanalyse.

Zur Analyse größerer Netzwerke empfiehlt sich die Anwendung topologischer Verfahren. Sie erlauben ein systematisches Vorgehen bei der Aufstellung der Gleichungssysteme. Dazu wird die Graphentheorie herangezogen und als Hilfsmittel die Matrizenrechnung verwendet. Die Lösung erfolgt schließlich mit Hilfe eines Rechners.

Grundbegriffe für die Schnittmengen- und Schleifenanalyse sind Knoten, Zweig, Masche und Baum. Der Schaltung in **Bild 5** läßt sich beispielsweise ein Graph zuordnen, der sechs Zweige und vier Knoten enthält. Gibt es k Knoten und z Zweige, so weist das Netzwerk $p = k - 1$ unabhängige Knotengleichungen auf. Als Masche wird eine in sich geschlossene Kette von Zweigen bezeichnet. Es gibt $m = z - k + 1$ unabhängige Maschengleichungen. (Im Beispiel ist $p = 5$ und $m = 3$.) Ein Baum ist ein Teil des Netzwerks, der alle Knoten und so viele Zweige (Baumzweige) enthält, daß keine Masche gebildet wird. Die nicht im Baum enthaltenen Zweige heißen Verbindungszweige. Die Vorschrift zum Aufstellen der Maschengleichungen lautet dann: Man zeichne einen beliebigen Baum und wähle m Maschenumläufe derart, daß jeder Verbindungszweig genau einmal durchlaufen wird. Zusammen mit den Knotengleichungen für $k - 1$ beliebig gewählte Knoten liegen dann z unabhängige Gleichungen für die Zweigströme vor. Die Zweigspannungen lassen sich daraus leicht berechnen.

1.5 Werkstoffe und Bauelemente
Materials and components

1.5.1 Leiter, Halbleiter, Isolatoren
Conductors, semiconductors, insulators

Bei den festen Stoffen [9–11] erstrecken sich die vorkommenden Werte des spezifischen Widerstands über etwa 25 Zehnerpotenzen. Die Stromleitung geschieht durch Elektronen und Defektelektronen („Löcher"). Nach der Trägerdichte und ihrer Beweglichkeit werden die Feststoffe eingeteilt in (**Bild 23**):

- gute *metallische Leiter* (insbesondere Cu, Al, Ag), zulässige Dauerbelastung **Anh. V 6 Tab. 1**,
- *Halbleiter* (Si, Ge, Se sowie Verbindungen der III. und V. Gruppe des periodischen Systems der Elemente),
- *Isolatoren* (organische und anorganische wie z. B. Porzellan, Glas, Glimmer) (**Anh. V 1 Tab. 2**).

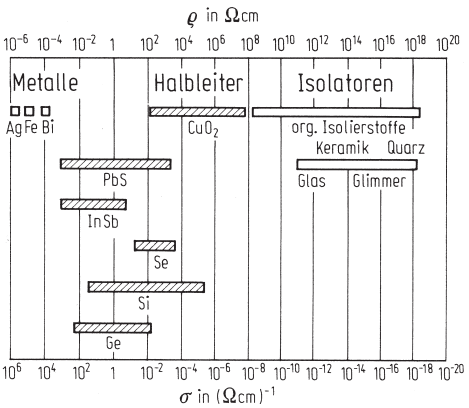


Bild 23. Spezifischer Widerstand von Materialien der Elektrotechnik

Halbleiter bilden die Grundlage für die Bauelemente und Schaltkreise der Elektronik und Mikroelektronik [6–8]. Sie weisen im ungestörten, reinen Halbleiterkristall bei tiefen Temperaturen keine freien Ladungsträger auf und verhalten sich wie Isolatoren. Frei bewegliche Träger können durch Wärmezufuhr oder Lichteinstrahlung entstehen.

Durch Dotierung mit Atomen der III. Gruppe (Akzeptoren) oder der V. Gruppe (Donatoren) werden Halbleiter p-leitend bzw. n-leitend. Für die jeweiligen Eigenschaften der Halbleiterelemente sind die Sperrschichteffekte an pn-Übergängen maßgebend.

1.5.2 Besondere Eigenschaften bei Leitern
Special properties of conductors

Supraleitung

Die bei den Metallen vorliegende Temperaturabhängigkeit des spezifischen Widerstands ist im Bereich der normal bei Betriebsmitteln vorkommenden Temperaturen linear (s. Gl. (18)). Im Bereich sehr tiefer Temperaturen weisen jedoch einige Metalle und Metallegierungen supraleitende Eigenschaften auf: Bei Unterschreitung der sog. *Sprungtemperatur* T_c ist kein nachweisbarer elektrischer Widerstand vorhanden. Zur Aufrechterhaltung der Supraleitung dürfen neben der Temperatur bestimmte kritische Werte der Stromdichte und der Stärke des äußeren Magnetfelds nicht überschritten werden.

Die Anwendung der Supraleitung wird in der Energietechnik für Generatoren, Kabel und induktive elektrische Speicher in Betracht gezogen. Es wurden die Hochfeldsupraleiter entwickelt, zu denen NbTi ($T_c = 9{,}3$ K), Nb_3Sn ($T_c = 18{,}0$ K) und V_3Ga zählen (**Bild 24**). Beispielsweise erreicht man mit Nb Ti-Supraleitern bei einer Temperatur von 4,2 K und einer Stromdichte von 70 kA/cm^2 eine kritische magnetische Flußdichte von 8 T. Wegen der niedrigen Sprungtemperaturen ist als Kühlmittel Helium erforderlich, das in einer Kälteanlage verflüssigt werden muß.

Seit der Entdeckung der sog. Hochtemperatur-Supraleiter sind Sprungtemperaturen von über 100 K erzielt worden. So liegt bei der Verbindung $YBa_2Cu_3O_7$ der Wert T_c bei 93 K. Die Attraktivität solcher Supraleiter liegt darin, daß hierbei als Kühlmittel flüssiger Stickstoff (77 K) anstelle des viel teureren Heliums ausreicht. Wegen der nur sehr niedrigen kritischen Stromdichten und der Probleme bei der technischen Herstellung von Wicklungen liegen industrielle Anwendungen der neuen Supraleiter derzeit noch in der Zukunft.

Halleffekt

Fließt in einem bandförmigen Leiter von rechteckigem Querschnitt ein Strom, so wird unter Einwirkung eines senkrecht

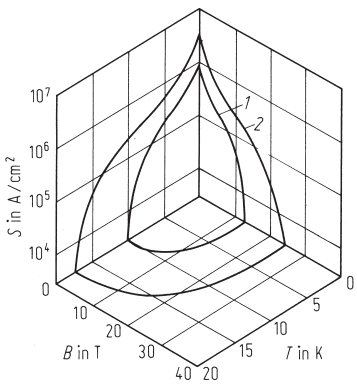


Bild 24. Sprungtemperaturen der Supraleiter *1* Niobtitan und *2* Niobzinn

zur Bandebene gerichteten Magnetfelds eine Hallspannung erzeugt. Dies ist die Spannungsdifferenz zwischen gegenüberliegenden Punkten der beiden Ränder des Bands. Der Halleffekt wird zur Messung von Magnetfeldern in Luftspalten herangezogen. Eingesetzt werden dünne Plättchen aus Materialien mit hohen Hallkoeffizienten. Beispielsweise erzielt man mit InAs-Hallsonden bei einem Meßstrom von 0,1 A infolge einer Induktion von 1 T eine Hallspannung in der Größenordnung 100 mV.

Seebeck- und Peltier-Effekt

Werden zwei verschiedenartige Leiter durch eine Lötstelle verbunden, so tritt entsprechend der thermoelektrischen Spannungsreihe eine Thermospannung auf. In einem geschlossenen Stromkreis macht sich die Thermospannung nach außen nur bemerkbar, wenn die beiden vorkommenden Lötstellen unterschiedliche Temperaturen aufweisen (s. **W 2.7**).

Nach dem *Seebeck-Effekt* ist die entstehende Urspannung in einem aus zwei verschiedenen Metallen zusammengesetzten Kreis proportional der Temperaturdifferenz zwischen der warmen und der kalten Lötstelle. Dies wird in den sog. Thermoelementen ausgenutzt. Als Beispiel wird das Kupfer-Konstantan-Element angeführt, das bei einer Temperaturdifferenz von 100 K die Thermospannung 4,15 mV liefert.

Der *Peltier-Effekt* bezeichnet die Umkehrung des Seebeck-Effekts. Bei einem stromdurchflossenen Kreis aus zwei Metallen wird, abgesehen von der Jouleschen Wärme, der einen Lötstelle Wärme zugeführt, von der anderen abgeführt. Diese Peltier-Wärme ist dem Strom proportional. Eine Anwendung findet sich bei speziellen Kühlelementen.

1.5.3 Stoffe im elektrischen Feld. Materials in electric field

Isolierstoffe sind gekennzeichnet durch ihre Dielektrizitätszahl oder Permittivität ε_r und ihre Durchschlagsfeldstärke E_d (s. **Anh. V 1 Tab. 2**). Im elektrischen Feld erfolgt eine Polarisation der Ladungen in den Molekülen. Mit der Feldstärke ist die Polarisation verknüpft über $P = \chi_e \varepsilon_0 E$ mit $\chi_e = \varepsilon_r - 1 =$ dielektrische Suszeptibilität.

Bei einigen dielektrischen Stoffen ist der Zusammenhang zwischen Polarisation und elektrischer Feldstärke nichtlinear und außerdem nicht eindeutig (Hystereseverhalten). Dieses Verhalten wird mit *Ferroelektrizität* bezeichnet.

Piezoelektrizität

Einige Kristalle lassen sich durch Druck- oder Zugspannungen polarisieren. Auf entgegengesetzten Oberflächen entstehen Flächenladungen unterschiedlichen Vorzeichens. Umgekehrt kann man bei solchen Stoffen (z. B. Quarz, Turmalin) durch Anlegen eines elektrischen Felds abhängig von dessen Polarität und Richtung eine Längenänderung herbeiführen. Dies ist der reziproke piezoelektrische Effekt.

Piezoelektrische Werkstoffe werden zur elektromechanischen Wandlung von Schwingungen eingesetzt. Beispiele sind Piezoaufnehmer in der Meßtechnik und Kristallmikrophone, insbesondere aber die Verwendung von Quarzkristallen in Oszillatoren (Quarzuhren). Neuerdings finden piezoelektrische Wandler auch als Aktoren in die Antriebstechnik Eingang (s. **W 2.5**).

Photoelemente und Solarzellen

Solarzellen sind Photoelemente mit pn-Übergang, in denen bei Lichteinfall durch Trennung der Elektronen und Löcher an der Raumladungszone eine Spannung entsteht; die Zelle kann dann Energie in eine äußere Last liefern. Das Verhalten beschreibt eine Diodenkennlinie, die abhängig von der Einstrahlung um den (negativen) Photostrom verschoben wird und im 4. Quadranten zwischen Leerlaufspannung und Kurzschlußstrom verläuft (**Bild 25 a**).

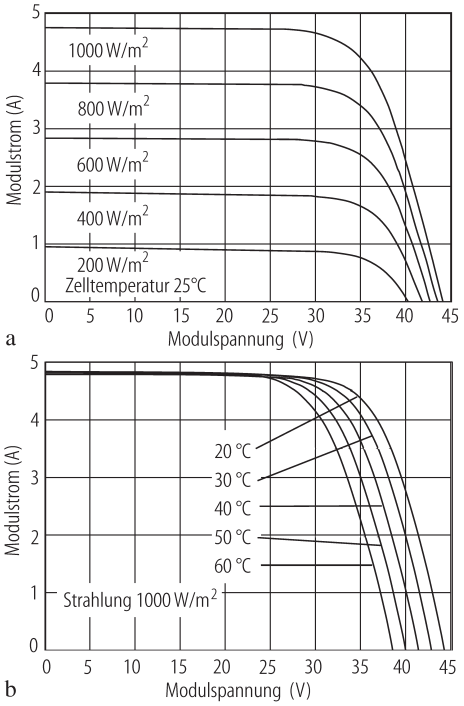


Bild 25 a, b. Kennlinie photovoltaischer Wandler. **a** Solarzelle als Diode mit Fotostromanteil, *1* Diode, *2* Solarzelle; **b** Solarmodul (Shell SP150)

Solarzellen können aus monokristallinem, polykristallinem oder amorphem Silizium hergestellt werden. Die Siliziumzellen unterschiedlicher Technologie unterscheiden sich nach Herstellungsaufwand und Wirkungsgrad; bei industriellen Zellen werden derzeit Wirkungsgrade von ca. 14 % erzielt. Durch Reihen- und Parallelschaltungen werden die Zellen zu Solargeneratoren zusammengeschaltet. **Bild 25 b** zeigt Kennlinien eines Solarmoduls für einen solchen Generator, der aus multikristallinem Silizium besteht und bei 25 °C und einer Einstrahlung von 100 mW/cm² eine maximale Leistung von 150 W abgibt.

Solargeneratoren haben in der Satellitentechnik ihren festen Platz als Stromerzeuger. Für den Einsatz auf der Erde finden sie in der Photovoltaik zunehmende Verbreitung als umweltfreundliche Energiequellen (s. **L 2.6**).

1.5.4 Stoffe im Magnetfeld. Materials in magnetic field

Die magnetischen Eigenschaften eines Stoffs werden durch die magnetische Suzeptibilität χ_m bestimmt, die den Zusammenhang zwischen Magnetisierung M und magnetischer Feldstärke H bestimmt

$$M = \chi_m H \quad \text{mit} \quad \chi_m = \mu_r - 1.$$

Es sind folgende Materialgruppen zu unterscheiden:

- *paramagnetische* Stoffe, μ_r wenig größer als 1 (z. B. Al mit $\chi_m = 0{,}21 \cdot 10^{-4}$),
- *diamagnetische* Stoffe, μ_r wenig kleiner als 1 (z. B. Ag mit $\chi_m = -0{,}19 \cdot 10^{-4}$),
- *ferromagnetische* Stoffe (Fe, Ni, Co und einige Legierungen), χ_m wesentlich größer als 1, und zwar bis $1 \cdot 10^5$.

V

Die Magnetisierungskennlinien $B(H)$ oder $M(H)$ ferromagnetischer Stoffe weisen die Eigenschaften Sättigung und Hysterese auf. (Erläuterungen zu diesen technisch relevanten Eigenschaften s. **V 1.2**). Werden die Stoffe von einem Wechselfeld durchsetzt, so entstehen Ummagnetisierungsverluste, die sich im wesentlichen aus Wirbelstrom- und Hystereseanteilen zusammensetzen.
Ferromagnetische Körper erfahren durch Ummagnetisierung elastische Längenänderungen. Diese Erscheinung wird als Magnetostriktion bezeichnet. Sie kann für die Herstellung von Ultraschallschwingungen genutzt werden, ist andererseits aber auch bei Transformatoren die Ursache für Geräuscherzeugung.

1.5.5 Elektrolyte. Electrolytic charge transfer

Bei Strömen durch Elektrolyte (Basen, Säuren, Salzlösungen und -schmelzen) erfolgt der Ladungstransport durch Ionen, nämlich positiv (*Kationen*) oder negativ (*Anioden*) geladene Molekülteile. Ionen in einem flüssigen Leiter wandern unter Einwirkung eines elektrischen Felds zur Kathode (negativer Pol) bzw. zur Anode (positiv geladener Pol). Damit geht ein Materialtransport einher. Dieser Vorgang wird bei der Elektrolyse technisch ausgenutzt.
Elektrolyseanlagen sind Einrichtungen zur getrennten Abscheidung von Anionen und Kationen mit Hilfe des elektrischen Stroms. Dabei ist eine hohe Reinheit der abgeschiedenen Stoffe erzielbar. Elektrolytkupfer für elektrische Leitzwecke weist 99,9 % Reinheit auf. Die Aluminiumelektrolyse erfolgt unter Einsatz von Bauxit und Kryolith in schmelzflüssigem Zustand. Galvanisieren ist das elektrolytische Aufbringen von Oberflächenüberzügen (z. B. Vernickeln, Vercadmen).

2 Transformatoren und Wandler
Transformers

2.1 Einphasentransformatoren
Single phase transformers

2.1.1 Wirkungsweise und Ersatzschaltbilder
Working principle and equivalent circuit diagram

Ein einfacher Transformator weist zwei Wicklungen (*Primärwicklung 1* und *Sekundärwicklung 2*) auf, die magnetisch gekoppelt sind [3]. Er stellt damit einen umkehrbaren Vierpol dar. Aktive Teile des Transformators sind das Wicklungskupfer und das den magnetischen Fluß führende Eisen; je nach Aufbau spricht man vom *Kern-* oder *Manteltransformator* (**Bild 1**).
Die magnetischen Eigenschaften werden durch die Induktivitäten L_1, L_2 der Wicklungen und durch die Gegeninduktivität M beschrieben. Fließen die Wicklungsströme i_1, i_2, so entstehen die mit der Primär- und Sekundärwicklung verketteten Flüsse (Gesamtflüsse):

$$\Psi_1 = L_1 i_1 + M i_2; \quad \Psi_2 = L_2 i_2 + M i_1. \tag{1}$$

Der Grad der magnetischen Kopplung äußert sich in dem Streukoeffizienten

$$\sigma = 1 - M^2/(L_1 L_2). \tag{2}$$

Außerdem weisen die Wicklungen die ohmschen Widerstände R_1, R_2 auf. Dem Transformator läßt sich ein *Ersatzschaltbild* nach **Bild 2 a** zuordnen. Das Verhalten im eingeschwungenen Zustand bei sinusförmigen Klemmengrößen der Kreisfrequenz ω wird dann beschrieben durch die Spannungsgleichungen

$$\begin{aligned} \underline{U}_1 &= (R_1 + \mathrm{j}\omega L_1)\,\underline{I}_1 + \mathrm{j}\omega M \underline{I}_2; \\ \underline{U}_2 &= \mathrm{j}\omega M \underline{I}_1 + (R_2 + \mathrm{j}\omega L_2)\,\underline{I}_2. \end{aligned} \tag{3}$$

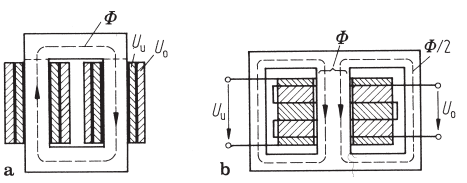


Bild 1 a, b. Aufbau von Einphasentransformatoren. **a** Kerntrafo; **b** Manteltrafo

Es ist zweckmäßig, durch Einführung eines Übersetzungsverhältnisses ü die Schaltung derart umzuformen, daß sich das Ersatzschaltbild als ein galvanisch gekoppeltes T-Glied darstellen läßt. Darin sollen die Sekundärgrößen in einer auf die Primärseite bezogenen Form auftreten (**Bild 2 b**):

$$\underline{U}_2' = \ddot{u}\,\underline{U}_2; \quad \underline{I}_2' = \underline{I}_2/\ddot{u}.$$

Die beiden Ersatzschaltbilder sind leistungsinvariant. Das Übersetzungsverhältnis ü ist im Prinzip frei wählbar; es ist aber naheliegend, ü durch das Verhältnis der Windungszahlen zu definieren

$$\ddot{u} = w_1/w_2.$$

Dies ist physikalisch sinnvoll, denn damit wird dem Querzweig des Ersatzschaltbilds der Haupt- oder Nutzfluß Φ_h zugeordnet, während die Längszweige die primären und sekundären Streuflüsse Φ_{σ_1}, Φ_{σ_2} erfassen. Als induktive Parameter der Schaltung treten die *Hauptinduktivität* L_h und die *Streuinduktivitäten* L_{σ_1}, L_{σ_2} auf

$$\begin{aligned} &L_h = \ddot{u} \cdot M;\; L_{\sigma_1} = L_1 - \ddot{u} \cdot M = L_1 - L_h;\; L_{\sigma_2} = L_2 - M/\ddot{u}; \\ &L_2' = \ddot{u}^2 \cdot L_2;\; L_{\sigma_2}' = \ddot{u}^2 \cdot L_{\sigma_2};\; R_2' = \ddot{u}^2 \cdot R_2. \end{aligned} \tag{4}$$

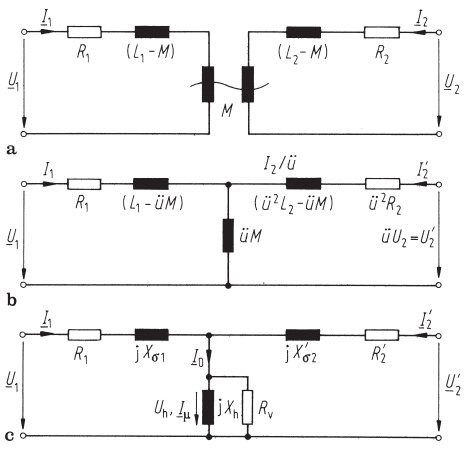


Bild 2 a–c. Ersatzschaltbilder des Transformators mit zwei Wicklungen. **a** Grundschaltung; **b** Umrechnung der Sekundärseite auf die Primärseite; **c** Ersatzschaltbild für Wechselstrom (mit Eisen-Verlustwiderstand)

Es ist zweckmäßig, im Ersatzschaltbild außer den Wicklungsverlusten (Kupferverlusten) auch die Ummagnetisierungsverluste des Transformatorkerns zu berücksichtigen. Dies geschieht am einfachsten durch einen konstanten Verlustwiderstand R_V parallel zur Hauptinduktivität. Weil die im Verlustwiderstand anfallende Leistung dem Quadrat der Spannung an der Hauptinduktivität proportional ist, können damit allerdings die aus Wirbelstrom- und Hystereseanteilen bestehenden Eisenverluste nur näherungsweise erfaßt werden. Wird der Transformator mit einer festen Frequenz f bzw. Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ betrieben, so benutzt man im Ersatzschaltbild zweckmäßig statt der Induktivitäten die gemäß $X = \omega L$ zugeordneten *Reaktanzen* (**Bild 2c**).

2.1.2 Spannungsinduktion. Voltage induction

Durch die Flußänderungen im Kern entsteht eine Hauptfeldspannung, die sich nach dem Induktionsgesetz ergibt und auf die Primärseite bezogen wird

$$u_h = w_1 \cdot \mathrm{d}\Phi_h/\mathrm{d}t = \mathrm{d}\Psi_h/\mathrm{d}t. \tag{5a}$$

Ändert sich der Fluß nach einem Sinusgesetz, so ergibt sich die induzierte Spannung als harmonische Schwingung mit der eingeprägten Frequenz und dem Effektivwert

$$U_h = \frac{\omega}{\sqrt{2}} w_1 \cdot \hat{\boldsymbol{\Phi}}_h = 4{,}44 \cdot f \cdot w_1 \cdot \hat{\boldsymbol{B}} \cdot A_{Fe}. \tag{5b}$$

Die induzierte Spannung ist also proportional der Frequenz f, der Windungszahl w_1, der Amplitude der Induktion $\hat{\boldsymbol{B}}$ und dem Eisenquerschnitt A_{Fe}.

2.1.3 Leerlauf und Kurzschluß. No-load and short circuit

Im Leerlauf verhalten sich nicht zu kleine Transformatoren annähernd spannungsideal; bei $\underline{I}_2 = 0$ ist nämlich die sekundäre Klemmenspannung $\underline{U}_{20} \approx \underline{U}_1/\ddot{u}$. Der aufgenommene Strom $\underline{I}_0$ eilt der Spannung um fast 90° nach. Die aufgenommene *Wirkleistung* $P = U_1 I_0 \cos\varphi_0$ deckt im wesentlichen die Ummagnetisierungsverluste, während die Komponente $Q = U_1 I_0 \sin\varphi_0 \approx U_1 I_0$ die aufgenommene Magnetisierungsblindleistung darstellt. Charakteristisch für einen Transformator ist der auf den Bemessungswert bezogene relative Leerlaufstrom $i_0 = I_0/I_N$; er liegt bei wenigen Prozent. Aus P_0 und Q_0 lassen sich in guter Näherung die Parameter R_v und $X_1 = \omega \cdot L_1$ des Ersatzschaltbilds berechnen. Die Leerlaufkennlinie $U_1 = f(I_0)$ weist Sättigungseigenschaft auf.
Beim Kurzschluß, $\underline{U}_2 = 0$, zeigt der Transformator annähernd stromideales Verhalten, so daß der Magnetisierungsstrom nicht mehr ins Gewicht fällt und $I_{2k} \approx -I_1 \cdot \ddot{u}$ ist.
Das Verhalten wird jetzt nur noch durch die ohmschen Strangwiderstände und die Streureaktanzen bestimmt. Die Kurzschlußimpedanz ist näherungsweise

$$\underline{Z}_k = R_k + \mathrm{j}X_k \quad \text{mit} \quad R_k = R_1 + \ddot{u}^2 R_2;$$
$$X_k = \omega(L_{\sigma_1} + \ddot{u}^2 L_{\sigma_2}).$$

Dazu läßt sich das Ersatzschaltbild auf die Darstellung in **Bild 3** vereinfachen. Als relative Kurzschlußspannung wird bezeichnet das Verhältnis

$$u_k = X_k I_N / U_N.$$

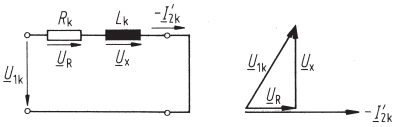


Bild 3. Ersatzschaltbild und Zeigerdiagramm im Kurzschluß

Bei Leistungstransformatoren liegen typische Werte von u_k zwischen 4 und 6 %.

2.1.4 Zeigerdiagramm. Phasor diagram

Bezieht man alle Größen mit Hilfe des Übersetzungsverhältnisses $\ddot{u}$ auf die Primärseite, so wird aus der Spannungsgleichung (3) die neue Form

$$\begin{aligned} \underline{U}_1 &= (R_1 + \mathrm{j}X_1)\,\underline{I}_1 + \mathrm{j}X_h\,\underline{I}'_2 \\ \underline{U}'_2 &= \mathrm{j}X_h\,\underline{I}_1 + (R_2 + \mathrm{j}X'_2)\,\underline{I}'_2 \end{aligned} \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} X_1 &= \omega L_1;\ X_h = \omega L_h \\ X'_2 &= \omega L'_2\,. \end{aligned} \tag{6}$$

Im Querzweig des zugeordneten Ersatzschaltbilds (**Bild 2b**) fließt der Magnetisierungsstrom

$$\underline{I}_\mu = \underline{I}_1 + \underline{I}'_2.$$

Bei Belastung wird der Primärstrom groß gegen den Magnetisierungsstrom. Man spricht dann von Amperewindungsgleichgewicht, weil $I_1 \cdot w_1 \approx I_2 \cdot w_2$.
Für einen Betriebszustand mit ohmsch-induktiver Last auf der Sekundärseite mit den Klemmengrößen $\underline{U}'_2$, $\underline{I}'_2$ wurde bei zusätzlicher Berücksichtigung des Eisenverlustwiderstands R_v (**Bild 2c**) das Zeigerdiagramm (**Bild 4**) gezeichnet. Darin ist $\underline{I}_\mu$ der Magnetisierungsstrom, welcher der Hauptfeldspannung $\underline{U}_h = \mathrm{j}\omega L_h \underline{I}_\mu$ um 90° nacheilt. $\underline{I}_\mu$ und die Verluststromkomponente $\underline{I}_v$, die ihrerseits in Phase mit $\underline{U}_h$ liegen muß, setzen sich zum Strom $\underline{I}_0$ zusammen. Dieser stellt im Zeigerbild die geometrische Summe aus Primärstrom und bezogenem Sekundärstrom dar.
Beim *Spartransformator* (Autotransformator) haben Primär- und Sekundärwicklung einen gemeinsamen Teil und sind daher nicht mehr galvanisch getrennt (**Bild 5**). Sofern die Windungszahl der Zusatzwicklung w_z kleiner ist als die Windungszahl w_g des gemeinsamen Wicklungsteils, so wird dieser, bei Vernachlässigung des Magnetisierungsstroms, nur von dem w_z/w_g-fachen Teil des oberspannungsseitigen Stroms durchflossen. Dadurch vermindert sich die Typenleistung S_T gegenüber der Bemessungsleistung S_N eines Transformators mit zwei getrennten Wicklungen entsprechend dem Verhältnis $S_T/S_N = U_z/U_o = (1 - U_u/U_o)$ bei U_o = Oberspannung und U_u = Unterspannung. Der Vorteil der Materialeinsparung zeigt sich besonders bei Übersetzungsverhältnissen, die wenig von 1 abweichen.

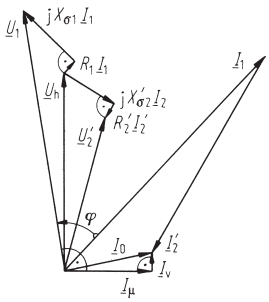


Bild 4. Zeigerdiagramm für einen Betrieb mit ohmsch-induktiver Last

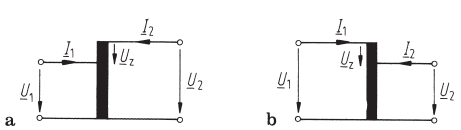


Bild 5a, b. Spartransformator. **a** $U_2 > U_1$; **b** $U_2 < U_1$

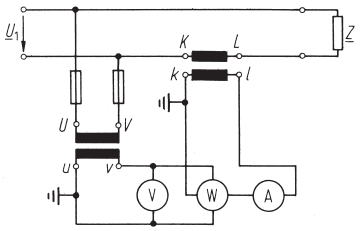


Bild 6. Meßwandler für Spannung und Strom in einer einphasigen Schaltung

2.2 Meßwandler. Instrument transformers

Meßwandler sind spezielle Transformatoren, die in Energieanlagen auftretende Spannungen und Ströme maßstabsgetreu umwandeln sollen, so daß damit Meßgeräte, Zähler und Schutzeinrichtungen angesteuert werden können (s. **W 3.2**). Normwerte der Sekundärgrößen sind 100 V bei Spannungswandlern und 1 bzw. 5 A bei Stromwandlern. Die Sekundärseite ist galvanisch von der Primärseite getrennt; diese Eigenschaft der Meßwandler ist vor allem in Hochspannungsanlagen wichtig (**Bild 6**).

Wandlerfehler äußern sich als Betragsfehler und Winkelfehler. Nach der Genauigkeit werden die Meßwandler in Klassen eingeteilt, die nach dem zulässigen Betragsfehler in Prozent benannt sind (Kl. 0,1; 0,2 oder 1,0) [1, 2].

2.2.1 Stromwandler. Current transformers

Im Stromwandler sind Primär- und Sekundärwicklung über einen ferromagnetischen Schicht- oder Ringkern magnetisch streuungsarm gekoppelt. Sind hohe Ströme zu messen, so wird der Kern mit der Sekundärwicklung über den Primärleiter (Stromschiene oder Kabel) geschoben, so daß als primäre Windungszahl 1 oder, bei mehrfachem Durchstecken eines Kabels, eine kleine natürliche Zahl auftritt. Der Sekundärkreis wird durch eine niederohmige Bürde abgeschlossen; die Nennleistung liegt dabei in der Größenordnung 10 VA.

Da der Wandlerfehler direkt mit dem Auftreten des Leerlaufstroms I_0 zusammenhängt, werden für die Kerne Bleche mit hoher Permeabilität im Arbeitsbereich benötigt. Meßfehler treten weiterhin auf, wenn der Kern durch Gleichstromglieder im Primärkreis bis in den gesättigten Bereich vormagnetisiert wird.

2.2.2 Spannungswandler. Voltage transformers

Spannungswandler sind für sekundärseitige Belastung in der Größenordnung 10 VA, bemessen und arbeiten dabei praktisch im Leerlauf. Dadurch ist annähernd spannungsideales Verhalten gegeben, und die Meßgröße folgt im Rahmen der Meßgenauigkeit der Primärspannung.

2.3 Drehstromtransformatoren
Three phase transformers

Drehstromtransformatoren weisen eine Primärwicklung und (mindestens) eine Sekundärwicklung mit je drei Strängen auf. Leistungstransformatoren in der Energieversorgung enthalten primär die Oberspannungswicklung, sekundär die Unterspannungswicklung. Zur Symmetrierung bei unsymmetrischer Belastung kann eine sog. Tertiärwicklung hinzutreten. Der Kern besteht in der Regel aus geschichteten Elektroblechen; zur Erzielung niedriger Ummagnetisierungsverluste werden silizierte, kornorientierte Bleche von 0,35 mm Dicke mit Goss-Textur verwendet.

Als Kernbauformen werden, ausgehend von den Kern- und Mantel-Einphasen-Transformatoren, hauptsächlich *Dreischenkelausführungen* eingesetzt (**Bild 7**). *Fünfschenkeltransformatoren* weisen außerdem zwei äußere Rückschlußschenkel auf. Die Wicklungen bestehen in der Regel aus isolierten Kupferleitern. Leistungstransformatoren befinden sich im Kessel unter Öl, das gleichzeitig als Isolier- und Kühlmittel für die Wicklung dient. Sekundäres Kühlmittel ist in der Regel Luft.

Die Wicklungen der Transformatoren werden nach Schaltgruppen eingeteilt. Deren dreistelliger Schlüssel gibt erst die Schaltung der *Oberspannungsseite* OS (Großbuchstaben), danach die Schaltung der *Unterspannungsseite* US (Kleinbuchstaben) und schließlich eine Kennziffer für die Winkeldifferenz zwischen den Zeigern der (tatsächlichen oder fiktiven) Sternspannungen von entsprechenden Wicklungen der Ober- und Unterspannungsseite an. Diese Kennziffer bezeichnet (wie bei einer Uhr) Vielfache von 30°. In **Bild 8** ist eine Reihe gebräuchlicher Schaltungen dargestellt.

Transformatoren der Schaltgruppe Yy0 sind nicht geeignet für unsymmetrische, insbesondere einphasige Belastung, weil sich dann in den Schenkeln kein Amperewindungsgleichgewicht einstellen kann. Bei Dreischenkeltransformatoren tritt dann vielmehr ein in allen Schenkeln gleichphasiger Zusatzfluß auf, der sich über die Kesselwände schließt und dort unerwünschte Stromwärmeverluste hervorruft. Außerdem findet eine Verlagerung des Sternpunktpotentials statt. Eine Symmetrierung kann jedoch durch eine auf den drei Schenkeln angeordnete, in sich geschlossene Ausgleichs- oder *Tertiärwicklung* erfolgen. In dieser Form werden Netzkupplungstransformatoren gebaut. Für Verteiltransformatoren empfiehlt sich die Schaltung Dy5, die sekundärseitig einphasig voll belastbar ist. Ähnliches gilt für die sekundärseitige Zickzackschaltung bei Yz5, wobei eine Einphasenlast sich auf zwei Schenkel verteilt (**Bild 9**).

Wie beim Einphasentransformator wird die Nennkurzschlußspannung definiert als diejenige Klemmenspannung, die den Nennstrom durch eine Wicklung treibt, während die andere kurzgeschlossen ist. Bezogen auf die Nennspannung ergibt sich die relative Nennkurzschlußspannung.

Als Spannungsänderung wird die aufgrund der Wicklungswiderstände und der Streuung sich ergebende Differenz der Spannung $\underline{U}'_2$ gegenüber der festen Spannung $\underline{U}_1$ bezeichnet; sie ist abhängig vom Belastungsstrom und dessen Phasenlage. Bei Bemessungsstrom ist die relative Spannungsänderung gegenüber Bemessungsspannung

$$\Delta u = u'_\varphi + \frac{1}{2} u''^{\,2}_\varphi \approx u'_\varphi$$

mit

$$u'_\varphi = u_\mathrm{r} \cos\varphi + u_\mathrm{x} \sin\varphi\,; \quad u''_\varphi = u_\mathrm{x} \cos\varphi - u_\mathrm{r} \sin\varphi. \qquad (7)$$

Darin sind u_r und u_x die relativen ohmschen und induktiven Spannungsabfälle bei Bemessungsstrom, die zusammen (**Bild 10**) das *Kappsche Dreieck* bilden. Die elektrischen Daten für Transformatoren bis 40 MVA sind genormt. Durch Anzapfungen der Wicklung kann in Verbindung mit einem Stufenschalter schrittweise eine Anpassung an die Oberspannung innerhalb eines Stellbereichs erfolgen. Stelltransformatoren werden auch mit kleinen Leistungen für Labor- und Prüfzwecke eingesetzt.

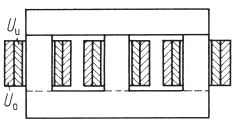


Bild 7. Aufbau eines Dreischenkeltransformators für Drehstrom

Bezeichnung		Zeigerbild		Schaltungsbild		Übersetzung
Kennzahl	Schaltgruppe	OS	US	OS	US	U_{L1}/U_{L2}
0	Dd0	1V, 1U, 1W	2V, 2U, 2W	1U 2U, 1V 2V, 1W 2W		w_1/w_2
	Yy0	1V, 1U, 1W	2V, 2U, 2W	1U 2U, 1V 2V, 1W 2W		w_1/w_2
5	Dy5	1V, 1U, 1W	2U, 2W, 2V	1U 2U, 1V 2V, 1W 2W		$w_1/\sqrt{3}w_2$
	Yd5	1V, 1U, 1W	2U, 2W, 2V	1U 2U, 1V 2V, 1W 2W		$\sqrt{3}w_1/w_2$
	Yz5	1V, 1U, 1W	2U, 2W, 2V	1U 2U, 1V 2V, 1W 2W		$2w_1/\sqrt{3}w_2$

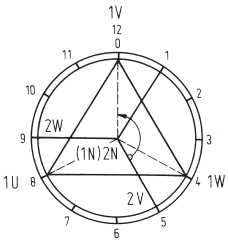


Bild 8. Schaltgruppen von Drehstromtransformatoren

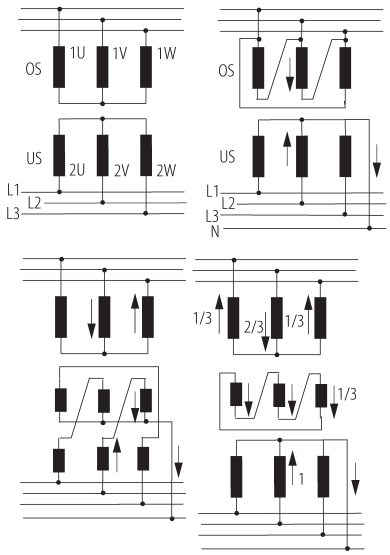


Bild 9. Schaltungen von Leistungstransformatoren und Stromfluß bei Sternpunktbelastung (Beispiele)

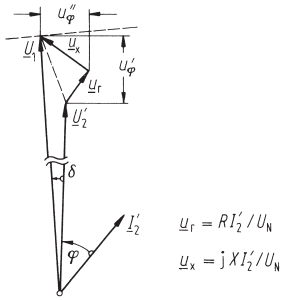


Bild 10. Zur Ermittlung der Spannungsänderung

3 Elektrische Maschinen
Rotating electrical machines

3.1 Allgemeines. General

Elektrische Maschinen wandeln mechanische in elektrische Energie (*Generator*) oder umgekehrt (*Motor*). Jede Maschine weist (mindestens) ein ruhendes und ein bewegliches Hauptelement auf; bei drehenden Maschinen sind dies *Stator* und *Rotor*. In der Regel sind sie aus lamelliertem Eisen aufgebaut und tragen Wicklungen aus isolierten Kupferleitern. Die Drehmomentbildung geschieht überwiegend elektromagnetisch durch Kraftwirkung im magnetischen Feld. Maßgebend dafür sind der Strombelag der Wicklung, die den Laststrom führt, und die magnetische Flußdichte im Luftspalt zwischen Stator und Rotor [3–7].

Die Bemessungswerte der Leistungen und Drehzahlen ausgeführter elektrischer Maschinen überspannen sehr weite Bereiche. Von Kleinstmotoren unter 1 W Leistung bis Grenzleistungsgeneratoren in der Größenordnung 1,7 GVA treten die verschiedensten konstruktiven Ausführungen auf.

3.1.1 Maschinenarten. Machine types

Nach ihrer Wirkungsweise lassen sich fast alle elektrischen Maschinen auf drei Grundtypen zurückführen:

Asynchronmaschinen. Sie weisen in der Regel im Stator *3* (*Primärteil*) eine Drehstromwicklung *1* und im Rotor *4* (*Se-*

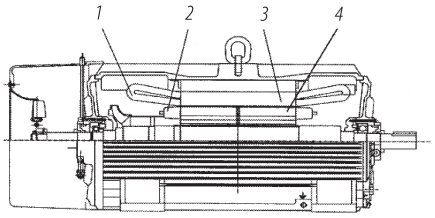


Bild 1. Asynchronmotor (Siemens: Erläuterungen im Text)

kundärteil) eine Kurzschlußwicklung *2* auf (**Bild 1**). Für einige Zwecke werden auch Schleifringläufer mit einer mehrsträngigen Wicklung gebaut. Die Leistung wird mittels des im Primärteil erzeugten Drehfelds auf den asynchron rotierenden Sekundärteil übertragen.

Synchronmaschinen. Meistens ist im Stator *1* eine Drehstromwicklung *2* (*Ankerwicklung*) angeordnet. Der Rotor *3* (*Induktor*) stellt das Magnetfeld bereit. Bei mittleren und großen Maschinen dient dazu eine Erregerwicklung auf dem als Schenkelpolläufer oder Turboläufer *4* ausgebildeten Rotor (**Bild 2**). Bei kleineren Maschinen verwendet man vorteilhaft Permanentmagnete zur Bereitstellung des Magnetflusses. Die Erzeugung eines Drehmoments aufgrund variablen magnetischen Widerstands erfolgt in den Reluktanzmaschinen, die im Rotor weder Wicklungen noch Magnete aufweisen.

Gleichstrommaschinen. Bei ihnen ist eine *Kommutatorwicklung 1* (Ankerwicklung) im Rotor *2* angeordnet, während der magnetische Fluß im Stator *3* erzeugt wird. Dies kann wiederum mittels einer Erregerwicklung oder durch Permanentmagnete geschehen. Ähnlich wie bei der Synchronmaschine wird durch das Erregerfeld in der Ankerwicklung eine Wechselspannung induziert, die bei der Gleichstrommaschine jedoch durch den mechanischen Kommutator *4* und die darauf schleifenden Bürsten *5* in eine Gleichspannung umgeformt wird (**Bild 3**).
Kommutatormaschinen kommen auch als *Einphasen-Reihenschlußmotoren* vor; bei kleinen Leistungen ist dafür die Bezeichnung Universalmotor üblich. Für umrichtergespeiste Antriebe sind auch besondere Bauformen von Asynchron- und Synchronmotoren entwickelt worden (s. **T 1.2**).
Für geregelte Kleinantriebe werden Permanentmagnetmotoren unter der Bezeichnung bürstenloser Gleichstrommotor eingesetzt; dies sind vom Prinzip Synchronmotoren, die über eine elektronische Kommutierungsschaltung aus einer Gleichspannungsquelle gespeist werden. Sie gehören zu der Gruppe der elektronisch kommutierten Motoren (EC motors). Schrittmotoren sind Maschinen für den Betrieb in offener Steuerkette zur Umsetzung elektrischer Impulse in definierte Drehwinkel (s. **V 3.5**). Geschaltete Reluktanzmotoren (SR motors) sind Reluktanzmaschinen spezieller Konstruktion für geregelten Betrieb an einer leistungselektronischen Versorgung.
Linearmotoren sind nichtrotierende Maschinen asynchroner oder synchroner Bauart. Sie können als Langstator- oder als Kurzstatormaschinen ausgeführt werden (s. **V 3.6**).

3.1.2 Bauformen und Achshöhen
Types of construction and shaft heights

Die Bauformen für drehende elektrische Maschinen werden in DIN EN 60034-7 (VDE 0530 Teil 7) beschrieben. In **Bild 4** ist neben dem DIN-Kurzzeichen entsprechend IEC-Code I auch das Zeichen nach IEC-Code II angegeben.
Maschinen für industriellen Einsatz, insbesondere Drehstrom-Asynchronmotoren werden mit genormten Anbaumaßen nach IEC 60072 (DIN EN 50347) hergestellt. Kennzeichnend für eine Baugröße ist die Achshöhe H; das ist das Maß von der Aufspannebene (bei Fußmotoren) bis zur Wellenmitte in mm. Die Achshöhen sind nach der Normreihe R 20 gestuft; sie sind verbindlich für Maschinen der Achshöhen $H = 56$ bis $H = 315$ (Normbereich) bzw. weiter bis $H = 400$ (Transnormbereich).
Die Bemessungsleistungen sind den Baugrößen zugeordnet, z. B. für Drehstrommotoren mit Kurzschlußläufer in DIN 42673 und DIN 42677. Die Bemessungsleistungen steigen etwas stärker als mit der 3. Potenz der Achshöhe.

3.1.3 Schutzarten. Degrees of protection

Der Schutz von elektrischen Maschinen
- gegen Berühren unter Spannung stehender oder sich bewegender Teile durch Menschen,
- gegen Eindringen von Fremdkörpern und
- gegen Eindringen von Wasser

erfolgt durch Gehäuse und Abdeckungen. Die Schutzarten mit ihren Kurzzeichen sind in DIN EN 60034-5 (VDE 0530 Teil 5) festgelegt. Die Schutzgrade werden durch ein Kurzzeichen beschrieben, das aus den Kennbuchstaben IP und zwei Kennziffern sowie gegebenenfalls Zusatzbuchstaben besteht (Beispiel: IP 23 S).

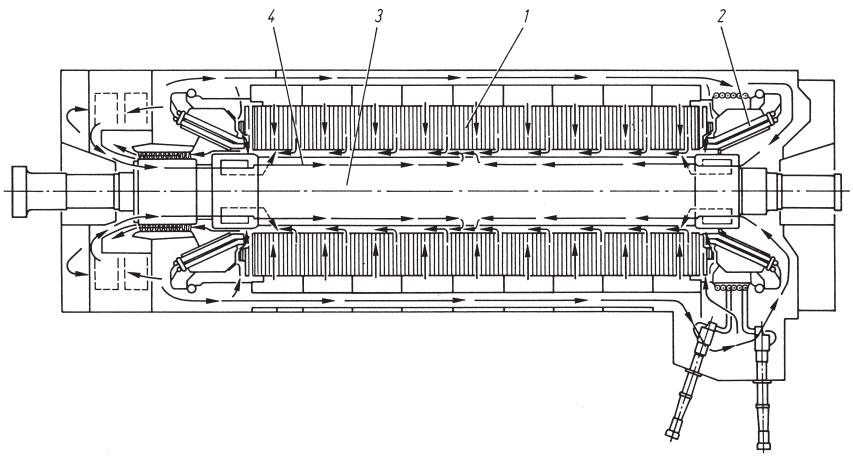


Bild 2. Turbogenerator (Siemens/KWU; Erläuterungen im Text)

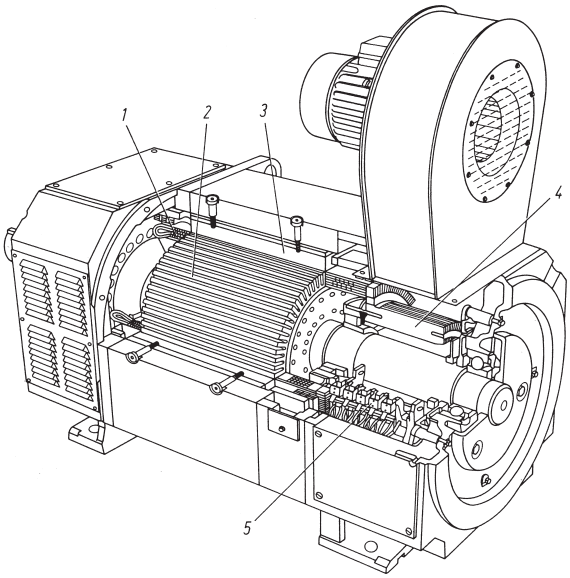


Bild 3. Gleichstrommotor, fremdbelüftet (ABB; Erläuterungen im Text)

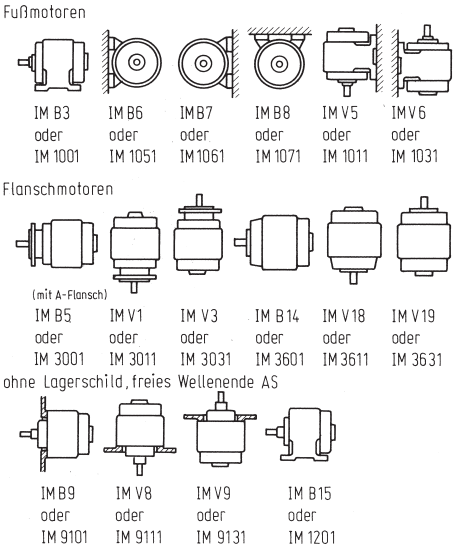


Bild 4. Bauformen elektrischer Maschinen (VDE 0530 Teil 7)

Die *erste* Kennziffer ist dem Schutz gegen Berührung und dem Eindringen von Fremdkörpern zugeordnet, die *zweite* dem Schutz gegen Eindringen von Wasser. Die Kennziffer 0 bezeichnet jeweils eine ungeschützte Maschine. Die erste Kennziffer gibt in der Reihenfolge 1 bis 6 in Abstufungen an, daß die Maschine gegen das Eindringen fester Fremdkörper größer als 50 mm bis hinunter zu 1 mm geschützt ist bzw. auch gegen das Eindringen von Staub. Die zweite Kennziffer besagt in acht Stufen, daß die Maschine geschützt ist gegen Tropfwasser, gegen Tropfwasser bei Schrägstellung bis zu 15°, gegen Sprühwasser, gegen Spritzwasser, gegen Strahlwasser, gegen schwere See, oder daß die Maschine geschützt ist beim Eintauchen oder beim Untertauchen.

Zulässige Zusatzbuchstaben beim Kennzeichen sind W für *wettergeschützte Maschinen*, S für Maschinen, die im Stillstand auf Wasserschutz geprüft werden und M für Wasserschutzprüfung bei laufender Maschine. In der Norm sind Prüfungen nach den einzelnen Kennziffern festgelegt.

3.1.4 Verluste und Wirkungsgrad. Losses and efficiency

Nach EN 60034-2 (VDE 0530 Teil 2) werden die Gesamtverluste einer elektrischen Maschine als Summe folgender Einzelverluste behandelt:
- Verluste im Erregerkreis (nur bei Gleichstrommaschinen und Synchronmaschinen),
- konstante (lastunabhängige) Verluste (Eisen-, Reibungs- und Lüftungsverluste),
- lastabhängige Verluste (Stromwärmeverluste),
- lastabhängige Zusatzverluste.

Die Einzelverluste setzen sich zusammen zu der gesamten Verlustleistung P_v. Der Wirkungsgrad η der Maschine ist definiert als das Verhältnis der abgegebenen Leistung P_2 zur aufgenommenen Leistung P_1

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{(P_2 + P_v)} = \frac{(P_1 - P_v)}{P_1}. \quad (1)$$

Der Verlauf des Wirkungsgrads in Abhängigkeit der Last (ausgedrückt als abgegebene Leistung oder Drehmoment oder Strom) weist ein Maximum auf; es stellt sich für den Betriebspunkt ein, in dem die lastabhängigen und die lastunabhängigen Verluste gleich groß sind. Maschinen für allgemeinen Einsatz werden so bemessen, daß η_{max} etwas unterhalb der Bemessungslast liegt, beispielsweise bei $P_2 = 0,8 \cdot P_N$.

3.1.5 Erwärmung und Kühlung. Heating and cooling

Zur Gewährleistung einer angemessenen Lebensdauer ist die Erwärmung der Maschinen (insbesondere der Wicklungen) zu begrenzen. Maßgebend sind dafür vor allem die Grenztemperaturen der Isolierung entsprechend der eingesetzten Wärmeklasse. Mit Bezug auf eine Umgebungstemperatur (Kühlmitteleintrittstemperatur) von 40 °C ergeben sich daraus die

zulässigen Grenzwerte der Übertemperaturen. Dabei wird eine Heißpunkt-Übertemperatur eingerechnet, die den Unterschied zwischen der Temperatur der heißesten Stelle und der durch Messung bestimmten (mittleren) Übertemperatur berücksichtigt. Für die bei Maschinen hauptsächlich eingesetzten Wärmeklassen E, B, F und H legt DIN EN 60034-1 (VDE 0530 Teil 1) Grenz-Übertemperaturen fest (**Anh. V 3 Tab. 1**).
Die Werte der Tabelle gelten für die Wicklungen im Bemessungsbetrieb, ermittelt mit dem Widerstandsverfahren. Bei dieser Methode wird die Erwärmung aus der Widerstandszunahme der Wicklung entsprechend dem Temperaturkoeffizienten des Leitermaterials bestimmt. Bei anderen Maschinenteilen wie Kommutatoren und Schleifringen darf die Temperatur keine Werte erreichen, welche die Isolierung dieser oder benachbarter Teile gefährden.
Die in der Maschine entstehende Wärme wird an ein primäres Kühlmittel abgegeben, das sich entweder dauernd ersetzt oder in einem Wärmetauscher durch ein sekundäres Kühlmittel rückgekühlt wird. Die Kühlmittel können dabei gasförmige (Luft, Wasserstoff) oder flüssige (Wasser, Öl) Stoffe sein.
Die Kennzeichnung der verschiedenen Kühlverfahren erfolgt in DIN EN 60034-6 (VDE 0530 Teil 6) unter Verwendung von Kennziffern.

3.1.6 Betriebsarten. Duty cycles

Höhe und zeitlicher Verlauf der Belastung und der Drehzahl sind maßgebend für die Erwärmung einer Maschine. Es lassen sich *Dauerbetrieb, Kurzzeitbetrieb, periodischer* und *nichtperiodischer Betrieb* unterscheiden. VDE 0530 nennt zehn Betriebsarten, deren wichtigste (S1 bis S5) in **Bild 5 a** angegeben sind. Es zeigt sich, daß Maschinen einer Baugröße in den Betriebsarten S2 und S3 bei Einhaltung derselben maximalen Übertemperatur höher ausgenutzt werden können als im Dauerbetrieb S1.
Eine Abschätzung der Erwärmung ist mit Hilfe des thermischen Zweikörpermodells möglich. Der Temperaturverlauf der Wicklung einer Maschine als Sprungantwort auf einen Laststoß läßt sich durch die Superposition zweier Exponentialfunktionen annähern. Daher kam ein thermisches Zweikomponentenmodell aufgestellt werden, dessen elektrisches Analogon **Bild 5 b** zeigt. Darin stellen eingespeiste Verlustleistungen eingeprägte Ströme dar, und Spannungen entsprechen Übertemperaturen bezogen auf die Umgebungstemperatur. Das Modell weist je zwei Leitwerte (Wärmeleitwerte) und Kapazitäten (Wärmekapazitäten) auf, denen zwei Erwärmungszeitkonstanten T_1, T_2 zugeordnet sind. Sind bei abschnittsweise konstanten Verlustleistungen P_{v1} (lastabhängig) und P_{v2} (lastunabhängig) für einen Belastungszustand die Anfangs-Übertemperaturen der Körper Θ_{1a} Θ_{2a} und die stationären verlustabhängigen Enderwärmungen Θ_{1e} Θ_{2e}, so berechnet sich der Übertemperaturverlauf des Körpers 1 (der Wicklung) aus

$$\theta_1 = (\Theta_{1e} + \Theta_{2e}) - (\Theta_{1e} - \Theta_{1a}) \cdot e^{-t/T_1} - (\Theta_{2e} - \Theta_{2a}) \cdot e^{-t/T_2}$$

Bei nach Normreihen gefertigten Industriemotoren sind, abhängig von der Bemessungsleistung, Erfahrungswerte für die Relationen der Enderwärmungen und der thermischen Zeitkonstanten bekannt (**V 5**, [1]).
Als S10 wurde eine Betriebsart mit einzelnen konstanten Belastungen eingeführt. Dabei können bis vier Lastwerte auftreten, wobei die Maschine jeweils den thermischen Beharrungszustand erreicht. Aus den einzelnen Belastungen und ihrer Einwirkungsdauer wird eine bezogene Größe TL für die thermische Lebenserwartung des Isoliersystems abgeleitet. Sie wird nach einem Exponentialgesetz berechnet, wobei aus Messungen bekannt sein muß, welchem Anstieg der Erwärmung in K eine Verkürzung der thermischen Lebensdauer um 50 % entspricht.

3.1.7 Schwingungen und Geräusche. Vibrations and noise

Mechanische *Schwingungen* treten infolge von Unwucht und durch magnetische Anregungen auf. Man beurteilt die Maschinenschwingungen für elektrische Maschinen nach DIN EN 60034-14 (VDE 0530 Teil 14) (s. **O 2**). Darin wird von den möglichen Meßgrößen als maßgebend für die Schwingstärke die Schwinggeschwindigkeit (oder Schnelle) v in mm/s festgesetzt. Die gemessene effektive Schnelle v_{eff}, zu der unter der Annahme einer harmonischen Schwingung der äquivalente Schwinggeschwindigkeits-Scheitelwert $v_{äqu} = \sqrt{2} \cdot v_{eff}$ gehört, wird nach einem Stufenschema beurteilt. Es werden die Schwingstärkestufen N (normal), R (reduziert) und S (spezial) unterschieden. Für elektrische Maschinen findet in der Regel die Schwingstärkestufe N Anwendung. Danach ist beispielsweise der Grenzwert der zulässigen Schwingstärke für Motoren der Baugrößen 132 bis 225 festgelegt auf $v_{eff} = 2{,}8$ mm/s. Bezogen auf die Schwingfrequenz f ergibt sich die äquivalente Wegamplitude $\hat{s} = \sqrt{2}/(2\pi f) \cdot v_{eff}$. Dazu gehören Stufengrenzen nach **Bild 6**.
Die Ursachen des von elektrischen Maschinen abgestrahlten *Lärms* sind
- aerodynamische Geräusche,
- magnetische Geräusche,
- Lager- und Bürstengeräusche.

Die Entwicklung geräuscharmer Motoren ist ein Beitrag zum Umweltschutz. Bei Antrieben überwiegt allerdings häufig die Geräuschstärke der Arbeitsmaschine.
Als logarithmisches Maß für den Luftschall dient der meßbare Schalldruckpegel L_p. Die vom menschlichen Ohr empfundene Lautstärke ist pegel- und frequenzabhängig; sie kann den Kurven gleicher Lautstärkepegel entnommen werden (s. **O 3**). Für die Beurteilung des Geräuschverhaltens elektrischer Maschinen sind die *A*-bewerteten Schalleistungspegel maßgebend.
In DIN EN 60034-9 (VDE 0530 Teil 9) sind Geräuschgrenzwerte angegeben. Zur Prüfung wird der Schalldruckpegel L_p im Leerlauf auf einer Meßfläche über dem Umfang der Maschine gemessen und mit Hilfe des Meßflächenmaßes auf den Schalleistungspegel L_W umgerechnet

$$L_W = L_p + 10 \log(S/S_0); \quad S_0 = 1\,\text{m}^2.$$

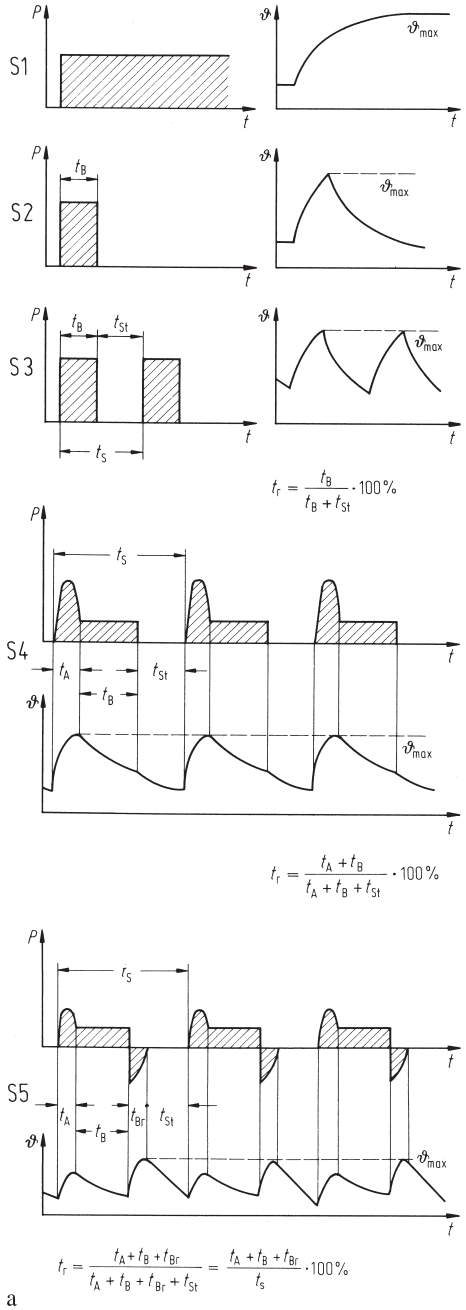
Darin ist S die Hüllfläche in m^2. Als Meßfläche kommt eine Halbkugel oder ein Quader in Betracht, wobei der bevorzugte Meßabstand 1 m beträgt.
Für Drehstrom-Normmotoren sind Grenzwerte L_{WA} bei Leerlauf sowie der zu erwartende Anstieg von Leerlauf auf Bemessungsleistung festgelegt (s. **Anh. V 3 Tab. 2**).

3.1.8 Drehfelder in Drehstrommaschinen
Rotating fields in three-phase machines

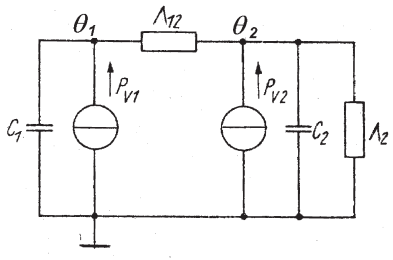
Dreisträngige Asynchron- und Synchronmaschinen bilden zusammen die *Drehstrommaschinen.* Bei ihnen trägt der Stator eine dreisträngige Wicklung, deren Spulenseiten in Nuten liegen.
Fließen in den Wicklungssträngen U, V, W die Ströme i_a, i_b, i_c, die zusammen ein symmetrisches Drehstromsystem bilden, so gilt

$$\begin{aligned} i_a(t) &= \hat{I} \cdot \cos(\omega t - \varphi); \\ i_b(t) &= \hat{I} \cdot \cos(\omega t - \varphi - 2\pi/3); \\ i_c(t) &= \hat{I} \cdot \cos(\omega t - \varphi + 2\pi/3). \end{aligned} \qquad (2)$$

In Übereinstimmung mit V 1 Gl. (40) lassen sich diese Ströme mit Zeigerdiagramm durch die komplexen Größen $\underline{\hat{I}}_a$, $\underline{\hat{I}}_b$ und $\underline{\hat{I}}_c$ darstellen, die bei gleicher Amplitude um jeweils $2\pi/3$ gegeneinander verschoben sind (**Bild 7 a**). Die Ströme erzeugen



a



b

Bild 5a, b. Erwärmung von Maschinen. **a** Betriebsarten (VDE 0530 Teil 1). Empfohlene Werte: $t_s = 10, 30, 60, 90$ min; $t_r = 15, 25, 40, 60\,\%$; S1 Dauerbetrieb, S2 Kurzzeitbetrieb, S3 Aussetzbetrieb mit Einfluss des Anlaufvorgangs, S5 Aussetzbetrieb mit elektrischer Bremsung; t_S Spielzeit, t_B Betriebszeit, t_{St} Stillstandszeit, t_r relative Einschaltdauer, t_A Anlaufzeit, t_{Br} Bremszeit, P abgeführte Leistung, ϑ Übertemperatur; **b** Zweikomponentenmodell

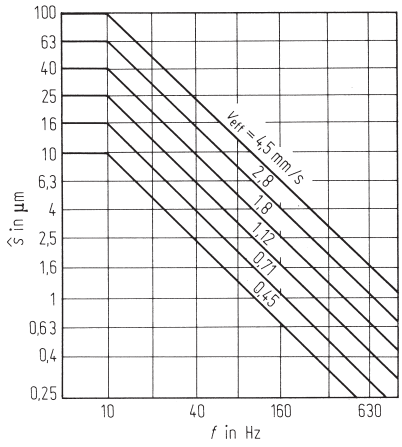


Bild 6. Grenzen von Schwingstärkestufen (*VDI 2056*)

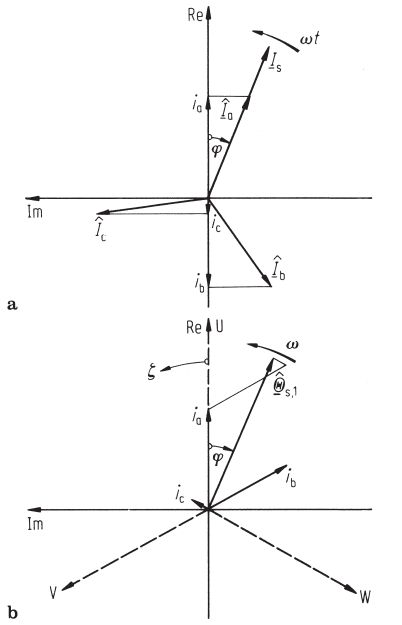


Bild 7 a, b. Zur Entstehung des Drehfelds in Drehstrommaschinen. **a** Zeigerdiagramm der Ströme; **b** Raumzeigerdarstellung der Durchflutung

längs des Bohrungsumfangs der Maschine eine Felderregung, deren orts- und zeitabhängiger Verlauf mittels der Durchflutung θ beschrieben wird.

Die Grundfelddurchflutung ergibt sich aus den Beiträgen der drei Stränge zu

$$\theta_{s,1}(\zeta, t) = \hat{\theta}_{s,1} \cdot \cos(\omega t - \varphi - \zeta) \quad \text{mit } \hat{\theta}_{s,1} = \frac{3}{2}\frac{4}{\pi}\frac{w\xi_1}{2p}\hat{I}. \quad (3)$$

Darin bezeichnet w die Strangwindungszahl und ξ_1 den Wicklungsfaktor für die Grundwelle; $2p$ ist die Polzahl der Maschine.

Diese räumlich sinusförmig verteilte Durchflutung kann mit Hilfe der Raumzeigermethode dargestellt werden. Dazu legt man eine weitere komplexe Ebene fest (**Bild 7 b**), die als Schnittebene eines zweipoligen Stators vorgestellt werden kann. Hier ist ζ die Winkelkoordinate, die von der Strangachse U aus gezählt wird und als Periode die doppelte Polteilung aufweist.

Zunächst wird den Augenblickswerten ein Stromraumzeiger (Parkscher Vektor) definiert

$$\underline{i}_s = i_a + i_b \cdot e^{j2\pi/3} + i_c \cdot e^{-j2\pi/3}. \quad (4)$$

Angewendet auf das symmetrische Stromsystem (Gl. (2)) ergibt sich

$$\underline{i}_s = \underline{\hat{I}}_s \cdot e^{j\omega t} \quad \text{mit } \underline{\hat{I}}_s = \tfrac{3}{2}\hat{I} \cdot e^{-j\varphi}.$$

Diesem Stromraumzeiger wird nun der Raumzeiger der umlaufenden Grundwellendurchflutung zugeordnet

$$\underline{\theta}_s = \underline{\hat{\theta}}_{s,1} \cdot e^{j\omega t} \quad \text{mit } \underline{\hat{\theta}}_{s,1} = \hat{\theta}_{s,1} \cdot e^{-j\varphi}. \quad (5)$$

Dieser läuft, wie der Stromraumzeiger in bezug auf die Zeitachse, mit synchroner Geschwindigkeit gegenüber der Raumachse um. Den orts- und zeitabhängigen Funktionswert erhält man in Übereinstimmung mit Gl. (3) zu

$$\theta_{s,1}(\zeta, t) = \mathrm{Re}[\underline{\hat{\theta}}_{s,1} \cdot e^{j(\omega t - \zeta)}]. \quad (6)$$

In **Bild 7** sind die Zeitzeiger der Ströme den Raumzeigern der Durchflutung gegenübergestellt. Der Raumzeiger gibt durch Amplitude und Phasenlage die augenblickliche, räumlich sinusförmige Verteilung der Feldkurve an.

Die Raumzeigermethode ist ein wirkungsvolles Werkzeug zur Untersuchung stationärer und dynamischer Vorgänge in Drehstrommaschinen. Sie wird insbesondere in der Theorie der Steuerung und Regelung drehzahlstellbarer Drehstromantriebe verwendet.

3.2 Asynchronmaschinen. Asynchronous machines

3.2.1 Ausführungen. Types

Überwiegende wirtschaftliche Bedeutung haben die Asynchronmotoren (Induktionsmotoren) mit *Kurzschlußläufer*. Sie sind kostengünstig, robust und wartungsarm. Hergestellt werden Baureihen mit Normabmessungen. Die Polzahlen sind 2, 4 und 6; seltener werden 8- oder 10polige Motoren eingesetzt. Bei niedrigen Abtriebsdrehzahlen werden Getriebemotoren verwendet, die ebenfalls in Baureihen angeboten werden.

Da der Anteil der Asynchronmotoren am Verbrauch elektrischer Energie erheblich ist, sind im Rahmen von Maßnahmen der EU zur Förderung der Energieeinsparung auch für Motoren bis 100 kW drei Klassen von Wirkungsgraden Eff 1 bis Eff 3 festgelegt worden. Danach werden in Abhängigkeit der Bemessungsleistung Mindestwirkungsgrade in den definierten Klassen Eff 1 (Energiesparmotoren) und Eff 2 beschrieben. Die Wirkungsgrade sind nach einer anerkannten Methode zu ermitteln und vom Hersteller zu deklarieren.

Die Wicklung des Kurzschlußläufers ist symmetrisch und besteht aus Stäben, die in Nuten eingebettet sind und deren Enden beidseitig mit Kurzschlußringen verbunden sind. Der Käfig wird mit Stäben aus Profilmaterial (Kupfer, Messing) oder im Druckgußverfahren (mit Aluminium oder Legierungen) hergestellt.

Asynchronmaschinen mit *Schleifringläufern* werden dort eingesetzt, wo eine Schlupfsteuerung vorgesehen ist. Hier trägt der Läufer eine vorzugsweise wie im Stator dreisträngige Wicklung, deren Zuleitungen mit drei Schleifringen verbunden sind. Mittels Bürsten können dann Ströme zu- oder abgeführt werden. **Bild 8** zeigt Schaltbilder.

3.2.2 Ersatzschaltbild und Kreisdiagramm
Equivalent circuit diagram and circle diagram

Von der Theorie her ist die Asynchronmaschine mit Schleifringläufer am einfachsten zu übersehen, da der Läuferwider-

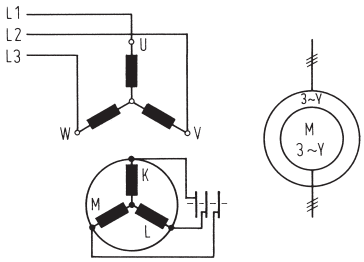


Bild 8. Schaltbilder einer Asynchronmaschine (Schleifringläufermaschine)

stand praktisch schlupfunabhängig ist. Diese Voraussetzung gilt auch für kleinere Motoren mit Einfachkäfigläufern.
Wird eine solche Maschine von einem Netz mit der symmetrischen Spannung $\underline{U}_1$ und der festen Frequenz f_1 gespeist, so ist ihre synchrone Drehzahl n_s bzw. die in der Antriebstechnik bevorzugt benutzte synchrone Winkelgeschwindigkeit

$$\Omega_s = 2\pi f_1/p = \omega_1/p; \quad \text{bzw.} \quad n_s = f_1/p. \tag{7}$$

Läuft sie mit einer asynchronen Geschwindigkeit Ω, so hat der Rotor gegenüber dem Grunddrehfeld den Schlupf s; dieser kann als die auf f_1 normierte Frequenz f_2 der im Rotor induzierten Ströme aufgefaßt werden

$$s = 1 - (\Omega/\Omega_s); \quad f_2 = s \cdot f_1 \quad \text{bzw.} \quad \omega_2 = s \cdot \omega_1. \tag{8}$$

Zur Beschreibung des stationären Betriebsverhaltens werden Spannungsgleichungen und zugeordnete Ersatzschaltbilder eingesetzt. **Bild 9** ist aus einer Reihe von in Gebrauch befindlichen Varianten das physikalisch nächstliegende; es ähnelt dem Transformator-Ersatzschaltbild (**V 2 Bild 2 c**). Ständerstreuinduktivität, Hauptinduktivität und auf Ständerseite umgerechnete Läuferstreuinduktivität stellen bei Frequenz ω_1 die Reaktanzparameter X_{σ_1}, X_h und X'_{σ_2} dar. Bei der Umrechnung der Rotorgrößen auf die Statorseite ist auch die Frequenz mit dem Faktor ω_1/ω_2 anzupassen. Daher tritt rotorseitig der schlupfabhängige Widerstand R'_2/s auf.
Das Betriebsverhalten bei Speisung mit fester Spannung kann durch die Stromortskurve beschrieben werden. Diese bildet einen Kreis (Ossannakreis) als geometrischer Ort der Endpunkte des Ständerstromzeigers beim Durchlaufen des Parameters Schlupf $-\infty < s \leq +\infty$ (**Bild 10**).
Zwei ausgezeichnete Punkte des Kreisdiagramms sind der Leerlaufpunkt P_0 $(s=0)$ und der Punkt P_∞ $(s=\infty)$. Durch einen dritten Punkt, beispielsweise den Kurzschlußpunkt P_k bei Stillstand $(s=1)$ ist der Kreis festgelegt. Sein Mittelpunkt liegt in A, und sein Durchmesser ist durch die Strecke $\overline{P_0 P_\varnothing}$ gegeben. Die Strecken V_1 und V_2 bezeichnen die primär- und sekundärseitigen ohmschen Verluste bei einem Strom, der dem Durchmesser des Kreises entspricht. Der zu einem Punkt P der Ortskurve gehörende Schlupf läßt sich an einer linear geteilten Geraden ablesen. Zur Konstruktion der Schlupfgeraden kann der Punkt D auf dem Kreis beliebig gewählt werden. Aus dem Diagramm können neben den komplexen Strömen auch Drehmoment und abgegebene Leistung entnommen werden. Für einen Betrieb im Arbeitspunkt P greift man dazu

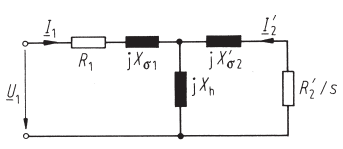


Bild 9. Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine

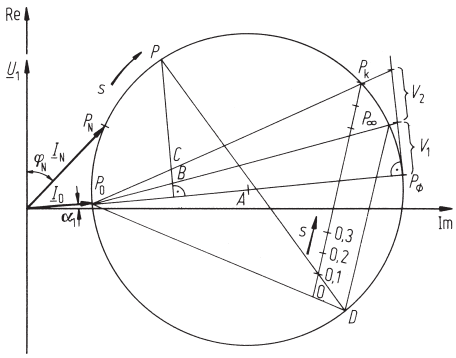


Bild 10. Stromortskurve als Kreisdiagramm

senkrecht zu dem Durchmesser $\overline{P_0 P_\varnothing}$ die Strecke $\overline{BP}$ im Drehmomentmaßstab und die Strecke $\overline{CP}$ im Leistungsmaßstab ab.
Ähnlich wie beim Transformator (**V 2 Bild 2 c**) lassen sich im Ersatzschaltbild (**Bild 9**) die Eisenverluste näherungsweise durch einen zusätzlichen Widerstand im Querzweig erfassen.

3.2.3 Betriebskennlinien. Operating characteristics

Der Verlauf $M(\Omega)$ des Drehmoments in Abhängigkeit der Drehgeschwindigkeit weist ein *Kippmoment* M_k auf; der zugeordnete Schlupf ist der *Kippschlupf* s_k. Das Drehmoment bei $s=1$ heißt *Anzugsmoment* M_A.
Eine einfache Beziehung $M(s)$ ergibt sich bei Vernachlässigung des Ständerwiderstands R_1 mit ideellen Werten von M_k und s_k nach der Formel von Kloss

$$M = M_{ki} \frac{2(s/s_{ki})}{1 + (s/s_{ki})^2} \quad \text{mit} \quad s_{ki} = \frac{R'_2}{X'_{\sigma 2} + X_{\sigma 1} \| X_h} \tag{9}$$

und

$$M_{ki} = \frac{3}{2} \frac{U_1^2 (1-\sigma)}{\Omega_s \sigma X_1}.$$

Nach VDE 0530 muß bei Bemessungsspannung das relative Kippmoment M_k/M_N größer als 1,6 sein.
Im übersynchronen Drehzahlbereich, d.h. bei negativen Schlupfwerten arbeitet die Maschine im generatorischen Betrieb. Der aufgenommene Strom ist im Stillstand der Kurzschlußstrom, dessen relativer Wert I_A/I_N je nach Baugröße und Auslegung der Maschine zwischen 3 und 7 liegen kann. Der Leerlaufstrom besteht im wesentlichen aus einer Blindkomponente, die den Magnetisierungsbedarf deckt (**Bild 11 a**).
Die Belastungskennlinien geben beim Motor über der abgegebenen (mechanischen) Leistung P_2 die interessierenden Größen Strom I, Leistungsfaktor $\cos\varphi$, Wirkungsgrad η und Schlupf s an (**Bild 11 b**).
Das Leistungsflußdiagramm (*Sankey-Diagramm*) **Bild 12** gibt eine bildliche Darstellung der Größen, die für den Wirkungsgrad maßgebend sind. Von der elektrisch aufgenommenen Leistung P_1 sind die Statorverluste abzuziehen; sie bestehen aus den Ständer-Wicklungsverlusten 3 $R_1 I_1^2$, den Eisen-Ummagnetisierungsverlusten $P_{v,Fe}$ und den lastabhängigen Zusatzverlusten $P_{v,zus}$. Die verbleibende Luftspaltleistung P_δ wird induktiv zum Läufer übertragen. Dort fallen die Stromwärmeverluste sP_δ an. Schließlich sind noch die Reibungsverluste $P_{v,Rbg}$ zu decken, so daß mechanisch die Leistung P_2 abgegeben wird.

V

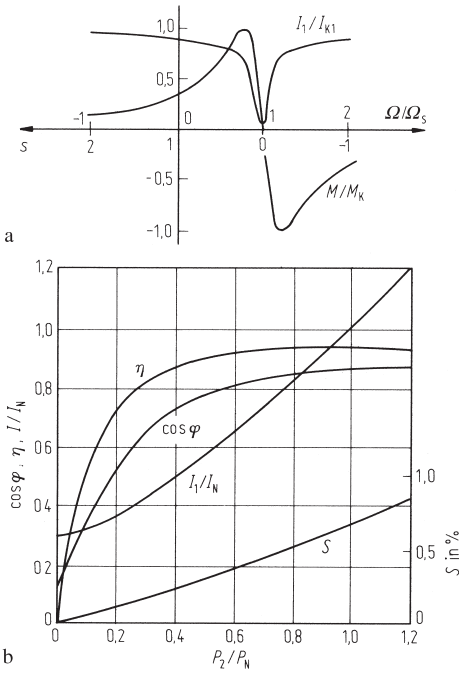


Bild 11a, b. Betriebsverhalten eines Asynchronmotors. **a** Kennlinien von Strom und Drehmoment (drehzahlabhängig); **b** Betriebskennlinien (lastabhängig)

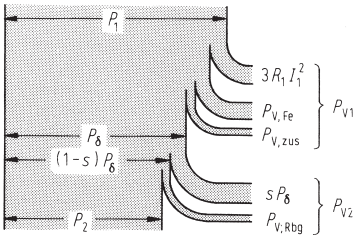


Bild 12. Leistungsflußdiagramm

3.2.4 Einfluß der Stromverdrängung
Current displacement

Im Drehzahlbereich zwischen Kurzschluß und Leerlauf ändert sich die Frequenz der induzierten Läuferströme zwischen $f_2 = f_1$ und $f_2 = 0$. Kurzschlußläufer, deren Stabhöhe nicht deutlich kleiner ist als die von Frequenz, Stableitwert und Permeabilität abhängige Eindringtiefe

$$\delta = 1/\sqrt{\omega_2 \varkappa \mu_0/2}$$

werden durch die Stromverdrängung (den *Skineffekt*) beeinflußt: Die Stromdichte konzentriert sich im oberen (dem Luftspalt zugewandten) Stabbereich. Damit geht eine Erhöhung des effektiven Widerstands und eine Minderung der Streuinduktivität einher.

Bei Kurzschlußläufermotoren sind daher die Betriebskennlinien abhängig von der Geometrie der Läuferstäbe. Es werden sehr unterschiedliche Formen als *Hochstab, Keilstab* oder *Doppelstäbe* ausgeführt, um unterschiedliche Drehmomentverläufe zu erzielen. So können Motoren für Schweranlauf

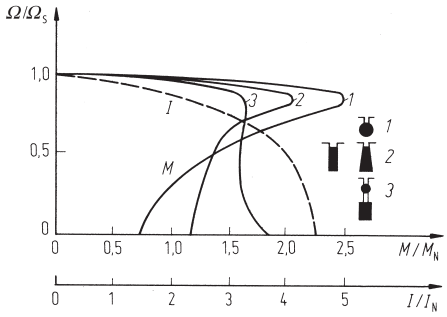


Bild 13. Kennlinien von Asynchronmotoren mit Kurzschlußläufer. *1* Rundstab, *2* Hochstab, Keilstab, *3* Doppelkäfig

unter Inkaufnahme einer Absenkung des Kippmoments für hohes Anzugsmoment bemessen werden (**Bild 13**).

3.2.5 Einphasenmotoren. Single-phase motors

Bei der bisherigen Betrachtung wurde eine symmetrische Speisung der Asynchronmaschine vorausgesetzt. Einphasig gespeiste Induktionsmotoren können zwar ein asynchrones Drehmoment im Lauf, jedoch kein Anzugsmoment entwikkeln, es sei denn, daß durch phasendrehende Mittel die Entstehung eines Drehfelds herbeigeführt wird. Dies geschieht bei Einphasenasynchronmotoren, die als Kleinmotoren (s. **V 3.5**) eine große Rolle spielen, in unterschiedlichen Varianten. Meistens ist neben der direkt gespeisten Hauptwicklung eine Hilfswicklung vorgesehen, die über eine Kapazität (*Kondensatormotor*), einen erhöhten Widerstand (*Widerstandshilfsphasenmotor*) oder die Ausführung der Hilfswicklung als kurzgeschlossene Spaltpolwicklung (*Spaltpolmotor*) den Motor zur Erzeugung eines Anzugsmoments befähigt.

3.3 Synchronmaschinen. Synchronous machines

3.3.1 Ausführungen. Types

Synchronmaschinen (**Bild 14**) werden sowohl als Generatoren wie auch als Motoren eingesetzt. Die Synchrongeneratoren zur Versorgung öffentlicher oder industrieller Netze wie auch zur Bahnstromversorgung sind die größten elektrischen Maschinen. Sie werden ausgeführt als *Turbogeneratoren* mit Vollpolläufer 2- oder 4polig für Antrieb mit Dampf- oder Gasturbinen (**Bild 2**) und als *Schenkelpolmaschinen* mit mehr als 4 Polen für Antrieb mit Wasserturbinen oder Dieselmotoren (**Bild 15**).

Die ausführbaren Leistungen sind begrenzt durch die größtmöglichen Rotorabmessungen (wegen der mechanischen Beanspruchungen) und den zulässigen Ankerstrombelag (wegen der Übertemperaturen). Anhaltswerte für Grenzleistungen

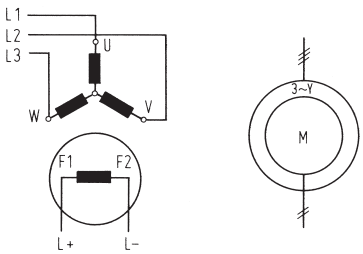


Bild 14. Schaltbilder einer Synchronmaschine

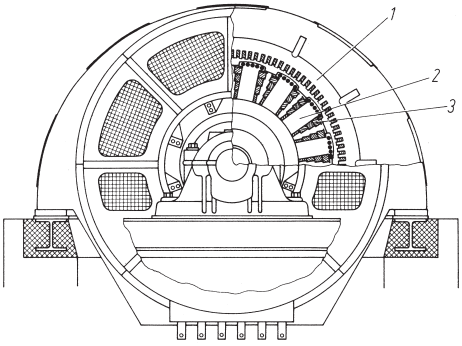


Bild 15. Schenkelpolmaschine (Lloyd Dynamowerke). *1* Statorblechpaket, *2* Läufer mit Einzelpolen, *3* Schenkelpolwicklung

zweipoliger Turbogeneratoren für 50 Hz gibt folgende Übersicht:

Luftkühlung indirekt	80 MVA
direkte Leiterkühlung	250 MVA
Wasserstoffkühlung ohne Kompressor	450 MVA
mit 5 bar Überdruck	800 MVA
Wasserkühlung, 2polig	1200 MVA
4polig	1700 MVA

In Maschinen mit supraleitender Erregerwicklung kann im Prinzip ein weiterer Sprung in der Ausnutzung erreicht werden.

Synchronmotoren mit Schenkelpolläufern oder geblechten Vollpolläufern werden bis zu Leistungen von 20 MW gebaut; mit Massivläufer werden noch höhere Einheitsleistungen erreicht. Sie werden bei durchlaufenden Antrieben wie Kompressoren und Pumpen eingesetzt. Durch die Art ihrer Erregung weisen sie im Vergleich zu Asynchronmotoren am Netz eine bessere Stabilität auf und erlauben den Betrieb mit $\cos\varphi = 1$ oder im übererregten Bereich (Blindleistungslieferung ins Netz).

Die dreisträngigen Wicklungen der Generatoren werden auf eine möglichst oberschwingungsfreie induzierte Spannung ausgelegt. Die Erregerwicklungen werden entweder über Stromrichter oder von gekuppelten Erregermaschinen mit Hilfe von rotierenden Gleichrichtern gespeist.

Als Motoren kommen Synchronmaschinen sowohl mit Vollpol- als auch Schenkelpolrotoren vor. Für große Leistungen werden konventionelle Bauweisen mit Erregerwicklung angewendet. Daneben stoßen Motoren mit Permanentmagneterregung bereits in den Megawattbereich vor. Im Zusammenhang mit den durch Umrichterspeisung gegebenen Möglichkeiten wurden in letzter Zeit spezielle Ausführungen entwickelt, die als Transversalflußmaschine, geschaltete Reluktanzmaschine und modulare Magnetfeldmaschine bekanntgeworden sind. In den jeweiligen Ausführungen sollen erhöhte Ausnutzung (Drehmoment/Volumen), ein einfacher Aufbau und/oder die Eignung für Direktantriebe mit niedrigen Drehzahlen erzielt werden.

3.3.2 Betriebsverhalten. Operating characteristics

Durch die Felderregung weist der Läufer eine elektrische Anisotropie auf; die Erregerachse wird als Längsachse (*d*-Achse), die dazu elektrisch orthogonale Achse als Querachse (*q*-Achse) bezeichnet. Kennzeichnend für das Betriebsverhalten an einem Netz konstanter Frequenz ist der Polradwinkel ϑ, er bezeichnet den Winkel (elektrisch) zwischen dem Zeiger der Klemmenspannung $\underline{U}_1$ und dem Zeiger der Polradspannung $\underline{U}_P$, nämlich der gedachten induzierten Spannung, die sich allein aufgrund der Erregung, ohne Berücksichtigung der Ankerrückwirkung infolge des Stroms I_1, ergeben würde.

Der Polradwinkel (Lastwinkel) ϑ ist im Leerlauf Null; er nimmt im generatorischen Betrieb positive Werte (voreilendes Polrad) und im motorischen Betrieb negative Werte an (nacheilendes Polrad).

Am einfachsten ist das Betriebsverhalten der Vollpolmaschine zu überblicken, bei der die maßgebenden synchronen Reaktanzen X_d der Längsachse und X_q der Querachse etwa gleich groß sind.

Bei konstanter Spannung und konstanter Erregung ist dann die Stromortskurve ein Kreis, während das Drehmoment $M(\vartheta)$ sinusförmig verläuft. (In **Bild 16** ist der Widerstand R_1 vernachlässigt; und es wurde das Verbraucher-Zählpfeilsystem angewendet.) Hiernach weist der Drehmomentverlauf sowohl im Motorbetrieb wie im Generatorbetrieb einen von der Polradspannung abhängigen Kippunkt auf.

Bei Schenkelpolmaschinen liegt eine magnetische Anisotropie vor; bei Generatoren und großen Synchronmotoren ist das Verhältnis X_q/X_d in der Größenordnung 0,7. Die Stromortskurven stellen sich nunmehr als Pascalsche Schnecken dar. In **Bild 17a** ist die statische Stabilitätsgrenze SG mit eingezeich-

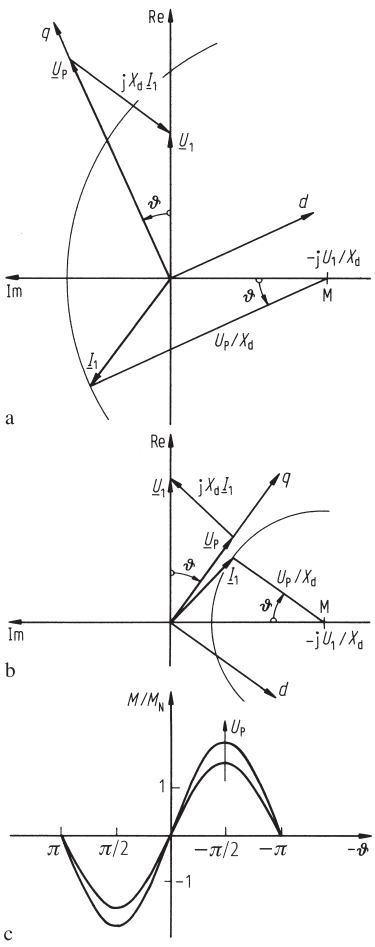


Bild 16a–c. Zeigerbilder und Drehmomentverlauf von Vollpolmaschinen. **a** Generatorbetrieb, übererregt; **b** Motorbetrieb, untererregt; **c** Drehmoment als Funktion des Polradwinkels

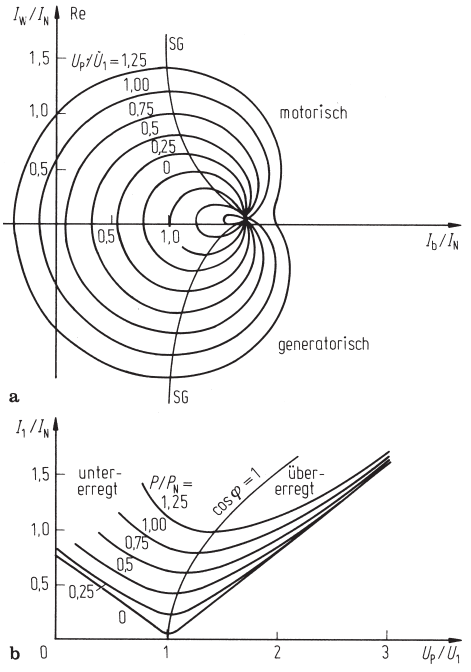


Bild 17a, b. Betriebsverhalten von Schenkelpolmaschinen. **a** Stromortskurven; **b** V-Kurven

net, die den stabilen Betriebsbereich bei Untererregung einschränkt.

Die Zuordnung von Werten des Statorstroms I_1 zur Polradspannung U_P mit der Wirkleistung P als Parameter erfolgt in den sog. V-Kurven (**Bild 17b**). Die relative Polradspannung U_P/U_1 auf der Abszisse kann ebenfalls als relativer Erregerstrom aufgefaßt werden, dieser bezogen auf die Leerlauferregung.

3.3.3 Kurzschlußverhalten. Short-circuit characteristics

Wird die Ankerwicklung einer Synchronmaschine plötzlich kurzgeschlossen, so laufen Übergangsvorgänge der Ströme und des Drehmoments ab. Nach dem Abklingen der flüchtigen Anteile des Stroms bleibt der Dauerkurzschlußstrom bestehen.

Betrachtet wird nun der dreipolige Klemmenkurzschluß einer Maschine mit Dämpferkäfig. Der Ausgangszustand sei Leerlauf mit Spannung U. Der Verlauf des Kurzschlußstroms in einem Strang ergibt sich beispielsweise nach **Bild 18a**. Das Stromoszillogramm weist einen langsam abklingenden und einen schnellabklingenden Anteil sowie ein Gleichstromglied auf.

Die Auswertung des Oszillogramms ist in VDE 0530 Teil 4 beschrieben. Dabei wird der Verlauf des Kurzschlußwechselstroms durch zwei Exponentialfunktionen approximiert. Für den Stromverlauf sind außer der Synchronreaktanz X_d, die den Dauerkurzschlußstrom bestimmt, die Transientreaktanz X'_d und die Subtransientreaktanz X''_d maßgebend, wobei das Abklingen der transienten und subtransienten Anteile mit den Kurzschlußzeitkonstanten T'_d und T''_d erfolgt. Schließlich kann noch aus dem abklingenden Gleichstromglied die Ankerzeitkonstante T_a bestimmt werden (**Bild 18b**).

Spezielle Werte sind der *Dauerkurzschlußstrom* I_k, der *Stoßkurzschlußwechselstrom* I''_k und der *Stoßkurzschlußstrom* I_P. Weiter ist der transiente *Kurzschlußwechselstrom* I'_k zu nennen

$$I_k = U/X_d;\quad I'_k = U/X'_d;\quad I''_k = U/X''_d$$
$$I_P = \sqrt{2}\varkappa I''_k \approx \sqrt{2}\cdot 1{,}8\, I''_k. \tag{10}$$

Der Stoßkurzschlußstrom darf bei Schenkelpolmaschinen höchstens das 15fache des Scheitelwerts des Bemessungsstroms betragen.

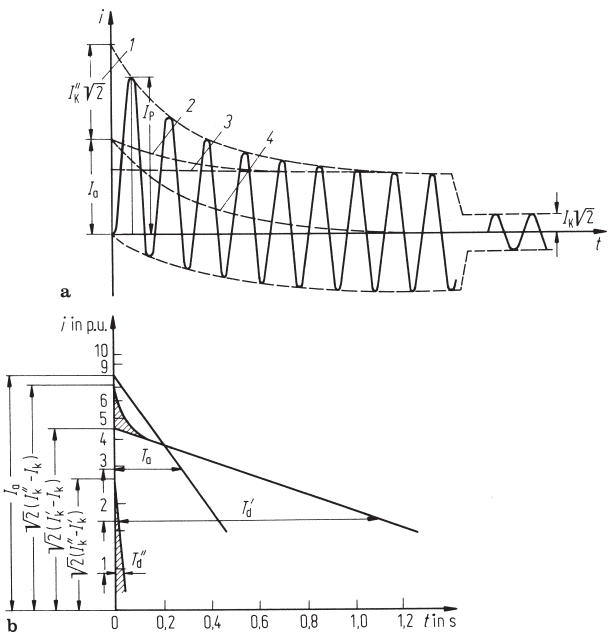


Bild 18a, b. Verhalten beim dreipoligen Stoßkurzschluß. **a** Stromverlauf, *1* Scheitelwert des Stoßkurzschlußwechselstroms, *2* schnell abklingender Wechselstromanteil, *3* langsam abklingender Wechselstromanteil, *4* abklingender Gleichstromanteil; **b** Auswertung des Kurzschlußoszillogramms

3.4 Gleichstrommaschinen
Direct-current machines

3.4.1 Ausführungen. Types

Gleichstrommaschinen werden fast ausschließlich als Motoren ausgeführt. Gleichstromkleinmotoren mit permanentmagnetischer Erregung finden in großer Zahl Anwendung als Hilfsantriebe in Kraftfahrzeugen. Im Industriebereich werden Gleichstrommotoren mit genormten Achshöhen, Leistungen bis zu einigen 100 kW und Drehzahlen bis 3000 min^{-1} in geregelten Antrieben mit zum Teil großen Stellbereichen eingesetzt. Anwendungen sind u. a. Werkzeugmaschinen, Hebezeuge und Antriebe in der Grundstoff- und Papierindustrie. In den klassischen Einsatzgebieten großer, langsamlaufender Motoren für Walzantriebe und Förderantriebe werden die Gleichstrommaschinen in letzter Zeit durch umrichtergespeiste Synchronmaschinen abgelöst.

Die Wicklungen der Gleichstrommaschinen werden mit Kennbuchstaben nach DIN VDE 0530 Teil 8 bezeichnet. Jede Maschine hat eine rotierende Ankerwicklung A und, abgesehen von den erwähnten Motoren mit Permanentmagneten, eine Erregerwicklung. Diese kann als Fremderregerwicklung F (**Bild 19**) oder als Erregerwicklung für Nebenschluß (E) oder Reihenschluß (D) ausgeführt sein. Der Sicherstellung einer befriedigenden Kommutierung dient die Wendepolwicklung B, die vom Ankerstrom durchflossen wird. Maschinen für hohe Anforderungen an das dynamische Verhalten tragen darüber hinaus eine Kompensationswicklung C zur Kompensation des Ankerfelds. Damit lassen sich zulässige Stromanstiegsgeschwindigkeiten $\left(\frac{\text{d}i_\text{A}}{\text{d}t}\right)\Big/I_\text{N}$ bis 300 s^{-1} erzielen.

Gleichstrommaschinen für Regelantriebe werden zur Unterdrückung von Flußverzögerungen nicht nur im Anker, sondern auch im Stator mit lamelliertem Eisen (geblecht) ausgeführt.

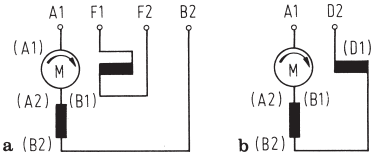


Bild 19a, b. Schaltbilder von Gleichstrommaschinen mit Wendepolen. **a** Mit Fremderregung; **b** mit Reihenschlußerregung

3.4.2 Stationäres Betriebsverhalten
Steady-state operating characteristics

Die Verläufe der Drehgeschwindigkeit und des Ankerstroms in Abhängigkeit vom Drehmoment kennzeichnen das Betriebsverhalten von Gleichstrommotoren. Unter Vernachlässigung der konstanten Verluste gilt

$$\Omega = U/(c\Phi) - R_\text{A}/(c\Phi)^2 M; \quad I_\text{A} = 1/(c\Phi)M. \tag{11}$$

Bei Speisung mit konstanter Spannung U weisen Maschinen, die mittels Fremderregung oder Nebenschlußerregung konstanten Fluß Φ führen, das typische Nebenschlußverhalten auf: Die Drehzahl weist eine zur Spannung proportionale Leerlaufdrehzahl auf und nimmt bei Belastung mit einer geringen, durch den Ankerkreiswiderstand gegebenen Neigung linear ab, während der Ankerstrom linear ansteigt (**Bild 20a**). Bei der Reihenschlußmaschine dagegen ist der Fluß über eine sättigungsbehaftete Kennlinie mit dem Ankerstrom verknüpft. Die Drehzahlkennlinie zeigt dann das Reihenschlußverhalten mit einer nur durch die Reibungsverluste begrenzten Leerlaufdrehzahl und starker Drehzahlabnahme bei zunehmender Last (**Bild 20b**). Eisen- und Reibungsverluste lassen sich

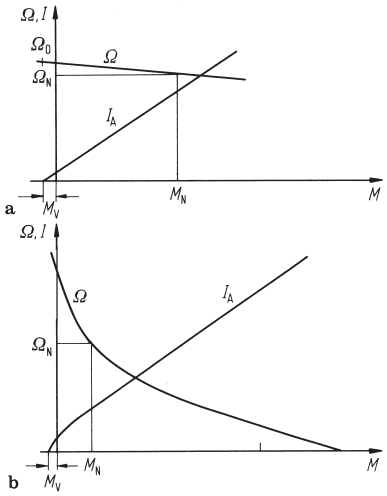


Bild 20a, b. Betriebskennlinien von Gleichstrommotoren. **a** bei konstantem Fluß; **b** mit Reihenschlußerregung

durch ein Verlustmoment M_V darstellen, das den Unterschied zwischen dem inneren und dem abgegebenen Drehmoment angibt.

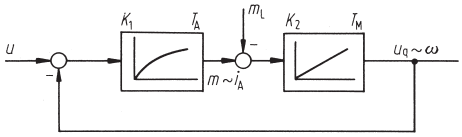
Reihenschluß-Kommutatormaschinen für Wechselstrom, die im Bereich kleiner Leistungen Universalmotoren genannt werden, weisen ein ähnliches Verhalten auf.

3.4.3 Instationäres Betriebsverhalten
Transient operating characteristics

Im Hinblick auf den Einsatz der Gleichstrommotoren in Regelantrieben mit hohen Anforderungen interessiert ihr dynamisches Verhalten. Besonders einfach ist die Maschine mit Fremderregung bei konstantem Fluß Φ zu überblicken. Nach **Bild 21** weist sie das Strukturbild eines linearen Regelkreises auf; darin sind Eingangsgrößen die eingeprägte Ankerspannung u (Führungsgröße) und das Lastmoment m_L (Störgröße). Die Maschine wird als Einmassensystem mit dem Gesamtträgheitsmoment J betrachtet. Damit besteht die Struktur des Systems aus einer geschlossenen Schleife, die einen Integrierer mit der mechanischen Zeitkonstante T_M in Reihe mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung mit der (elektrischen) Ankerzeitkonstante T_A enthält.

Dieses System zweiter Ordnung weist eine elektromechanische Eigenfrequenz ω_e auf, wenn sich aus den Zeitkonstanten der periodische Fall (s. **V 1** Gl. (47c)) mit $d<1$ ergibt

$$\omega_\text{e} = \omega_0\sqrt{1-d^2} \quad \text{mit} \quad \omega_0^2 = 1/(T_\text{A}T_\text{M});$$
$$d^2 = T_\text{M}/(4T_\text{A}) < 1.$$



$$K_1 = \frac{c\Phi}{R_\text{A}}; \quad T_\text{A} = \frac{L_\text{A}}{R_\text{A}} \qquad K_2 = \frac{R_\text{A}}{c\Phi}; \quad T_\text{M} = \frac{J}{(c\Phi)^2}$$
$$m = c\Phi i_\text{A}; \quad u_\text{q} = c\Phi\omega$$

Bild 21. Strukturbild der Gleichstrommaschine bei konstantem Fluß

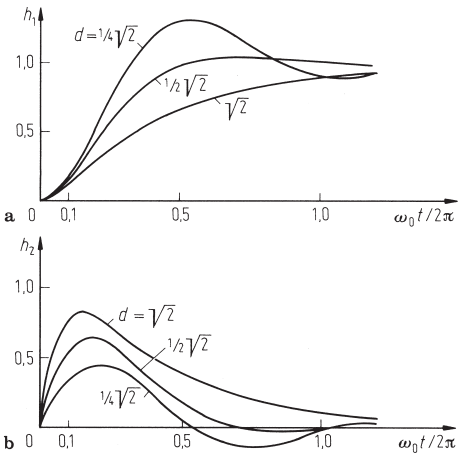


Bild 22a, b. Beschreibung des Führungsverhaltens durch Sprungantworten. **a** Drehzahl; **b** Ankerstrom

In diesem in der Praxis überwiegend vorkommenden Fall führt die Maschine bei Anregung, z. B. durch eine Sprungfunktion, gedämpfte Schwingungen aus. Exemplarisch zeigt sich dies in den Sprungantworten, die den normierten Verlauf einer Ausgangsgröße infolge des Einheitssprungs einer Eingangsgröße angeben. **Bild 22** zeigt als Beispiel das Führungsverhalten der normierten Drehzahl h_1 und des Ankerstroms h_2 einer Gleichstromaschine bei einem Sprung der eingeprägten Ankerspannung.

3.5 Kleinmotoren. Fractional-horsepower motors

Allgemeines

Unter Kleinmotoren versteht man in der Regel elektrische Maschinen bis zu einer Leistung von 1 kW; im angelsächsischen Bereich ist durch die Bezeichnung „fractional horsepower motors“ die Leistungsgrenze mit 746 W ausgedrückt. Ihre Anwendung erfolgt als *Einbaumotoren* in großen Stückzahlen im Konsumgüterbereich, nämlich in der Hausgerätetechnik und der Audio- und Videotechnik. Ein weiterer Bereich sind die Elektrowerkzeuge. Große Bedeutung haben Kleinmotoren als Hilfsantriebe in Kraftfahrzeugen. Professionelle Anwendungen reichen von den Antrieben für die Büro- und Datentechnik bis zu speziellen Antrieben für industrielle und wissenschaftliche Geräte.

In der Kleinmotorentechnik werden in der Regel nicht Maschinen mit genormten Abmessungen (*Listenmotoren*), sondern speziell für die Antriebsaufgabe entwickelte Konstruktionen (*Kundenmotoren*) eingesetzt, die häufig in Großserien gefertigt werden. Nach der physikalischen Wirkungsweise finden sich der Größenordnung angepaßte Ausführungen von Asynchron-, Synchron- und Kommutatormaschinen [13].

Asynchron-Kleinmotoren

Im Gegensatz zu den in **V 3.2** behandelten Drehstrommotoren für dreiphasige Versorgungsspannung handelt es sich jetzt um Asynchronmaschinen, die am *Einphasennetz* 230 V, 50 Hz betrieben werden. Es ist bekannt, daß ein Drehstrommotor im Falle der Unterbrechung einer Phasenzuleitung im Lauf weiter ein (vermindertes) Drehmoment erzeugen, jedoch kein Anzugsmoment entwickeln kann. Durch Anwerfen von außen kann er in jeder der beiden Drehrichtungen hochlaufen.

Die Wirkungsweise des einphasig gespeisten Motors läßt sich mit Hilfe der symmetrischen Komponenten erklären. Das Statorfeld weist dabei neben dem Mitsystem ein ebenfalls synchron, aber in entgegengesetzter Richtung drehendes Gegensystem auf. Bezüglich des Rotors läuft das Mitsystem mit Schlupffrequenz sf_1, das Gegensystem jedoch mit der Frequenz $(2-s)f_1$ um. Daher gilt das Ersatzschaltbild (**Bild 9**) nur mehr für das Mitsystem; für das Ersatzschaltbild des Gegensystems ist der bezogene Rotorwiderstand R_2'/s durch $R_2'/(2-s)$ zu ersetzen. Im Falle des Drehstrommotors mit einer unterbrochenen Phasenzuleitung speist die Außenleiterspannung die Reihenschaltung aus beiden Teilschaltbildern. Nach **Bild 23** überlagern sich daher in der Maschine ein mitlaufendes und ein gegenlaufendes Drehmoment. Man kann sich vorstellen, daß zwei gleiche Motoren als Mitsystemmotor und als Gegensystemmotor auf eine gemeinsame Welle arbeiten.

Die Einphasen-Kleinmotoren sind gekennzeichnet durch eine *Haupt-* oder *Arbeitswicklung* und eine *Hilfswicklung,* wobei der Strom im Hilfsstrang eine räumlich und zeitlich gegenüber dem Hauptstrang versetzte Wechselfeldkomponente erzeugt, damit ein i. allg. unvollständiges Drehfeld entstehen kann. Dies geschieht durch phasendrehende Mittel im Hilfsstromzweig; dafür sind im Prinzip Kapazitäten, Zusatzwiderstände oder Induktivitäten geeignet. **Bild 24** erläutert die Erzeugung eines Drehfelds, in dem das Mitsystem das Gegensystem überwiegt. Es sei $\underline{B}_1$ der mit der Kreisfrequenz $+\Omega_s$ umlaufende Raumzeiger des Mitsystems der Flußdichte, während das Gegensystem $\underline{B}_2$ mit $-\Omega_s$ rotiert. Durch Superposition entsteht ein unvollständiges Drehfeld, das durch die Ellipse mit großer Halbachse $\overline{OC} = |B_1| + |B_2|$ und der kleinen

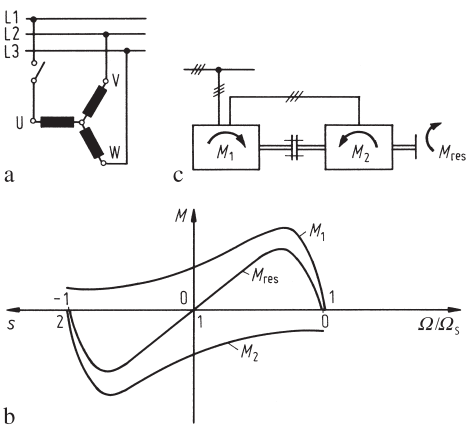


Bild 23a–c. Einphasiger Betrieb eines Drehstrommotors infolge Unterbrechung einer Phase. **a** Schaltbild; **b** Entstehung des resultierenden Drehmomentverlaufs; **c** Ersatzanordnung aus zwei gekuppelten symmetrischen Maschinen für Mitsystem *1* und Gegensystem *2*

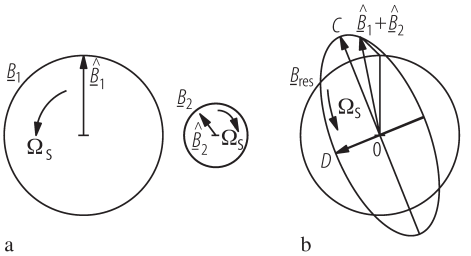


Bild 24a, b. Raumzeigerbild zur Entstehung eines elliptischen Drehfelds. **a** Mitsystem- und Gegensystemkomponenten der Induktion; **b** Überlagerung zum resultierenden Feld

V

Halbachse $\overline{OD} = |B_1| - |B_2|$ beschrieben wird. Ein symmetrisches Drehfeld wäre in dieser Darstellung bei Verschwinden der Gegensystemkomponente $\underline{B}_2$ kreisförmig. Als Folge erzeugt der Motor ein mittleres asynchrones Drehmoment, das von einem mit doppelter Netzfrequenz schwingenden Pendelmoment überlagert wird. Durch geeignete Wahl der phasendrehenden Mittel kann für eine spezielle Drehzahl ein symmetrischer Betrieb herbeigeführt werden, wobei das Gegendrehfeld verschwindet. Die Symmetrierung erfolgt vorzugsweise für den Anlauf und/oder im Bemessungspunkt.

Bild 25 zeigt gebräuchliche Schaltungen von *Einphasen-Asynchronmotoren*. Ein Motor, bei dem der Hauptstrang direkt und der Hilfsstrang über eine Kapazität ans Netz angeschlossen wird, heißt *Kondensatormotor*. Bei **Bild 25a** bleibt die Kapazität während des Betriebes eingeschaltet (Betriebskondensator). **Bild 25b** zeigt eine Schaltung zum Betrieb eines Drehstrommotors am Einphasennetz (*Steinmetzschaltung*). Schließlich ist in **Bild 25c** ein *Widerstandshilfsphasenmotor* abgebildet; beim Einschalten wird mit Hilfe des erhöhten Widerstands im Hilfsstrang, der z. B. durch eine bifilare Wicklung herbeigeführt wird, ein Anzugsmoment erzeugt; nach erfolgtem Hochlauf wird der Hilfsstrang (hier durch ein Stromrelais) abgeschaltet, so daß im Betrieb nur die Hauptwicklung Strom führt.

Bei *Spaltpolmotoren* ist die Hilfswicklung in Form einer aus ein bis zwei Windungen pro Pol bestehenden kurzgeschlossenen Spaltpolwicklung ausgeführt; der darin transformatorisch erzeugte Strom trägt zur Entstehung eines unvollständigen Drehfelds bei und verleiht dem Motor ein Anzugsmoment. **Bild 26** zeigt Beispiele für den Aufbau zweipoliger Spaltpolmotoren. Sie sind gekennzeichnet durch sehr einfachen Aufbau, dem aber andererseits nur geringe Werte des Leistungsfaktors und des Wirkungsgrads gegenüberstehen.

Synchron-Kleinmotoren für Netzbetrieb

Als Synchron-Kleinmotoren kommen *Permanentmagnetmotoren, Hysteresemotoren* und *Reluktanzmotoren* zum Einsatz. Als netzbetriebene Motoren treten sie mit Leistungen in der Größenordnung einiger Watt für Zeitdienstgeräte und Schalteinrichtungen auf. Um statorseitig ein (elliptisches) Drehfeld zu erzeugen, kann sowohl mit Kondensator-Hilfsphase wie mit Spaltpolwicklung gearbeitet werden. Für hochpolige Ausführungen bietet sich bei den vorkommenden kleinen Leistungen eine Klauenpolkonstruktion an.

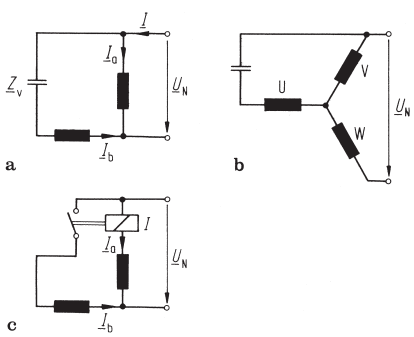


Bild 25a–c. Schaltbilder von Einphasen-Asynchronmotoren. **a** Zweisträngiger Kondensatormotor; **b** dreisträngiger Motor in Steinmetzschaltung; **c** Widerstands-Hilfsphasenmotor mit Stromrelais

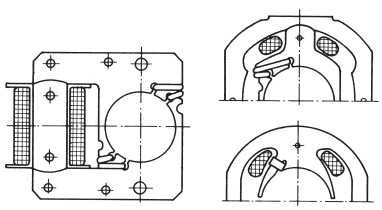


Bild 26. Bauformen zweipoliger Spaltpolmotoren

Schrittmotoren

Schrittmotoren sind im Prinzip mehrphasige Synchronmotoren, die mittels elektronischer Schaltungen im Impulsbetrieb gespeist werden. Bei Fortschreiten der Ansteuerung um einen Schritt führen sie eine Drehung um den Schrittwinkel aus, so daß man sie auch als elektromechanische Digital-Analogwandler bezeichnen kann. Sie arbeiten permanenterregt oder nach dem Reluktanzprinzip; in den sog. *Hybridmotoren* tragen Komponenten nach beiden Prinzipien zum Drehmoment bei. Reine Reluktanz-Schrittmotoren können stromlos kein Haltemoment entwickeln. Für große Schrittwinkel (z. B. 7,5° bis 15°) werden auch Klauenpolmaschinen eingesetzt. Bei kleinen Schrittwinkeln (bis deutlich unter 1°) und hohen Anforderungen an die Genauigkeit sind mehrphasige Hybridmotoren üblich. Sie werden vorzugsweise mit hochwertigen Magneten (Samarium-Cobalt) ausgerüstet.

Die Wirkungsweise kann man sich anhand des einfachen Beispiels in **Bild 27** klarmachen. Es handelt sich um einen zweiphasigen, viersträngigen Motor mit Permanentmagnetrotor. Die Ansteuerung erfolgt unipolar über vier Transistorschalter. Bei Vorgabe eines Takts mit der Schrittfrequenz f_s führt der Motor im Vollschrittbetrieb die Schritte nach dem dargestellten Schema aus.

Der Hybridmotor weist im Rotor einen axial magnetisierten, konzentrisch angeordneten Ringmagneten auf, der zwischen zwei weichmagnetischen, mit Zahnkränzen versehenen Rotorscheiben angeordnet ist. Diese haben je z_r Zähne und sind um eine halbe Zahnteilung (eine Polteilung) gegeneinander verdreht. Für die Prinzipdarstellung in **Bild 28a** wurden Rotorscheiben mit lediglich zwei Vorsprüngen (Zähnen) ge-

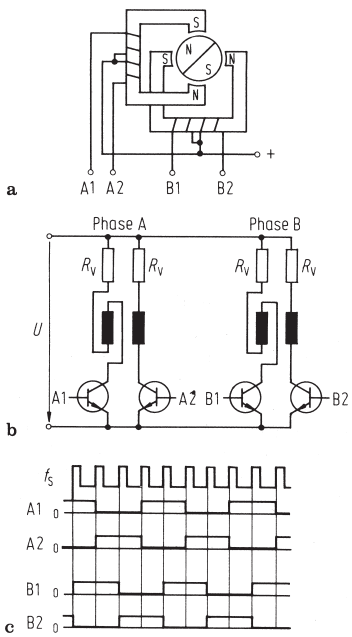


Bild 27a–c. Zweiphasiger Permanentmagnet-Schrittmotor. **a** Prinzipieller Aufbau für $2p = 2$ Pole, Schrittwinkel $\alpha = 90°$; **b** Schaltung zur unipolaren Speisung; **c** Steuerung im Vollschrittbetrieb

wählt. In **Bild 28 b** erkennt man die Ausführung eines zweiphasigen Hybridmotors mit $z_r = 9$.
Das Betriebsverhalten eines Schrittmotors wird durch die *Betriebsgrenzlinien* im *Drehmoment-Schrittfrequenz-Diagramm* beschrieben. Bei der Darstellung ist die Betriebsweise anzugeben (Vollschritt- oder Halbschrittbetrieb, Speisung mit Konstantspannung oder Konstantstrom). **Bild 29** gibt ein Beispiel, in dem Kurve *a* die Begrenzung des Betriebsbereichs im synchronen Lauf bezeichnet. Kurve *b* zeigt die Begrenzung des Startbereichs des Motors ohne Zusatzmasse. Gegenüber Kurve *a* ist hier berücksichtigt, daß die Rotormasse aus dem Stand beschleunigt werden muß, ohne daß der Motor Schritte verliert. Wird der Motor mit einem Last-Trägheitsmoment gekuppelt, so vermindert sich die zulässige Startfrequenz weiter; **Bild 29 b** zeigt das Grenz-Lastträgheitsmoment als Funktion der Schrittfrequenz bei Lastmoment Null.

Elektronisch kommutierte Motoren

Diese Motoren sind vom Prinzip her ebenfalls Synchronmaschinen, die im Rotor eine Permanentmagneterregung und im Stator eine ist mehrsträngige Wicklung aufweisen, die von einer elektronischen Schaltung angesteuert wird. Im Gegensatz zu Schrittmotoren, die in offener Steuerkette betrieben werden, erfolgt hier die Ansteuerung in Abhängigkeit der Rotorposition, die mit Hilfe einer geeigneten Einrichtung, z. B. durch Hall-Sensoren gemessen wird (**Bild 30**). Meist wird durch eine Drehzahlregelung mit unterlagerter Stromregelung ein Verhalten wie beim Gleichstromantrieb herbeigeführt, so daß dieser Antrieb auch bürstenloser (kommutatorloser) Gleichstrommotor genannt wird.

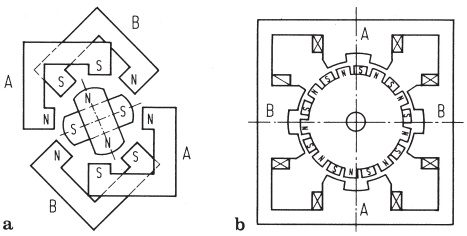


Bild 28 a, b. Zweiphasiger Hybrid-Schrittmotor. **a** Prinzipieller Aufbau mit zwei Rotorscheiben $z_r = 2$, $\alpha = 45°$; **b** Ausführung mit $z_r = 9$, Schrittwinkel $\alpha = 10°$

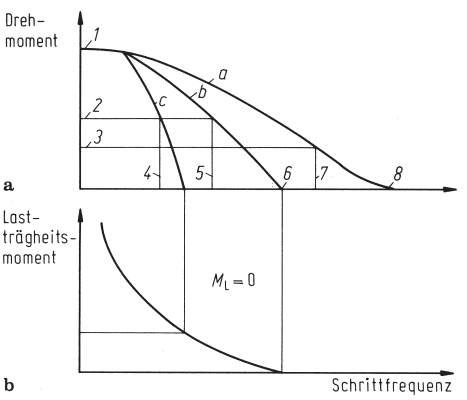


Bild 29 a, b. Prinzipieller Verlauf der Betriebsgrenzen eines Schrittmotors nach DIN 42021 Teil 2. **a** Grenz-Drehmomente; **b** Grenz-Lastträgheitsmoment. *1* maximales Drehmoment, *2* Startgrenzmoment, *3* Betriebsgrenzmoment, *4* Startgrenzfrequenz ($J_L > 0$), *5* Startgrenzfrequenz ($J_L = 0$), *6* maximale Startfrequenz, *7* Betriebsgrenzfrequenz, *8* maximale Betriebsfrequenz

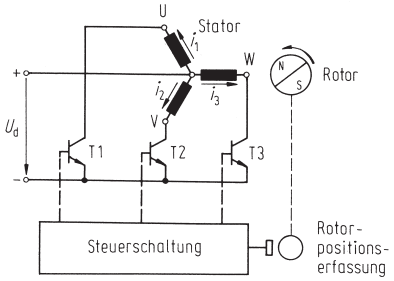


Bild 30. Prinzipschaltung eines bürstenlosen Gleichstrommotors (dreisträngig in Mittelpunktschaltung)

Gleichstrom-Kleinmotoren

Diese Motoren werden in großer Anzahl im Kraftfahrzeug als Hilfsantriebe eingesetzt und von Batteriespannung 14 oder 28 V gespeist. Im Vordergrund steht die kostengünstige Lösung, daher kommen bisher ausschließlich Ferritmagnete zum Einsatz (**Bild 31 a**). Dabei ist der hohe Wert des Temperaturkoeffizienten der Koerzitivfeldstärke von $+0{,}004\ \mathrm{K^{-1}}$ und die Tatsache zu beachten, daß die Entmagnetisierungskennlinie bei großen negativen Feldstärken abknickt (s. **V 1 Bild 11**). Die Auslegung hat daher sicherzustellen, daß bei der niedrigsten spezifizierten Umgebungstemperatur (z. B. $-20\,°C$) durch den Kurzschlußstrom beim Anlauf keine bleibende Entmagnetisierung herbeigeführt werden kann.

Universalmotoren

Der Name bezeichnet Reihenschluß-Kommutatormotoren, die an Gleich- und Wechselspannung laufen können; sie werden heute ausschließlich für Einphasen-Wechselstrom und zwar in der Hausgerätetechnik und bei Elektrowerkzeugen eingesetzt. Von Vorteil ist, daß ihre Höchstdrehzahl nicht an die Netzfrequenz gebunden ist; bei Drehzahlen bis $25\,000\ \mathrm{min^{-1}}$ wie bei Staubsaugergebläsen werden daher günstige Leistungsgewichte der Motoren erzielt.
Der Universalmotor ist nach **Bild 31 b** aufgebaut und weist im Prinzip eine Reihenschlußkennlinie nach **Bild 20 b** auf. Da

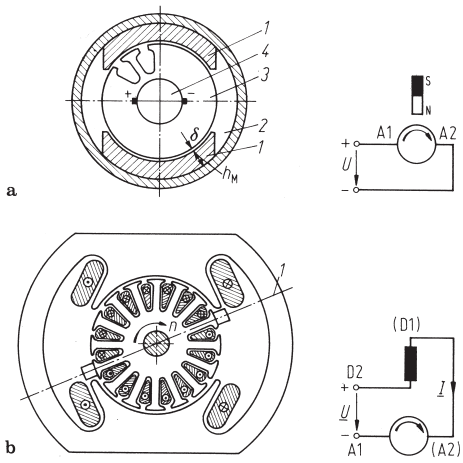


Bild 31 a, b. Aufbau und Schaltbilder von Kommutator-Kleinmotoren. **a** Ferritmagnet-Gleichstrommotor für 14 V, *1* Magnetsegment, *2* Eisenrückschluß, *3* Anker, *4* Kommutator mit aufliegenden Bürsten; **b** Universalmotor mit Verschiebung der Bürstenachse, *1* Kommutierungsachse

Ankerstrom und Fluß netzfrequente Schwingungen ausführen, besteht das Drehmoment aus einem Gleichwert und einem überlagerten Pendelmoment doppelter Speisefrequenz mit annähernd gleich großer Amplitude. Der einfache Aufbau erlaubt den Einbau von Wendepolen nicht, jedoch kann eine befriedigende Kommutierung dadurch herbeigeführt werden, daß durch Verdrehung der Bürstenachse, beim Motor gegen die Drehrichtung, in der Wendezone ein Feld erzeugt wird derart, daß die Reaktanzspannung (in einem Lastpunkt vollständig) kompensiert wird. Allerdings tritt in den kommutierenden Spulen zusätzlich eine transformatorisch induzierte Spannung auf, die sich mit einfachen Mitteln nicht kompensieren läßt. Die Betriebsdauer mit einem Bürstensatz liegt daher bei maximal etwa 2 500 h.

3.6 Linearmotoren. Linear motors

Linearmotoren erlauben die direkte Erzeugung linearer Bewegungen ohne Getriebe. Anwendungsgebiete sind Werkzeugmaschinen, innerbetriebliche Fördersysteme und spurgebundene Fahrzeuge.

Einen asynchronen Linearmotor kann man sich durch radiales Aufschneiden des Stators und Streckung des Umfangs in die Ebene vorstellen. Anstelle des Käfigläufers dient eine Schiene aus leitendem Material als Reaktionsteil. Es entsteht dann eine Anordnung nach **Bild 32**, aus der auch zu entnehmen ist, daß die Statorwicklung eine ungerade Anzahl von Polteilungen belegt. Im Betrieb entsteht (anstelle des Drehfelds bei rotierenden Maschinen) ein Wanderfeld, dessen Geschwindigkeit von der speisenden Frequenz und der Polteilung abhängt

$$v_1 = 2\tau_p f_1.$$

Im Betrieb entwickelt der Linearmotor eine Schubkraft F bei einer Geschwindigkeit v. Diese Größen entsprechen dem Drehmoment und der Drehzahl drehender Maschinen und bestimmen zusammen die Leistung.

Die einseitige Ausführung nach **Bild 32a** bedarf eines magnetischen Rückschlusses unterhalb der Reaktionsschiene und hat außerdem den Nachteil, daß im Betrieb hohe vertikale Anziehungskräfte wirken, deren Höhe die Vortriebskraft deutlich übersteigt. Vorteilhaft ist daher eine doppelseitige Bauform wie in **Bild 32b** dargestellt; infolge der Symmetrie ist das System theoretisch frei von Vertikalkräften.

Befindet sich der Stator (Primärteil) nach **Bild 32** im beweglichen Teil des Antriebs, so spricht man von einem Kurzstator-Linearmotor. Ist der Stator im stationären Teil über die gesamte Länge der Strecke angeordnet, so handelt es sich um einen Langstator-Linearmotor. Selbstverständlich können auch Synchronmaschinen als Linearmotoren ausgeführt werden, und zwar ebenfalls in Kurzstator- und Langstator-Bauform.

Für berührungsfreien Antrieb von Schienenfahrzeugen bieten sich Langstator-Synchronmotoren an. Dabei wird die Antriebsleistung der im Fahrweg befindlichen Wicklung zugeführt, während das Fahrzeug nur den Erregerteil enthält. Die Speisung des Langstators erfolgt über Frequenzumrichter in festen Streckenabschnitten.

Neben der Antriebsfunktion muß auch Tragen und Führen des Fahrzeugs sichergestellt werden. Beim Schnellbahnsystem TRANSRAPID werden diese Funktionen elektromagnetisch erfüllt. **Bild 33a** zeigt die Geometrie des Motors. Der Langstator im Fahrweg enthält die Drehstrom-Einlochwicklung; der Erregerteil mit ausgeprägten Polen ist so angeordnet, daß das Fahrzeug von den Magnetfeldkräften getragen wird. Der Luftspalt wird auf etwa 1 cm geregelt. Nuten in den Polschu-

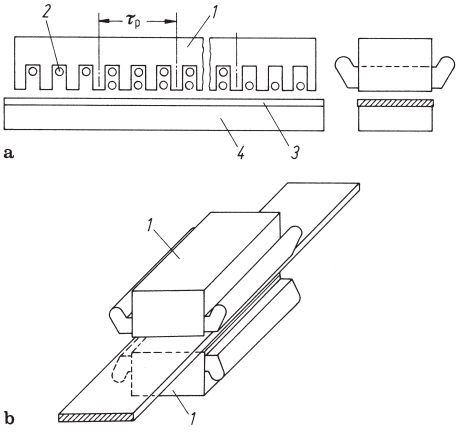


Bild 32a, b. Asynchron-Kurzstator-Linearmotoren. **a** Einseitige Anordnung; **b** Doppelsystem. *1* Blechpaket des Primärteils, *2* Primärwicklung, *3* Reaktionsschiene, *4* magnetischer Rückschluß

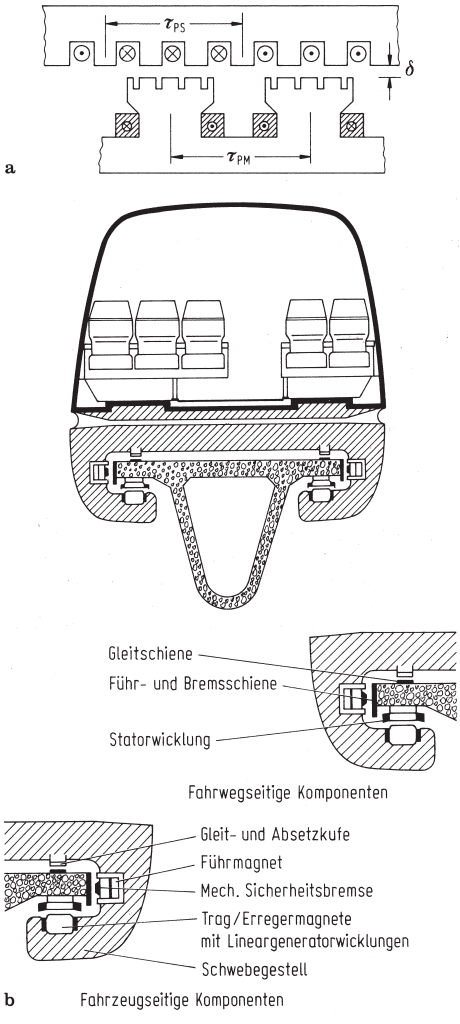


Bild 33a, b. Antriebssystem des TRANSRAPID. **a** Aufbau des Synchron-Langstator-Linearmotors; **b** Querschnitt mit den Komponenten für Antrieb, Tragen und Führen

hen nehmen die Wicklung des sog. Lineargenerators auf, der zur berührungsfreien Übertragung der Erregerleistung und der Bordversorgung dient. Im Stillstand und bei langsamer Fahrt übernehmen Bordbatterien diese Aufgabe. Führmagnete halten das Fahrzeug seitlich in der Spur. **Bild 33 b** gibt als Querschnittszeichnung einen Eindruck vom Aufbau des TRANSRAPID und seinen Funktionsgruppen bei aufgeständertem Fahrweg.

4 Leistungselektronik
Power electronics

4.1 Grundlagen und Bauelemente
Fundamentals and components

4.1.1 Allgemeines. General

Die Aufgaben der Leistungselektronik sind das *Schalten, Steuern* und *Umformen* elektrischer Energie mittels elektronischer Bauelemente. In der elektrischen Antriebstechnik, in der Energieverteilung, in Elektrochemie und Elektrowärme werden Betriebsmittel der Leistungselektronik in zunehmendem Umfange eingesetzt [8–11].
Aufgabe der *Stromrichter* ist das Umformen oder Steuern elektrischer Energie. Nach ihren Grundfunktionen sind es *Gleichrichter* und *Wechselrichter*, des weiteren *Umrichter* für Gleichstrom und Umrichter für Wechselstrom. In allen Fällen werden Wechsel- und/oder Gleichstromsysteme miteinander gekoppelt. Beim *Gleichrichterbetrieb* fließt elektrische Energie vom Wechsel- zum Gleichstromsystem; im *Wechselrichterbetrieb* ist es umgekehrt.
Stromrichterventile sind Bauelemente der Leistungselektronik, mit denen Stromzweige abwechselnd in elektrisch leitenden und sperrenden Zustand versetzt werden. Hauptsächlich auf Siliziumbasis stehen unterschiedliche Ventilbauelemente zur Verfügung. In schneller Entwicklung werden die Leistungsgrenzen verbessert, und es kommen neue Elemente hinzu.

4.1.2 Ausführungen von Halbleiterventilen
Types of semi-conductor valves

Stromrichterventile weisen ein nichtlineares Verhalten im Strom-/Spannungsdiagramm auf. Nicht steuerbar ist die *Diode* (s. **V 1 Bild 3**, **I 2.2**). Steuerbare Ventile sind *Thyristoren* und *Transistoren* (s. **I 2.3** und **I 2.4**).
Ein einschaltbares Ventil für eine Stromrichtung ist der *Thyristor* (**Bild 1 a**). Er wird leitend, wenn ein Zündimpuls an die Steuerelektrode angelegt wird und eine positive Spannung (gerichtet von Anode zu Kathode) anliegt. Es erfolgt der Übergang vom blockierten Zustand (A) in den Durchlaßbereich (E). Der Thyristor schaltet ab, wenn sein Strom den Wert des Haltestroms unterschreitet. Dazu muß er durch eine äußere Spannung in den Sperrzustand (R) gebracht werden. Die Quelle dieser Spannung kann außerhalb oder innerhalb des Stromrichters angeordnet sein.
Im Unterschied hierzu gibt es abschaltbare Thyristoren, für die sich die Bezeichnung *GTO-Thyristor* (engl.: gate turn-off thyristor) eingeführt hat.
Ein *Triac* verhält sich wie zwei gegenparallel geschaltete Thyristoren, weist jedoch nur eine Steuerelektrode auf (**Bild 2 a**).
GTO-Thyristoren lassen sich über die Steuerelektrode sowohl einschalten als auch abschalten (**Bild 2 b**). Eine löschbare Ventilschaltung läßt sich auch mit Hilfe eines (einfachen) Thyristors S_1 und eines Hilfsthyristors S_2 herstellen.
Wird einem Thyristor (Stromventil) eine gegenparallele Diode zugeschaltet, so entsteht ein Ventil für zwei Stromrichtungen, das *Spannungsventil* genannt wird (**Bild 2 c**).

Die beiden Grundbauformen der *Transistoren* sind *Bipolar-* und *Feldeffekttransistoren*; bei letzteren werden Sperrschicht-Feldeffekttransistoren (*JFET*) und *MOS*-Transistoren (engl.: metal oxide semiconductor) unterschieden. In der Emitter-

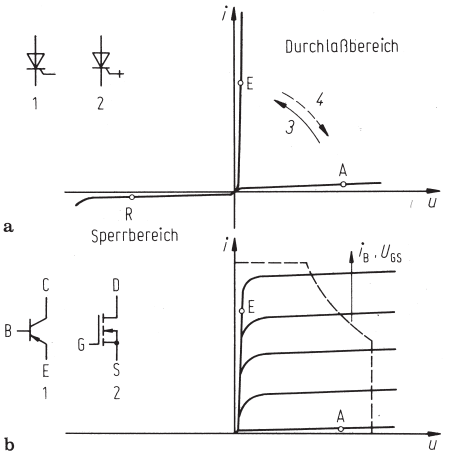


Bild 1 a, b. Steuerbare Ventilbauelemente. **a** Thyristor (einschaltbar) und GTO-Thyristor (ein- und abschaltbar), *1* zündbar, *2* abschaltbar (GTO), *3* zünden, *4* abschalten; **b** Transistoren, *1* bipolar, *2* MOSFET

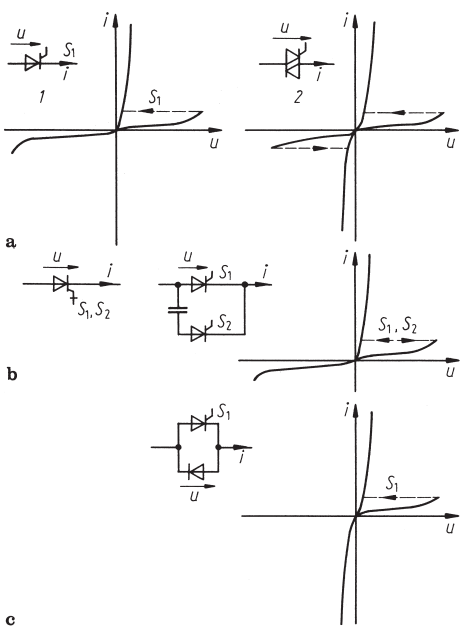


Bild 2 a–c. Verhalten von Ventilen. **a** Stromventile, *1* Thyristor, *2* Triac; **b** Stromventile abschaltbar (GTO bzw. Zwangslöschung); **c** Spannungsventil (Thyristor mit Diode)

V

schaltung eines Transistors fließt der Laststrom von Collector zu Emitter; er wird über die Basis-Emitterstrecke durch den Strom i_B gesteuert (**Bild 1 b**). Im Kennfeld läßt sich der Sperrbereich (A) und der Sättigungsbereich (E) erkennen. Feldeffekttransistoren dagegen führen den Laststrom zwischen Drain und Source; sie werden durch die Spannung u_{GS} zwischen Gate und Source gesteuert.

Der *IGBT* (engl.: insulated-gate bipolar transistor) verbindet Vorteile des bipolaren Transistors (niedrige Durchlaßverluste) mit denen des FET (niedrige Steuerleistung). Er wird bereits für Stromrichter im Mittelspannungsbereich eingesetzt. Weitere Bauelemente sind in der Entwicklung oder Einführung. Zum Aufbau von Stromrichterschaltungen werden Halbleiter-Moduln als Halb- oder Vollbrücken, u. a. auch mit integrierten Elementen für Überwachung und Schutz des Leistungsteils angeboten.

4.1.3 Leistungsmerkmale der Ventile

Power characteristics of valves

Zu den technischen Daten der Leistungshalbleiter gehören die Grenzwerte für Sperrspannung und Durchlaßstrom. Außerdem sind bei den schaltbaren Elementen die zulässigen Schaltfrequenzen zu beachten. Zusammen bestimmen diese Größen die Grenzen des Schaltvermögens.

Die Halbleiter-Datenblätter geben verschiedene Grenzwerte an, die als absolute Obergrenzen zu verstehen sind. Es sind dies für Dioden die höchste Stoßspitzensperrspannung U_{RSM} und für Transistoren die höchste zulässige positive bzw. negative Spitzensperrspannung (U_{RDM}, U_{RRM}) als Augenblickswerte. Der Dauergrenzstrom I_{TAVM} für Thyristoren und I_{FAVM} für Dioden ist der höchstzulässige arithmetische Mittelwert des Durchflußstroms bei 180° Stromflußwinkel.

Zum Schutz vor unzulässigen Spannungsbeanspruchungen werden Halbleiterventile beschaltet. Solche Beschaltungen dienen der Dämpfung von Überspannung infolge des Trägerstaueffekts durch die beim Abschalten auftretende Rückstromspitze, ferner zur Begrenzung der Spannungssteilheit und der Stromsteilheit im Betrieb. Dazu werden RC-Glieder eingesetzt, die im Zusammenwirken mit der Streuinduktivität der Schaltung Schwingkreise bilden. Zur Begrenzung der Stromsteilheiten können zusätzliche Induktivitäten in der Stromrichterschaltung erforderlich werden.

Beim Abschalten des Stroms durch einen Thyristor muß vorübergehend eine negative Sperrspannung zwischen Anode und Kathode anliegen, ehe eine Sperrspannung in Vorwärtsrichtung gehalten werden kann. Die dafür erforderliche Zeitdauer wird Freiwerdezeit t_q genannt (**Bild 3 a**). Typische Freiwerdezeiten normaler Thyristoren (Netzthyristoren) liegen, mit der Baugröße zunehmend, zwischen 20 und 200 µs. Für den Betrieb in selbstgeführten Wechselrichtern und bei Frequenzen oberhalb 60 Hz werden sog. Frequenzthyristoren mit kürzeren Freiwerdezeiten zwischen 12 und 20 µs angeboten.

In den Halbleiterventilen entstehen Durchlaß-, Sperr- und Schaltverluste. Letztere steigen mit zunehmender Stromsteilheit und Schaltfrequenz an. Die zulässige Verlustleistung eines Bauelements bestimmt sich abhängig von der Sperrschichttemperatur, dem gesamten Wärmewiderstand und der Kühlmitteltemperatur.

IGBT's werden in unterschiedlichen Technologien gefertigt. Der höchstzulässige sichere Arbeitsbereich (SOA – Safe Operating Area) wird durch die zulässigen Werte des Kollektorstromes I_C, die zulässige Kollektor-Emitter-Spannung U_{CE} und die zulässige Verlustleistung bzw. Chiptemperatur begrenzt. Charakteristisch ist weiterhin die Einschaltzeit t_{on} und die Ausschaltzeit t_{off}. Letztere ist die Zeit, während der im Schaltbetrieb nach dem Umsteuern der Gate-Emitter-Spannung U_{GE} der Kollektorstrom auf 10% seines Anfangswertes absinkt (**Bild 3 b**); sie setzt sich aus der Speicherverzugszeit $t_{d(off)}$ und der Fallzeit t_f zusammen. Bei MOS-Feldeffekttransistoren ist der Arbeitsbereich durch die Maximalwerte der Drain-Source-Spannung U_{DS}, des Drainstromes I_D und der Verlustleistung gegeben.

Nach dem Stand der Technik lassen sich von einem Bauelement Grenzwerte des Produktes aus periodischer Sperrspannung und Gleichstrommittelwert von über 10 MVA darstellen (**Bild 4 a**). Die höchsten Schaltleistungen bei den größten Spannungen lassen sich mit Thyristoren erreichen. Der Bereich mittlerer Leistungen wird vom IGCT (Integrated Gate Controlled Thyristor – einem schneller abschaltenden GTO) und zunehmend dem IGBT abgedeckt. Der Bereich niedriger Leistung ist dem MOSFET vorbehalten. Die zulässigen

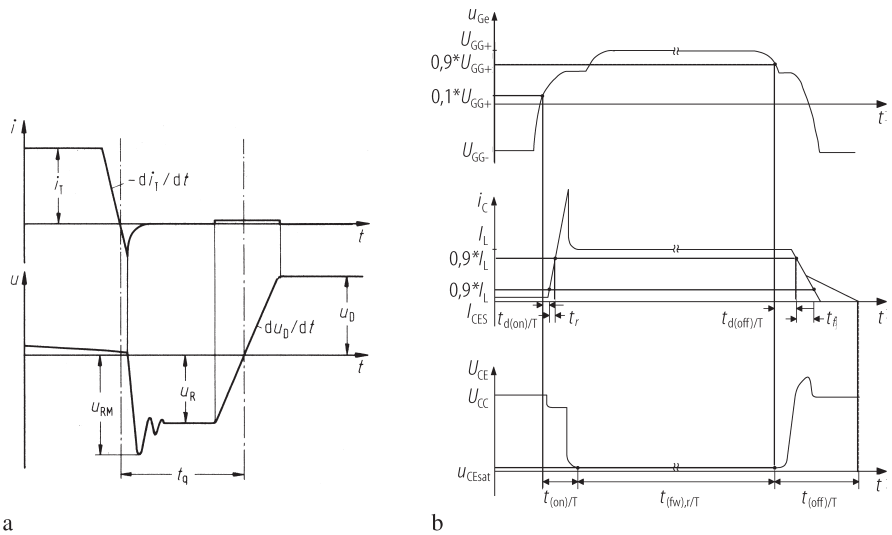


Bild 3 a, b. Schaltverhalten von Halbleiterventilen. **a** Thyristor, i_T Durchlassstrom, u_R negative Sperrspannung; **b** IGBT: u_{GE} Gate-Emitter-Spannung, i_C Kollektorstrom, u_{CE} Kollektor-Emitter-Spannung

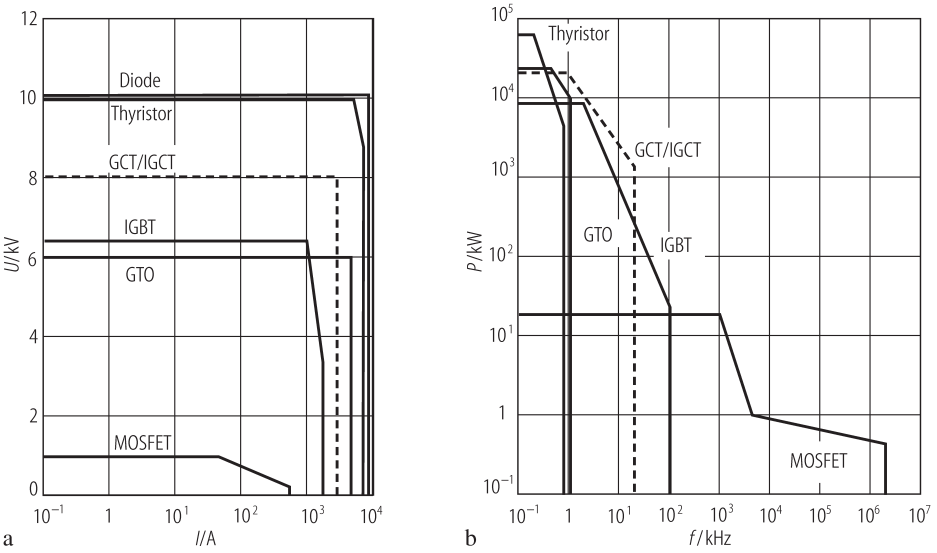


Bild 4a, b. Einsatzbereiche der Ventilbauelemente. **a** Schaltleistung; **b** Schaltfrequenz

Schaltfrequenzen liegen für Thyristoren und GTO's bei wenigen hundert Hz, für IGBT's bei maximal 25 kHz in Sonderfällen bereits bei 100 kHz, während sie bei Leistungs-MOSFET's mehrere 100 kHz betragen dürfen (**Bild 4b**). Die zulässige Schaltfrequenz nimmt mit steigender Schaltleistung ab.

4.1.4 Einteilung der Stromrichter. Definition of converters

In den Stromrichterschaltungen wird der Übergang des Stroms von einem Zweig in einen anderen als Kommutierung bezeichnet, wobei während einer Überlappungszeit in beiden Zweigen Strom fließt. Dabei bewirkt die Kommutierungsspannung, daß der Strom im einen Zweig abnimmt, während er im anderen zunimmt.

Die Herkunft der Kommutierungsspannung ist ein wichtiges Merkmal für die Stromrichterschaltungen. Sie können hiernach eingeteilt werden; in der folgenden Aufzählung sind jedoch auch Stromrichter aufgenommen, bei denen keine Kommutierungsvorgänge auftreten:

- Stromrichter ohne Kommutierung: Wechselstrom- und Drehstromsteller; Halbleiterschalter.
- Fremdgeführte Stromrichter mit natürlicher Kommutierung: Gleichrichter, Wechselrichter und Umrichter, deren Kommutierungsspannung vom Netz, von der Last oder von einer Maschine bereitgestellt wird. Netzgeführte Stromrichter werden in **4.3** behandelt. Lastgeführte Wechselrichter treten als Schwingkreisumrichter auf, in denen eine ohmsch-induktive Last zusammen mit einer Kapazität einen Parallel- oder Reihenresonanzkreis bildet; zu ihrer Anwendung für induktive Erwärmung s. **7.3.4**. Beim Stromrichtermotor wird der Wechselrichter von einer Synchronmaschine geführt, s. **5.3.3**.
- Selbstgeführte Stromrichter mit erzwungener Kommutierung, deren Kommutierungsspannung innerhalb des Stromrichters durch Erhöhung des Ventilwiderstands (abschaltbare Halbleiterelemente) oder mit Hilfe von Kondensatoren erzeugt wird: Gleichstromsteller, Wechselrichter und Umrichter.

4.2 Wechselstrom- und Drehstromsteller
Alternating- and three-phase-current controllers

Beim Wechselstromsteller (**Bild 5**) läßt sich mittels Anschnittsteuerung eines Triac oder zweier antiparallel geschalteter Thyristoren die Spannungszeitfläche an der Last einstel-

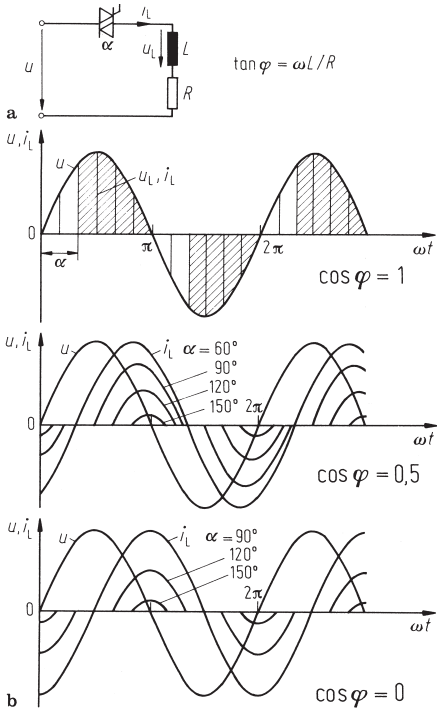


Bild 5a, b. Wechselstromsteller. **a** Schaltung; **b** Spannungs- und Stromverlauf

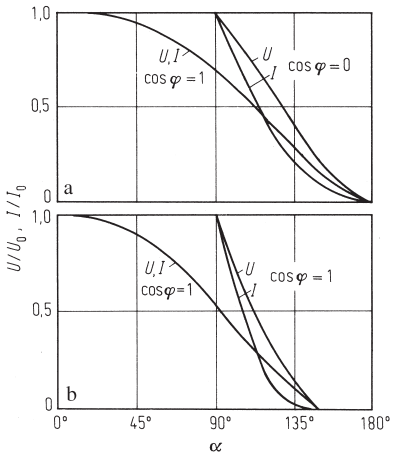


Bild 6a, b. Steuerkennlinien. **a** Wechselstromsteller; **b** Drehstromsteller

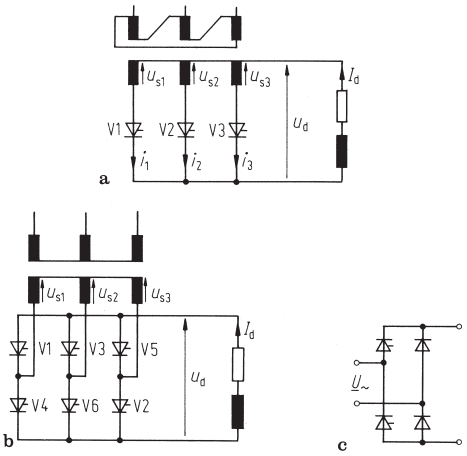


Bild 7a–c. Netzgeführte Stromrichterschaltungen. **a** Dreipuls-Mittelpunktschaltung; **b** Sechspuls-Brückenschaltung; **c** Zweipuls-Brückenschaltung, unsymmetrisch halbgesteuert

len. Liegt eine ohmsch-induktive Last vor, so ist für die Verläufe von Spannung und Strom außer dem Steuerwinkel α der Grundschwingungsphasenwinkel φ der Last maßgebend. Spannungen und Ströme sind im gesteuerten Betrieb oberschwingungsbehaftet. Die Steuerkennlinien sind dadurch gekennzeichnet, daß die Verminderung der Lastspannung erst für Steuerwinkel $\alpha > \varphi$ erfolgt. **Bild 6a** zeigt für die Spezialfälle $\cos\varphi = 1$ (ohmsche Last) und $\cos\varphi = 0$ (induktive Last) die Effektivwerte der Spannung des Stroms als Funktion von α.

Bei Erweiterung auf eine dreiphasige Schaltung entsteht der Drehstromsteller. Die Spannung an einer im Stern geschalteten Last setzt sich dann aus Abschnitten zusammen, die den Wert der drehstromseitigen Sternspannung, die Hälfte der Außenleiterspannung und Null aufweisen können. **Bild 6b** zeigt Steuerkennlinien, die nunmehr bei $\alpha = 150\,°C$ begrenzt sind.

4.3 Netzgeführte Stromrichter
Line-commutated converters

4.3.1 Netzgeführte Gleich- und Wechselrichter
Line-commutated rectifiers and inverters

Die meisten regelbaren Gleichstromantriebe werden aus dem Drehstromnetz über einen netzgeführten Stromrichter gespeist. Den Mittelwert der Gleichspannung verändert man durch Anschnittsteuerung. Bei entsprechender Schaltung kann der Stromrichter außer im Gleichrichterbetrieb auch im Wechselrichterbetrieb gefahren werden.

In der Regel wird die Drehstromleistung über einen Stromrichtertransformator umgeformt. Die leistungselektronischen Schaltungen weisen verschiedene Merkmale auf, darunter die Art der Schaltung (hauptsächlich Mittelpunkt- und Brückenschaltung) und die Art der Steuerung (ungesteuert, halbgesteuert oder vollgesteuert). Für das Betriebsverhalten sind kennzeichnend

- die Pulszahl p (Anzahl der nicht gleichzeitig auftretenden Kommutierungen in einer Netzperiode),
- die Kommutierungszahl q (Anzahl der während einer Netzperiode auftretenden Kommutierungen einer Kommutierungsgruppe) und
- die Anzahl s der in Reihe geschalteten Kommutierungsgruppen.

Die ideelle Gleichspannung ergibt sich in Abhängigkeit der ventilseitigen Transformatorsternspannung U_s als

$$U_{di} = \sqrt{2}U_s(s \cdot q/\pi)\sin(\pi/q). \quad (1)$$

Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens eines netzgeführten Stromrichters wird wechselstromseitig eingeprägte sinusförmige Spannung und gleichstromseitig eingeprägter (reiner) Gleichstrom vorausgesetzt; dazu dient die Vorstellung einer gleichstromseitigen Drossel unendlich großer Induktivität.

In **Bild 7** sind Beispiele häufig vorkommender Schaltungen angegeben. Charakteristische Parameter für eine gegebene Schaltung sind neben der relativen ideellen Gleichspannung U_{di}/U_s weitere Größen wie die auf U_{di} bezogene Ventilspannung U_v und der auf den Gleichstromwert I_d bezogene relative Zweigstrom (als Mittelwert und als Effektivwert) sowie der relative netzseitige Strom.

4.3.2 Steuerkennlinien. Control characteristics

Die Steuerkennlinien geben den Verlauf der gesteuerten ideellen Gleichspannung in Abhängigkeit vom Steuerwinkel α an. Dabei ist von Bedeutung, ob der Strom I_d lückt. Nicht lückender Strom ist dadurch gekennzeichnet, daß der Strom zu keiner Zeit während der Netzperiode Null wird. Außerdem ist die Überlappung der Ströme während des Kommutierungsvorgangs zu beachten.

Vollgesteuerte Schaltungen (**Bild 7a, b**) lassen sich über den Gleichrichterbetrieb $(0 < \alpha < 90\,°)$ hinaus in den Wechselrichterbetrieb steuern $(90° < \alpha < \alpha_{max}$ mit $\alpha_{max} \approx 150°)$; beim Durchfahren von $\alpha = 90°$ wechselt das Vorzeichen der Spannung U_d. Daneben werden auch halbgesteuerte Schaltungen eingesetzt (z. B. nach **Bild 7c**), bei denen nur die Hälfte der Stromrichterzweige steuerbar ausgeführt ist. Diese lassen keinen Wechselrichterbetrieb zu. Bei Voraussetzung nicht lückenden Stroms und Vernachlässigung der Überlappung folgt die gesteuerte ideelle Gleichspannung einem Sinusgesetz:

- für vollgesteuerte Schaltungen (ohne Freilaufdiode)

$$U_{di\alpha}/U_{di} = \cos\alpha; \quad (2)$$

- für halbgesteuerte Schaltungen (und solche mit Freilaufdiode)

$$U_{di\alpha}/U_{di} = 1/2(1 + \cos\alpha). \quad (3)$$

Bei Belastung tritt die Kommutierung auf. Jeweils zwei Phasen bilden einen Stromkreis, in dem die Außenleiterspannung der beteiligten Phasen als Kommutierungsspannung eingeprägt ist und der die wechselstromseitige Kurzschlußimpedanz der Schaltung enthält. Letztere ist im wesentlichen durch

den Stromrichtertransformator bestimmt; es überwiegt der induktive Anteil, dargestellt durch die Kurzschlußinduktivität L_k oder die relative Kurzschlußspannung u_k. Eine ebenfalls auftretende ohmsche Gleichspannungsänderung aufgrund des Widerstands im Kommutierungskreis ist in der Regel klein gegen die induktive Änderung.

Die Kommutierung, gekennzeichnet durch den Überlappungswinkel u, wirkt sich in einer Verminderung der gesteuerten Gleichspannung aus (**Bild 8**). Es tritt ein Spannungsabfall U_{dx} auf, der induktive Gleichspannungsänderung genannt wird. Für vollgesteuerte Schaltungen ist nunmehr (anstelle von Gl. (2)) die gesteuerte Gleichspannung

$$U_{di\alpha}/U_{di} = \cos\alpha - d_x; \quad \text{mit } d_x = U_{dx}/U_{di}, \quad \cos u_0 = 1 - 2d_x. \tag{4}$$

Für eine gegebene Schaltung ist das Verhältnis d_x/u_k ein konstanter Parameter. Der Überlappungswinkel u ist abhängig vom Steuerwinkel α; bei Vollaussteuerung ($\alpha = 0$) tritt die oben angegebene Anfangsüberlappung u_0 auf.

Bild 8 zeigt für das Beispiel der gesteuerten *Dreipuls-Mittelpunktschaltung* den zeitlichen Verlauf der Spannungen und Ströme in einem Gleichrichter- und einem Wechselrichterbetrieb. Es sind u_{s1}, u_{s2}, u_{s3} die sekundärseitigen Sternspannungen des Stromrichtertransformators. Der Strom I_d ist konstant vorausgesetzt; er setzt sich aus den Ventilströmen i_1, i_2, i_3 zusammen. Dabei ist die Kommutierung berücksichtigt. Die gleichstromseitige Spannung u_d setzt sich aus Abschnitten der sinusförmigen Phasenspannungen zusammen; für die Zeitdauer des Überlappungswinkels u ist jedoch der Spannungsmittelwert der beteiligten Zweige maßgebend. Weiter ist der Verlauf der Ventilspannung u_{v1} eines Zweigs dargestellt. Der Mittelwert U_d der gesteuerten Gleichspannung ist im Gleichrichterbetrieb positiv, im Wechselrichterbetrieb negativ. Mit $\beta = 180° - \alpha$ wird der Voreilwinkel bezeichnet; außerdem mit $\gamma = \beta - u$ der Löschwinkel.

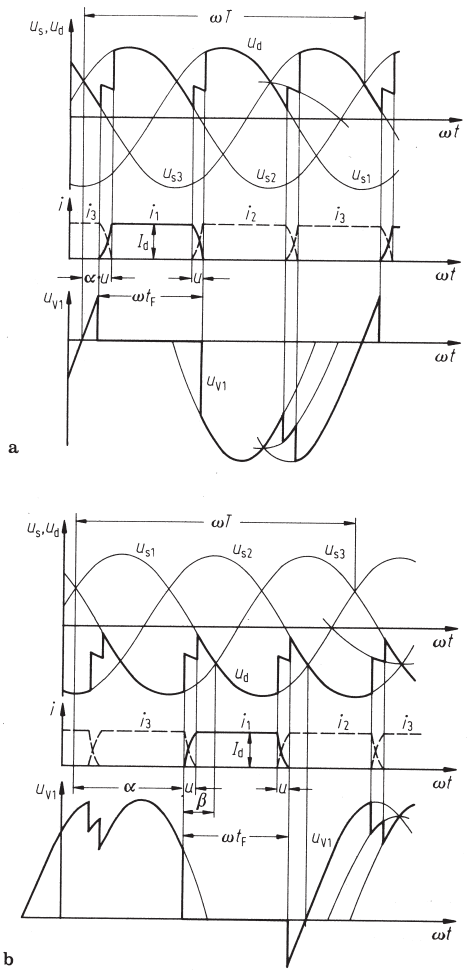


Bild 8a, b. Spannungs- und Stromverlauf bei einer Dreipuls-Schaltung. **a** Gleichrichterbetrieb; **b** Wechselrichterbetrieb

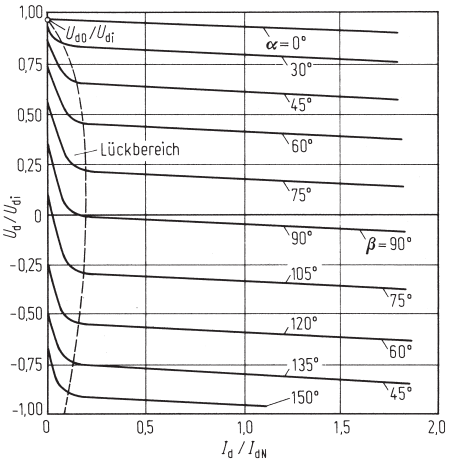


Bild 9. Lastkennlinien des netzgeführten Stromrichters

Infolge der endlichen Induktivität fließt tatsächlich auf der Lastseite von Gleichrichterschaltungen ein Mischstrom. Die Welligkeit, definiert als Effektivwert aller Stromoberschwingungen, bezogen auf den Gleichwert I_d des Stroms, nimmt zu mit abnehmender Induktivität und ist im übrigen von der Pulszahl und der Aussteuerung abhängig. Damit in Zusammenhang steht die Lückgrenze; bei gegebenen Parametern einer Schaltung geht bei Unterschreiten eines bestimmten Stroms I_d der nichtlückende in den lückenden Betrieb über. Dabei gelten dann die Steuergesetze Gl. (2) bis Gl. (4) nicht mehr; der Zusammenhang zwischen Spannung und Strom wird nichtlinear.

In **Bild 9** sind Belastungskennlinien eines vollgesteuerten, netzgeführten Stromrichters dargestellt. Dem I. Quadranten ist der Gleichrichter-, dem IV. Quadranten der Wechselrichterbetrieb zugeordnet. Parameter ist der Steuerwinkel α, im Wechselrichterbetrieb wird auch der Voreilwinkel β verwendet.

4.3.3 Umkehrstromrichter. Reversing converters

Umkehrstromrichter ermöglichen den Betrieb in allen vier Quadranten der gleichstromseitigen $U_d(I_d)$-Ebene. Dazu werden vorzugsweise zwei Drehstrombrückenschaltungen gegenparallel angeordnet. Gefordert wird die Möglichkeit einer schnellen Umsteuerung des Gleichrichterbetriebs von einer Stromrichtung in die andere. Dies ist sowohl mit der kreisstrombehafteten wie mit der kreisstromfreien Schaltung möglich. Im ersten Falle wird durch einen Kreisstrom, der größer als der Lückeinsatzstrom ist, eine hohe Dynamik erreicht. Verlustärmer ist der kreisstromfreie Betrieb, in dem beim Reversieren eine stromlose Pause von einigen Millisekunden eingehalten werden muß.

Umkehrstromrichter finden ihren Einsatz in Gleichstromreversierantrieben (**V 5.2.1**) und in Direktumrichtern (**V 4.3.5**).

4.3.4 Netzrückwirkungen. Line interaction

Die Leistungsumformung durch Stromrichter erzeugt im Netz
– *Stromoberschwingungen*, die infolge der Netzimpedanzen Spannungsoberschwingungen hervorrufen und
– *Blindleistungsbedarf* durch die Kommutierung (Kommutierungsblindleistung) und durch die Anschnittsteuerung (Steuerblindleistung) [10].

Oberschwingungsströme können durch Saugkreise (Reihenschaltungen aus L und C), die auf die Frequenzen der auftretenden Harmonischen abzustimmen sind, kurzgeschlossen und damit vom Netz ferngehalten werden. Saugkreise sind hauptsächlich für die Ordnungszahlen ($p \pm 1$) vorzusehen.
Die Scheinleistung am Eingang der Stromrichterschaltung setzt sich nun aus der Wirkleistung P, der Grundschwingungsblindleistung Q_1 und der Verzerrungsleistung D zusammen. Letztere erfaßt man, wenn die Spannung als oberschwingungsfrei vorausgesetzt wird, in Erweiterung von V 1 Gl. (38) für die einphasige Schaltung durch das Produkt

$$D = U \sqrt{\sum_{\nu>1} I_\nu^2}.$$

Oberschwingungsströme führen zu Verzerrungen der Spannung. Diese machen sich besonders bemerkbar bei beschränkter Kurzschlußleistung im betrachteten Verknüpfungspunkt, beispielsweise in Bordnetzen von Schiffen. Als Maß für die Güte der Spannung in Bezug auf Oberschwingungen hat sich der THD (total harmonic distortion) eingeführt

$$\mathrm{THD} = \frac{100}{U_1} \sqrt{\sum_{2}^{N} U_n^2}\ \%.$$

Dabei sind U_1 die Grundschwingung und U_n die n-te Oberschwingung (Amplituden) der Außenleiterspannung; es ist in der Regel bis $N = 100$ zu summieren.
Bei verlustlos angenommenem Stromrichter können Leistung und Grundschwingungs-Steuerblindleistung auch aus den gleichstromseitigen Größen berechnet werden. In der Ortskurvendarstellung der komplexen Leistung (**Bild 10**) ergeben sich Kreise mit dem Steuerwinkel α als Parameter. Es zeigt sich, daß bei der vollgesteuerten Schaltung *1* mit zunehmender Aussteuerung die Steuerblindleistung zunimmt, bis sie bei $U_{\mathrm{di}\alpha} = 0$ gleich groß ist wie die Wirkleistung bei Vollaussteuerung. Günstiger ist das Blindleistungsverhalten bei den halbgesteuerten Schaltungen *2*; hier erreicht die Blindleistung maximal den halben Wert des vorher beschriebenen Falls. Ähnliche Einsparungen an Blindleistung erzielt man mit einer Folgesteuerung, bei der zwei gleichartige Teilstromrichter in Reihe geschaltet sind. Ein kleinster Löschwinkel γ ist jeweils einzuhalten. Außer der Steuerblindleistung nimmt der Stromrichter auch die Kommutierungsblindleistung auf. Daher sind die Werte bei Vollaussteuerung von der Anfangsüberlappung u_0 abhängig *3*. Die Ortskurven sind annähernd weiterhin Kreisbögen.

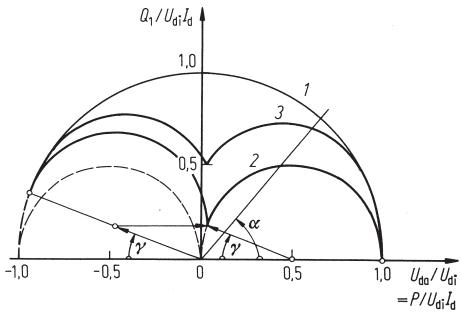


Bild 10. Ortskurven der Wirkleistung und Grundschwingungsblindleistung. *1* Vollgesteuert, *2* halbgesteuert, auch Folgesteuerung, *3* Folgesteuerung bei $u_0 = 40°$

4.3.5 Direktumrichter. Direct converters

Direktumrichter als Drehstrom-Drehstrom-Umrichter sind netzgeführte Schaltungen, die für jede Phase einen Doppelstromrichter benötigen. Am bekanntesten ist die aus sechs vollständigen Drehstrom-Brückenschaltungen bestehende Lösung.
Die Ausgangsspannung wird durch ein Steuerverfahren (Trapezumrichter oder Steuerumrichter mit sinusförmiger Ansteuerung) aus Abschnitten der sinusförmigen Eingangsspannung gebildet (**Bild 11**). Die Ausgangsfrequenz ist beschränkt auf den Bereich zwischen 0 und etwa 40 % der Eingangsfrequenz. Daher ist der Direktumrichter mit Einspeisung vom

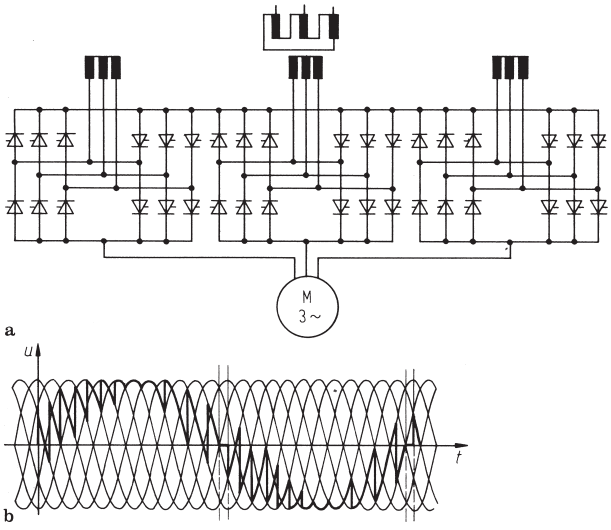


Bild 11 a, b. Direktumrichter. **a** Prinzipschaltbild; **b** Betriebsverhalten als Steuerumrichter

Netz auf Anwendungen mit relativ niedrigen Frequenzen beschränkt.

4.4 Selbstgeführte Stromrichter
Self-commutated converters

4.4.1 Gleichstromsteller. Chopper controllers

Gleichstromsteller erlauben die verlustarme Verstellung des Gleichwerts der Spannung an einer Last, die von einer Gleichstromquelle gespeist wird. Dies geschieht unter Verwendung eines Schalters S (**Bild 12a**), der im Pulsbetrieb ein- und ausschaltet. Die Ausführung des Schalters erfordert löschbare Ventile.
Zur Verstellung der Spannung wird in einem Pulsverfahren das Verhältnis der Einschaltdauer T_e zur Periodendauer T verändert. Dazu kann die Pulsbreitensteuerung ($T = \text{const}$) oder die Pulsfolgesteuerung ($T_e = \text{const}$) verwendet werden. In **Bild 12a** ist ein stationärer Betrieb mit Pulsbreitensteuerung dargestellt; für die Einschaltzeit T_e liegt die Batteriespannung an der Last, während für den Rest der Periodendauer T der Laststrom wegen der als Energiespeicher wirkenden Kreisinduktivität als i_D durch die Freilaufdiode weiterfließt.
Die Schaltung in **Bild 12a** zeigt einen Tiefsetzsteller; als Variante hierzu kann im Hochsetzsteller nach Schaltung in **Bild 12b** Leistung von der Seite niedriger zu der Seite höherer Spannung transportiert werden. Das Ventil S schließt periodisch den Eingangskreis bestehend aus Spannungsquelle und Drossel kurz. Das Betriebsverhalten nach **Bild 12b** ist dadurch gekennzeichnet, daß bei Unterbrechung des Stromes durch Schalter S ein Spannungsabfall in der Induktivität L entsteht, der einen Ladestrom in Richtung Last antreibt und den Kondensator auflädt, so daß am Ausgang eine im Mittel größere Spannung als am Eingang entsteht.
In der Antriebstechnik wird diese Möglichkeit zur Energierücklieferung beim Bremsen genutzt. Eine Kombination beider Varianten ist der Vierquadrantensteller zur Speisung eines Gleichstrommotors nach Schaltung in **Bild 12c**.

4.4.2 Selbstgeführte Wechselrichter und Umrichter
Self-commutated inverters and converters

Selbstgeführte Wechselrichter treten meistens in Zwischenkreisumrichtern auf. Dies sind Wechselstromumrichter, die durch Hintereinanderschaltung eines Gleichrichters und eines selbstgeführten Wechselrichters mit einem Energiespeicher im Zwischenkreis entstehen.
Grundformen solcher Wechselrichter sind Schaltungen mit eingeprägtem Zwischenkreisstrom und solche mit eingeprägter Zwischenkreisspannung. Die entsprechenden Zwischenkreisumrichter werden dann auch als *I*-Umrichter bzw. *U*-Umrichter bezeichnet.
In **Bild 13** sind zwei Grundausführungen angegeben. Der netzseitige Stromrichter (Gleichrichter) ist über einen Stromrichtertransformator mit dem Netz verbunden, während der lastseitige Stromrichter (Wechselrichter) das Stellglied für die Last darstellt; diese ist bei Anwendungen in der Antriebstechnik ein Drehstrommotor. Die Stromrichter können je nach Anwendung netz- bzw. lastgeführt oder selbstgeführt sein. Beim *I*-Umrichter nach **Bild 13a** ist der Energiespeicher im Zwischenkreis eine Drossel, während beim *U*-Umrichter nach **Bild 13b** eine Kapazität eingesetzt wird.

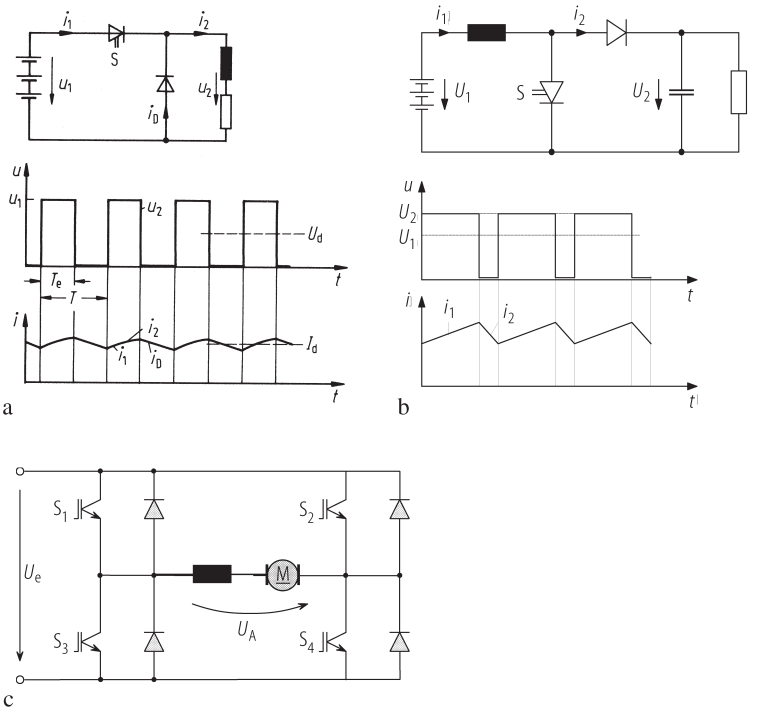


Bild 12a–c. Gleichstromsteller. **a** Tiefsetzsteller: Schaltbild und Betriebsverhalten bei Pulsbreitensteuerung; **b** Hochsetzsteller: Schaltbild und Betriebsverhalten bei Pulsbreitensteuerung; **c** Vierquadrantensteller-Pulssteller

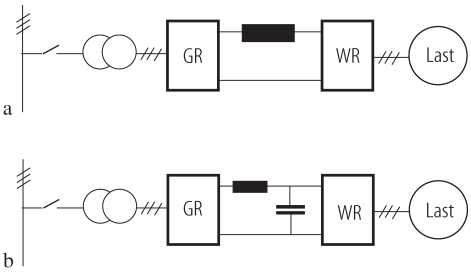


Bild 13a, b. Prinzipschaltungen von Zwischenkreisumrichtern. **a** *I*-Umrichter mit eingeprägtem Strom; **b** *U*-Umrichter mit eingeprägter Spannung

Wird der Wechselrichter eines *U*-Umrichters mit einer einfachen 180°-Steuerung betrieben (Grundfrequenztaktung), so stellen sich bei Annahme konstanter Zwischenkreisspannung die blockförmigen Spannungsverläufe nach **Bild 14** ein. Eine Gleichstromquelle der Spannung $\pm U_d/2$ (bezogen auf mittleres Potential 0) speist über den Wechselrichter auf eine dreiphasige, symmetrische Last in Sternschaltung mit den Klemmen a, b, c und dem (nicht mit 0 verbundenen) Sternpunkt N. An der Last verlaufen die Außenleiterspannungen als 120°-Blöcke der Höhe U_d, während die Sternspannungen Stufenkurven darstellen.

Die Schaltungen nach **Bild 13** können in dieser einfachen Weise betrieben werden, so daß lediglich Strom oder Spannung zyklisch den Ausgangsklemmen zugeführt wird, während die Höhe dieser eingeprägten Größen am netzseitigen Stromrichter einzustellen ist. Mit Pulswechselrichtern läßt sich dagegen neben der Frequenz auch die Strom- oder Spannungs-Grundschwingung einstellen. Die Brückenzweige der Pulswechselrichter sind mit abschaltbaren Ventilen (IGBT's, GTO-Thyristoren) ausgerüstet. Die Einstellung der Grundschwingung erfolgt mit Hilfe eines Pulsverfahrens. Die verwendete Pulsweitenmodulation (PWM) soll so erfolgen, daß der Oberschwingungsgehalt in den Ausgangsgrößen niedrig ist und unerwünsche Ordnungszahlen möglichst nicht auftreten. Es sind viele Verfahren der Pulsmustergenerierung bekannt.

Anhand eines *U*-Umrichters werden zwei Pulsverfahren erläutert. Die Sechspulsschaltung in **Bild 15a** weist 8 zulässige Schaltzustände auf; dabei liegen die drehstromseitigen Ausgänge des Wechselrichters entweder auf positivem oder negativem Potential des Zwischenkreises.

Ein synchron arbeitendes *Pulsverfahren* ist das Sinusverfahren, auch Unterschwingungsverfahren genannt. Eine sinusförmige Referenzspannung wird mit einer Sägezahnspannung abgetastet. Entsprechend dem Abtastverhältnis entsteht eine pulsweitenmodulierte Ausgangsspannung. In Abhängigkeit des Modulationsgrads (Verhältnis der Scheitelwerte von Referenzspannung und Abtastspannung) ergibt sich im Bereiche zwischen 0 und 1 eine lineare Zunahme der Ausgangsspannungs-Grundschwingung. In **Bild 15b** dargestellt ist eine Neunfachtaktung. In der Praxis treten auch andere Taktverhältnisse und andere Referenzspannungen auf, z. B. Rechteckspannungen.

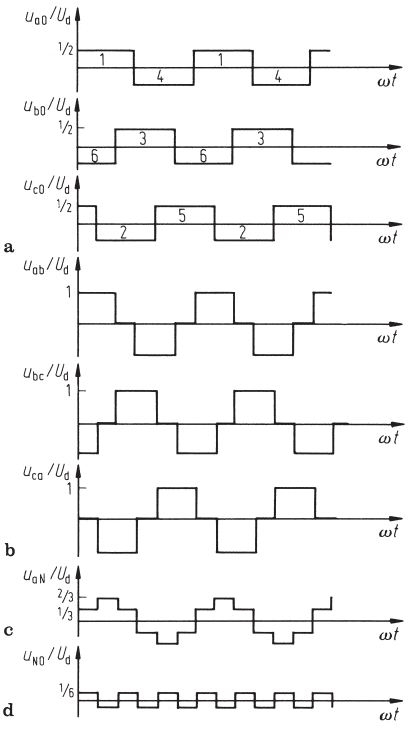


Bild 14a–d. Spannungsverläufe beim Sechspuls-*U*-Umrichter. **a** Klemmenpotentiale; **b** Außenleiterspannungen; **c** Phasenspannung; **d** Spannung zwischen Sternpunkt N der Last und Nullpotential der Gleichstromquelle

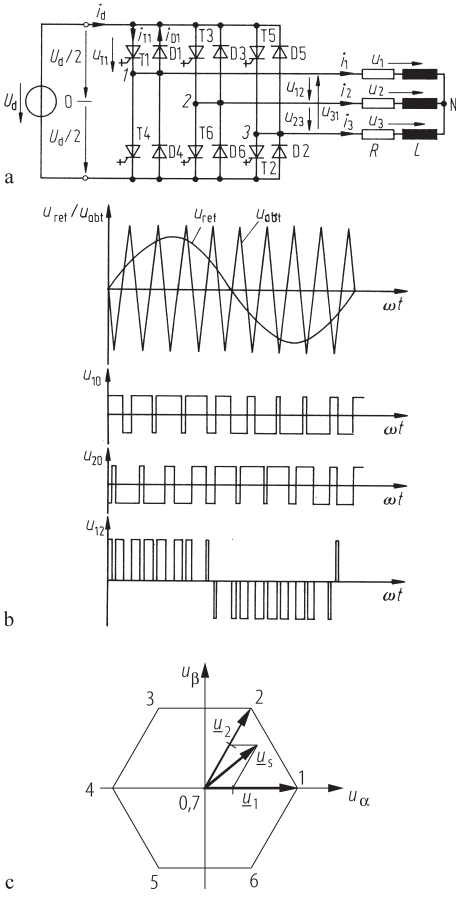


Bild 15a–c. Wechselrichter mit Pulsweitenmodulation. **a** Schaltung; **b** Sinusverfahren; **c** Raumzeigermodulation

Die maximale Pulsfrequenz ist mit Rücksicht auf die zulässige Schaltfrequenz der Halbleiterbauelemente im Wechselrichter zu wählen. Können hohe Pulsfrequenzen eingesetzt werden (z. B. bei Power-MOSFETs), so läßt sich der Verlauf des Motorstroms immer besser der Sinuskurve annähern. Mit neueren Ventilbauelementen lassen sich Pulsfrequenzen über 20 kHz erreichen, wodurch Geräuschprobleme im Hörbereich eliminiert werden können.
Ein anderes Pulsverfahren ist die sog. Raumzeigermodulation. Wendet man die in V 3 Gl. (4) angegebene Raumzeigertransformation auf die Ausgangsspannungen an, so ergeben sich 6 diskrete Zustände, die in der komplexen Ebene durch die Eckpunkte 1 bis 6 eines gleichseitigen Sechsecks gegeben sind; dazu kommen die sog. Nullzeiger 0 und 7. In **Bild 15 c** sind u_α, u_β die aus den Originalkomponenten u_a, u_b, u_c abgeleiteten Orthogonalkomponenten; sie entsprechen Real- und Imaginärteil des Spannungsraumzeigers. Wird nun beispielsweise von einer Regelung der Sollspannungsraumzeiger $\underline{u}_s$ vorgegeben, so läßt sich dieser über die Pulsperiode T_p im Mittel wie folgt erzeugen:

$$\underline{u}_s = \frac{T_1}{T_p}\underline{u}_1 + \frac{T_2}{T_p}\underline{u}_2 + \left(1 - \frac{T_1 + T_2}{T_p}\right)\underline{u}_0.$$

Die Zeitabschnitte T_1 und T_2 werden in der Steuereinrichtung mit einem geeigneten Algorithmus laufend berechnet.

4.4.3 Blindleistungskompensation
Reactive power compensation

Zur stellbaren statischen Blindleistungskompensation lassen sich verschiedene Verfahren anwenden, in denen Leistungshalbleiter eine Rolle spielen. Teilweise wird dabei eine veränderliche induktive Blindlast realisiert, die im Parallelbetrieb mit einer Festkapazität (Kondensatorbank) je nach Bemessung resultierend eine variable Blindleistung liefern kann. Dies geschieht entweder durch einen Drehstromsteller mit Induktivitäten als Last oder durch einen netzgeführten Blindstromrichter mit induktivem Speicher.
Eine moderne Lösung zur dynamischen Blindleistungskompensation ist der selbstgeführte Blindstromrichter, der wie ein selbstgeführter Wechselrichter aufgebaut ist und gleichstromseitig einen kapazitiven Speicher enthält (**Bild 16**). Je nach Dimensionierung läßt sich stufenlos Blindstrombezug sowie Blindstromlieferung einstellen.

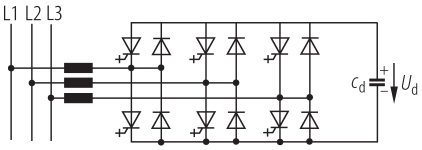


Bild 16. Blindstromrichter

5 Elektrische Antriebstechnik
Electric drives

5.1 Allgemeines. General

5.1.1 Aufgaben. Functions

Antriebe sollen in geeigneter Form die Energie für technische Bewegungs- und Stellvorgänge liefern. Die anzutreibenden Arbeitsmaschinen sind hauptsächlich
– Werkzeugmaschinen (s. **T 1.2**, **T 4**, **T 5**),
– Aufzüge, Krananlagen, Fördereinrichtungen (s. **U 2.7.1**),
– Pumpen, Lüfter, Kompressoren,
– Walzanlagen, Kalander,
– Ventile, Schieber,
– Positioniereinrichtungen, Roboter (s. **T 1.2** und **T 7.2**).

Dazu kommen Fahrzeugantriebe für Schienenfahrzeuge und für elektrisch angetriebene Straßenfahrzeuge.
Für den Antrieb bestehen dabei folgende Aufgaben:
– Bereitstellung von Drehmomenten (Kräften) und Winkelgeschwindigkeiten (Geschwindigkeiten) in Anpassung an die Arbeitsmaschine bzw. den technologischen Prozeß,
– Sicherstellung eines nach den Kriterien des Prozesses möglichst optimalen zeitlichen Bewegungsablaufs und
– Durchführung der elektromechanischen Energiewandlung mit möglichst geringen Verlusten.

Als Antriebsmotoren kommen alle in **V 3** genannten rotierenden Maschinen (Asynchron-, Synchron- und Gleichstrommaschinen sowie ihre Sonderbauformen) in Frage. Für manche Zwecke werden auch Linearmotoren eingesetzt.
Die antriebstechnischen Lösungen werden von den Anforderungen des Prozesses bestimmt:
– Teilweise werden die Motoren direkt an das Netz oder eine Bordversorgung geschaltet und mit fester Spannung (und Frequenz) betrieben.
– Ist eine Steuerung oder Regelung erforderlich, so muß eine stellbare Speisung der Motoren vorhanden sein. Diese Aufgabe wird überwiegend durch Betriebsmittel der Leistungselektronik gelöst.
– Zur Regelung und Stabilisierung in geschlossenen Regelkreisen werden die Elemente und Verfahren der Regelungstechnik eingesetzt.

Auf diese Weise wirken in der elektrischen Antriebstechnik die Fachgebiete Elektrische Maschinen, Leistungselektronik und Meß- und Regelungstechnik zusammen (**Bild 1**) [1–7].
Seit einiger Zeit hat sich als neu hinzugekommenes Gebiet der Begriff Mechatronik etabliert. Darunter versteht man integrierte Systeme mit mechanischen und elektronischen Komponenten sowie der zugehörigen Informationsverarbeitung [8–10]. Sie weisen in räumlicher Zusammenfassung Meßwertaufnehmer (Sensoren), Stellglieder (Aktoren) und Mikrorechner auf. Ihre Anwendung liegt u. a. in der Fahrzeugtechnik und bei Handhabungsgeräten.

5.1.2 Stationärer Betrieb. Steady-state operation

Im stationären Betrieb führt der Antrieb konstantes Drehmoment bei konstanter Drehzahl. Es stellt sich ein Arbeitspunkt als Schnittpunkt der Antriebs- und Lastkennlinie ein, dessen Stabilität sichergestellt sein muß.

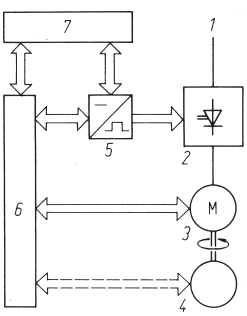


Bild 1. Prinzipbild eines geregelten Industrieantriebs. *1* Netz, *2* Stellglied, *3* Motor, *4* Arbeitsmaschine, *5* Steuereinheit, *6* Schutz und Überwachung, *7* Prozeßregelung

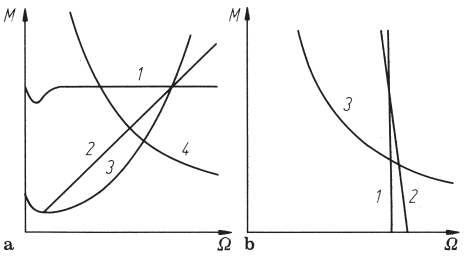


Bild 2a, b. Drehmoment-Drehzahlverhalten im stationären Betrieb. **a** Lastkennlinien von Arbeitsmaschinen. *1* $M_L = \text{const}$; $P_L \sim \Omega$ (konstantes Drehmoment), *Beispiele:* Hebezeuge, Werkzeugmaschinen mit konstanter Schnittkraft, Kolbenverdichter bei Förderung gegen konstanten Druck, Mühlen, Walzwerke, Förderbänder. *2* $M_L \sim \Omega$; $P_L \sim \Omega^2$, *Beispiele:* Maschinen für Oberflächenvergütung von Papier und Geweben. *3* $M_L \sim \Omega^2$; $P_L \sim \Omega^3$ (quadratisches Drehmoment), *Beispiele:* Zentrifugalgebläse, Lüfter, Kreiselpumpen (Drosselkennlinien gegen konstanten Leitungswiderstand). *4* $M_L \sim 1/\Omega$; $P_L = \text{const}$ (konstante Leistung), *Beispiele:* auf konstante Leistung geregelte Drehmaschinen, Aufwickel- und Rundschälmaschinen. **b** Antriebskennlinien von Motoren; *1* synchrone Kennlinie (Synchronmotor); *2* Nebenschlußkennlinie (Gleichstrommotor bei konstantem Fluß), Asynchronmotor (im Arbeitsbereich näherungsweise); *3* Reihenschlußkennlinie (Reihenschluß-Kommutatormotor für Gleich- oder Wechselstrom)

Die unterschiedlichen Kennlinien der Arbeitsmaschinen lassen sich häufig idealisiert durch einen konstanten oder quadratischen Verlauf, seltener durch eine lineare Abhängigkeit des Lastmoments M_L von der Drehzahl n (in min^{-1}) bzw. der Winkelgeschwindigkeit $\Omega = 2\pi n/60$ darstellen. Im Anfahrbereich gibt es Abweichungen vom idealisierten Verlauf, insbesondere wegen des erforderlichen Losbrechmoments einiger Arbeitsmaschinen. Manche Antriebsaufgaben (z. B. Haspel) verlangen auch eine Kennlinie konstanter Leistung (**Bild 2a**).
Die Antriebsmotoren stellen im Betrieb mit fester Spannung drei typische Kennlinien $M(\Omega)$ zur Verfügung (**Bild 2b**): Die *synchrone Kennlinie* (des Synchronmotors), die *Nebenschlußkennlinie* (des Gleichstrommotors mit konstantem Fluß und näherungsweise auch des Asynchronmotors) sowie die *Reihenschlußkennlinie* (der Reihenschluß-Kommutatormotoren für Gleich- oder Wechselstrom).
Rastmomente (cogging torques) treten im Zusammenwirken einer eingeprägten Felderregerkurve (z. B. durch Permanentmagnete) mit einer variablen Reluktanz (insbesondere durch Nutung) des anderen Hauptelements auf. Sie vermindern das Anzugsmoment und können im drehzahlvariablen Betrieb Drillresonanzen anregen.
Bei manchen Antrieben werden die zeitlich konstanten Drehmomente von Pendelmomenten überlagert. So treten bei Einphasenmotoren periodische Momente doppelter Netzfrequenz auf; bei Umrichterantrieben stellen sich Pendelmomente entsprechend der Pulszahl des Wechselrichters ein. Unter den Antriebsmaschinen erzeugen die Kolbenverdichter Pendelmomente infolge der Harmonischen der Drehkraftkurve. Bei der Antriebsprojektierung ist sicherzustellen, daß die auftretenden Pendelmomente keine mechanischen Schäden durch Resonanzerscheinungen hervorrufen können.

5.1.3 Anfahren. Starting period

Asynchronmotoren mit Kurzschlußläufer für Netzbetrieb werden in der Regel direkt eingeschaltet. Eine Entlastung des Netzes vom Kurzschlußstrom kann bei Drehstrommotoren durch den bekannten Stern-Dreieck-Anlauf erfolgen. Bei Sternschaltung tritt im Vergleich zur Dreieckschaltung nur die $1/\sqrt{3}$fache Strangspannung auf. Daher reduzieren sich die Strangströme auf $1/\sqrt{3}$, die Leistung, die Leiterströme sowie das Drehmoment auf 1/3 (**Bild 3**). Bei großen Motoren kann der Teilspannungsanlauf mit Hilfe eines Anlaßtrafos in Sparschaltung geschehen. Erst nach erfolgtem Hochlauf wird auf volle Spannung umgeschaltet.

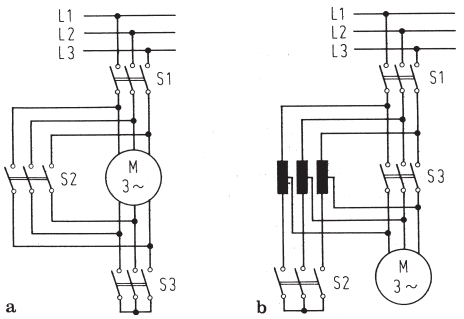


Bild 3a, b. Anlassen von Asynchronmotoren. **a** Stern-Dreieck-Anlauf; **b** Anfahren mit Anlaßtransformator

Andererseits gibt es für Motoren kleinerer Leistung auch Sanftanlaufsschaltungen, um Drehmomentstöße von Wellen und Getrieben fernzuhalten. Bekannt ist die *Kusa-Schaltung*, bei der in einer Phasenleitung ein Vorwiderstand eingeschaltet wird. Anstelle des Widerstands lassen sich auch steuerbare Halbleiterventile einsetzen.

Synchronmotoren werden in der Regel für asynchronen Anlauf ausgelegt. Sie benötigen daher im Rotor einen als Anlaufkäfig ausgebildeten Dämpferkäfig. Die Erregerwicklung wird beim Anlauf, vorzugsweise über einen Widerstand, kurzgeschlossen. Nach erfolgtem Hochlauf in einen stationären asynchronen Betrieb muß die Synchronisierung erfolgen. Dies geschieht durch Aufschalten der Erregung. Abhängig vom Lastmoment und der Massenträgheit des Antriebs kann es erforderlich werden, den Vorgang durch besondere Synchronisierhilfen zu unterstützen.
Für *Gleichstrommotoren* besteht die klassische Methode des Anfahrens an fester Spannung im Einsatz von Widerstandsgeräten (Anlassern), die in Stufen geschaltet werden. Stromrichtergespeiste Motoren können dagegen im Stromleitverfahren an der Stromgrenze hochgefahren werden.

5.1.4 Drehzahlverstellung. Speed control

In gesteuerten und geregelten Antrieben ist mit Hilfe von Stellgliedern die Drehgeschwindigkeit veränderbar. Dabei stehen verschiedene Eingriffsmöglichkeiten zur Verfügung.

Gleichstrommotoren. Eine verlustarme Drehzahlverstellung geschieht durch Steuerung der Ankerspannung. Bei entsprechender Auslegung des Stellglieds ist dabei der Betrieb in allen vier Quadranten möglich. Weiter wird die Feldsteuerung in Form der Feldschwächung oberhalb der Nenndrehzahl eingesetzt. Als verlustbehaftetes Verfahren ist schließlich die Widerstandssteuerung im Ankerkreis zu nennen (**Bild 4**).

Asynchronmotoren. Am einfachsten läßt sich die Spannungssteuerung durchführen (**Bild 5a**). Da hierbei die Leerlaufdrehzahl nicht verändert wird und wegen der quadratischen Abhängigkeit des Drehmoments von der Spannung ($M \sim U^2$), bei Verwendung eines Stellers (**V 4.2**), schließlich auch wegen erhöhter Verluste durch Oberschwingungen, ist diese Methode nicht für größere Stellbereiche geeignet. Sie wird daher nur bei Lüfterantrieben kleinerer Leistung eingesetzt.
Als verlustarmes Verfahren empfiehlt sich dagegen die Frequenzsteuerung, da hierbei die Leerlaufdrehzahlen einstellbar sind (**Bild 5b**). Bis zur Bemessungsspannung ist Betrieb mit

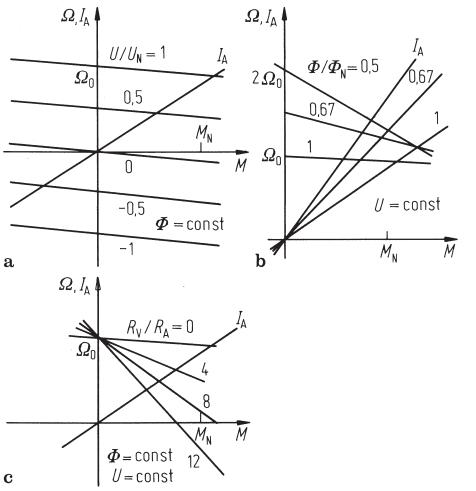


Bild 4a–c. Steuerkennlinien von Gleichstrommaschinen. **a** Spannungssteuerung; **b** Feldsteuerung; **c** Widerstandssteuerung im Ankerkreis

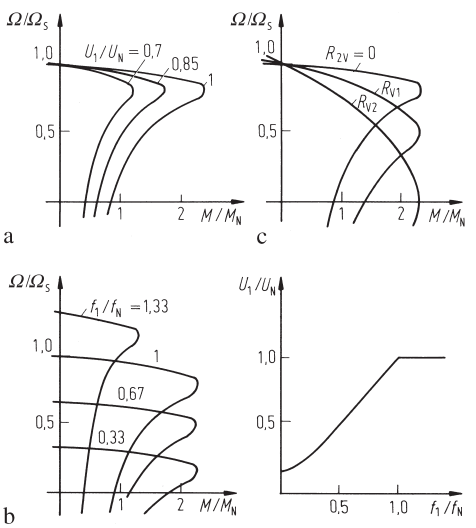


Bild 5a–c. Steuerkennlinien von Asynchronmaschinen. **a** Spannungssteuerung bei fester Frequenz; **b** Frequenzsteuerung mit Spannungsanpassung; **c** Widerstandssteuerung im Läuferkreis

konstantem Fluß zweckmäßig; in diesem Bereich bleibt das Kippmoment konstant. Hierzu ist in erster Näherung eine Verstellung der Spannung $U_1 \sim f_1$ erforderlich. Unter Berücksichtigung des ohmschen Statorwiderstands muß jedoch bei kleinen Frequenzen die Spannung angehoben werden. Ist die Speiseeinrichtung voll ausgesteuert, so läßt sich die Spannung nicht mehr steigern. Die zugehörige Frequenz wird als Eckfrequenz bezeichnet; dies kann die Bemessungsfrequenz f_N sein. Bei weiterer Steigerung der Frequenz arbeitet die Maschine im Feldschwächbereich; das Kippmoment nimmt ab. Der im **Bild 5b** gezeigte Verlauf der Spannung über der Frequenz kann für eine Kennliniensteuerung herangezogen werden.

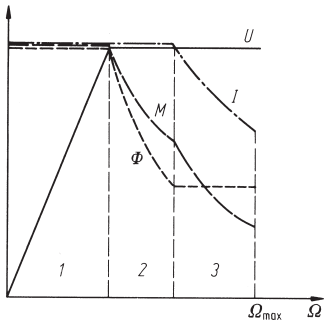


Bild 6. Leistungsfähigkeit eines Antriebs (Erläuterungen im Text)

Zu erwähnen ist noch das konventionelle Verfahren der Drehzahlverstellung in Stufen mittels Polumschaltung. Im Verhältnis 1 : 2 umschaltbar sind die Motoren in Dahlanderschaltung. Die Drehstromwicklung besteht hier aus sechs Teilwicklungen, die in der einen wie der anderen Drehzahlstufe Strom führen.

Schleifringläufermaschinen bieten darüber hinaus die Möglichkeit der Steuerung mittels Vorwiderständen im Rotorstromkreis (**Bild 5c**). Dieses verlustbehaftete Verfahren empfiehlt sich, außer bei kleinen Maschinen, nur bei Antrieben mit Schweranlauf. Es kann beispielsweise im Stillstand (Anzugsmoment) das Kippmoment erzeugt werden, während die Maschine im normalen Betrieb ohne Vorwiderstände betrieben wird und dabei höchstmöglichen Wirkungsgrad erreicht.
Allgemein kann bei Schleifringläufermaschinen auf der Rotorseite Schlupfleistung entnommen oder eingespeist und damit eine Drehzahlverstellung herbeigeführt werden. Da die rotorseitigen Spannungen und Ströme die Schlupffrequenz aufweisen, ist gegebenenfalls für eine schlupffrequente Einspeisung zu sorgen (Doppeltgespeiste Maschine für übersynchronen Betrieb).

Synchronmotoren. Bei Synchronmotoren kann Drehzahlverstellung nur durch Änderung der Speisefrequenz bei gleichzeitiger Anpassung der Spannung erfolgen.
Die Leistungsfähigkeit eines Antriebs wird elektrisch durch Strom- und Spannungsgrenzen beschränkt. Bei Maschinen für einen Stellbereich der Drehgeschwindigkeit $0 \leq \Omega \leq \Omega_{max}$ können allgemein drei Bereiche vorkommen. **Bild 6** zeigt hierzu eine für Fahrmotoren übliche Darstellung. *1* Konstante Werte von Strom und Fluß; bei linearem Anstieg der Spannung, $U \sim \Omega$, nimmt die Leistung ebenfalls etwa linear zu, $P \sim \Omega$. *2* Feldschwächbereich bei konstanter Spannung und konstantem Strom; bei abnehmendem Drehmoment bleibt die Leistung konstant. *3* Betrieb bei minimalem Fluß Φ_{min}. Im Beispiel der Reihenschlußkennlinie geht der Strom zurück; die Leistung nimmt ab.

5.1.5 Drehschwingungen. Torsional vibrations

Durch Anregungen wie Pendelmomente, Laststöße und Kurzschlußvorgänge entstehen in Antrieben Drehschwingungen. Durch Resonanzen im elektromechanischen System können bei falscher Bemessung Schäden entstehen. Zur Untersuchung der dynamischen Beanspruchungen von Wellen, Kupplungen und Getrieben werden daher im Projektierungsstadium *Simulationsrechnungen* durchgeführt. Dazu bildet man den mechanischen Teil des Antriebs als Mehrmassensystem nach (s. **O 2.5**).
Bei solchen Problemen der Maschinendynamik ist gegebenenfalls auch die Rückwirkung von Drehzahlpendelungen auf das elektromagnetische Drehmoment zu berücksichtigen.

5.1.6 Elektrische Bremsung. Electric braking

In elektrischen Antrieben wird außer mechanischen Bremsen die Möglichkeiten der elektrischen Bremsung genutzt. Dazu ist eine Umkehr des Drehmoments erforderlich (Betrieb im 2. Quadranten des $\Omega(M)$-Kennfelds). Einen Sonderfall stellt das Gegenstrom-Senkbremsen dar, mit dem bei Hebezeugen das Senken der Last (Betrieb im 4. Quadranten) erfolgen kann. Es stehen verschiedene Verfahren der elektrischen Bremsung zur Verfügung:

Nutzbremsen. Die Rückspeisung von Bremsenergie in das Versorgungsnetz ist ein vorteilhaftes Verfahren, das bei Vorhandensein geeigneter Stellglieder bei Gleichstrommaschinen mit Fremd- oder Nebenschlußerregung (nicht bei Reihenschlußmotoren) und bei Asynchronmotoren verwirklicht werden kann.

Widerstandsbremsen. Durch Trennen von der Einspeisung und stufenweises Einschalten von Widerständen können Gleichstrommaschinen elektrisch gebremst werden. Dies ist die klassische Bremsmethode bei Gleichstromfahrmotoren. Die Widerstandsbremse ist jedoch nicht in der Lage, bis hinab zur Drehzahl Null ein verzögerndes Moment auszuüben. Eine mechanische oder magnetische Bremse ist daher zusätzlich erforderlich.

Gegenstrombremsen. Hierbei wird die Versorgungsspannung umgeschaltet derart, daß der Motor versucht zu reversieren. Es würde zu einem stationären Betrieb in Gegendrehrichtung (im 3. Quadranten) kommen, wenn der Motor nicht mit Hilfe eines Drehzahlwächters vor oder bei Drehzahl Null abgeschaltet würde.
Dieses Bremsverfahren ist bei Gleichstrom- und Asynchronmotoren unter Verwendung von Vorwiderständen einsetzbar. Es ist stark verlustbehaftet, da nicht nur die Bremsenergie, sondern außerdem noch von der Versorgung bezogene elektrische Energie dabei in den Widerständen in Wärme umgewandelt wird.

Gleichstrombremsen. Ein spezielles elektrisches Bremsverfahren, bei Drehstrommaschinen einsetzbar, ist die Gleichstrombremse. Die Maschine fährt als Generator auf eine Widerstandslast. Bei Asynchronmaschinen wird für eine Gleichstromerregung gesorgt dadurch, daß in die Drehstromwicklung, z. B. durch Anschluß an die Klemmen V und W bei Sternschaltung, ein Gleichstrom eingespeist wird. Im Rotor werden dann Ströme von Drehzahlfrequenz induziert. Bei Schleifringläufermaschinen ist über Rotorvorwiderstände das Bremsmoment einstellbar.

5.1.7 Elektromagnetische Verträglichkeit
Electromagnetic compatibility

Elektromagnetische Verträglichkeit ist die Fähigkeit einer elektrischen Einrichtung, in ihrer elektromagnetischen Umgebung zufriedenstellend zu funktionieren, ohne diese Umgebung, zu der auch andere Einrichtungen gehören, unzulässig zu beeinflussen. Auf das EMV-Gesetz beziehen sich Fachgrundnormen zur Störaussendung (DIN EN 50081) und zur Störfestigkeit (DIN EN 50082) von Geräten. Die Produktfamiliennorm DIN EN 55014 bezieht sich auf elektrische Betriebsmittel und Anlagen; hier werden Grenzwerte und Meßverfahren für die Funkentstörung festgelegt.
Für die leitungsgebundenen Störungen gelten Grenzwerte der Störspannungen im Frequenzbereich bis 30 MHz, gemessen in einem Prüfaufbau mit definierten Bezugsimpedanzen in den Zuleitungen. Für die Störstrahlung werden im Bereich 30 MHz bis 1 GHz maximale Störfeldstärken angegeben, die im Freifeld in einer definierten Entfernung vom Prüfling zu messen sind. Aus der Fachgrundnorm sind die Grenzwerte der hochfrequenten Störungen zu entnehmen (**Tab. 1**).

Tabelle 1. Grenzwerte für Funkstörungen

	Frequenzbereich	Grenzwerte
Elektrisches Feld der Störstrahlung	30…230 MHz	30 dB (μV/m) Q, in 10 m
	220…1000 MHz	37 dB (μV/m) Q, in 10 m
Leitungsgebundene Störspannung in Wechselstrom-Zuleitungen	0,15…0,5 MHz	66…56 dB (μV), Q, linear 56…46 dB (μV), M, linear
	0,5…5 MHz	56 dB (μV), Q 46 dB (μV), M
	5…30 MHz	60 dB (μV), Q 50 dB (μV), M

Q: Quasi-Spitzenwert, M: Mittelwert

In elektrischen Antrieben können Funkstörungen bei Kommutatormaschinen durch die Vorgänge im Bürstenkontakt, in geringerem Maße durch Schleifring-Übertragung bei Synchronmaschinen und bei Schleifringläufer-Asynchronmaschinen entstehen. Außerdem werden von den Betriebsmitteln der Leistungselektronik infolge der in den Halbleiterelementen auftretenden Schaltvorgänge Störungen erzeugt.
Zur Einhaltung der zulässigen Grenzwerte, wie z. B. bei elektromotorisch betriebenen Geräten für den Hausgebrauch, müssen gegebenenfalls Funkentstörmittel eingesetzt werden.
Stromoberschwingungen und Spannungsschwankungen sind weitere Größen, für die genormte Grenzwerte bestehen. Oberschwingungen treten vor allem bei Stromrichtern mit Anschnittsteuerung auf. Bei den Spannungsschwankungen interessieren besonders die langsam verlaufenden Vorgänge. Die von einer Einrichtung erzeugten Störungen machen sich bei anderen Verbrauchern bemerkbar, wobei insbesondere Leuchtdichteschwankungen von Leuchtmitteln (Flicker) entstehen. Entsprechend der Empfindlichkeit des menschlichen Auges werden etwa 1000 Schwankungen pro Minute als besonders unangenehm empfunden. Die zulässigen relativen Spannungsschwankungen unterliegen einer Bewertungskurve nach DIN EN 60555 Teil 3.

5.2 Gleichstromantriebe
Direct-current machine drives

5.2.1 Gleichstromantriebe mit netzgeführten Stromrichtern
Drives with line-commutated converters

Mit Schaltungen für eine Gleichstromrichtung ergeben sich Zweiquadrantenantriebe; neben Treiben (1. Quadrant) ist auch Senkbremsen (4. Quadrant) möglich (**Bild 7a**). Vorteile bezüglich der Steuerblindleistung können bei Verwendung von zwei Teilstromrichtern erreicht werden (**Bild 7b**). In der Ersatzschaltung (**Bild 7c**), die bei nicht lückendem Strom gilt, speist eine Gleichspannungsquelle mit Oberschwingungsgehalt auf eine ohmsch-induktive Last mit Gegenspannung.
Im Lückbereich verliert der Motor das Nebenschlußverhalten; es tritt zwischen $I_d = 0$ und $I_d = I_{dl}$ (Lückeinsatz) ein nichtlinearer Verlauf der Belastungskennlinie auf. Das Ersatzschaltbild **Bild 7c** ist dann so nicht mehr gültig; im Ankerkreis sind vielmehr die tatsächlichen Werte von Induktivität und Widerstand durch einen fiktiven, erhöhten Widerstand zu ersetzen. Das System ändert somit beim Einsatz des Lückens seine Struktur; befriedigende Eigenschaften im drehzahlgeregelten Antrieb können dann nur mit Einsatz eines adaptiven Verfahrens erreicht werden.

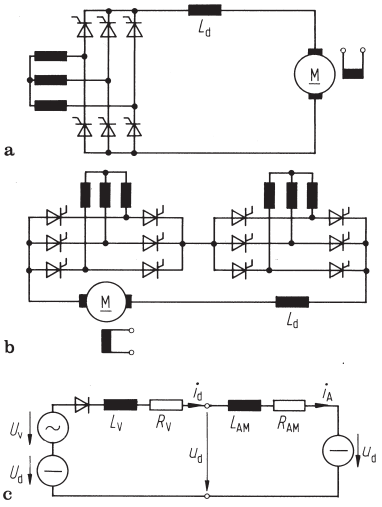


Bild 7a–c. Gleichstromantrieb für zwei Quadranten. **a** Schaltung mit einem Stromrichter; **b** Schaltung mit zwei Stromrichtern für Folgesteuerung; **c** Ersatzschaltbild für nicht lückenden Betrieb

Im stationären Betrieb bei konstantem Fluß ergeben sich Kennlinien der Drehzahl in Abhängigkeit vom Drehmoment, die den Lastkennlinien des netzgeführten Stromrichters im Gleich- und Wechselrichterbetrieb ähneln (s. **V 4 Bild 9**).

Umkehrantriebe erlauben den Betrieb in allen vier Quadranten. Zum Reversieren ist Umkehrung des Ankerstroms oder Umkehrung des Flusses erforderlich. Wegen der relativ hohen Feldzeitkonstanten (Größenordnung 1 s) ist die Feldumkehr deutlich langsamer als die Ankerstromumkehr. Abgesehen von mechanischen Polwendern werden für die Ankerspeisung Umkehrstromrichter eingesetzt. Es kommen Schaltungen mit zwei gegenparallelen Einzelstromrichtern zur Anwendung. Als Varianten treten die Kreuzschaltung und die Schaltung für kreisstromfreien Betrieb auf (**Bild 8**). Während ein Stromrichter als Gleichrichter arbeitet, muß der andere in den Wechselrichterbetrieb gesteuert sein derart, daß seine Gleichspannung mindestens so groß ist wie diejenige des ersten Teilstromrichters. Dazu muß die Bedingung $\alpha_I + \alpha_{II} = \pi + \delta;\ \delta \geq 0$ erfüllt sein.

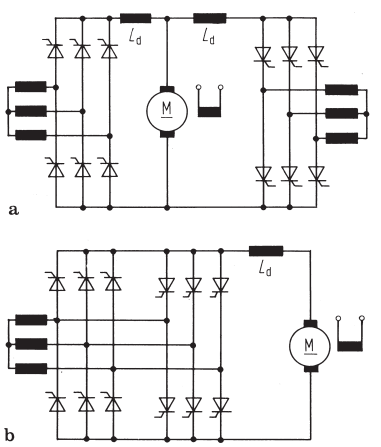


Bild 8a, b. Umkehrstromrichter. **a** Kreuzschaltung; **b** kreisstromfreie Schaltung

Können in der Schaltung nach **Bild 8a** Kreisströme entstehen, so sind bei der Schaltung nach **Bild 8b**, die keine Drosseln zur Kreisstrombegrenzung aufweist, Kreisströme nicht zulässig. Daher ist beim Reversiervorgang eine stromlose Pause von 3 bis 10 ms einzuhalten.

5.2.2 Regelung in der Antriebstechnik. Drive control

In der Antriebstechnik finden die Verfahren der digitalen Regelungstechnik breite Anwendung (s. **X**).

Bei der digitalen Regelung gewinnt man nicht nur den Vorteil, daß die Regelalgorithmen in Programmform (als Software) installiert und abgearbeitet werden und daß ein Antrieb sich leicht in eine übergeordnete Betriebsführung mittels Computer einbinden läßt. Überdies stellt die digitale Regelungstechnik leistungsfähige Verfahren zur Verfügung, die sich mit analogen Mitteln gar nicht durchführen lassen.

Zur Lösung von Aufgaben der Antriebsregelung sind mehrere Schritte durchzuführen, für die verschiedene Verfahren zur Verfügung stehen:

Systemanalyse und Modellbildung. Der Antrieb als Regelstrecke wird mit Hilfe gewöhnlicher Differentialgleichungen oder äquivalenter blockorientierter Strukturbilder beschrieben.

Auf lineare, zeitinvariante Systeme kann die Laplace-Transformation angewendet werden. Im Bildbereich ergeben sich Übertragungsfunktionen in Form von algebraischen Gleichungen. Als Sonderform der Übertragungsfunktion entsteht ein Frequenzgang, dessen Darstellung bevorzugt mit Frequenzkennlinien (im Bode-Diagramm) erfolgt (s. **X 2.2**).

Zeitdiskrete Systeme werden mittels Differenzengleichungen beschrieben, auf die die z-Transformation angewendet werden kann. Bei kontinuierlichen Systemen mit Abtast- und Halteglied kann die z-Übertragungsfunktion aus der Laplace-Transformierten berechnet werden.

Entwurf des Reglers und Ermittlung der einzustellenden Reglerparameter. Hierzu finden Anwendung hauptsächlich das Frequenzkennlinienverfahren und das Wurzelortsverfahren. Eine besondere Rolle spielt die Untersuchung der Stabilität des Regelkreises, die ohne Lösung der Gleichungen im Zeitbereich mit Hilfe bestimmter Kriterien erfolgen kann. Bei der Reglersynthese können u. a. Einstellregeln aufgrund von Optimierungskriterien angegeben werden.

Werden im Regelkreis die Zustandsgrößen der Strecke für einen Soll-Istwertvergleich zurückgeführt, so spricht man von einem Zustandsregler. Sind Zustandsgrößen nicht meßbar, so lassen sie sich durch Beobachter schätzen.

Bei vielen Antrieben wird eine Kaskadenregelung eingesetzt, wobei mehrere Regelschleifen für einzelne Zustandsgrößen mit jeweils eigenem Regler einander überlagern. Beispielsweise bildet bei einem Positionierantrieb der Stromregelkreis die innere Schleife, welcher der Drehzahlregelkreis und diesem der Lageregelkreis überlagert ist (siehe **5.2.3**).

Häufig ändern sich während des Betriebes Streckenparameter oder die Struktur des Systems. Als Beispiel sei das veränderliche resultierende Massenträgheitsmoment eines Handhabungsgeräts genannt. Hier greifen die Methoden der adaptiven Regelung ein. Eine davon ist das Modellreferenzverfahren (Model Adaptive Reference System, MRAS). In **Bild 9** sei der Antrieb die Strecke mit der Eingangsgröße $u(t)$, einer näherungsweise eingeführten Störgröße $n(t)$ und der Ausgangsgröße $y(t)$, die gleichzeitig die Regelgröße ist. Der Sollwert $r(t)$ wird dem Regler und außerdem einem Referenzmodell zugeführt. Die Differenz von Istwert $y(t)$ und Modellwert $y_M(t)$ wird als Fehlergröße betrachtet, die, zusammen mit $y(t)$ und $u(t)$, einem Adaptionsmechanismus zugeführt wird, der seinerseits die Reglereinstellungen adaptiv korrigiert.

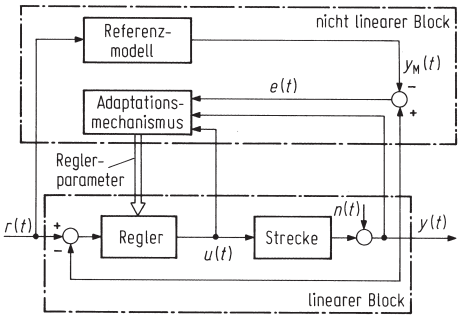


Bild 9. Blockschaltbild zum Modell-Referenzverfahren

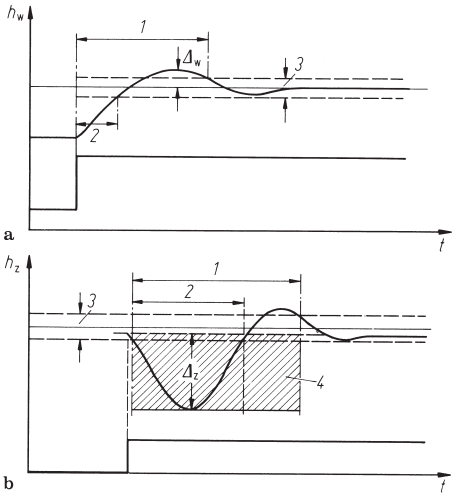


Bild 10a, b. Übergangsverhalten eines geregelten Antriebs. **a** Führungsverhalten, *1* Führungs-Ausregelzeit, *2* Führungs-Anregelzeit, *3* Toleranzband; **b** Störverhalten, *1* Last-Ausregelzeit, *2* Last-Anregelzeit, *3* Toleranzband, *4* umschriebene Regelfläche

5.2.3 Drehzahlregelung. Speed control

Der Antrieb, bestehend aus *Stellglied* (Stromrichter), *elektromechanischem Energiewandler* (Motor) und *Last* (Arbeitsmaschine) stellt die Regelstrecke dar. Regelgröße ist die Drehzahl, deren Verlauf der Führungsgröße (dem Drehzahlsollwert) folgen soll. Als Störgröße tritt das Lastdrehmoment auf. Die Regelung ist gekennzeichnet durch eine geschlossene Kreisstruktur, wobei die Regelabweichung als Differenz zwischen Soll- und Istwert über eine Korrektureinrichtung (den Regler) auf die Strecke zurückwirkt. Im Zusammenhang mit der Drehzahlregelung wird bei Antrieben auch eine Regelung des Stroms oder des magnetischen Flusses vorgenommen.

Das dynamische Verhalten des geregelten Antriebs kann anhand des Übergangsverhaltens nach sprungartigen Änderungen der Führungsgröße (*Führungsverhalten*) und der Störgröße (*Störverhalten*) beurteilt werden. Nach **Bild 10** geht die Regelgröße (z. B. die Drehzahl) infolge eines Sprungs der Führungsgröße oder der Störgröße (z. B. das Lastmoment) nach einer gedämpften Schwingung in den Beharrungszustand innerhalb eines festgelegten Toleranzbands über. Nach der Anregelzeit tritt die Regelgröße erstmals in das Toleranzband ein; als Ausregelzeit gilt derjenige Zeitabschnitt, nach dem die Regelgröße das Toleranzband endgültig erreicht hat und nicht mehr verläßt. Ein weiteres Kennzeichen ist die maximale Überschwingweite während des Übergangsvorgangs.

Ein gebräuchliches Regelgütekriterium ist die quadrierte Regelfläche, das ist die über die Zeit integrierte quadrierte Regelabweichung. Gelegentlich wird auch, wie in **Bild 10b** für das Störverhalten dargestellt, die umschriebene Regelfläche als Kriterium herangezogen.

Im folgenden wird die kontinuierliche Drehzahlregelung eines Gleichstromantriebs näher betrachtet. Sie stellt das klassische Beispiel für eine *Kaskadenregelung* dar. Dabei ist der Drehzahlregelung eine Stromregelung unterlagert (Stromleitverfahren). Falls erforderlich, kann dem Drehzahlregelkreis noch ein Lagerregelkreis überlagert werden.

In **Bild 11** wird der Motor als Regelstrecke durch die Blöcke *1* bis *4* dargestellt (s. **V 3 Bild 21**). Eingangsgrößen sind Ankerspannung u und Lastmoment m_L. Der Ankerstromkreis *1* wird durch ein Verzögerungsglied mit der Zeitkonstante T_A nachgebildet; bei konstantem Fluß ist das Drehmoment proportional dem Ankerstrom (P-Glied *2*). Die Drehgeschwindigkeit ω entsteht aus dem Beschleunigungsmoment m_b über den Integrierer *3*, der die mechanische Zeitkonstante T_M enthält. Die Rotationsspannung u_q wird über das P-Glied *4* gebildet und auf den Eingang des Verzögerungsglieds *1* rückgekoppelt.

Der Stromrichter als Stellglied wird lediglich durch ein Totzeitglied *5* mit Verstärkung dargestellt. Vereinfachend kann der Block *5* durch ein Verzögerungsglied 1. Ordnung angenähert werden. In den Blöcken *6* und *8* sind die Meßeinrichtun-

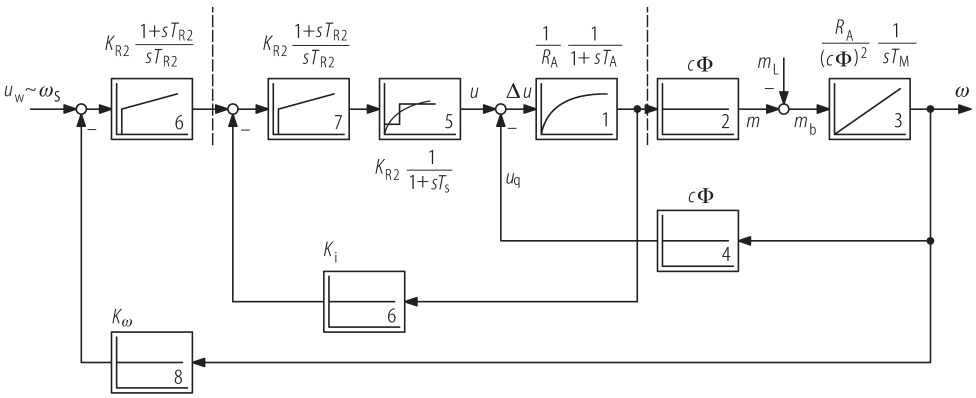


Bild 11. Strukturbild eines Gleichstromantriebs mit Kaskadenregelung

V

gen für Ankerstrom und Drehzahl als Proportionalglieder dargestellt.

Der Antrieb weist eine Drehzahlregelung mit unterlagerter Stromregelung auf. Dazu werden üblicherweise PI-Regler oder PID-Regler eingesetzt. Im Beispiel sind mit *7* und *9* zwei PI-Regler vorgesehen. Eingangsgröße des Drehzahlreglers ist die Regelabweichung $(\omega_s - \omega)$. Seine Ausgangsgröße stellt den Stromsollwert dar, für den durch ein Begrenzungsglied (hier nicht dargestellt) Höchstwerte vorgegeben werden.

Die Parameter der verwendeten PI-Regler können nach bekannten Einstellregeln bestimmt werden. Dieses Verfahren wird am vorliegenden Beispiel erläutert. Zunächst wird der Stromregelkreis und danach der überlagerte Drehzahlregelkreis optimiert. In beiden Stufen können die Blockschaltbilder zu Standardregelkreisen nach **Bild 12** zusammengefaßt werden, in denen die Strecke mitsamt der Korrektureinrichtung durch $F_k(s)$ erfaßt und in Form einer Übertragungsfunktion beschrieben werden kann.

Der Ansatz zur Parameterbestimmung des Reglers für optimales Führungsverhalten fordert, daß der Betrag des Frequenzgangs des geschlossenen Regelkreises bis zu möglichst hohen Frequenzen annähernd Eins sein soll. Nach diesem Betragsoptimum wird im vorliegenden Falle der *Stromregelkreis* eingestellt. Bei Vernachlässigung der Rückwirkung der Drehzahl auf den Ankerkreis wird im Beispiel **Bild 9** die Übertragungsfunktion des offenen Kreises

$$F_{k1}(s) = K_{R_1}\frac{(1+sT_{R_1})}{sT_{R_1}}\cdot\frac{K_S}{(1+sT_s)}\cdot\frac{(1/R_A)}{(1+sT_A)}K_i. \qquad (1)$$

Die Berechnungsvorschrift nach dem Betragsoptimum führt hier zu folgenden Einstellregeln für den Stromregler

$$T_{R_1} = T_A;\quad K_{res} = K_{R_1}K_S K_i\, 1/R_A = 1/2\cdot T_A/T_s.$$

Man erkennt, daß durch T_{R_1} die Zeitkonstante T_A kompensiert wird. Damit ergibt sich die Übertragungsfunktion des geschlossenen Kreises

$$F_{w1}(s) = \frac{1}{K_i}\cdot\frac{1}{(1+s2T_s+s^2 2T_s^2)} \approx \frac{1}{K_i}\cdot\frac{1}{(1+s2T_s)}. \qquad (2)$$

Die letztgenannte Näherung wird nun weiter bei der Berechnung des Drehzahlregelkreises verwendet. Hierfür ergibt sich jetzt die Funktion des offenen Kreises zu

$$F_{k2}(s) = K_{R_2}\frac{(1+sT_{R_2})}{sT_{R_2}}\cdot\frac{1}{K_i}\cdot\frac{1}{(1+sT_\Sigma)}\cdot\frac{R_A}{(c\Phi)}\cdot\frac{1}{(sT_M)}K_\omega;$$

$$\text{mit } T_\Sigma = 2T_s. \qquad (3)$$

Der Drehzahlregelkreis wird gewöhnlich nach dem sog. symmetrischen Optimum eingestellt, dessen Anwendung ein gutes Störverhalten bei gleichzeitig kurzer Anregelzeit nach einem Führungsgrößensprung herbeiführt. Der Name bezieht sich auf eine Eigenschaft des offenen, korrigierten Kreises: in der Frequenzkennliniendarstellung liegt die Durchtrittsfrequenz, verknüpft mit dem größten Phasenrand, symmetrisch zu den Kehrwerten der Zeitkonstanten T_{R_2} und T_Σ. Die *Einstellregeln* lauten hier

$$T_{R_2} = 4T_\Sigma;\quad K_{res} = K_{R2}\frac{K_\omega}{K_i}\cdot\frac{R_A}{c\Phi} = \frac{1}{2}\frac{T_M}{T_\Sigma}.$$

Das Ergebnis ist schließlich eine Regelung mit der Führungs-Übertragungsfunktion

$$F_{w2}(s) = \frac{1}{K_\omega}\cdot\frac{1+s4T_\Sigma}{1+s4T_\Sigma+s^2 8T_\Sigma^2+s^3 8T_\Sigma^3}. \qquad (4)$$

Im vorliegenden Beispiel wurde der Gleichstromantrieb als zeitinvariantes System betrachtet und dazu eine kontinuierliche Regelung ausgelegt. In der Praxis wird zur Verminderung des Überschwingens noch eine Sollwertglättung vorgenommen. Im Anschluß an die Gln. (1) bis (4) lassen sich aus den Sprungantworten *Anregelzeiten, Ausregelzeiten* und *Überschwingweiten* bei Spannungsstößen (Führungsgrößenänderungen) und Lastmomentstößen (Störgrößenänderungen) bestimmen. Das Führungsverhalten solcher Strecken zweiter Ordnung mit PI-Regler wird durch folgende Werte charakterisiert:

Einstellregel		*Betragsoptimum*	*Symmetrisches Optimum*	
			ohne	mit Sollwertglättung
Anregelzeit	t_a/T_s	4,7	3,1	7,6
Ausregelzeit	$t_{ü}/T_s$	11,0	11,0	14,0
Überschwingweite	Δ_m	0,043	0,434	0,08

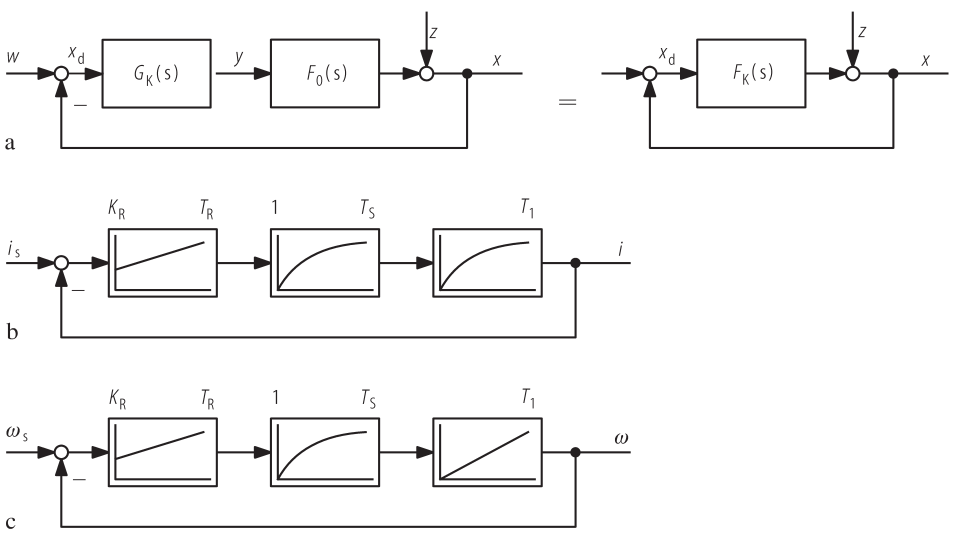


Bild 12a-c. Modellstrukturen von Regelkreisen. **a** Standardregelkreis; **b** Stromregelkreis; **c** Drehzahlregelkreis

Hierbei entspricht die Anregelzeit t_a dem erstmaligen Durchgang der Regelgröße durch den Sollwert, die Überschwingzeit $t_{ü}$ dem zweiten Durchgang (von oben) nach dem erstmaligen Überschwingen der Weite Δ_m.

5.3 Drehstromantriebe. Three-phase drives

5.3.1 Antriebe mit Drehstromsteller

Drives with three-phase current controllers

Ein Asynchronmotorantrieb mit Drehstromsteller ist in gewissen Grenzen drehzahlregelbar (**Bild 13**). Der Effektivwert der Klemmenspannung am Motor ist durch Anschnittsteuerung (*Spannungssteuerung*) einstellbar. Um stabile Arbeitspunkte in einem akzeptablen Drehzahlbereich einstellen zu können, ist die Verwendung eines Asynchronmotors mit Widerstandsläufer angebracht.

Der Betriebsbereich wird durch den größten zulässigen Strom begrenzt. Hohe Schlupfwerte bedingen hohe Läuferverluste, die bei niedriger Drehzahl durch die Eigenlüftung überdies schlechter abführbar sind. Gegenüber dem Betrieb an Sinusspannung treten zusätzlich Oberschwingungsverluste auf. Wegen dieser Nachteile werden Antriebe mit Drehstromsteller nur für Antriebe kleiner Leistung eingesetzt.

5.3.2 Stromrichterkaskaden. Static Kraemer system

Bei diesem drehzahlvariablen Antrieb wird eine Schleifringläufer-Asynchronmaschine eingesetzt, wobei die Schlupfleistung des Rotors, über einen Zwischenkreis-Umrichter angepaßt, dem Netz zugeführt wird. Je nach Auslegung der Stromrichter kann die Kaskade nur untersynchron, übersynchron oder unter-/übersynchron betrieben werden. Die resultierende Leistung setzt sich danach aus der Statorleistung abzüglich oder zuzüglich der Rotor-Schlupfleistung zusammen.

Die untersynchrone Stromrichterkaskade nach **Bild 14**, im Ausland als Static Kraemer System bekannt, stellt die klassische Lösung für Kesselspeisepumpenantriebe in Kraftwerken dar. Ihre Vorteile liegen bei großen Antrieben für einen begrenzten Drehzahlstellbereich von nicht mehr als 2 : 1.

Ein Asynchron-Schleifringläufermotor ist statorseitig ans Netz angeschlossen, während die Rotorwicklung über eine ungesteuerte Brückenschaltung einen Gleichstromzwischenkreis speist. Die Schlupfleistung wird über einen netzgeführten Wechselrichter und einen Anpaßtrafo zurück ins Netz geliefert.

Bei Vernachlässigung aller Verluste kann folgende Leistungsbetrachtung angestellt werden:

Wirkleistung. Der Motor nimmt vom Netz die Leistung P_{M_1} auf. Fährt er mit dem Schlupf s, so gibt er mechanisch die Leistung $P_{M_2} = (1-s)P_{M_1}$ ab. Der Rest wird als Schlupfleistung $P_s = sP_{M_1}$ über den Wechselrichter durch Steuerung mit $90° \leq \alpha \leq 150°$ wieder dem Netz zugeführt. Das Netz wird somit nur durch $P_1 = (1-s)P_{M_1}$ belastet.

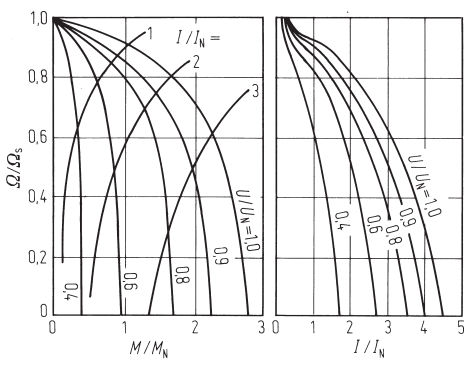


Bild 13. Kennlinien eines Antriebs mit Asynchron-Widerstandsläufer und Drehstromsteller

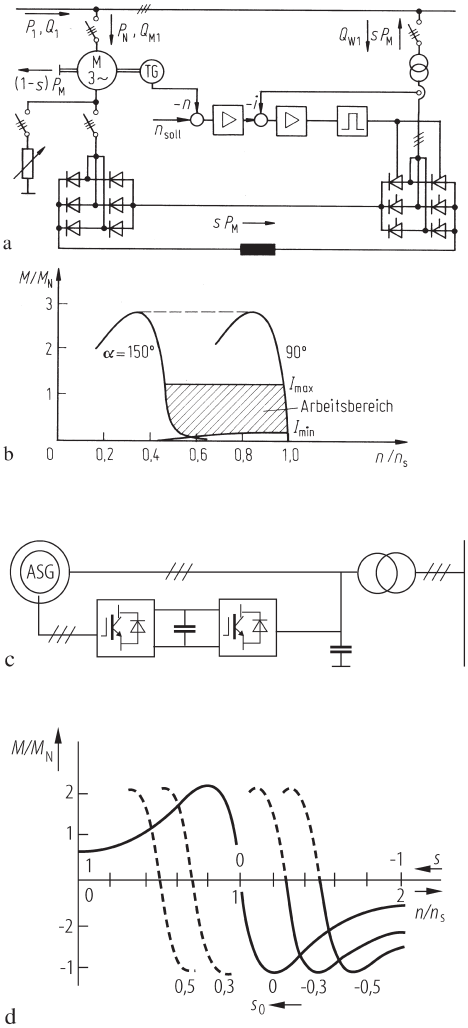


Bild 14a–d. Stromrichterkaskade. **a** Schaltbild untersynchrone Stromrichterkaskade; **b** Kennlinien mit Stellbereich der untersynchronen Stromrichterkaskade $\alpha = 90...150°$; **c** Schaltbild für unter- und übersynchronen Betrieb; **d** Kennlinien für unter- und übersynchronen Betrieb

Blindleistung. Der Motor benötigt für sich die Blindleistung Q_{M_1}. Dazu kommt der Blindleistungsbedarf des Wechselrichters. Die Grundschwingungs-Steuerblindleistung ist bekanntlich $Q_{W_1} = U_{di} I_d \sin\alpha$. Das Netz muß beide Komponenten bereitstellen, so daß $Q_1 = Q_{M_1} + Q_{W_1}$.

Man erkennt, daß bei dieser Schaltung der $\cos\varphi_1$ des Antriebs um so niedriger wird, je höher die Bemessungsleistung des Wechselrichters ist. Sie ist von $P_{s\max} = s_{\max} P_{M_1}$ und somit vom Stellbereich abhängig. Daher ist die Untersynchrone Stromrichterkaskade für hohe Stellbereiche weniger attraktiv.

Die gleiche Schaltung nach **Bild 14** ist auch als übersynchrone Kaskade im Generatorbetrieb verwendbar. Der unge-

steuerte läuferseitige Gleichrichter erlaubt nur die Einspeisung von Schlupfleistung in den Zwischenkreis des Umrichters. Diese Einschränkung entfällt bei der sog. doppelgespeisten Asynchronmaschine. **Bild 14c** zeigt eine solche Anordnung, wie sie bei Windenergieanlagen für drehzahlvariablen Betrieb zum Einsatz kommt (s. **V 6.6.2**). Sie weist einen Zwischenkreisumrichter mit Spannungseinprägung auf, wobei sowohl der läuferseitige wie der ständerseitige Stromrichter selbstgeführt sind und somit auch der netzseitige Leistungsfaktors eingestellt werden kann. In **Bild 14d** sind die Kennlinien dargestellt.

5.3.3 Stromrichtermotor. Load-commutated inverter motor

Beim klassischen Stromrichtermotor nach **Bild 15** wird eine Synchronmaschine von einem Zwischenkreisumrichter mit eingeprägtem Strom gespeist. Der Wechselrichter ist lastgeführt; dabei wird die Kommutierungsspannung von der induzierten Spannung der Maschine bereitgestellt. Diese liefert die Kommutierungsblindleistung und ist daher überregt zu fahren.

Der Stromrichtermotor hat sich mit Leistungen von einigen 1000 kW bis etwa 20 MW auch solche Anwendungen erschlossen, die früher der Untersynchronen Stromrichterkaskade vorbehalten waren. In bevorzugter Konstruktion wird der Stromrichtermotor bürstenlos ausgeführt, wobei die Erregerleistung von einer gekuppelten Drehstrommaschine bereitgestellt und durch mitrotierende Stromrichterventile gleichgerichtet wird.

Beim Anfahren (Drehzahlen zwischen Null und 5 bis 8 % der Bemessungsdrehzahl) kann der Motor die Kommutierung des Wechselrichters noch nicht sicherstellen. Es sind im Anfahrbereich zusätzliche Maßnahmen erforderlich. Am bekanntesten ist die Zwischenkreistaktung, wobei der Zwischenkreisstrom vom netzseitigen Stromrichter gepulst und vom Wechselrichter zyklisch auf die Motorstränge geschaltet wird.

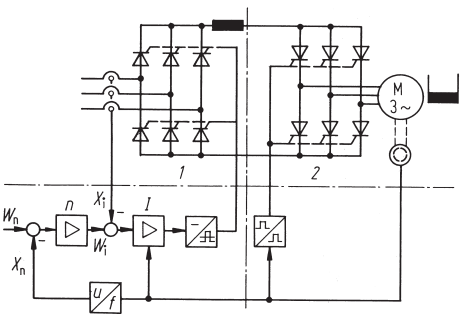


Bild 15. Stromrichtermotor. *1* Netzstromrichter mit Gleichstrom-Zwischenkreis, *2* Motorstromrichter

5.3.4 Umrichterantriebe mit selbstgeführtem Wechselrichter
A.c. drives with self-commutated inverters

Für geregelte Antriebe werden zunehmend Drehstrommotoren mit Speisung über Zwischenkreisumrichter eingesetzt. Mit den robusten Kurzschlußläufer-Asynchronmotoren bestehen gegenüber Gleichstromantrieben Vorteile durch höhere gewichts- und volumenbezogene Leistung sowie geringeren Wartungsaufwand.

Grundformen der Antriebe mit Zwischenkreisumrichter sind in **Bild 16** dargestellt.

Schaltungen mit eingeprägtem Strom (**Bild 16a**) sind geeignet für *Einmotorenantriebe*. Bei Ausführung mit Synchronmotor handelt es sich um den unter **5.3.3** erwähnten Stromrichtermotor. Der typische Verlauf der Motorströme ist blockförmig, während die Spannung annähernd Sinusform mit überlagerten Kommutierungsspitzen aufweist. Obwohl auch Schaltungen mit Pulsbetrieb möglich sind, wird dieser Typ in der Regel nur in der Form des Sechspulsumrichters (Blockumrichters) eingesetzt.

Bild 16b und **c** bezeichnen Schaltungen mit eingeprägter Spannung. Sie sind auch geeignet zum Parallelbetrieb mehrerer Motoren. In der Form mit reiner Grundfrequenzsteuerung im Wechselrichter werden an die Motorklemmen Spannungen mit blockförmigem Verlauf gelegt, **Bild 16b**. Die Ströme stellen sich entsprechend der Motorimpedanz und der weitgehend sinusförmigen Gegenspannung dann als eine Folge von Abschnitten aus Exponentialfunktionen dar. Bei dieser Schaltung muß die Ausgangsspannung am netzseitigen Stromrichter eingestellt werden.

Die bevorzugte Lösung für drehzahlvariable Antriebe im Leistungsbereich der Normmotoren besteht aus einem Kurzschlußläufer-Induktionsmotor und einem *U*-Umrichter mit ungesteuertem Gleichrichter und Pulswechselrichter, **Bild 16c**, mit oder ohne Filter am Drehstromausgang. Die Einstellung der Grundschwingungsspannung erfolgt mit Hilfe eines Pulsverfahrens; dieses soll außerdem Spannungsoberschwingungen unerwünschter Ordnungszahlen möglichst eliminieren, s. **V 4.4.2**.

5.3.5 Regelung von Drehstromantrieben
Control of three-phase drives

Skalare Regelung

Die Mehrzahl industriell eingesetzter, drehzahlvariabler Drehstromantriebe stellt niedrige Anforderungen an das dynamische Verhalten und wird deshalb nur frequenzgesteuert betrieben. Die Statorfrequenz und der Statorspannungsbetrag werden proportional zur gewünschten Drehzahl verstellt, um ein konstantes Kippmoment in einem weiten Drehzahlbereich zu erzielen (Spannungs-Frequenzregelung). Bei kleineren Drehzahlen ($n < 0{,}1\,n_N$) ist eine überproportionale Verstellung der Spannungsamplitude erforderlich, um bei dem relativ ansteigenden Spannungsabfall am Statorwiderstand den Hauptfluß konstant zu halten (Kennliniensteuerung). Bei größerem Lastmoment wird es erforderlich, den Drehzahlabfall durch eine schlupfproportionale Korrektur zu kompensieren. Der Schlupf läßt sich bei Kenntnis der Maschinenparameter aus der Messung des Statorstroms indirekt bestimmen.

Vektor-Regelung

Während bei der Gleichstrommaschine in kompensierter Ausführung sich Erregerfluß und Laststrom gegenseitig nicht beeinflussen, sind sie bei der Asynchronmaschine gekoppelt. Eine Änderung von Klemmenspannung bzw. Strom bewirkt ohne Regelung eine Änderung sowohl der flußbildenden wie der drehmomentbildenden Stromkomponente.

Nach **Bild 17a** liegen bei der Gleichstrommaschine durch den mechanischen Kommutator die Erregerachse (Pol- oder Längsachse *d*) und die Ankerstrom-Durchflutungsachse (Querachse *q*) immer rechtwinklig zueinander. Dagegen wird bei der Asynchronmaschine, **Bild 17b**, der Fluß durch die Magnetisierungskomponente des Statorstromes erzeugt. Der Flußzeiger weist gegenüber der ruhenden Bezugsachse des α, β-Koordinatensystems den Winkel ϕ_s auf. Eine Entkopplung wird nun durch Orientierung auf den synchron umlaufenden Flußzeiger (Feldorientierung) erreicht.

Mit der feldorientierten Regelung können einem Drehstromantrieb dynamisch hochwertige Eigenschaften erteilt werden, wie sie von einem Gleichstromantrieb bekannt sind. Dazu sind Koordinatentransformationen vorzunehmen und Teilmodelle des Motors einzusetzen, um aus den durch Messung

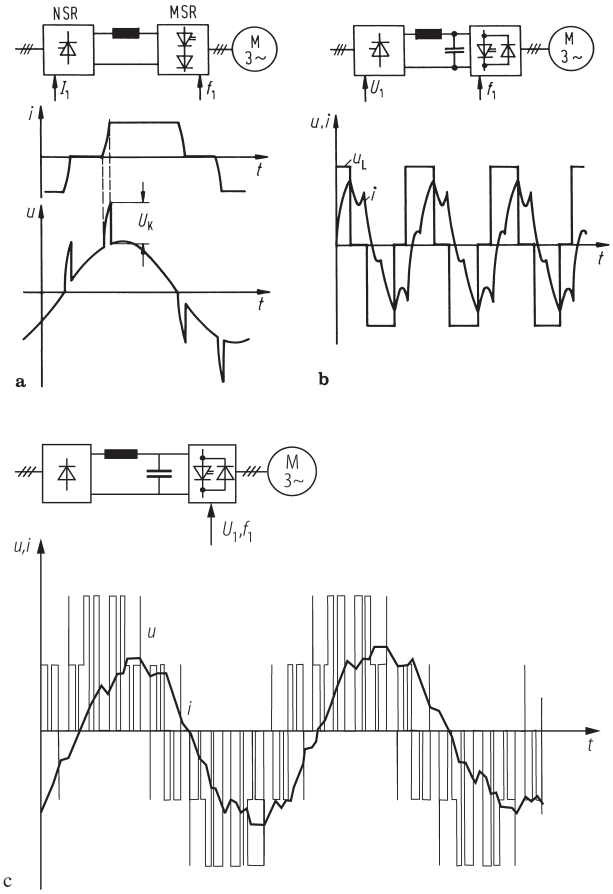


Bild 16a–c. Grundformen von Drehstromantrieben mit Zwischenkreisumrichtern. **a** Mit eingeprägtem Strom (*I*-Umrichter); **b**, **c** mit eingeprägter Spannung (*U*-Umrichter), **b** Blockumrichter, **c** Pulsumrichter

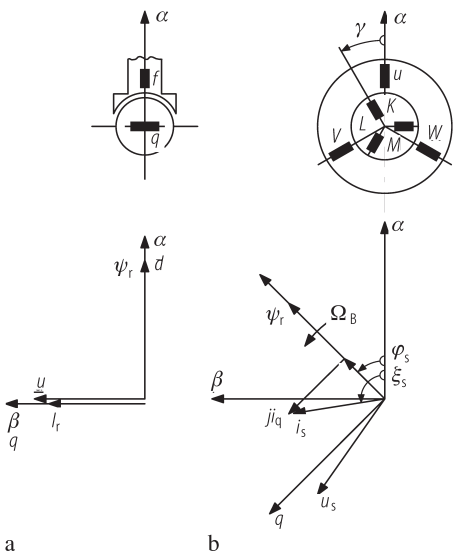


Bild 17a, b. Raumzeigerdarstellung von Flüssen und Strömen. **a** Gleichstrommaschine; **b** Asynchronmaschine

zugänglichen Maschinengrößen und nach Entkopplung der Variablen die gewünschten Steuergrößen zu erzeugen.

Das stationäre Ersatzschaltbild (**V 3 Bild 9**) setzt den Betrieb der Maschine an einer symmetrischen Versorgungsquelle bei konstanter Drehzahl voraus. Dagegen müssen zur Beschreibung von Übergangsvorgängen geeignete dynamische Modelle verwendet werden. Dabei kommt vorzugsweise die Raumzeigermethode (**V 3.1.8**) zum Einsatz. Die Raumzeigervariablen $\underline{u}$, $\underline{\psi}$, $\underline{i}$ geben Augenblickswerte der Amplituden von Spannungen, Flußverkettungen und Strömen an, dargestellt mittels Betrag und Richtung in der Maschinenebene oder als Komponenten in einem orthogonalen Zweiachsensystem. Im Gegensatz zu den (Zeit-)Zeigern aus der Theorie der Wechselströme, die harmonische Schwingungen einer Frequenz beschreiben, sind Raumzeiger zeitabhängige Größen, die eine räumlich sinusförmige Verteilung der elektrischen und magnetischen Feldgrößen längs des Luftspalts der Maschine voraussetzen.

Das Modell der Asynchronmaschine nach dem T-Ersatzschaltbild zeigt **Bild 18**.

Mit Einführung eines Übersetzungsverhältnisses zwischen Stator- und Rotorseite von $\ddot{u} = L_h/L_r$ gibt das L-Ersatzschaltbild (statorseitige Streuung) nach **Bild 19** die dynamischen Verhältnisse für eine Rotorflussorientierung am besten wieder. Daraus lassen sich die Gleichungen in der Form:

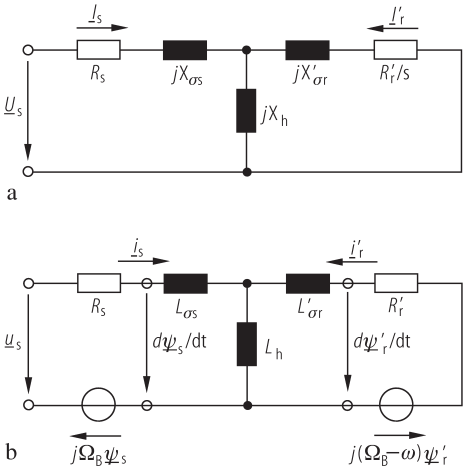


Bild 18a, b. T-Ersatzschaltbild. **a** stationär; **b** dynamisch mit Rotationsspannungen

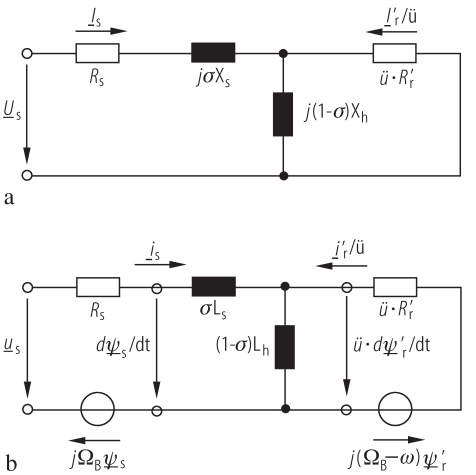


Bild 19a, b. L-Ersatzschaltbild. **a** stationär; **b** dynamisch mit Rotationsspannungen

$$\begin{bmatrix}\underline{u}_s\\0\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}R_s & 0\\0 & (\frac{L_h}{L_r})^2R_r\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{i}_s\\\underline{i}'_r\end{bmatrix}+\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}\underline{\psi}_s\\\underline{\psi}^{\hat{}}_r\end{bmatrix} \tag{5}$$

$$+j\begin{bmatrix}\Omega_B & 0\\0 & (\Omega_B-\omega)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{\psi}_s\\\underline{\psi}^{\hat{}}_r\end{bmatrix};$$

$$\begin{bmatrix}\underline{\psi}_s\\\underline{\psi}^{\hat{}}_r\end{bmatrix}=L_s\begin{bmatrix}1 & (1-\sigma)\\(1-\sigma) & (1-\sigma)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{i}_s\\\underline{i}'_r\end{bmatrix} \tag{6}$$

$$\Leftrightarrow\quad\begin{bmatrix}\underline{i}_s\\\underline{i}'_r\end{bmatrix}=\frac{1}{\sigma L_s}\begin{bmatrix}1 & -1\\-1 & 1/(1-\sigma)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\underline{\psi}_s\\\underline{\psi}^{\hat{}}_r\end{bmatrix}$$

aufstellen. Hier besteht der Rotorfluß nur aus einer Komponente, nämlich $\underline{\psi}_r=(1-\sigma)L_S\cdot i_\mu$. Bei der feldorientierten Regelung wird häufig der Rotorfluß gesteuert, der online aus einem Modell zu ermitteln ist, während die Statorströme der Messung zugänglich sind. Es bietet sich daher an, als Zustandsvariable des Systems den Statorstrom und den Rotorfluß zu wählen. Unter Benutzung des L-Modells wird dann die Spannungsgleichung:

$$\begin{bmatrix}\underline{u}_s\\0\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}\left(\left(\frac{1}{T_{ks}}+\frac{1-\sigma}{T_{kr}}\right)+j\Omega_B\right)\left(-\frac{\sigma}{T_{kr}}+j\omega\right)\\-(1-\sigma)/T_{kr} \qquad \left(\frac{\sigma}{T_{kr}}+j(\Omega_B-\omega)\right)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\sigma L_s\underline{i}_s\\\underline{\psi}'_r\end{bmatrix}$$

$$+\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}\sigma L_s\underline{i}_s\\\underline{\psi}'_r\end{bmatrix}. \tag{7}$$

Die Gleichungen beschreiben die Maschine in einem Bezugs-Koordinatensystems, das mit der im Prinzip frei wählbaren Kreisfrequenz $\Omega_B=\mathrm{d}\varphi_s/\mathrm{d}t$ rotiert. Die Winkelgeschwindigkeit $\omega=p\cdot\Omega$ ist auf die zweipolige Maschine bezogen. Als Parameter treten die Kurzschlußzeitkonstanten T_k auf, die auch alternativ durch die Leerlaufzeitkonstanten T_0 ausgedrückt werden können:

$$T_{ks}=\frac{\sigma L_s}{R_s}=\sigma\cdot T_{0s};\quad T_{kr}=\frac{\sigma L_r}{R_r}=\sigma\cdot T_{0r}.$$

Die Umrichter lassen sich als Stromquellen steuern, so daß die Motoren mit eingeprägtem Strom betrieben werden. Es verbleibt dann nur die Differentialgleichung des Rotorkreises. Vorzugsweise wird Ω so gewählt, daß der Rotorfluß-Raumzeiger stets in Richtung der Bezugsachse weist: $\psi_r=\psi_{rd}$. Dann ergibt sich ein einfaches Modell zur Berechnung des Rotorflußes, wobei Eingangsgrößen die Statorstromkomponenten sowie die Rotorfrequenz $(\Omega-\omega)$ sind.

$$\begin{aligned}&\psi'_{rd}+T_{0r}\frac{d\psi'_{rd}}{dt}=(1-\sigma)L_s\cdot i_{sd},\\&(\Omega-\omega)T_{0r}\psi'_{rd}=(1-\sigma)L_s\cdot i_{sq}.\end{aligned} \tag{8}$$

Der Rotorfluß ergibt sich als Lösung der ersten Gleichung mittels eines PT1-Gliedes, während die zweite Gleichung zur Ermittlung der Rotorfrequenz herangezogen werden kann. Bei Kenntnis der Rotationsfrequenz ω aus einer Drehzahlmessung oder sensorloser Erfassung mittels eines Beobachters kann danach die Position des Raumzeigers in ruhenden Koordinaten ermittelt werden. **Bild 20** erläutert die Orientierung der Raumzeiger. Üblicherweise wird i_{sd} als flußbildende und i_{sq} als drehmomentbildende Stromkomponente bezeichnet; dann ergibt sich das elektromagnetisch erzeugte Drehmoment zu:

$$M_{el}=\frac{3}{2}p\psi'_{rd}i_{sq}. \tag{9}$$

Die Regelstrecke nach **Bild 20** beschreibt den verzögerten Aufbau des Rotorflusses 2 durch die Statorstrom-Längskomponente und die Bildung des Drehmomentes 3 durch Rotorfluß und Statorstrom-Querkomponente. Die Winkelgeschwindigkeit des Rotors ergibt sich nach Integration 4 des Beschleunigungsmomentes. Die Regeleinrichtung nach **Bild 20** ist nach dem Prinzip der kaskadierten Mehrgrößenregelung aufgebaut. Die unterlagerte Regelung wird durch die Stromregelkreise 1 für die Längs- und Querkomponente des Statorstromes gebildet. Der Sollwert für die Statorstrom-Längskomponente wird vom Flußregler 6 bereitgestellt, dessen Sollwert im Konstantfeldbereich auf Bemessungsfluß festgelegt wird und im Feldschwächbereich indirekt proportional zur Drehzahl gesteuert oder mittels eines überlagerten Spannungsregelkreis geregelt wird. Den Sollwert der Statorstrom-Querkomponente erhält man aus dem vom Drehzahlregler 7 ausgegebenen Drehmoment-Sollwert, der mit dem Rotorfluß invers zur Regelstrecke verrechnet wird. Der Flußistwert kann in einem Flußmodell 5 nachgebildet werden, das unter Verwendung meßbarer Größen, wie Statorspannungen, Ströme und ggf. der Rotorwinkelgeschwindigkeit, die Amplitude ψ_r und Phasenlage ϕ_s des Rotorflußzeigers nachbildet. Die Phasenlage wird dabei als Transformationswinkel für den Raumzeiger des Statorstromes und der Statorspannung verwendet.

V

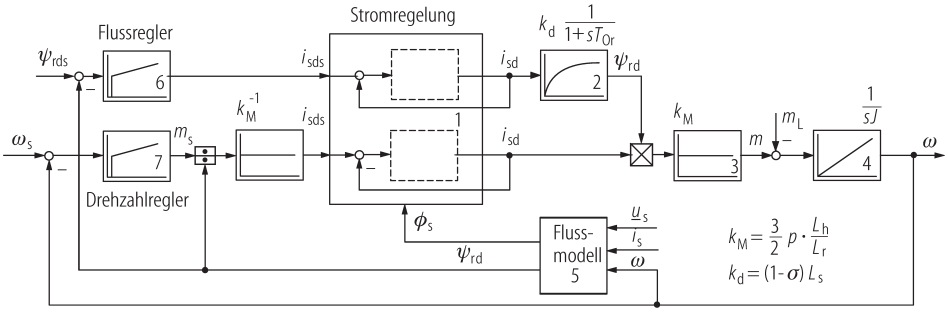


Bild 20. Feldorientierte Regelung der Asynchronmaschine

Die Hin- und Rücktransformation kann mit Hilfe des komplexen Drehoperators $e^{\pm j\phi_s} = \cos\phi_s \pm j \sin\phi_s$ vorgenommen werden, so daß sich z. B. die Istwerte der flußsynchronen Stromkomponenten aus den statorfesten Koordinaten mit Hilfe des Drehoperators $e^{j\phi_s}$ bestimmen lassen mit:

$$i_{sd} = \cos\phi_s i_{s\alpha} + \sin\phi_s i_{s\beta},$$
$$i_{sq} = -\sin\phi_s i_{s\alpha} + \cos\phi_s i_{s\beta}.$$

Die aus den Stromregelkreisen gebildeten Stellgrößen für die Spannungen müssen zur Verwendung in einem Pulsweitenmodulator ins statorfeste Koordinatensystem mit der entsprechend inversen Transformation $e^{-j\phi_s}$ umgerechnet werden.

Direkte Regelung von Fluß und Drehmoment

Für hochdynamische Antriebe ist neben der feldorientierten Regelung mit Pulsweitenmodulation (PWM) heute die Direkte Selbstregelung (DSR), die 1985 von M. Depenbrock vorgeschlagen wurde, das wichtigste Verfahren. Zur Erläuterung des Grundgedankens wird auf **V 4 Bild 15 c** verwiesen. Betrachtet man die Halbleiter in den 6 Zweigen des Wechselrichters als Schalter, so lassen sich damit 8 Schaltzustände darstellen, denen bei konstanter Zwischenkreisspannung die mit 1 ... 6 bezeichneten Raumzeigerspannungen sowie die Nullspannung zugeordnet sind. Speziell bei Grundfrequenzsteuerung gemäß **V 4 Bild 14** nimmt der Raumzeiger für jeweils 1/6 der Periode aufeinanderfolgend die Zustände 1 ... 6 ein.
Der Verkettungsfluß der Maschine ergibt sich durch Integration der um den Spannungsabfall am Ständerwiderstand verminderten Klemmenspannung. Bei Abweichung des Flußbetrags vom Sollfluß kann sehr schnell durch Signalumschaltung der passende Spannungszustand ausgewählt werden, um die schnellstmögliche Flußänderung ohne unnötige Ausgleichsvorgänge herbeizuführen.
Bild 21 a zeigt das Strukturbild eines Drehstromantriebs mit DSR. Aus Spannungen und Strömen an den Klemmen der Maschine werden der Gesamtfluß ψ und das Drehmoment m_δ berechnet. Es bedarf dazu keiner Information über die Drehzahl und die Läufergrößen. Der Flußraumzeiger wird auf einer Bahnkurve, hier einem Sechseck geführt, dessen Seiten parallel zu dem Sechseck in **Bild 21 b** verlaufen. Dazu werden die Schaltzustände entsprechend den Vorgaben eines Signalumschalters $S\psi$ vorgegeben. Die Abweichung des berechneten Drehmoments von seinem Sollwert wird einem Zweipunktregler zugeführt. Wenn der Istwert um mehr als die zugelassene Toleranz ε kleiner ist als der Sollwert, so wird der ausgewählte Spannungszustand am Wechselrichter eingestellt; ist das berechnete Drehmoment größer als der Sollwert, so wird auf den Nullspannungszeiger umgeschaltet.
Mit der DSR wird das Drehmoment so geregelt, daß bei kleinster Stromgrundschwingung die begrenzte Taktfrequenz optimal ausgenutzt wird (Direkte Drehmomentregelung). Daher empfiehlt sich das Verfahren besonders für Antriebe großer Leistung mit GTO-Umrichtern und hohen Anforderungen an die Dynamik wie in der Bahntechnik.

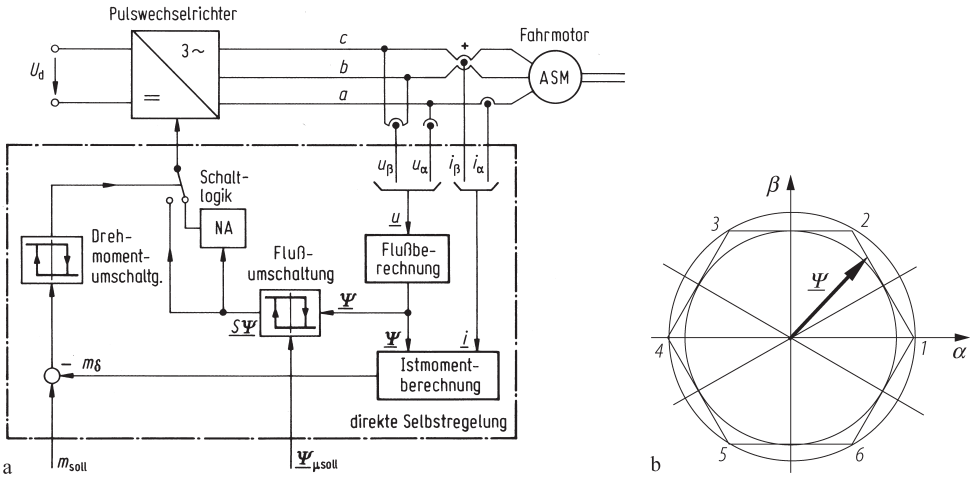


Bild 21 a, b. Drehstromantrieb mit Asynchronmotor und Direkter Selbstregelung (DSR). **a** Strukturbild; **b** Führung des Flußraumzeigers

6 Energieverteilung
Electric power distribution

6.1 Allgemeines. General

Zur Übertragung und Verteilung elektrischer Energie in Netzen und Anlagen werden Freileitungen und Starkstromkabel sowie Transformatoren und Schaltgeräte eingesetzt (s. **L 4**). Weitere Betriebsmittel sind Meßwandler, Sicherungen, elektrische Relais und Meldeeinrichtungen. Schließlich sind unter den Betriebsmitteln hier auch Stromrichter zu nennen [1–5]. Die Betriebsführung der Netze erfolgt mit Rechnern.

In den Hochspannungsnetzen wird Drehstrom mit Spannungen bis zu 765 kV übertragen. Gleichstromübertragungen gibt es mit Spannungen von einigen hundert kV (Hochspannungs-Gleichstromübertragung, HGÜ), u. a. auch als Kurzkupplungen zur asynchronen Verbindung zweier Netze bei gleichzeitiger Entkopplung der Kurzschlußleistungen.

In den europäischen Ländern beträgt die Betriebsfrequenz der Drehstromnetze 50 Hz. Speziell für die Bahnstromversorgung wird in den deutschsprachigen und skandinavischen Ländern auch Einphasenstrom von 16,7 Hz (bisher $16\frac{2}{3}$ Hz) eingesetzt.

Die Nennspannungen der Hochspannungs-Drehstromübertragung sind 110, 220 und 380 kV. In Energieverteilungssystemen wird eine Spannungsebene von 10 oder 20 kV eingesetzt. Die Niederspannungsversorgung in den Ortsnetzen hat die Nennspannung 230/400 V.

Gesichtspunkte bei der Wahl der Spannung sind technischer und wirtschaftlicher Art. Für die Fernübertragung sind Spannungshaltung und Stabilität, in den Netzen die Beherrschung der Kurzschlußströme von vordringlichem Interesse.

Bild 1 zeigt die Prinzipschaltung des Netzes eines Energieversorgungsunternehmens. Die Spannungsebenen des Verbundsystems sind 380 und 110 kV. Im Verteilungssystem transformieren Umspannwerke von 110 kV auf die Mittelspannung 10 kV; von dieser Ebene aus wird schließlich das Niederspannungsnetz versorgt.

Mit der Steigerung der Leistung und der Vermaschung der Verteilungsnetze ging eine Steigerung der Kurzschlußleistungen einher. Zu ihrer Beherrschung und Begrenzung werden unterschiedliche Maßnahmen eingesetzt. Hinsichtlich der Sternpunktbehandlung werden Netze mit isoliertem Sternpunkt, solche mit Erdschlußkompensation und Netze mit niederohmiger Sternpunkterdung unterschieden. Bei der Erdschlußkompensation wird durch eine Induktivität (Petersenspule) im Falle eines einpoligen Erdschlusses die kapazitive Komponente des Fehlerstroms kompensiert. Der Reststrom ist dann so klein, daß Lichtbögen in Luft von selbst erlöschen. In Hochspannungsnetzen ab 110 kV wird die niederohmige Sternpunkterdung durchgeführt, da das selbsttätige Erlöschen eines Erdschlußlichtbogens durch Erdschlußkompensation nicht mehr sichergestellt werden kann.

In Lastflußberechnungen für elektrische Netze wird vorzugsweise das Knotenpunktverfahren eingesetzt, in dem jeder Zweig allgemein durch eine Impedanz bzw. Admittanz und eine eingeprägte Spannung dargestellt wird. Die Analyse größerer Netze erfordert umfangreiche Matrizenoperationen. Für dynamische Untersuchungen und im Hinblick auf die Nichtlinearitäten des Netzmodells werden numerische Verfahren eingesetzt. Dafür stehen umfangreiche Softwarepakete zur Verfügung, welche über die Berechnung der Lastverteilung hinaus die Untersuchung dynamischer Vorgänge (z. B. symmetrische und unsymmetrische Kurzschlüsse, Kurzunterbrechungen, Anlaufvorgänge, Kurzzeit- und Langzeitstabilität) erlauben.

Unter dem Stichwort Leistungsqualität (Power quality) wird neuerdings in verstärktem Maße eine Bewertung der Strom-

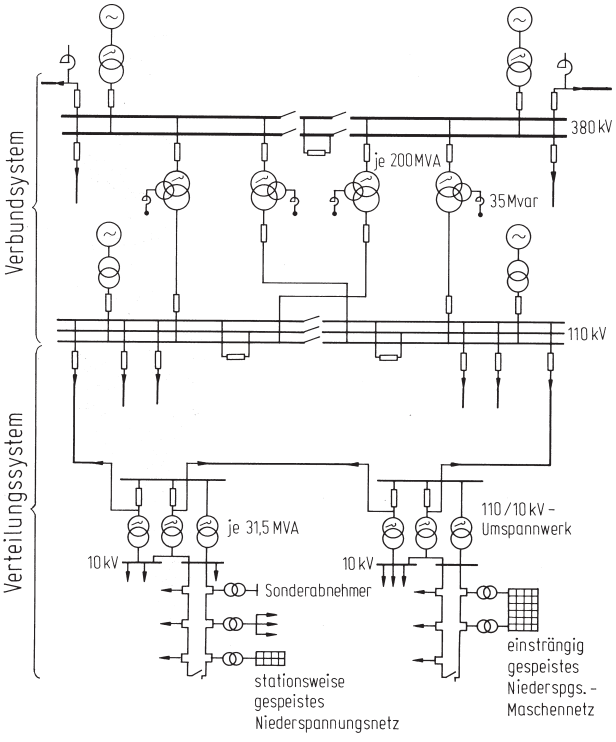


Bild 1. Prinzipschaltung eines Energieversorgungssystems (BEWAG, Berlin)

und Spannungsharmonischen, der Spannungsänderungen und des Schutzes vor Spannungsspitzen in öffentlichen Netzen vorgenommen.
Als zugeordnetes Fachgebiet hat die Elektrizitätswirtschaft die Aufgabe, durch planmäßige Erzeugung und Verteilung der elektrischen Energie mit rationellem Einsatz der Betriebsmittel den Energiebedarf der öffentlichen, gewerblichen und privaten Verbraucher kostengünstig und wirtschaftlich erfolgreich zu decken.

6.2 Kabel und Leitungen. Cables and lines

Die relativen Verluste auf einer Drehstromleitung mit dem elektrischen Leitwert $\varkappa$ (s. **Anh. V 1 Tab. 3**) und dem Querschnitt A je Phase betragen, bezogen auf die Einheit der Länge l, bei Übertragung einer Scheinleistung S

$$\frac{(P_\mathrm{v}/l)}{S} = \frac{S}{(U_\mathrm{L}^2 \varkappa A)}. \tag{1}$$

Aus dieser einfachen Beziehung gehen die Vorteile einer hohen Leiterspannung U_L zur Übertragung einer bestimmten Scheinleistung hervor.
Im Hochspannungsbereich von 110 bis 380 kV werden aus technischen und wirtschaftlichen Gründen ganz überwiegend Freileitungen eingesetzt [5]. Als Leitungen für niedrigere Spannungen, insbesondere in dichtbesiedelten Gebieten, kommen Kabel zum Einsatz. Heute werden unter ökologischen Gesichtspunkten Kabel auch bei Übertragungsspannungen von 110 kV und mehr projektiert (s. **L 4.1**).

6.2.1 Leitungsnachbildung. Line model

Elektrisch weist eine Leitung verteilte Parameter auf, die sich durch die Leitungskonstanten Widerstandsbelag R', Induktivitätsbelag L', Ableitungsbelag G' und Kapazitätsbelag C' beschreiben lassen. Dazu kann man Ersatzschaltbilder in T- oder Π-Form angeben (**Bild 2**). Bei der Darstellung von Leitungen der Energieversorgung werden in der Regel die Ableitwerte wegen $G'\omega C'$ vernachlässigt.
Das Betriebsverhalten der Leitungen läßt sich durch die Leitungstheorie beschreiben. Die *Impedanz*

$$\underline{Z}_\mathrm{w} = \sqrt{\frac{R' + \mathrm{j}\omega L'}{G' + \mathrm{j}\omega C'}}$$

wird allgemein als Wellenwiderstand bezeichnet. Bei verlustfreier Leitung vereinfacht sich dieser zu der reellen Größe

$$\underline{Z}_\mathrm{w} = Z_\mathrm{w} = \sqrt{L'/C'}. \tag{2}$$

Die Spannungs- und Stromverteilung auf einer langen Leitung kann als Überlagerung einer vorwärtslaufenden und einer reflektierten, rückwärtslaufenden Welle aufgefaßt werden. Das Verhältnis der rückwärtslaufenden zur vorwärtslaufenden Komponente der Spannung am Leitungsende wird als Reflexionsfaktor bezeichnet. Er hängt von der Abschlußimpedanz $\underline{Z}_\mathrm{a}$ und dem Wellenwiderstand ab

$$\underline{r} = \frac{\underline{U}_{2\mathrm{r}}}{\underline{U}_{2\mathrm{v}}} = \frac{\underline{Z}_\mathrm{a} - \underline{Z}_\mathrm{w}}{\underline{Z}_\mathrm{a} + \underline{Z}_\mathrm{w}}. \tag{3}$$

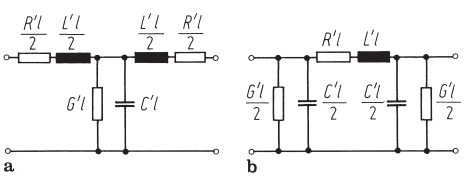


Bild 2 a, b. Ersatzschaltbilder für kurze Leitungen. **a** T-Schaltung; **b** Π-Schaltung

Während sich bei Leerlauf $\underline{r} = 1$ und bei Kurzschluß $\underline{r} = -1$ ergibt, stellt sich bei Anpassung ($\underline{Z}_\mathrm{a} = \underline{Z}_\mathrm{w}$) der Reflexionsfaktor $\underline{r} = 0$ ein. Hierbei gibt es keine rückwärtslaufenden Wellen, und es erfolgt die größtmögliche Leistungsübertragung bei minimalen Verlusten. Diese Leistung

$$P_\mathrm{n} = U_\mathrm{L}^2 / Z_\mathrm{w} \tag{4}$$

wird natürliche Leistung genannt. Bei 380-kV-Freileitungen liegt die natürliche Leistung in der Größenordnung 450 MW.
In vermaschten Netzen können zur Verbesserung des Leistungsübertragungsvermögens, der Spannungshaltung und der Stabilität steuerbare Systeme, sog. FACTs (Flexible AC Transmission Systems) eingesetzt werden. Grundformen sind Serien- und Parallelkompensatoren auf leistungselektronischer Basis.

6.2.2 Kenngrößen der Leitungen
Characteristics of lines

Drehstromkabel sind durch ihren Aufbau symmetrisch, während Drehstromfreileitungen infolge Platzwechsel der Leiter (Verdrillung) in bestimmten Abständen ebenfalls als symmetrische Anordnung angesehen werden können. Das einphasige Ersatzbild (**Bild 2**) ist für Kabel und Freileitungen gleichermaßen anwendbar.
Der Wirkwiderstand ist außer von Länge l, Querschnitt A und elektrischem Leitwert $\varkappa$ nur von der Temperatur abhängig (s. **Anh. V 1 Tab. 3**): $R = l/(\varkappa A)(1 + \alpha \cdot \Delta\vartheta)$.
Die Betriebsinduktivität einer Phasenleitung ist unter Berücksichtigung der Rückleitung in den beiden anderen Außenleitern $L_\mathrm{b} = \mu_0 l/(2\pi)(\ln d_\mathrm{m}/r + \frac{1}{4})$. Darin ist d_m der mittlere Leiterabstand, r der Leiterradius.
Die Betriebskapazität enthält die Erdkapazität C_e und die auf Sternschaltung umgerechnete Kapazität C_g der Dreieckschaltung Leiter gegen Leiter (**Bild 3**)

$$C_\mathrm{b} = C_\mathrm{e} + 3C_\mathrm{g} = (2\pi\varepsilon_0 l)/\ln d_\mathrm{m}/r.$$

Kabel weisen einen erheblich höheren Kapazitätsbelag auf als Freileitungen; dies wirkt sich in Ladeströmen und Erdschlußströmen aus. Strombelastbarkeit von isolierten Leitungen: **Anh. V 6 Tab. 1** und **2**.

Beispiel: Es sei eine Einfachfreileitung 110 kV, 50 Hz aus Aluminium/Stahlseilen gegeben. Bei einem Nennquerschnitt von 150/25 mm^2 und einem mittleren Leiterabstand von 4,5 m ergeben sich die Kenngrößen $R' = 0{,}22\,\Omega/\mathrm{km}$, $X'_\mathrm{L} = \omega L'_\mathrm{b} = 0{,}41\,\Omega/\mathrm{km}$, $C'_\mathrm{b} = 8{,}9\,\mathrm{nF/km}$. Andererseits sind die Kenngrößen für ein Dreimantelkabel für 20 kV, 50 Hz mit 95 mm^2 Querschnitt $X'_\mathrm{L} = \omega L'_\mathrm{b} = 0{,}12\,\Omega/\mathrm{km}$, $C'_\mathrm{b} = 0{,}38\,\mu\mathrm{F/km}$.

Die Werte ändern sich bei Leitungen für andere Betriebsspannungen nicht sehr stark. Tatsächlich nehmen Kabel gegenüber Freileitungen bei sonst gleichen Bedingungen den 25- bis 40fachen Ladestrom $I_\mathrm{C} = U_\mathrm{L}\omega C_\mathrm{b}/\sqrt{3}$ auf.

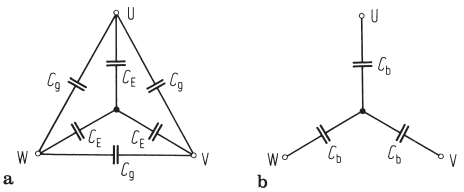


Bild 3 a, b. Kapazitäten einer Drehstromleitung. **a** Teilkapazitäten; **b** Betriebskapazitäten

6.3 Schaltgeräte. Switchgear

6.3.1 Schaltanlagen. Switching stations

Schaltanlagen dienen der Sammlung und Verteilung elektrischer Energie. Von einer Sammelschiene gehen die Abzweige zu den Verbrauchern über die Schaltgeräte und die zugeordneten Meßeinrichtungen.

Hochspannungsschaltanlagen bis zu Spannungen von 100 kV werden in der Regel in Gebäuden untergebracht, während für höhere Spannungen Freiluftausführungen vorherrschen. Im steigenden Maße werden jedoch bei den hohen Reihenspannungen gekapselte Anlagen mit Schwefelhexafluorid (SF_6) eingesetzt. Dieses Gas hoher dielektrischer Festigkeit erlaubt kompakte Ausführungen dort, wo die Luftisolation übergroße Abstände erfordern würde.

6.3.2 Hochspannungsschaltgeräte. High voltage switchgear

Die Schaltgeräte werden in Leistungsschalter, Lastschalter sowie Trenn- und Erdungsschalter eingeteilt. Sie weisen bewegliche Kontakte auf und dienen dem Ein- und Ausschalten von Stromkreisen.

Leistungsschalter sind in der Lage, Betriebs- und Kurzschlußströme zu schalten. Die *Ausschaltleistung* ist das Produkt aus Nennspannung und Ausschaltstrom, für Drehstrom multipliziert mit $\sqrt{3}$. Die Bemessung dient der Vermeidung von Schäden an den Betriebsmitteln (Generatoren, Transformatoren, Schaltanlagen, Leitungen) durch die dynamischen und thermischen Wirkungen der Kurzschlußströme. *Lastschalter* oder *Lasttrennschalter* sind geeignet für das Ein- und Ausschalten ungestörter Anlagen. *Trenner* werden annähernd stromlos geschaltet; sie stellen beim Ausschalten eine zuverlässig angezeigte Trennstrecke her. Sie dienen dem Schutz von Personen und Betriebsmitteln und werden in Hochspannungsanlagen in Reihe mit den Leistungsschaltern angeordnet.

Bei Unterbrechung eines Stroms entstehen Lichtbögen, deren Löschung Aufgabe der Schalter ist. Nach dem Löschmittel werden Luft-, Öl-, Druckgasschalter unterschieden. Mit Hilfe einer Löschmittelströmung wird im Schalter eine intensive Kühlung des Lichtbogens und dadurch ein schnelles Abschalten herbeigeführt. Eine andere Technik stellen die Vakuumschalter dar, die sich im Mittelspannungsbereich bis 40 kV eingeführt haben. Zur Prüfung des Schaltvermögens sind synthetische Prüfschaltungen im Gebrauch [6, 7].

Zur Erläuterung eines Einschaltvorgangs kann **V 1 Bild 21** dienen. Liegt der Schaltzeitpunkt im Maximum der stationären Spannung ($\varphi = \Phi$ in V 1 Gl. (46)), so entsteht das größtmögliche Gleichstromglied. Das Verhältnis des Scheitelwerts, der bei überwiegend induktiver Last bei annähernd $\omega t = \pi$ erreicht wird, zum Scheitelwert des stationären Wechselstroms wird Stoßfaktor $\varkappa$ genannt. In Abhängigkeit von $\cos\Phi$ der Last nimmt er Werte zwischen 1 und 2 an.

Beim Ausschaltvorgang eines Einphasenwechselstroms, der zu einem zufälligen Zeitpunkt $t = 0$ beginnt, entsteht zwischen den sich öffnenden Kontaktstücken der Schalter ein Lichtbogen der Bogenspannung u_B. Da deren Größe im Vergleich zur Netzspannung vernachlässigbar ist, brennt der Lichtbogen bis zum nächsten Nulldurchgang des Stroms. Je nach Steilheit der einschwingenden Spannung und der Verfestigung der Schaltstrecke zündet der Lichtbogen für eine weitere Halbwelle, bevor er endgültig erlischt (**Bild 4**).

Die während des Schaltvorgangs aus dem Netz gelieferte Energie abzüglich der in der Last umgesetzten ohmschen Verluste wird im Lichtbogen in Wärme umgesetzt. Im Gegensatz dazu fällt beim Abschalten von Gleichstrom außerdem die magnetische Energie im Schalter als Wärme an. Dort muß daher die Lichtbogenspannung größer als die Netzspannung werden.

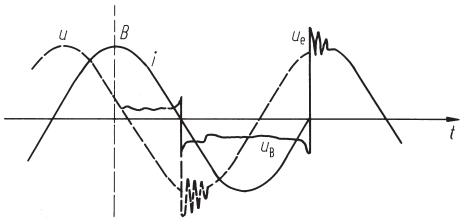


Bild 4. Ausschaltvorgang bei überwiegend induktiver Last

6.3.3 Niederspannungsschaltgeräte
Low voltage switchgear

Im Niederspannungsbereich bis 1 000 V gibt es eine große Zahl von Varianten der Schaltgeräte. Sie können u. a. nach der Betätigungsart (Handschalter, Anstoßschalter, Schütz), nach dem Schaltvermögem (Leerschalter, Lastschalter, Motorschalter, Leistungsschalter) und nach dem Verwendungszweck (Steuerschalter, Grenzschalter, Trennschalter, Schutzschalter) eingeteilt werden.

6.4 Schutzeinrichtungen
Devices for circuit protection

6.4.1 Kurzschlußschutz. Short-circuit protection

Zum schnellen Abschalten von Kurzschlüssen, bei denen der Strom ein Vielfaches des Nennstroms erreichen kann, werden Leistungsschalter mit magnetischer Auslösung vorgesehen, oder es werden Schmelzsicherungen eingesetzt.

6.4.2 Schutzschalter. Protection switches

Im Niederspannungsbereich werden in großem Umfange Schutzaufgaben von Schaltgeräten übernommen. Im Störungsfalle, z. B. durch Überströme oder bei Spannungsabsenkungen, sprechen die Geräte über entsprechende Schaltorgane an und schalten die gefährdeten Anlagenteile ab. Bei *Schloßschaltern* wird die im Schaltschloß gespeicherte Energie bei Auslösung freigegeben und führt die Abschaltung herbei. *Tastschalter* werden durch eine Rückstellkraft bei Fortfall der Antriebskraft in ihre Ausgangslage versetzt. *Schütze* sind Tastschalter, deren Kontakte mittels einer stromdurchflossenen Magnetspule in Einschaltstellung gehalten werden. Durch Kontakte, die im Steuerstromkreis des Schützes liegen, wird bei dessen Unterbrechung die Abschaltung herbeigeführt. Schütze werden hauptsächlich als Motorschutzschalter in Verbindung mit thermischen Überstromauslösern und magnetischer Schnellauslösung eingesetzt (**Bild 5**).

Auslöser und *Relais* können im Störungsfalle in unterschiedlicher Weise, unverzögert, verzögert oder zeitselektiv für die Abschaltung von Leistungsschaltern sorgen. Die Steuerung geschieht in der Regel mittels Speicherprogrammierung in einer SPS.

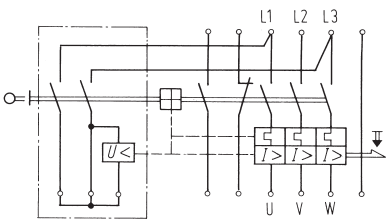


Bild 5. Schaltbild eines Motorschutzschalters

V

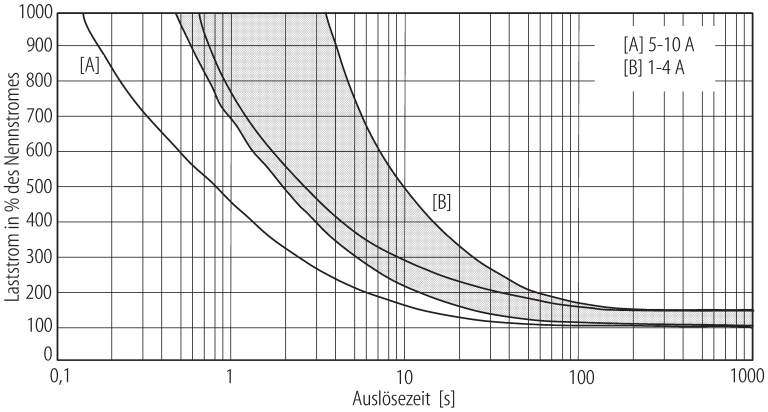


Bild 6. Auslösekennlinie eines thermischen Überstromschutzschalters (Tyco/Electronics)

6.4.3 Thermischer Überstromschutz

Thermic overload protection

Konventionelle Schutzgeräte sind Bimetallauslöser und -relais. Ihre Wirkung beruht auf dem Verhalten von Bändern, in denen zwei Materialien unterschiedlicher Ausdehnungskoeffizienten verbunden sind. Ausgenutzt wird dabei die Krümmung durch innere Spannungen bei Erwärmung infolge Stromfluß (**Bild 6**).

Andere thermische Überstromauslöser, wie sie z. B. im Motorschutz verwendet werden, arbeiten mit Kaltleitern (PTC-Widerständen) als Temperaturfühlern.

6.4.4 Kurzschlußströme. Short-circuit currents

Bei der Auswahl der Betriebsmittel und Anlagen müssen die dynamischen und thermischen Beanspruchungen beachtet werden, die bei Kurzschlüssen auftreten können. Deswegen und weil es bei Kurzschlußströmen über die Erde auch zu unzulässigen Berührungsspannungen kommen kann, sind die größtmöglichen Kurzschlußströme bei der Projektierung zu berechnen. Auch die kleinstmöglichen Kurzschlußströme sind im Hinblick auf die Bemessung der Schutzeinrichtungen von Bedeutung.

Es gibt in Drehstromanlagen verschiedene mögliche Kurzschlußarten:

Der *dreipolige Kurzschluß* ist ein symmetrischer Kurzschlußfall, bei dem die Kurzschlußwechselströme nur von der Mitsystemimpedanz abhängen und ein symmetrisches Drehstromsystem bilden.

Unsymmetrische Kurzschlußfälle sind der *zweipolige Kurzschluß* mit und ohne Erdberührung, der einpolige Kurzschluß (*Erdschluß*) und der *Doppelerdschluß*. Für die Kurzschlußwechselströme sind hier neben der Mitsystemimpedanz auch die Gegensystemimpedanz und gegebenenfalls die Nullimpedanz maßgebend.

Zur Berechnung von Kurzschlußströmen müssen die eingeprägten Spannungen und die Kurzschlußimpedanzen bekannt sein. Betrachtet man ein einfaches Netz mit einem Drehstromgenerator, so ist für den Stoßkurzschluß-(Anfangs-) Wechselstrom die subtransiente Spannung E'' maßgebend. Da der Generator nur eine symmetrische Mitsystemspannung erzeugen kann, sind also die symmetrischen Komponenten (s. **V 1.3**) der Spannung: $\underline{E}''_1 = \underline{E}''$; $\underline{E}''_2 = 0$; $\underline{E}''_0 = 0$.

Die Impedanz zwischen Generator und Kurzschlußstelle besteht aus den symmetrischen Komponenten $\underline{Z}_1$, $\underline{Z}_2$ und $\underline{Z}_0$. Im folgenden werden die drei wichtigsten Fälle betrachtet:

- Der dreipolige Stoßkurzschluß-Wechselstrom läßt sich mittels des einphasigen Ersatzschaltbilds einfach errechnen: $\underline{I}''_{k3} = \underline{E}''/\underline{Z}_1$.
- Der Anfangsstrom beim zweipoligen Kurzschlußstrom ohne Erdberührung zwischen den Phasen V und W ist mit den Bedingungen $I_U = 0$, $\underline{I}_W = -\underline{I}_V$ und $U_V - U_W = 0$ und bei Beachtung der Definitionsgleichung V 1 Gl. (41) der symmetrischen Komponenten: $\underline{I}''_{k2} = \sqrt{3}\underline{E}''/(\underline{Z}_1 + \underline{Z}_2)$.
- Der Anfangsstrom beim einpoligen Erdschluß der Phase U ist unter Berücksichtigung von $I_V = I_W = 0$ und $U_U = 0$: $\underline{I}''_{k1} = 3\underline{E}''/(\underline{Z}_1 + \underline{Z}_2 + \underline{Z}_0)$.

Bei *Synchrongeneratoren* wirkt im Falle des dreisträngigen Kurzschlusses die Subtransientspannung E''_q auf die Subtransientreaktanz X''_d der Längsachse; ohmsche Widerstände können dabei vernachlässigt werden. X''_d ist hier gleichzeitig die Mitsystemreaktanz; die Gegensystemreaktanz X_2 ist etwa gleich groß, während die Nullreaktanz X_0 des Generators deutlich kleiner ausfällt. Daher ist bei Kurzschlüssen in Generatornähe der zweipolige Stoßkurzschlußstrom kleiner, der einpolige meistens größer als der dreipolige. **Bild 7** erläutert für diese beiden unsymmetrischen Kurzschlußfälle die Schaltungen in dreiphasigen und in symmetrischen Komponenten.

Die Vorschriften DIN EN 60909 geben ein Berechnungsverfahren an, bei dem für alle Kurzschlußarten an der Kurzschlußstelle einheitlich eine Ersatzspannungsquelle $cU_n/\sqrt{3}$

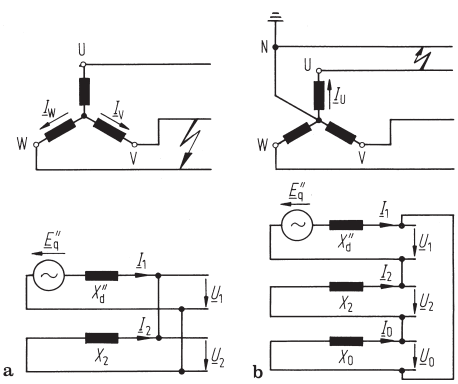


Bild 7 a, b. Unsymmetrische Generatorkurzschlüsse. **a** Zweisträngig; **b** einsträngig. Schaltungen für Phasen- und in symmetrischen Komponenten

wirksam ist. Für U_h ist die Außenleiternennspannung einzusetzen; der größtmögliche Kurzschlußstrom in Hochspannungsnetzen berechnet sich mit $c = 1,1$. Andererseits ermittelt man in Niederspannungsnetzen den kleinstmöglichen Kurzschlußstrom mit $c = 0,95$.

Ist der Anfangswechselstrom bekannt, so läßt sich der Stoßkurzschlußstrom als Scheitelwert unter Berücksichtigung des abklingenden Gleichstromglieds (s. **V 3** Gl. (10)) berechnen: $I_s = \varkappa\sqrt{2} \cdot I''_k$; $\varkappa$ ist abhängig vom Verhältnis R_k/X_k des Kurzschlußstromkreises und nimmt Werte zwischen 1 und 2 an.

In komplizierteren Netzen erfordert die Kurzschlußstromberechnung den Einsatz von Rechnern oder speziellen Netzmodellen. Dabei können auch dynamische Vorgänge berücksichtigt werden.

6.4.5 Selektiver Netzschutz. Selective network protection

Im Falle von Kurzschlüssen sollen möglichst nur die gestörten Netzteile spannungslos geschaltet werden. Daher wird eine selektive Abschaltung angestrebt. Dies läßt sich bei Strahlennetzen durch Zeitstaffelung erreichen. Dazu soll die Verzögerungszeit stromunabhängig und bei einem vorgeordneten Schalter größer sein als die Ausschaltzeit des nachgeordneten Schalters. In einer Kette hintereinanderliegende Leistungsschalter werden Staffelzeiten von um 60 ms verwendet. Beispielsweise haben drei zeitselektiv gestaffelte Schalter *Auslösekennlinien* nach **Bild 8a**.

In vermaschten Netzen wird Selektivität durch einen Distanzschutz erreicht. Am Ort des Leistungsschalters werden Spannung und Strom erfaßt und daraus die Netzimpedanz ermittelt. Die Verzögerungszeit für die Auslösung wird mit zunehmender Netzimpedanz größer eingestellt, so daß die der Kurzschlußstelle zunächst liegenden Schalter als erste abschalten (**Bild 8b**).

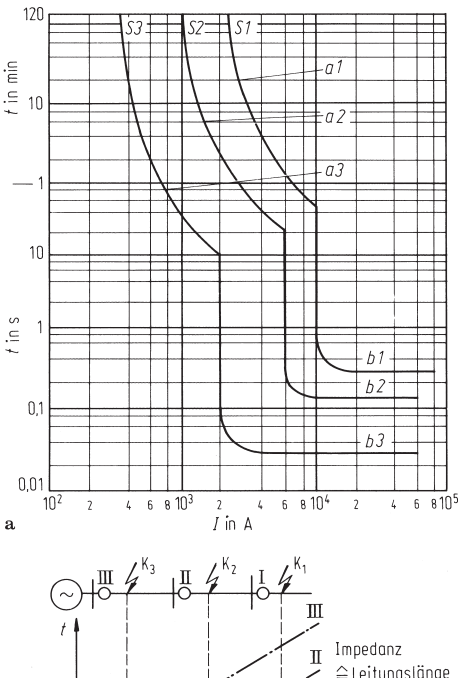


Bild 8a, b. Selektiver Netzschutz. **a** Zeitselektiv gestaffelte Leistungsschalter, Auslösekennlinien; **b** Distanzschutz, Auslösezeiten in Abhängigkeit vom Kurzschlußort

Alternativ können Schnellschalter, wie von der Kurzschlußfortschaltung bekannt, mit Kurzunterbrechungsselektivität eingesetzt werden. Dabei lösen alle in einem Strompfad liegenden Schalter bei Kurzschluß nach etwa 10 ms gleichzeitig aus. Nach einer Kurzunterbrechungszeit von beispielsweise 700 ms werden sie wieder eingeschaltet. Fließt dabei wiederum der Kurzschlußstrom, wird erneut abgeschaltet.

Bei Anlagenteilen, die keine Erzeuger und Verbraucher enthalten, kann der Differentialschutz eingesetzt werden. Die Ströme am Eingang und am Ausgang werden, gegebenenfalls unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses bei Transformatoren, miteinander verglichen; auftretende Fehler werden erkannt und führen zur Abschaltung. Öltransformatoren werden außerdem mit dem Buchholzschutz ausgerüstet, der auf Gasentwicklung im Kessel infolge eines Fehlers anspricht.

6.4.6 Berührungsschutz
Protection against electric shock

Wegen der Gefahren bei Berührung von unter Spannung stehenden Anlagenteilen sind Schutzmaßnahmen vorgeschrieben. Nach DIN VDE 0100 gelten 65 V als *Grenzwert* der zulässigen Berührungsspannung. Die Schutzmaßnahmen sollen verhindern, daß im Betrieb und vor allem im Fehlerfalle berührbare Teile eine höhere Spannung annehmen oder beibehalten können:

- Bei Betriebsmitteln für *Schutzkleinspannung* ist eine höchste Betriebsspannung von 42 V vorgeschrieben.
- *Schutzisolierung* soll das Überbrücken zu hoher Berührungsspannungen verhindern; dazu ist eine Isolierung zusätzlich zur Betriebsisolierung vorzusehen.
- Die *Schutztrennung* trennt den Verbraucherstromkreis durch einen Trenntransformator vom speisenden Netz und verhindert damit bei Körperschluß eine Berührungsspannung zwischen dem Körper des Betriebsmittels und Erde.

Die übrigen Schutzmaßnahmen haben dafür zu sorgen, daß im Falle von Isolationsfehlern das geschützte Betriebsmittel abgeschaltet wird, so daß eine unzulässige Berührungsspannung nicht bestehen bleiben kann. Sie brauchen dazu einen *Schutzleiter*:

- Bei *Schutzerdung* werden die Körper (z. B. Gehäuse) an Erder oder geerdete Teile angeschlossen.
- Die *Nullung* erfordert eine Verbindung der Körper mit einem unmittelbar geerdeten Leiter, z. B. den geerdeten Mittelleiter.
- Beim *Schutzleitersystem* werden mittels eines Schutzleiters alle Körper einer elektrischen Anlage untereinander und mit leitenden Gebäudeteilen, Rohrleitungen und mit Erdern verbunden.
- Die *Fehlerspannungs*-(FU-)*Schutzschaltung* sorgt beim Auftreten zu hoher Berührungsspannungen innerhalb von 0,2 s für Abschaltung aller Außenleiter.
- Die *Fehlerstrom*-(FI-)*Schutzschaltung* sorgt bei Auftreten eines Fehlerstroms (von z. B. 60 mA) durch Abschalten innerhalb von 0,2 s dafür, daß keine zu hohe Berührungsspannung an Körpern bestehen bleibt. Dazu werden die Betriebsströme, deren Summe in den Leitern im Normalbetrieb Null ist, über einen Summenstromwandler geführt, dessen Sekundärwicklung auf ein Überstromrelais arbeitet.

In **Bild 9** sind Beispiele für die Anwendung von Schutzmaßnahmen angegeben.

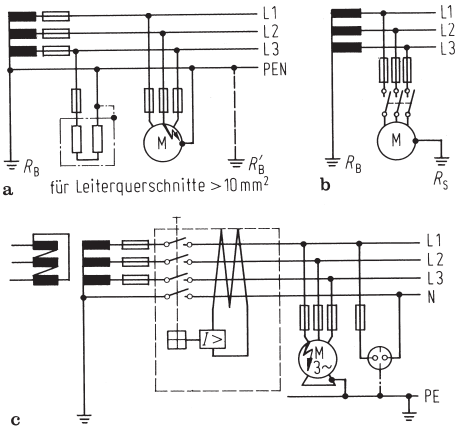


Bild 9a–c. Beispiele für Schutzmaßnahmen. **a** Nullung ohne besonderen Schutzleiter; **b** Schutzerdung; **c** Fehlerstrom-(FI-)Schutzschaltung. N Mittelleiter/Sternpunktleiter, PE Schutzleiter geerdet, PEN Schutz- und Betriebserde

6.5 Energiespeicherung (s. L 4.2). Energy storage

6.5.1 Speicherkraftwerke. Storage power stations

Elektrische Energie läßt sich als solche nicht speichern. In der Energieversorgung wird mit Hilfe von Speicherkraftwerken die Möglichkeit genutzt, in Schwachlastzeiten Wasser in einen Speichersee zu pumpen und die potentielle Energie des Wassers in Spitzenlastzeiten wieder zur Erzeugung elektrischer Energie zu nutzen. Es werden Synchronmaschinen als Motorgeneratoren eingesetzt. Die Synchronmaschine ist dazu mit einer Wasserturbine und mit einer Pumpe gekuppelt.
Eine technische Variante bildet die Ausführung mit nur einer hydraulischen Maschine, die sowohl für Turbinen- als auch Pumpbetrieb geeignet ist. Beim Übergang von der einen zur anderen Betriebsart ändert sich allerdings die Drehrichtung. Die Synchronmaschine muß dann auch in der Lage sein, zum Pumpbetrieb als Motor hochzufahren.
In Speicherkraftwerken läßt sich ein Gesamtwirkungsgrad für die Energieumsetzung von 0,6 bis 0,65 erzielen.

6.5.2 Batterien. Batteries

In Akkumulatoren oder Sekundärbatterien wird beim Laden elektrische in chemische Energie umgesetzt und beim Entladen als elektrische Energie zurückgewonnen [8]. Primärbatterien sind dagegen für einmalige Entladung vorgesehen. Merkmale eines Akkumulators sind seine spezifische Kapazität, die Anzahl der Ladezyklen sowie Gesichtspunkte der Mindestladezeit, der Wartungsfreiheit und der Umweltverträglichkeit.

Bleiakkumulatoren. Sie werden in ortsfesten Anlagen, für Traktionszwecke und vor allem in großer Zahl als Starterbatterien in Kraftfahrzeugen eingesetzt.
Die Bleibatterie tritt als *Gitterplattenakkumulator* und als *Panzerplattenakkumulator* auf. Das aktive Material wird aus Blei und Bleioxid unter Verwendung von Zusätzen hergestellt und als Plastiermasse maschinell in die aus Blei bestehenden Gitterplatten eingestrichen. Der Elektrolyt ist Schwefelsäure mit einer Konzentration von etwa 5 mol/l (ca. 39 Gew.-%) entsprechend einer Dichte von 1,28 g/cm^3. Die Konzentration nimmt bei Entladung der Zelle ab; sie soll 1,05 g/cm^3 nicht unterschreiten.

Nach Gladstone und Tribe läßt sich die Gesamtreaktion in der Zelle beschreiben durch die chemische Gleichung

$$\underset{\text{(geladen)}}{Pb + 2\,H_2SO_4 + PbO_2} \rightleftharpoons \underset{\text{(entladen)}}{2\,PbSO_4 + 2\,H_2O}.$$

Als Nennspannung pro Zelle ist beim Bleiakkumulator 2,0 V festgelegt. Die Batteriekapazität definiert die Entladeenergie einer Zelle und beschreibt die entnehmbare Ladung bei konstanter Entladestromstärke

$$C_B = I \cdot t_{/U_s}\,[Ah]$$

und wird für eine festgelegte Entladeschlussspannung U_s angegeben.
Den Ladevorgang einer Zelle beschreibt **Bild 10a**. Bei etwa 2,4 V Zellenspannung tritt Gasen des Elektrolyten auf. Die Ladeschlußspannung beträgt etwa 2,65 V. Bei der Entladung soll eine minimale Spannung von etwa 1,8 V nicht unterschritten werden.
Die nutzbare Kapazität ist eine Funktion des Entladestroms; in **Bild 10b** ist dazu für eine Zelle in logarithmischem Maßstab die Entladezeit über dem Strom dargestellt. **Bild 10c** zeigt Entladekennlinien einer Zelle über dem Entladegrad mit dem Entladestrom als Parameter.
Der Entwicklungsstand der Bleibatterien ermöglicht auch ihren Einsatz für Speicheranlagen in der Elektrizitätsversorgung. Die Batterieanlage leistet dann Beiträge zur Spitzenlastdeckung und bei der Frequenzregelung. Eine ausgeführte Anlage (BEWAG, Berlin) stellt eine Sofortreserve von 17 MW dar, die mit ± 8,5 MW zur Frequenzregelung einge-

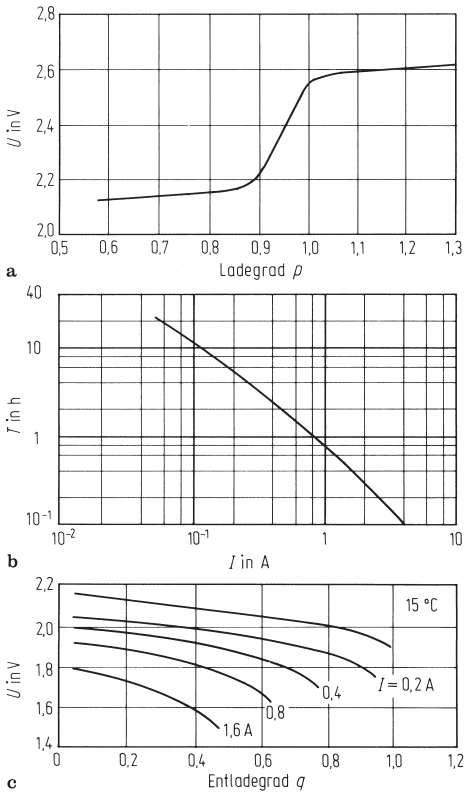


Bild 10a–c. Kennlinien von Bleiakkumulatoren. **a** Ladekennlinie; **b** Entladezeit über Entladestrom einer Zelle; **c** Entladekennlinien einer Zelle bei 15 °C

Tabelle 1. Eigenschaften von Energiespeichern

Eigenschaft \ Speicher	Bleibatterie	Elektrolyt-kondensator	SuperCap	SMES	Schwungmasse schnell/langsam	Pumpspeicher
Kapazität	1100 Ah	100 F	4000 F	5 H	6/23 kg/m^2	$12 \cdot 10^6$ m^3
Energieinhalt	40 MWh	16 kWh	40 kWh	133 kWh	9/1000 kWh	10^5 MWh
Energiedichte	100 kWh/m^3	0,4 kWh/m^3	10 kWh/m^3	10 kWh/m^3	120/0,8 kWh/m^3	0,1–3 kWh/m^3
Leistungsvermögen	70 MW	10 MW	100 kW	1 MW	0,9/155 MW	1 GW
Leistungsdichte	100 kW/m^3	83 MW/m^3	1 MW/m^3	28 kW/m^3	2000/300 kW/m^3	80 W/m^3
Ladezyklenzahl	$5 \cdot 10^3$	$>10^6$	$> 2 \cdot 10^5$	10^5	$>10^6$	$5 \cdot 10^4$
Zugriffszeit	0,1 s	$10^{-6} – 10^{-3}$ s	0,01 s	0,02 s	0,02 s	< 75 s
Ladewirkungsgrad %	75–85	>95	90	90–98	90–95	75–80

setzt werden kann. Die Kapazität beträgt bei einer Betriebsspannung von 1180 V 12 kA, so daß die Anlage bei 5 h Entladungszeit einer Energie von 14,4 MWh liefern kann.

Andere Akkumulatoren

Eine breite Einführung des Elektroantriebs für Kraftfahrzeuge hängt im wesentlichen von der Bereitstellung einer Speicherbatterie mit hoher Energiedichte ab. Bisher herrschen hier geschlossene Blei-Gel-Akkumulatoren vor. Mit einer spezifischen Kapazität von typisch 35 Wh/kg bzw. 70 Wh/l ist die Bleibatterie für die Anwendung keineswegs optimal. Verbesserte Werte sind erst von anderen Systemen zu erwarten. Auf der anderen Seite werden für die vielen Anwendungen in elektronischen Geräten ebenfalls hochwertige Batterien verlangt.

Nickel-Cadmiumbatterien gehören zu den Akkumulatoren mit alkalischen Elektrolyten; sie sind wiederaufladbar, in der Anwendung robust und haben eine lange Lebensdauer. Sie werden als Knopf- oder Rundzellen sowie als prismatische Zellen mit Kapazitäten zwischen 10 mAh und 25 Ah gefertigt.

Nickel-Metallhydridbatterien haben typisch eine spezifische Kapazität von 50 Wh/kg und 1000–1500 Ladezyklen.

Lithium-Ionenbatterien weisen fast dreimal so hohe spezifische Kapazität wie der Bleiakkumulator auf (80 Wh/kg, 160 Wh/l). Als entsprechend teure Speicher kommen sie für Geräte wie Notebooks und Mobiltelefone zum Einsatz.
Fortgeschrittene Entwicklungen betreffen u. a. *Natrium-Nikkel-Chloridbatterien* und *Zink-Luftbatterien*.

6.5.3 Andere Energiespeicher
Other energy storage methods

Eine Zukunftsentwicklung beschäftigt sich mit der Speicherung magnetischer Energie in *supraleitenden* Spulen (SMES), in denen der Strom praktisch verlustlos über längere Zeit fließen kann. Die Einkopplung und Auskopplung elektrischer Energie erfolgt über Stromrichter; es werden auch unkonventionelle Ladeverfahren mit Schaltern in Betracht gezogen, die vom supraleitenden in den normalleitenden Zustand versetzt werden können.
Ein anderes Konzept wird bei *Schwungradspeichern* verfolgt, die aus einer elektrischen Quelle aufgeladen und bei Bedarf wieder entladen werden können.
Schließlich finden heute auch sogenannte Superkondensatoren (Ultracaps) zunehmend Beachtung. Die Speicherwirkung ist elektrostatisch und wird durch Verwendung von Karbon-Elektroden mit einem organischen Elektrolyten erreicht. Während die Energiedichte mit 2 Wh/kg wesentlich kleiner als bei Batterien ist, fällt die erzielbare Leistungsdichte mit 1000 W/kg vorteilhafter aus. Die Spannung während des Lade- und Entladevorgangs ist allerdings linear zeitabhängig. Mit Zellenspannungen von 2,3 V, erreichbaren Kapazitätsbelägen von 1,5 F/cm^2 sowie einer hohen Zykluszahl bis zu 500000 empfehlen sie sich als Kurzzeitspeicher im Bereich zwischen Akkumulator und Elektrolytkondensator.
In **Tab. 1** sind die Eigenschaften der wichtigsten Energiespeicher zusammengefaßt.

6.6 Elektrische Energie aus erneuerbaren Quellen
Electric energy from renewable sources

Unter Umweltgesichtspunkten wird angestrebt, den Beitrag regenerativer Quellen zur Deckung des Energiebedarfs zu erhöhen [9]. Im Vordergrund des Interesses stehen dabei von der Sonne herrührende Energieformen: solare Strahlung, Wasserkraft, Windenergie, Umweltwärme und biochemische Energie. Hinzu kommt die geothermische Energie (s. **L 2.6**) und die Gezeitenenergie.
Wasserkraftwerke sind seit langem im Einsatz; ein weiterer Ausbau der Wasserkräfte ist jedoch durch wirtschaftliche und ökologische Gesichtspunkte begrenzt. In der Bundesrepublik Deutschland leisten die Wasserkräfte zur elektrischen Energieerzeugung einen Beitrag von 4,5 %.
Sonnenenergie kann solarthermisch und solarelektrisch genutzt werden. Die Solarstrahlung hat in Deutschland mit maximal 1000 W/m^2 eine relativ niedrige Energiedichte. Die Windenergie bringt eine noch geringere Energiedichte von etwa 300 W/m^2 auf. Bei der technischen Nutzung muß von der nicht konstanten Darbietung ausgegangen werden; dadurch ist in der Regel ein Speicher oder eine Pufferung durch ein anderes System erforderlich.

6.6.1 Solarenergie. Solar energy

In solarthermischen Kraftwerken wird Strahlungsenergie mit Hilfe von Spiegelsystemen, vorzugsweise mit Nachführung in ein oder zwei Achsen, konzentriert und zur Erhitzung eines Mediums verwendet. Die weitere Energiewandlung erfolgt dann mit konventioneller Technik. Von den bekannten Konstruktionen sind zwei zu nennen.
Im ersten Falle wird die Strahlung durch eine große Zahl von Parabolspiegeln dem auf einem Turm befindlichen Absorber zugeführt, wo ein flüssiges Salzgemisch bis auf 560 °C erhitzt wird (Solar Two, Kalifornien, 1996). Bei einer anderen Konstruktion wird ein in langen Absorberrohren fließendes Öl mittels geeignet angeordneter Parabol-Rinnenkollektoren erhitzt (Fa. LUZ, USA, bis 1991). Bei größeren Leistungen ab 10 MW gelten solche Systeme als wirtschaftlich; die Wirkungsgrade von etwa 11 % stehen derzeitigen photovoltaischen Anlagen nicht nach.
In der Photovoltaik (PV) wird elektrische Energie direkt in Solargeneratoren erzeugt, welche aus Moduln aufgebaut sind

(s. **V 1 Bild 25**). Die Leistung eines Moduls ist abhängig von der Einstrahlung und der Temperatur. Daher werden PV-Anlagen auf Punkte maximaler Leistung in der $I(U)$-Kennlinie (Maximum power point, MPP) geregelt. Der Gleichstrom der Solargeneratoren wird mittels Wechselrichter in Wechsel- oder Drehstrom umgeformt. Der mittlere jährliche Anlagenertrag (final yield) liegt in Deutschland zwischen 600 und 800 kWh/($kW_p \cdot a$), wobei die installierte Leistung durch ihren Spitzenwert (peak) angegeben wird. Die PV-Anlagen sind geeignet zur Netzeinspeisung wie auch, im Zusammenwirken mit Energiespeichern und gegebenenfalls noch anderen Energiewandlern, zur dezentralen Energieversorgung [12].

Bild 11 zeigt die Grundschaltung einer Photovoltaik-Anlage. Die Solargeneratoren speisen über eine Gleichstromsammelschiene auf Wechselrichter, die eine anschlußfertige Schnittstelle zwischen PV-Feld und Netz herstellen.

6.6.2 Windenergie. Wind energy

Die Nutzung dieser Energieform mit Hilfe von Windmühlen ist seit langem bekannt. Zur Erzeugung elektrischer Energie werden schnellaufende Windturbinen mit ein bis vier Flügeln eingesetzt, mit denen, in der Regel über ein Übersetzungsgetriebe, ein Generator gekuppelt ist [11]. Die Leistung des Windenergiekonverters ist der vom Rotor überstrichenen Fläche und der dritten Potenz der Windgeschwindigkeit proportional. Nach der Theorie von Betz kann das Windrad höchstens 59,3 % der im Wind enthaltenen kinetischen Energie ausnutzen. Dies ist der maximal erreichbare Leistungsbeiwert. Für eine gegebene Anlage ist der Leistungsbeiwert eine Funktion der Schnellaufzahl (Umfangsgeschwindigkeit der Flügelspitzen bezogen auf die Windgeschwindigkeit). Der Energieertrag hängt vom zeitlichen Verlauf der Windgeschwindigkeit am Aufstellungsort ab, deren relative Häufigkeitsverteilung sich als Histogramm darstellen und durch eine Weibull-Funktion annähern läßt. Bei bekannter Verteilungs-

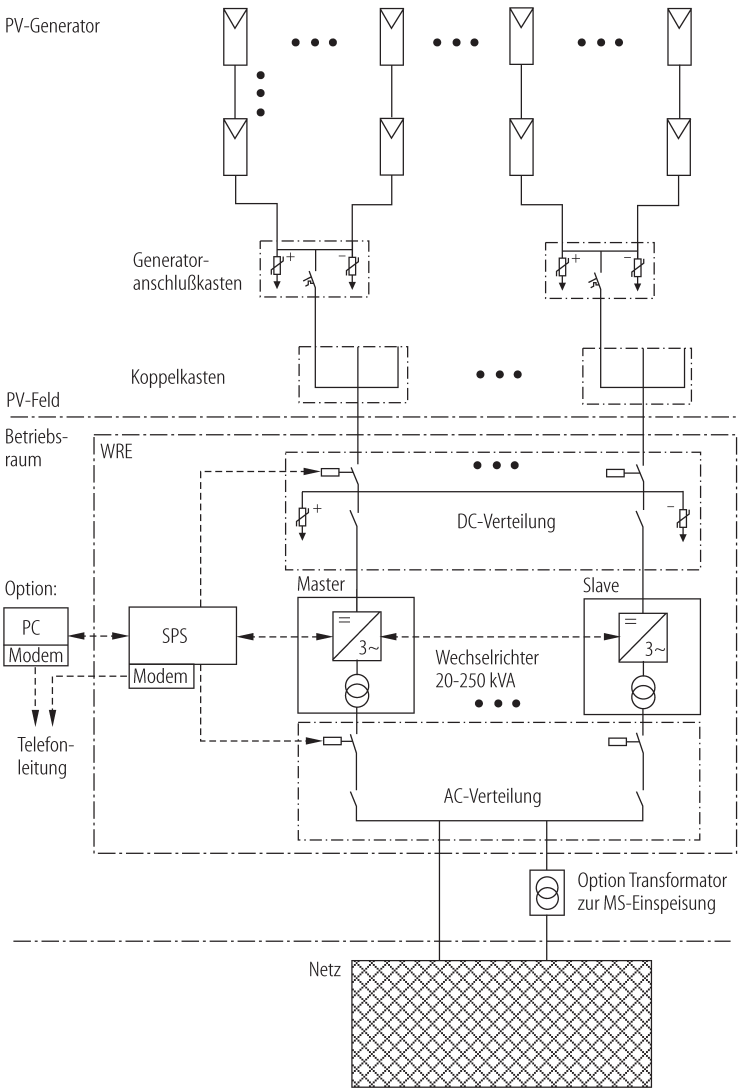


Bild 11. Grundschaltung PV-Kraftwerk 50 kWp-1 MWp (ISET Kassel)

funktion ergibt sich die Leistungskennlinie in Abhängigkeit der mittleren Windgeschwindigkeit als Basis für die Ermittlung des Energieertrags einer Windkraftanlage. **Bild 12a** zeigt das Kennfeld einer Windkraftanlage. Dargestellt ist die Leistung P an der Welle in Abhängigkeit von der Drehzahl n mit der Windgeschwindigkeit v als Parameter. Man erkennt, daß das Leistungsmaximum (der Bestpunkt) sich mit zunehmendem v zu höheren Drehzahlen verlagert. Linie *a* verbindet die Bestpunkte und gibt die optimale Drehzahl bei gegebener Windgeschwindigkeit an. Bei hohen Windgeschwindigkeiten muß für eine Leistungsbegrenzung gesorgt werden, Linie *b*. Dies kann durch aktive Flügelblattverstellung (Pitchregelung) oder durch Ausnutzung der Wirkung des Strömungsabrisses (Stallregelung) passiv geschehen.

Als Generatoren kommen Asynchronmaschinen und Synchronmaschinen zum Einsatz. Bei direkter Kupplung mit dem frequenzstarren Netz weisen diese Maschinen gar keine oder nur geringe Lastabhängigkeit der Drehzahl auf, so daß nicht einerseits der Bestpunkt bei hohen Windgeschwindigkeiten und andererseits eine gute Ausnutzung bei Schwachwind erreicht werden kann. Um bei den häufig verwendeten Asynchrongeneratoren mit Kurzschlußläufer zur direkten Netzeinspeisung auch Schwachwindzeiten ausnutzen zu können, werden polumschaltbare Maschinen mit zwei Drehzahlstufen eingesetzt (dänisches Konzept). In den letzten Jahren haben sich Anlagen für drehzahlvariablen Betrieb eingeführt; damit können schnelle Leistungsänderungen der Windseite ausgeregelt und ein netzfreundlicher Betrieb erzielt werden (power quality). Hierfür ist eine Entkopplung der Generatordrehzahl von der Netzfrequenz erforderlich. Dazu werden als Anpaßeinrichtungen zum Drehstromnetz Zwischenkreisumrichter verwendet (s. **V 4.4**). Die bekanntesten Lösungen sind ein elektrisch erregter Synchrongenerator (u.a. ohne Getriebe) mit Umrichter und eine doppeltspeisende Asynchron-Schleifringläufermaschine mit läuferseitigem Umrichter [10].

Bei den Windkraftanlagen zur Netzeinspeisung herrschen dreiflügelige Maschinen mit horizontaler Achse in den Leistungsklassen 600 kW und 1 500 kW vor. Neben Anlagen im Binnenland und in Küstengebieten werden in Zukunft wegen der höheren Geschwindigkeiten und der gleichmäßigeren Darbietung des Windes Offshore-Anlagen an Bedeutung gewinnen.

Windkraftanlagen kleinerer Leistung sind für dezentrale Energieversorgungssysteme von Interesse. Bei einem in **Bild 12b** dargestellten Konzept werden Windgenerator und Dieselgenerator kombiniert. Die Häufigkeit der beim Eintreten von Schwachwindzeiten erforderlichen Anläufe des Dieselmotors kann durch Hinzufügen einer Batterie vermindert werden. Ein Betriebsführungssystem hat last- und windabhängig den Einsatz der beteiligten Einheiten zu optimieren. Im Beispiel sind ein asynchroner Windgenerator und zwei synchrone Dieselgeneratoren vorgesehen. Die erforderliche Blindleistung kann bei Windbetrieb vom Dieselgenerator bereitgestellt werden, sofern durch eine Fliehkraftkupplung dafür gesorgt wird, daß er auch bei abgeschaltetem Diesel als Phasenschiebermaschine mitläuft. Ansonsten ist eine statische Kompensationseinrichtung einzusetzen.

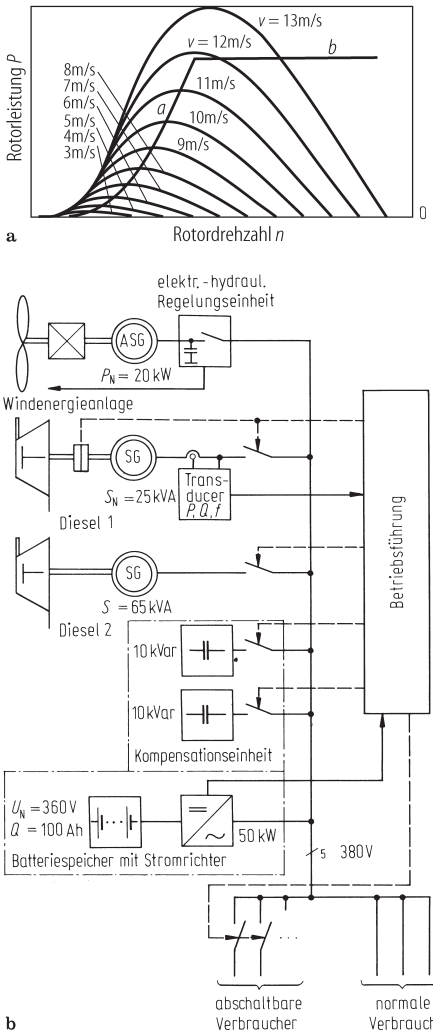


Bild 12a, b. Einsatz der Windenergie. **a** Leistungskennlinien eines Windenergiekonverters; **b** Schaltungskonzept eines Wind-Diesel-Energiesystems (IBEK, Bremen)

Zur Vermeidung aufwendiger Synchronisationseinrichtungen können derartige Hybridanlagen auch mit einer Gleichstromsammelschiene arbeiten, bei der über Stromrichter die Anpassung von Spannung und Frequenz zwischen den Generatoren und dem Drehstrom-Inselnetz vorgenommen wird.

V

7 Elektrowärme. Electric heating

Beim Stromdurchgang durch einen ohmschen Widerstand wird nach $P_w = UI\cos\varphi = I^2 \cdot R = U^2/R$ elektrische Leistung in Wärme umgewandelt. Die verschiedenen Elektrowärmeverfahren unterscheiden sich nach der Art des Widerstands und der Energiezufuhr in Widerstands-, Lichtbogen-, Induktions- und dielektrische Erwärmung. Für Schmelz-(Ofen-)anlagen werden nur die ersten drei Prinzipien angewandt, vgl. **Bild 1**.

Bei den Verfahren nach **Bild 1a, e** und **f** wirkt das zu erhitzende Gut selbst als ohmscher Widerstand, bei **Bild 1c** und **d** das Plasma eines Lichtbogens. Praktisch einzige Anwendung des Verfahrens nach **Bild 1c** ist der Lichtbogen-Stahlofen

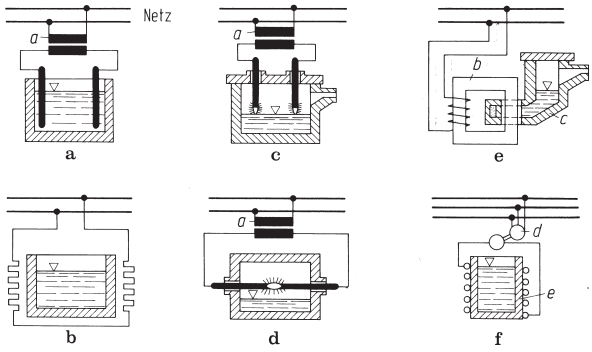


Bild 1a–f. Verschiedene Beheizungsarten für Elektroöfen. **a** Direkte Widerstandserhitzung; **b** indirekte Widerstanderhitzung; **c** direkte Lichtbogenerhitzung; **d** indirekte Lichtbogenerhitzung; **e** Niederfrequenz-Induktionserhitzung; **f** Mittelfrequenz-Induktionserhitzung. *a* Transformator, *b* Eisenkern, *c* Schmelzrinne, *d* Mittelfrequenz-Umformer, *e* wassergekühlte Induktionsspule

[1, 2]. Die meisten Reduktionsöfen, z. B. zur Herstellung von Carbid, Ferrosilicium, Korund sind Mischformen von **Bild 1 a** und **c**.

7.1 Widerstandserwärmung. Resistance heating

Neben dem Schmelzofen sind die Widerstandserwärmung von Werkstücken, von Walzgut, bestimmte Bauformen von Wassererhitzern und -verdampfern, sowie das Widerstandsschweißen, vgl. **Bild 2** Beispiele der direkten Widerstandserwärmung; sie sind i. allg. durch hohen Strombedarf bei relativ niedrigen Spannungen gekennzeichnet.

Für die indirekte Widerstandserwärmung werden Heizleiter benötigt, die den auftretenden thermischen, chemischen und mechanischen Beanspruchungen gewachsen sind. Die Heizleiter unterscheiden sich stark bezüglich der Temperaturabhängigkeit ihrer Leitfähigkeit.

Je nach Temperaturbereich kommen Metalle wie Molybdän und Molybdänverbindungen, Tantal und in Sonderfällen Platin oder keramische Leiter (meist Siliziumcarbide) und Graphit zur Anwendung.

Während sich metallische Heizleiter als Drähte, Bänder oder in anderen Querschnittsformen herstellen lassen, sind die übrigen Heizleiter auf Stab-, Rohr- oder daraus abgeleitete Formen beschränkt. Flüssiges Glas kann ebenfalls als Heizleiter dienen, wenn es zuvor auf andere Art verflüssigt und dadurch leitfähig wurde.

Zur Halterung von Heizleitern werden keramische und andere temperaturbeständige Isolierstoffe verwendet.

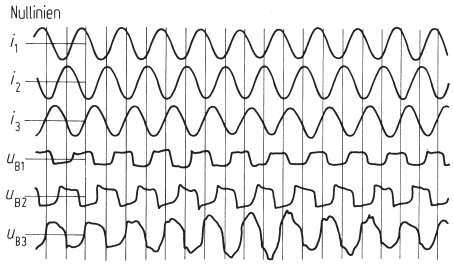


Bild 3. Ströme und Lichtbogenspannungen eines Lichtbogenofens

7.2 Lichtbogenerwärmung. Electric arc-heating

Außer im Lichtbogen-Stahlschmelzofen wird der Lichtbogen als Widerstand beim Lichtbogenschweißen verwendet. Der Lichtbogen stellt einen nicht nur von seiner Länge, sondern auch von der Stromstärke abhängigen Widerstand dar. Der Zusammenhang zwischen Lichtbogenspannung und -strom ist daher nicht linear, vgl. **Bild 3**.

7.2.1 Lichtbogenofen. Arc furnaces

Große Lichtbogenöfen sind sehr niederohmige (einige mΩ) Verbraucher (mehrere 10 000 A einigen 100 V Spannung). Der Drehstrom wird über Graphit-Elektroden den gegen die Stahlbadoberfläche brennenden Lichtbögen zugeführt. Zur Einstellung der gewünschten Stromstärke bzw. Lichtbogenimpedanz werden die Elektroden von einer Elektrodenregelung vertikal auf die erforderliche Lichtbogenlänge verstellt.

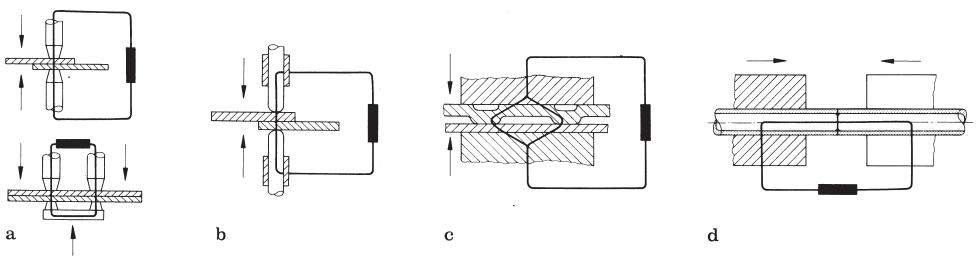


Bild 2a–d. Werkstück- und Elektrodenanordnung bei Widerstandsschweißen nach Lauster. **a** Punktschweißen; **b** Rollennahtschweißen; **c** Buckelschweißen; **d** Wulststumpfschweißen

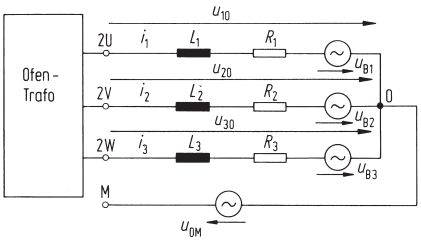


Bild 4. Ersatzschaltbild für einen Lichtbogenofen

Außerdem ist die dem Ofen zugeführte Spannung am Ofentransformator verstellbar. Die dafür erforderlichen Wicklungsanzapfungen befinden sich an der Oberspannungswicklung oder an einer Tertiärwicklung des Transformators, weil die Hochstrom-(Sekundär-)wicklungen nur aus einer oder wenigen Windungen bestehen. Die Ofenspannung wird also über den magnetischen Fluß im Transformator verändert.
Die starken magnetischen Wechselfelder der Hochstrombahnen haben hohe induktive Spannungsabfälle zur Folge, durch die z. B. der Strom bei Elektrodenkurzschluß begrenzt und die höchste Sekundärspannung des Ofentransformators bestimmt werden. Außerdem sind sie u. U. Ursache unsymmetrischer Netzbelastungen.
Die Elektroden werden hydraulisch oder elektromotorisch verstellt. Regelgröße ist meist die Lichtbogenimpedanz, die jedoch nur mit speziellen Verfahren richtig meßbar ist; anderenfalls werden Meßfehler von den Magnetfeldern der Hochstrombahnen hervorgerufen. Im Ersatzschaltbild (**Bild 4**) ist u_{0M} die Fehlerspannung bei normaler Messung.
Die Induktivitäten L_1, L_2 und L_3 sind tatsächlich Gegeninduktivitäten der Hochstrombahn-Schleifen, nämlich:

$$L_1 = M_{12,13}, \quad L_2 = M_{23,12}, \quad L_3 = M_{31,23}.$$

Die auf der Meßleitung zur Ofenwanne (Badsternpunkt) entstehende Fehlerspannung ergibt sich zu

$$u_{0M} = M_{2M,M3} \cdot \mathrm{d}i_1/\mathrm{d}t + M_{3M,M1} \cdot \mathrm{d}i_2/\mathrm{d}t + M_{1M,M2} \cdot \mathrm{d}i_3/\mathrm{d}t.$$

u_{B1}, u_{B2}, u_{B3} sind die Lichtbogenspannungen und R_1, R_2, R_3 die ohmschen Widerstände der Hochstrombahnen.

7.2.2 Lichtbogenschweißen. Arc-welding

Das Lichtbogenschweißen erfordert Spannungen bis etwa 40 V, also für Handschweißungen ungefährliche Werte. Die Gleich- oder Wechselspannungsquelle wird mit dem einen Pol an das Werkstück, mit dem anderen (bei Gleichstrom meist dem negativen) an die Schweißelektrode (Schweißdraht) angeschlossen. Damit durch das Lichtbogenplasma das Werkstückmaterial richtig aufgeschmolzen wird, ist eine hinreichende Einhaltung des Schweißstroms und der Schweißspannung erforderlich. Die Kennlinien des Lichtbogens und der Spannungsquelle müssen daher aufeinander abgestimmt sein.

7.3 Induktive Erwärmung. Induction heating

Bei der induktiven Erwärmung wird die Leistung nach dem Transformatorprinzip auf das Gut übertragen, wobei das Gut die Funktion einer kurzgeschlossenen Sekundärwicklung mit einer Windung hat. Beim Tiegelofen, vgl. **Bild 1 f**, ist die Sekundärwicklung ein massiver zylindrischer Körper im Gegensatz zur Ringform beim Rinnenofen, vgl. **Bild 1 e**, weshalb auch ein Eisenkern innerhalb des Sekundärteils entfallen muß.

Wegen der Eisenverluste wird der Rinnenofen fast ausschließlich für Netzfrequenz (50 oder 60 Hz) eingesetzt, während Tiegelöfen vielfach mit Mittelfrequenz (bis etwa 10 kHz) betrieben werden.

7.3.1 Stromverdrängung, Eindringtiefe
Skin effect, depth of penetration

Die Stromverdrängung der Wirbelströme (Sekundärströme) im Gut bewirkt, daß die Stromdichten um so größer sind, je näher die betrachtete Strombahn an der Primärwicklung (Induktionsspule) liegt. Die „Eindringtiefe“ δ ist diejenige Tiefe x im Gut, von der der Induktionsspule zugewandten Oberfläche gerechnet, in der die Stromdichte S nur noch den e-ten Teil ($e = 2{,}718\ldots$) des Werts an der Oberfläche S_0 hat. Dabei sind Abmessungen des Guts vorausgesetzt, die einem Tiegeldurchmesser von mindestens 4δ entsprechen. Für die Stromdichte gilt dann

$$S(x, t) = \hat{S}_0 \cdot \exp(-x/\delta) \cdot \cos(\omega t - x/\delta)$$

mit der Eindringtiefe:

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\omega \mu \varkappa}}.$$

δ ist also umgekehrt proportional der Wurzel aus Frequenz, Permeabilitätszahl und Leitfähigkeit des Guts.
Durch höhere Frequenzen lassen sich demnach die Stromdichten und damit die Erwärmung stärker unter der Oberfläche des Guts konzentrieren. Dies wird bei der induktiven Oberflächenerwärmung genutzt, oder wenn die Abmessungen des Guts sonst kleiner sind, als es der angegebenen Voraussetzung entspricht.

7.3.2 Aufwölbung und Bewegungen im Schmelzgut
Bulging of the surface and melt circulation in induction furnaces

Die Ströme in der Induktionsspule und im Gut erzeugen einander abstoßende Kräfte, im Schmelzgut also in Richtung auf die Zylinderachse. Wegen des dadurch vom Zylinderumfang des Tiegelinhalts zur Zylinderachse zunehmenden statischen Drucks nimmt die Schmelzoberfläche die Form einer Kuppe an, vgl. **Bild 5**. Da das Magnetfeld außerdem am oberen und unteren Zylinderende radiale Komponenten enthält, entstehen im Schmelzgut Drehmomente der Volumenkräfte, die Wirbelbewegungen des Schmelzguts zur Folge haben. Badkuppenhöhe und Drehmomente sind näherungsweise proportional $\sqrt{1/f}$, so daß die Durchwirbelung des Schmelzguts und die Badkuppenhöhe entsprechend den metallurgischen Bedürfnissen über die Frequenz beeinflußbar sind.

7.3.3 Oberflächenerwärmung
High-frequency induction surface heating

Durch Anwendung hoher Frequenzen mit Induktionsspulen geeigneter Form können ausgewählte Oberflächenbereiche

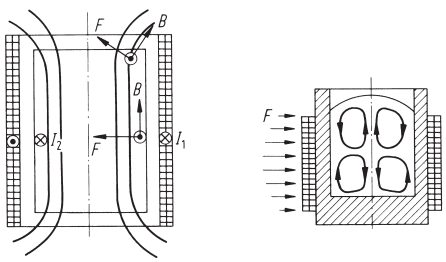


Bild 5. Feldverteilung und Badbewegung im Tiegelofen

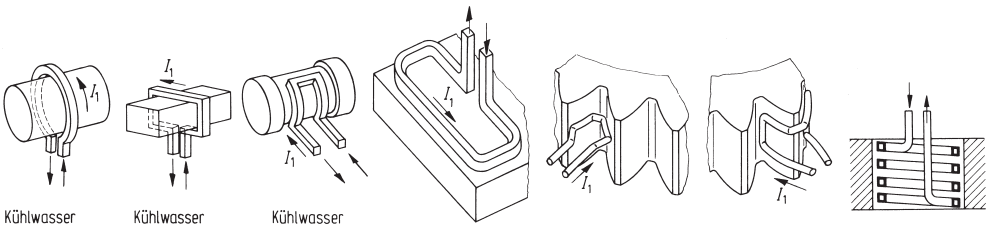


Bild 6. Induktive Oberflächenerwärmung nach Lauster

von Werkstücken zwecks Oberflächenvergütung selektiv erwärmt werden, vgl. **Bild 6**. Je höher die zugeführte Leistung ist, um so schneller wird der oberflächennahe Bereich erwärmt und um so weniger Wärme fließt während dieser Zeit in das Innere des Guts ab, wodurch sich, wie auch über die Frequenz, z. B. die Einhärttiefe verändern läßt.

7.3.4 Stromversorgung. Electric power supply

Anlagen der induktiven Erwärmung sind durchweg einphasige Verbraucher, die großenteils mit höherer als Netzfrequenz zu speisen sind. Von den Möglichkeiten, bei Netzfrequenz eine Einphasenbelastung in symmetrische und zugleich blindstromfreie Belastung für das Drehstromnetz umzuwandeln, zeigt **Bild 7** eine häufig angewandte Methode. Die Stromaufnahme der Induktionsspule wird durch den einstellbaren Parallelkondensator auf $\cos\varphi = 1$ kompensiert. Wenn die Blindwiderstände der Zusatzinduktivität und -kapazität, die mit einem Pol jeweils an die dritte Netzphase angeschlossen werden, auf den $\sqrt{3}$fachen Wert des an der Induktionsspule wirksamen ohmschen Widerstands (abhängig von Menge und Material des zu erwärmenden Guts) eingestellt werden, entsteht für das Drehstromnetz eine symmetrische, dreiphasige, ohmsche Belastung.

Mittelfrequenzleistung bis zu einigen MW bei Frequenzen bis etwa 30 kHz wird heute vor allem von Schwingkreisumrichtern in Thyristortechnik bereitgestellt. Bei kleineren Leistungen kommen bis etwa 500 kHz auch IGBT-Umrichter in Frage. Verwendet werden Wechselrichterschaltungen mit Reihen- oder Parallelschwingkreis nach **Bild 8**.

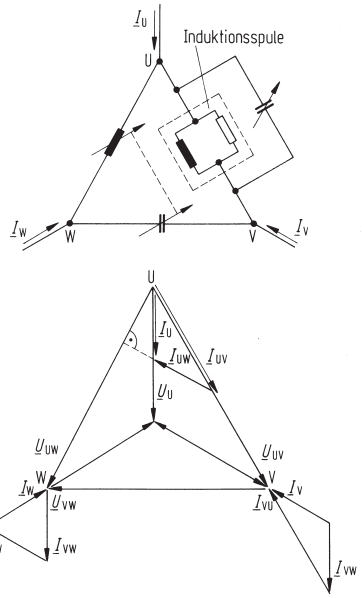


Bild 7. Symmetrierung einer kompensierten Einphasenlast

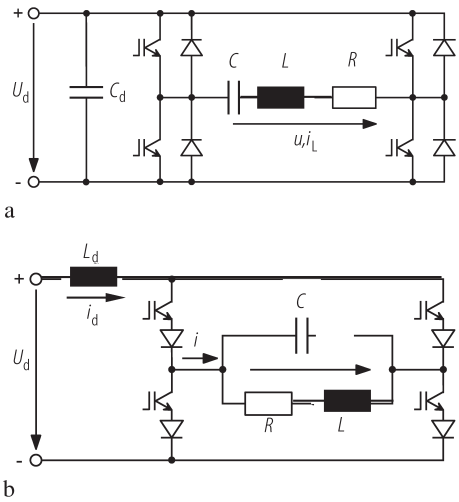
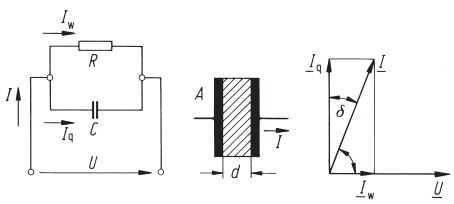


Bild 8 a, b. Schwingkreiswechselrichter zur Induktionserwärmung. **a** Reihenschwingkreiswechselrichter; **b** Parallelschwingkreiswechselrichter

7.4 Dielektrische Erwärmung. Dielectric heating

Ein hochfrequentes elektrisches Wechselfeld verursacht auch in Isolierstoffen durch die Lageänderung molekularer Dipole Verluste, die sich in einem Phasenwinkel $\varphi < 90°$ des zugeführten Wechselstroms auswirken, vgl. **Bild 9**. Es entsteht der Verlustwinkel δ, der sich als weitgehend frequenzunabhängig erweist.



$$\tan\delta = \frac{I_w}{I_q} = \frac{U/R}{U\cdot\omega C} = \frac{1}{R\cdot\omega C} = \frac{P_w}{P_q}$$

Bild 9. Ersatzschaltbild und Zeigerdiagramm für verlustbehafteten Kondensator (nach Lauster)

Für die spezifische Verlust- und damit Wärmeleistung gilt

$$P'_w = E^2 \omega \varepsilon_0 \varepsilon_r \tan\delta.$$

Die anwendbare elektrische Feldstärke E ist durch die Durchbruch-Feldstärke begrenzt. Eine Steigerung der Leistungsdichte P'_w ist somit nur über die Frequenz möglich. $\tan\delta$ ist u. U. stark von der Temperatur und der Feuchtigkeit des Guts abhängig, was vielfach für eine günstige Selbstregulierung von P'_w ausgenutzt werden kann. Bei Anwendung der dielektrischen Erwärmung auf mehrschichtiges Gut ist sowohl nach technologischen Gesichtspunkten als auch nach der Leistungsdichte und ihrer eventuellen Veränderung zu entscheiden, ob eine parallele oder senkrechte Lage der Schichten-Grenzfläche zum Feldverlauf zweckmäßiger ist (Längs- bzw. Querfelderwärmung). Luftschichten im Feldraum wirken sich i. allg. nachteilig aus.

Ein wesentliches Anwendungsgebiet der dielektrischen Erwärmung ist die Verschweißung von Kunststoffolien, insbesondere in der Art von Nähten, z. B. bei Polsterbezügen oder Verkleidungen im Automobilbau. Dabei wird die Feldkonzentration unter schneidenförmigen Elektroden, vgl. **Bild 10**, zur selektiven Verschweißung auf der gewünschten Naht genutzt.

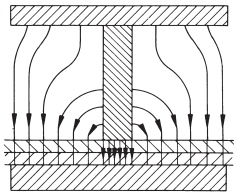


Bild 10. Feldkonzentrationen im Kondensatorfeld (nach Lauster)

Hinreichende Leistungsdichten sind nur mit Hochfrequenz erreichbar. Dafür sind bestimmte Frequenzbänder mit folgenden Mittenfrequenzen zugelassen: 13,6; 27,12; 40,68; 433,92 MHz; für Erwärmungsprozesse im Mikrowellenstrahlungsfeld ist die Frequenz 2450 MHz zugelassen. Bei Anwendung anderer Frequenzen müssen Abschirmungen gegen Abstrahlungen, durch die Funkstörungen entstehen könnten, vorgesehen werden (Abstrahlungsfeldstärke in 100 m Entfernung $< 45\,\mu V/m$). Die genannten Frequenzen werden mit Röhrengeneratoren erzeugt.

8 Informationselektronik
Information technology

8.1 Allgemeines. General

Die Aufgaben der Informationselektronik bestehen in der Generierung, Verarbeitung, Weitergabe und dem Empfang von Informationen. Träger der Information sind leistungsarme Spannungs- oder Stromsignale (Schwachstromtechnik) zu deren Übertragung und Verarbeitung spezielle elektronische Bauelemente und Schaltungen auf Halbleiterbasis erforderlich sind (**T 2.3**). Man unterscheidet analoge und digitale Schaltungen. In beiden Fällen ist der Transistor das Basiselement.

8.2 Bauelemente. Components

Die Bauelemente der Informationselektronik basieren auf unterschiedlich dotierten Halbleitermaterialien, so daß Schichten mit einem Überschuß an positiven Löchern (p-leitend) oder negativen Elektronen (n-leitend) entstehen. Durch deren Zusammenschaltung ergibt sich ein pn-Übergang.

Dioden weisen einen einfachen pn-Übergang auf, der unter Einfluß einer äußeren Spannung leitend bzw. sperrend wirkt. Die Anschlüsse bezeichnet man als Anode (+Elektrode) und Katode (–Elektrode). Die U-I-Kennlinie einer Diode ist in **Bild 1** angegeben. Der Einsatz von Dioden in Schaltungen ist sehr vielfältig. Zum Beispiel strahlen in Flußrichtung gepolte Leuchtdioden (Ga As, Ga P) optische Energie einer speziellen Wellenlänge aus. Sie dienen zur Anzeige von Betriebs- oder Fehlerzuständen. Leuchtdioden können auch als primärseitige Sender von Optokopplern zur potentialfreien Signalübertragung eingesetzt werden, auf deren Sekundärseite eine Fotodiode als Empfänger wirkt und bei Signalübertragung in den Durchlaßzustand übergeht. Eine weitere Anwendung ist die Zener (Z-) Diode, deren pn-Übergang, in Sperrrichtung betrieben, zur Spannungsbegrenzung in elektronischen Schaltungen dient.

Bipolare *Transistoren* weisen zwei gegensinnig in Reihe geschaltete pn-Übergänge auf und bilden dann einen npn- oder pnp-Transistor (**Bild 2 a, b**). Die drei Anschlüsse des Transistors werden als Emitter (Anode), Basis (Steuerelektrode) und Kollektor (Katode) bezeichnet.

Die häufigste Schaltung eines Transistors ist die in **Bild 2 c** gezeigte Emitterschaltung, bei der der Emitter das Bezugspo-

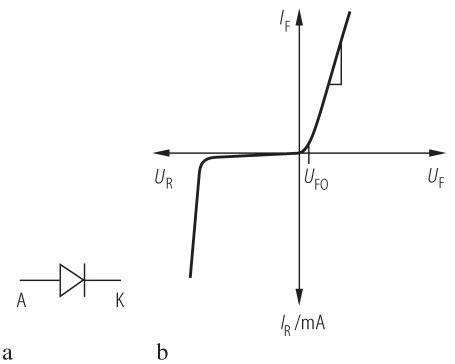


Bild 1 a, b. Diode. **a** Schaltsymbol; **b** U-I-Kennlinie

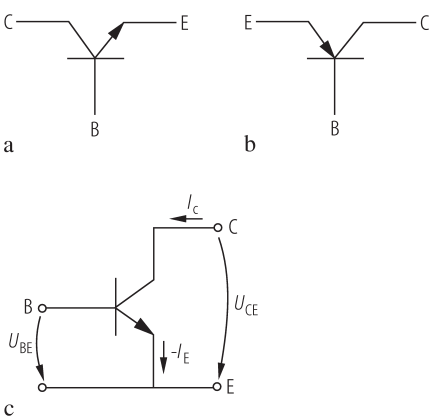


Bild 2 a – c. Bipolartransistor. **a** npn-Transistor; **b** pnp-Transistor; **c** Emitterschaltung

tential bildet. Sie zeichnet sich durch eine hohe Spannungs- und Stromverstärkung aus und kommt als Verstärker in analogen Schaltungen oder als Schalter in digitalen Schaltungen zum Einsatz. Daneben gibt es noch die unipolare Variante des Transistors, z. B. als Feldeffekttransistor.

8.3 Analoge Schaltungen. Analog Circuits

Die Grundlage der modernen analogen Informationselektronik bildet der Transistor als Verstärker. Die Kennlinien eines Transistors in Emitterschaltung sind in **Bild 3** angegeben und beschreiben das statische Großsignalverhalten. Ein spannungsversorgter Transistor nach **Bild 4** kann bei Anlegen einer kleinen Basis-Emitterspannung U_{BE} über dem im kOhm Bereich liegenden Basis-Emitter-Bahnwiderstand r_{BE} einen kleinen Basistrom I_B als Steuerstrom erzeugen, der gemäß Ausgangskennlinie zu einem mehrfachen Kollektorstrom I_C (Stromverstärkung $B = I_C/I_B > 100$) führt. Die über dem Lastwiderstand R_L abfallende Spannung bestimmt die Ausgangsspannung U_{CE} über der Kollektor-Emitter-Strecke und damit die Spannungsverstärkung V_U:

$$V_U = \frac{U_{CE}}{U_{BE}} = -\frac{R_L}{r_{BE}} \cdot B.$$

Das negative Vorzeichen deutet auf eine 180°-Phasenverschiebung zwischen Eingangs- und Ausgangssignalspannung bei Aussteuerung durch Wechselspannung hin.

Wichtigstes Schaltelement der analogen Schaltungstechnik ist der Operationsverstärker (**Bild 5**), der im einfachsten Fall aus einer Differenzeingangsstufe zur drift- und offsetfreien Signalverstärkung, einer weiteren Verstärkerstufe und einem nachgeschalteten bipolaren Emitterfolger für einen geringen Ausgangswiderstand besteht. Ein invertierender Verstärker entsteht, wenn eine Beschaltung mit Widerständen nach **Bild 6** erfolgt. Da der Innenwiderstand der Differenzeingangsstufe und die Leerlaufverstärkung V_0 gegen Unendlich gehen, ergibt sich aus den Kirchhoffschen Gleichungen, daß man die Spannung im Verhältnis der Beschaltungswiderstände verstärken kann:

$$U_A = -\frac{R_r}{R_E} U_E.$$

Durch Beschaltung des Operationsverstärkers mit frequenzabhängigen Impedanzen z. B. Widerständen und Kondensatoren läßt sich ein bestimmtes Zeitverhalten erzielen, was für Reglerfunktionen (PI-, PID-) oder Filteraufgaben (Tiefpaß) ausgenutzt wird (**X 4.2**).

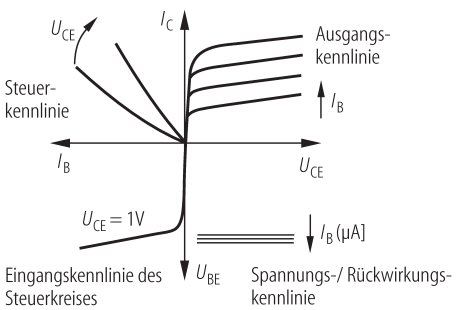


Bild 3. Kennfeld eines Transistors

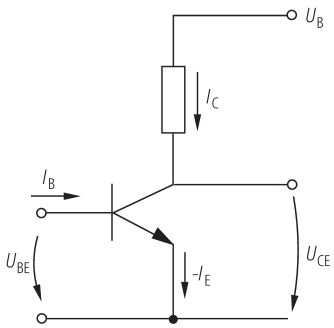


Bild 4. Transistor in Emitterschaltung

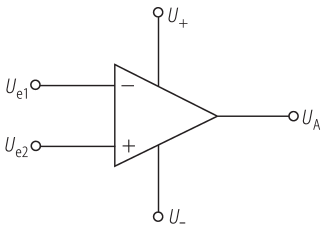


Bild 5. Schaltbild eines Operationsverstärkers

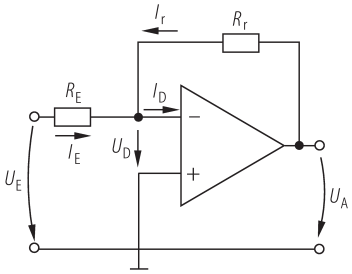


Bild 6. Invertierender Verstärker

8.4 Digitale Schaltungen. Digital circuits

Die heute verwendete Digitaltechnik basiert auf der binären Zahlendarstellung. Die logischen Signale 0 oder 1 werden durch Spannungspegel wiedergegeben, die sich in einfacher Weise durch die Anwendung eines Transistors als Schalter erzeugen lassen. Bei der in **Bild 7 a** gezeigten Emitterschaltung kann durch Anlegen einer Spannung an die Basis-Emitterstrecke über den Steuerkreis der Transistor durchgesteuert werden. Bei idealem Verhalten wird dann eine geringe Ausgangsspannung U_{CE} von wenigen mV hervorgerufen, der das logische Signal 0 (oder L) zugeordnet wird. Bei nichtaktiviertem Eingangskreis liegt über der Kollektor-Emitterstrecke die Betriebsspannung U_B als logisch 1 (oder H) an. Das Verhalten ist vergleichbar mit der Wirkung einer Relaissteuerung nach **Bild 7 b**.

Durch sinnvolle Kombination von Transistor und Dioden lassen sich logische Grundgatter aufbauen. **Tab. 1** zeigt die Realisierungen mit entsprechender Wahrheitstabelle.

Durch Zusammenschaltung mindestens zweier logischer Gatter und Rückführung der Ausgänge auf einen der Eingänge lassen sich Zustände speichern (**Tab. 2**). Schaltet man z. B. die Ausgänge von zwei NOR-Gliedern auf jeweils einen Eingang des anderen NOR-Gliedes zurück, so ergibt sich die Funktion eines RS-Triggers, der über den Set-Eingang (S) auf logisch 1 bzw. über den Reset-Eingang (R) auf logisch 0 gesetzt werden kann. Die Signalübernahme erfolgt asynchron.

V

Tabelle 1. Logische Gatter (Auswahl)

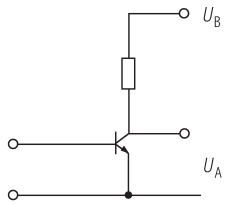
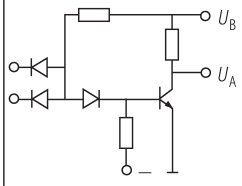
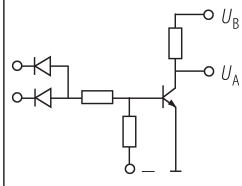
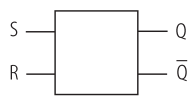
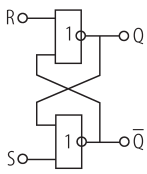
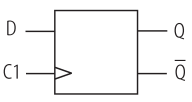
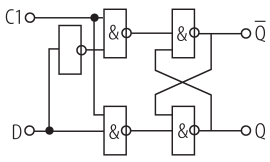
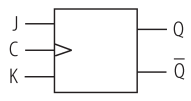
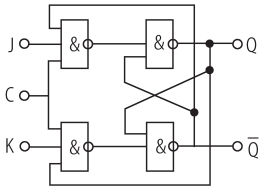
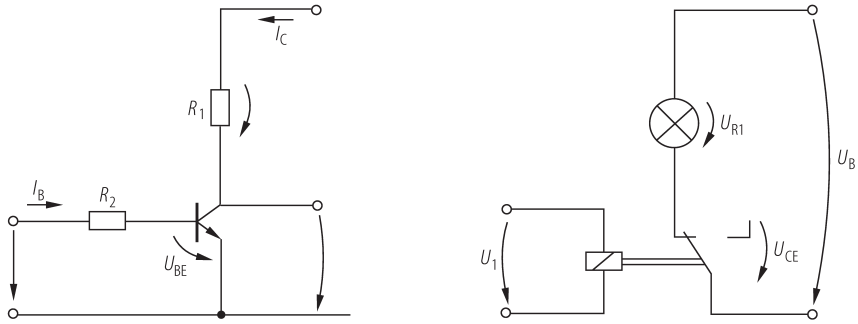
Bezeichnung	Schaltsymbol	Wahrheitstabelle	Realisierung
Negator		a | c 0 | 1 1 | 0	
NAND		a b | c 0 0 | 1 0 1 | 1 1 0 | 1 1 1 | 0	
NOR		a b | c 0 0 | 1 0 1 | 0 1 0 | 0 1 1 | 0	

Tabelle 2. Trigger (Auswahl)

Bezeichnung	Wahrheitstabelle	Schaltung
RS-Trigger 	S R | Q^{n+1} 0 0 | Q^n 0 1 | 0 1 0 | 1 1 1 | %	
D-Trigger 	D^n | Q^{n+1} 0 | 0 1 | 1	
JK-Trigger 	C J K | Q^{n+1} ↑ 0 0 | Q^n ↑ 1 0 | 1 ↑ 0 1 | 0 ↑ 1 1 | $\overline{Q}^n$	

Die Einspeicherung des Eingangssignales kann auch mittels eines D-Triggers getaktet erfolgen, wenn ein negierter RS-Trigger aus rückgekoppelten NAND-Gattern aufgebaut wird und diesem noch zwei NAND-Gatter mit einem D-Eingang und einem Takteingang C vorgeschaltet werden. Mit Hilfe von Triggern lassen sich Parallel- und Schieberegister realisieren. Durch entsprechende Kaskadierung kann man auch digitale Zähler bzw. Frequenzteiler aufbauen. Solche werden in Speicherprogrammierbaren Steuerungen verwendet (**T 2.3**).



a b

Bild 7. a Transistor als Schalter; **b** Relaisschalter

9 Anhang V: Diagramme und Tabellen
Appendix V: Diagrams and tables

Anh. V 1 Tabelle 1. Größen der Elektrotechnik mit Formelzeichen und Einheiten (nach DIN 1304 bzw. IEC 60027-1)

Benennung	Formelzeichen	Einheit	Name	Bemerkung	Umrechnung
elektrische Ladung	Q	C	Coulomb		$1\,\mathrm{C} = 1\,\mathrm{A \cdot s}$
Elementarladung	e	C		$e = 1{,}6 \cdot 10^{-19}\,\mathrm{C}$	
Raumladungsdichte	ρ	$\mathrm{C/m^3}$			
el. Flußdichte (Verschiebungsdichte)	D	$\mathrm{C/m^2}$			
el. Polarisation	P	$\mathrm{C/m^2}$		$P = D - \varepsilon_0 E$	
el. Potential	φ	V			
el. Spannung (Potentialdifferenz)	U	V	Volt		
el. Feldstärke	E	V/m			
el. Kapazität	C	F	Farad	$C = Q/U$	$1\,\mathrm{F} = 1\,\mathrm{C/V} = 1\,\mathrm{A \cdot s/V}$
Dielektrizitätskonstante	ε	F/m		$\varepsilon = D/E$	
el. Feldkonstante	ε_0	F/m		$\varepsilon_0 = 8{,}854 \cdot 10^{-12}\,\mathrm{F/m}$	
Dielektrizitätszahl	ε_r	1		$\varepsilon_\mathrm{r} = \varepsilon/\varepsilon_0$	
el. Suszeptibilität	χ_e	1		$\chi_\mathrm{e} = \varepsilon_\mathrm{r} - 1$	
el. Stromstärke	I	A	Ampere		
el. Stromdichte	S, J	$\mathrm{A/m^2}$			
el. Strombelag	A	A/m			
el. Durchflutung	Θ	A			
magn. Spannung	V	A			
magn. Feldstärke	H	A/m			
magn. Fluß	Φ	Wb	Weber		$1\,\mathrm{Wb} = 1\,\mathrm{V \cdot s}$
Verkettungsfluß	Ψ	Wb		$\Psi = \xi \mathrm{N} \Phi$	
magn. Flußdichte (Induktion)	B	T	Tesla		$1\,\mathrm{T} = 1\,\mathrm{Wb/m^2}$
Induktivität	L	H	Henry	$L = \Psi/I$	$1\,\mathrm{H} = 1\,\mathrm{Wb/A} = 1\,\mathrm{V \cdot s/A}$
Permeabilität	μ	H/m		$\mu = B/H$	
magn. Feldkonstante	μ_0	H/m		$\mu_0 = 1{,}257 \cdot 10^{-6}\,\mathrm{H/m}$	
Permeabilitätszahl	μ_r	1		$\mu_\mathrm{r} = \mu/\mu_0$	
magn. Suszeptibilität	χ_m	1		$\chi_\mathrm{m} = \mu_\mathrm{r} - 1$	
Magnetisierung	M	A/m		$M = \chi_\mathrm{m} H = B/\mu_0 - H$	
magn. Polarisation	J	T		$J = \mu_0 M = B - \mu_0 H$	
magn. Widerstand, Reluktanz	R_m	$\mathrm{H^{-1}}$		$R_\mathrm{m} = \Theta/\Phi$	
magn. Leitwert	Λ	H		$\Lambda = 1/R_\mathrm{m}$	
el. Widerstand (Wirkwiderstand, Resistanz)	R	Ω	Ohm	$R = U/I$	
el. Leitwert (Wirkleitwert, Konduktanz)	G	S	Siemens	$G = 1/R$	
spez. el. Widerstand (Resistivität)	ρ	Ω·m			
el. Leitfähigkeit (Konduktivität)	κ, γ, σ	S/m		$\kappa = 1/\rho$	
Blindwiderstand (Reaktanz)	X	Ω			
Impedanz (komplex)	$\underline{Z}$	Ω		$\underline{Z} = R + \mathrm{j}X$	
Scheinwiderstand (Betrag der Impedanz)	Z	Ω		$Z = \sqrt{R^2 + X^2}$	
Blindleitwert (Suszeptanz)	B	S			
Admittanz (komplex)	$\underline{Y}$	S		$\underline{Y} = G + \mathrm{j}B$	
Scheinleitwert (Betrag der Admittanz)	Y	S		$Y = \sqrt{G^2 + B^2}$	
Energie, Arbeit	W	J	Joule		$1\,\mathrm{J} = 1\,\mathrm{N \cdot m} = 1\,\mathrm{W \cdot s}$
Leistung, Wirkleistung	P	W	Watt		$1\,\mathrm{W} = 1\,\mathrm{J/s}$
Blindleistung	Q	var	var		$1\,\mathrm{var} = 1\,\mathrm{V \cdot A}$
Scheinleistung	S	VA	Voltampere		$1\,\mathrm{VA} = 1\,\mathrm{V \cdot A}$
Phasenverschiebungswinkel	φ	rad	Radiant		$1\,\mathrm{rad} = 57{,}296°$
Leistungsfaktor	λ	1		$\lambda = P/S$	
Streufaktor	σ	1			
Windungszahl	N, w	1			
Wicklungsfaktor	ξ	1			
Kraft	F	N	Newton		$1\,\mathrm{N} = 1\,\mathrm{kg \cdot m/s^2}$
Drehmoment	M	N·m			
Periodendauer	T	s	Sekunde		
Frequenz	f	Hz	Hertz		$1\,\mathrm{Hz} = 1/\mathrm{s}$
Kreisfrequenz	ω	$\mathrm{s^{-1}}$		$\omega = 2\pi f$	
Drehzahl	n	$\mathrm{s^{-1}}$		(auch in $\mathrm{min^{-1}}$)	
Winkelgeschwindigkeit	Ω	rad/s		$\Omega = 2\pi n$	
Trägheitsmoment	J	$\mathrm{kg \cdot m^2}$			$1\,\mathrm{kg \cdot m^2} = 1\,\mathrm{N \cdot m \cdot s^2}$

Anh. V 1 Tabelle 2. Eigenschaften einiger Isolierstoffe: Dielektrizitätszahlen ε_r, Verlustfaktor tanδ bei 50 Hz und Durchschlagfestigkeit E_d

	ε_r	$\tan\delta \cdot 10^4$	E_d in $\frac{kV}{mm}$
Glas	5…7	10…100	10…40
Hartporzellan	6	170…250	35
Glimmer	4,5…8		50
Hartpapier	4	200…400	25
Epoxid Gießharz	3,2…3,9	35…50	20…45
Polyester Gießharz	3…7	30…300	25…45
Polyethylen	2,3	2…4	40
Polycarbonat	3	7	100
Transformatoröl	2,2…2,4	1…5	15…25
Wasser, dest.	80,8		
Luft, 1 bar, 18 °C			3

Anh. V 1 Tabelle 3. Spezifische Widerstände ϱ, Leitwerte $\varkappa$ und Temperaturkoeffizienten α einiger Leiter

	ρ_{20} $\Omega \cdot mm^2/m$	κ_{20} $S \cdot m/mm^2$	α 1/K
Silber	0,016	62,5	0,0038
Kupfer	0,01786	56,0	0,0039
Aluminium	0,02857	35,0	0,0038
Stahl	0,1…0,15	7…10	0,0045…0,006
Zinn	0,11	9	0,0042
Bronze	0,018…0,056	18…55	
Messing	0,07…0,09	11…14	0,0015
Manganin	0,43	2,3	0,00001
Konstantan	0,5	2	−0,00003
Chromnickelstahl	1,1	0,91	0,0002

Anh. V 3 Tabelle 1. Grenztemperaturen der Wärmeklassen und Grenz-Übertemperaturen von indirekt mit Luft gekühlten umlaufenden elektrischen Maschinen nach DIN EN 60034-1 (VDE 0530 Teil 1)

Wärmeklasse	A	E	B	F	H
Grenztemperaturen	105	120	130	155	180
Grenz-Übertemperaturen[a])					
Wechselstromwicklungen [b]) [c])	60	75	80	105	125
einlagige Feldwicklungen [c])	65	80	90	110	135
Eisenkerne [d])					
Kommutatoren u. Schleifringe [d]) [e])					

[a]) maximale Umgebungstemperatur 40 °C.
[b]) Wechselstromwicklungen von Maschinen < 5000 kW (kVA) und Kommutatorwicklungen.
[c]) gemessen mit dem Widerstandsverfahren.
[d]) Die Übertemperatur oder die Temperatur darf keine Werte erreichen, welche die Isolierung dieser Teile oder benachbarter Teile gefährden.
[e]) Die Übertemperatur oder die Temperatur darf den Wert nicht überschreiten, bei dem die Kombination von Bürstensorte und Kommutator- oder Schleifringmaterial die Stromübertragung über den ganzen Betriebsbereich ermöglicht.

Anh. V 3 Tabelle 2. Höchstzulässiger A-bewerteter Schalleistungspegel L_{WA} in dB für dreisträngige Induktionsmotoren mit Käfigläufer bei 50 Hz nach DIN EN 60034-9 (VDE 0530 Teil 9)

	8 Pole	6 Pole	4 Pole	2 Pole
Kühlverfahren (siehe IEC 60034-6)	IC01, IC11, IC21, IC411, IC511, IC611			
Bemessungsleistung P_N in kW	höchstzulässiger Schalleistungspegel L_{WA} in dB			
$1{,}1 < P_N \leq 2{,}2$	71	71	71	81
$2{,}2 < P_N \leq 5{,}5$	76	76	76	86
$5{,}5 < P_N \leq 11$	80	80	81	91
$11 < P_N \leq 22$	84	84	88	94
$22 < P_N \leq 37$	87	87	91	96
$37 < P_N \leq 55$	89	90	94	98
$55 < P_N \leq 110$	92	94	97	100
$110 < P_N \leq 220$	96	98	101	103
$220 < P_N \leq 450$	98	101	105	107

Anh. V 6 Tabelle 1. Strombelastbarkeit von isolierten Leitungen nach DIN VDE 0100 Teil 523 Zulässige Dauerbelastung bei Umgebungstemperaturen bis 30 °C

Nenn-Querschnitt mm²	Gruppe 1		Gruppe 2		Gruppe 3	
	Cu A	Al A	Cu A	Al A	Cu A	Al A
0,75	–	–	12	–	15	–
1	11	–	15	–	19	–
1,5	15	–	18	–	24	–
2,5	20	15	26	20	32	26
4	25	20	34	27	42	33
6	33	26	44	35	54	42
10	45	36	61	48	73	57
16	61	48	82	64	98	77
25	83	65	108	85	129	103
35	103	81	135	105	158	124
50	132	103	168	132	198	155
70	165	–	207	163	245	193

Gruppe 1: Eine oder mehrere in Rohr verlegte einadrige Leitungen
Gruppe 2: Mehraderleitungen, z.B. Mantelleitungen, Rohrdrähte, Bleimantelleitungen, Stegleitungen, bewegliche Leitungen
Gruppe 3: Einadrige, frei in Luft verlegte Leitungen, wobei diese mit einem Zwischenraum verlegt sind, der mindestens ihrem Durchmesser entspricht

Zulässige Belastbarkeit bei Umgebungstemperaturen über 30 °C bis 55 °C

Umgebungstemperatur bis °C	35	40	45	50	55
zul. Belastbarkeit					
– Gummiisolierung in %	91	82	71	58	41
– PVC-Isolierung in %	94	87	79	71	61

Anh. V 6 Tabelle 2. Zuordnung von Überstromschutzorganen zu den Nennquerschnitten von Leitungen bis 30 °C Umgebungstemperatur nach DIN VDE 0100 Teil 430. Der Schutz bei Kurzschluß ist gewährleistet, wenn das Ausschaltvermögen des Überstromschutzorgans mindestens dem vollen Kurzschlußstrom an der Einbaustelle entspricht.

Nenn-Querschnitt mm²	Gruppe 1		Gruppe 2		Gruppe 3	
	Cu A	Al A	Cu A	Al A	Cu A	Al A
0,75	–	–	6	–	10	–
1	6	–	10	–	10	–
1,5	10	–	10(16)	–	20	–
2,5	16	10	20	16	25	20
4	20	16	25	20	35	25
6	25	20	35	25	50	35
10	35	25	50	35	63	50
16	50	35	63	50	80	63
25	63	50	80	63	100	80
35	80	63	100	80	125	100
50	100	80	125	100	160	125
70	125	–	160	125	200	160

10 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu V 1 Grundlagen

[1] *Küpfmüller, K.; Kohn, G.:* Theoretische Elektrotechnik und Elektronik, 15. Aufl. Berlin: Springer 2000. – [2] *Henke, H.:* Elektromagnetische Felder, Theorie und Anwendungen, 2. Aufl. Berlin: Springer 2003. – [3] *Lehner, G.:* Elektromagnetische Feldtheorie, 4. Aufl. Berlin: Springer 2003. – [4] *Wolff, I.:* Maxwellsche Theorie, Grundlagen und Anwendungen, 4. Aufl. Berlin: Springer 1997. – [5] *Scheithauer, R.:* Signale und Systeme. Stuttgart: Teubner 1998. – [6] *Reisch, M.:* Elektronische Bauelemente. Berlin: Springer 1998. – [7] *Müller, R.; Schmitt-Landsiedel, D.:* Halbleiter-Elektronik, 8. Aufl. Berlin: Springer 2002. – [8] *Tietze, U.; Schenk, C.:* Halbleiter-Schaltungstechnik, 12. Aufl. Berlin: Springer 2002. – [9] *Ivers Tiffée, E.; Münch, W. von:* Werkstoffe der Elektrotechnik, 9. Aufl. Stuttgart: Teubner 2003. – [10] *Fischer/Hoffmann/Spindler:* Werkstoffe der Elektrotechnik, 4. Aufl. München: Hanser 2000. – [11] *Merkel, M.; Thomas, K.H.:* Taschenbuch der Werkstoffe, 6. Aufl. Leipzig: Hanser/Fachbuchverlag Leipzig 2003.

zu V2 bis V4

[1] *Schrüfer, E:* Elektrische Messtechnik, 7. Aufl. München: Hanser 2001. – [2] *Mühl, Th.:* Einführung in die elektrische Messtechnik. Stuttgart: Teubner 2001 – [3] *Müller, G.:* Grundlagen elektrischer Maschinen. Weinheim: Wiley-VCH 1994. – [4] *Müller, G.:* Theorie elektrischer Maschinen. Weinheim: Wiley-VCH 1995. – [5] *Vogt, K.:* Berechnung elektrischer Maschinen. Weinheim: Wiley-VCH 1996. – [6] *Fischer, R.:* Elektrische Maschinen, 11. Aufl. München: Hanser 2001. – [7] *Seefried, E.:* Elektrische Maschinen und Antriebstechnik. Wiesbaden: Vieweg 2001. – [8] *Brosch/Landrath/Wehberg:* Leistungselektronik. Wiesbaden: Vieweg 2000. – [9] *Jäger, R.; Stein, E.;* Leistungselektronik, 5. Aufl. Berlin: VDE-Verlag 2000. – [10] *Heumann, K.:* Grundlagen der Leistungselektronik, 6. Aufl. Stuttgart: Teubner 1996. – [11] *Habiger, E.:* Elektromagnetische Verträglichkeit. Heidelberg: Hüthig 1992. – [12] *Schwab, H.:* Elektromagnetische Verträglichkeit, 5. Aufl. Berlin: Springer 2002. – [13] *Stölting, H.-D.; Kallenbach, E.:* Handbuch Elektrische Kleinantriebe. München: Hanser 2001.

zu V5 Elektrische Antriebstechnik

[1] *Vogel, J.:* Elektrische Antriebstechnik, 6. Aufl. Heidelberg: Hüthig 1998. – [2] *Schröder, D.:* Elektrische Antriebe; Bd. 1 Grundlagen, 2. Aufl. 2000; Bd. 2 Regelung von Antriebssystemen, 2. Aufl. 2001; Bd. 3 Leistungselektronische Bauelemente, 1996; Bd. 4 Leistungselektronische Schaltungen, 1998; Berlin: Springer. – [3] *Riefenstahl, U.:* Elektrische Antriebstechnik. Stuttgart: Teubner 2000. – [4] *Budig, P. K.:* Stromrichtergespeiste Drehstromantriebe. Berlin: VDE-Verlag 2001. – [5] *Schönfeld, R.:* Bewegungssteuerungen (Signalverarbeitung, Drehmomentsteuerung, Bewegungsablaufsteuerung, Simulation). Berlin: Springer 1998. – [6] *Leonhard, W.:* Regelung elektrischer Antriebe, 2. Aufl. Berlin: Springer 2000. – [7] *Geering, H.P.:* Regelungstechnik, 6. Aufl. Berlin: Springer 2004. – [8] *Heimann/Gerth/Popp:* Mechatronik, 2. Aufl. München: Hanser 2001. – [9] *Isermann, R.:* Mechatronische Systeme. Berlin: Springer 1999. – [10] *Roddeck, W.:* Einführung in die Mechatronik, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 2003.

zu V6 Energieverteilung

[1] *Herold, G.:* Grundlagen der elektrischen Energieversorgung. Stuttgart: Teubner 1997. – [2] *Nelles, D.; Tuttas, Chr.:* Elektrische Energietechnik. Stuttgart: Teubner 1998. – [3] *Flosdorff, R.; Hilgarth, G.:* Elektrische Energieversorgung, 8. Aufl. Stuttgart: Teubner 2003. – [4] *Heuck, K.; Dettmann, K.-D.:* Elektrische Energieversorgung, 5. Aufl. Braunschweig: Vieweg 2002. – [5] *Fischer, R.: Kießling, F.:* Freileitungen, 3. Aufl. Berlin: Springer 1988. – [6] *Beyer, M., u.a.:* Hochspannungstechnik. Berlin: Springer 1986. Nachdruck 1992, 1994. – [7] *Hilgarth, G.:* Hochspannungstechnik, 3. Aufl. Stuttgart: Teubner 1997. – [8] *Wenzl, H.:* Batterietechnik, 2. Aufl. Renningen: expert verlag 2002. – [9] *Quaschning, V.:* Regenerative Energiesysteme, 2. Aufl. München: Hanser 1999. – [10] *Heier, S.:* Windkraftanlagen im Netzbetrieb, 3. Aufl. Stuttgart: Teubner 2003. – [11] *Hau, E.:* Windkraftanlagen, 3. Aufl. Berlin: Springer 2003. – [12] *Rindelhardt, U.:* Photovoltaische Stromversorgung. Stuttgart: Teubner 2001.

zu V7 Elektrowärme

[1] *Rudolph, M.; Schaefer, H.:* Elektrothermische Verfahren. Berlin: Springer 1989. – [2] *Conrad, H.; Mühlbauer, A.; Thomas, R.:* Elektrothermische Verfahrenstechnik. Essen: Vulkan-Verlag 1993.

W | Meßtechnik und Sensorik
Measurement technique and sensors

H. Czichos und **W. Daum**, Berlin

Allgemeine Literatur

zu W 1 bis W 4

Bücher: *Adam, W.; Busch, M; Nickolay, B.:* Sensoren für die Produktionstechnik. Berlin: Springer. – *Becker, W.J.; Bonfig, K.-W.; Höing, K.:* Elektrische Messtechnik, 2. Aufl. Heidelberg: Hüthig 2000. – *Bonfig, K.-W.:* Temperatursensoren, Prinzipien und Applikationen. Rennigen-Malmsheim: Expert 1995. – *Carr, J. J.:* Sensors and circuits. Englewood Cliffs: Prentice Hall 1993. – *Carstens, J.-R.:* Electrical sensors and transducers. Englewood Cliffs: Regents/Prentice Hall 1993. – *Gevatter, H.-J.* (Hrsg.): Handbuch der Meß- und Automatisierungstechnik. Berlin: Springer 1999. – *Hart, H.:* Einführung in die Meßtechnik. Berlin: Verlag Technik 1986. – *Haug, A.; Haug, F.:* Angewandte elektrische Meßtechnik. Braunschweig: Vieweg 1991. – *Hauptmann, P.:* Sensoren, Prinzipien und Anwendungen. Wien: Hanser 1990. – *Hesse, S.:* Lexikon Sensoren in Fertigung und Betrieb. Rennigen-Malmsheim: Expert 1996. – *Hoffmann, J.:* Taschenbuch der Meßtechnik. Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag 2000. – *Murphy, S.-D.:* In-process measurement and control. New York: Marcel Dekker 1990. – *Naeser, K.-H.; Peschel, G.:* Physikalisch-chemische Meßmethoden. Leipzig: Dt. Verlag für Grundstoffindustrie 1990. – *Oehme, F.:* Chemische Sensoren. Rennigen-Malmsheim: Expert 1994. – *Pfeifer, T.:* Fertigungsmeßtechnik. München: Oldenbourg 1998. – *Pfeifer, T.; Ruhm, K.-H.; Modigell, M.* (Hrsg.): Handbuch der industriellen Meßtechnik, 7. Aufl. München: Oldenbourg 2001. – *Profos, P.; Domeisen, H.:* Lexikon und Wörterbuch der industriellen Meßtechnik. München: Oldenbourg 1993. – *Profos, P.; Pfeifer, T.* (Hrsg.): Grundlagen der Meßtechnik. München: Oldenbourg 1992. – *Richter, W.:* Elektrische Meßtechnik. Berlin: Verlag Technik 1994. – *Rohrbach, Chr.:* Handbuch für elektrisches Messen mechanischer Größen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1967. – *Schriefer, E.:* Elektrische Meßtechnik. München: Hanser 1990. – *Tabor, D.:* The hardness of metals. Oxford: Clarendon Press 2000 – *Tränkler, H.-R.:* Meßtechnik. In: HÜTTE – Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften. Berlin: Springer 2000.

1 Grundlagen
Fundamentals

1.1 Aufgabe der Meßtechnik. Task of metrology

Aufgabe der Meßtechnik ist die experimentelle Bestimmung quantitativ erfaßbarer Größen in Wissenschaft und Technik. Für die Ingenieurwissenschaften liefert die Meß- und Prüftechnik Unterlagen zur Optimierung der Entwicklung, Konstruktion und Fertigung von Bauteilen und technischen Systemen sowie zur Beurteilung der Eigenschaften, Funktion, Qualität und Zuverlässigkeit technischer Produkte.

Messen ist das Ausführen von geplanten Tätigkeiten zum quantitativen Vergleich einer physikalischen oder technischen Größe (Meßgröße) mit einer Einheit; der Meßwert wird als Produkt aus Zahlenwert und Einheit der Meßgröße angegeben. Der übergeordnete Begriff *Prüfen* umfaßt die Untersuchung eines Prüfobjektes und den Vergleich mit einer vorgegebenen Anforderung [1].

Meßmethoden sind allgemeine, grundlegende Regeln für die Durchführung von Messungen. Sie können gegliedert werden in *direkte* Methoden (Meßgröße gleich Aufgabengröße), *indirekte* Methoden (Meßgröße ungleich Aufgabengröße) sowie *analoge* und *digitale* Methoden mit kontinuierlicher bzw. diskreter Meßwertangabe. *Ausschlagmethoden* führen zu einer unmittelbaren Meßwertdarstellung; bei *Kompensationsmethoden* wird ein Nullabgleich zwischen der Meßgröße und einer Referenzgröße durchgeführt.

Meßprinzipien sind physikalische Effekte oder Gesetzmäßigkeiten, die einer Messung zugrunde liegen.

Meßverfahren sind technische Realisierungen und Anwendungen von Meßprinzipien.

1.2 Strukturen der Meßtechnik
Structures of metrology

Für die Durchführung einer Messung sind i. allg. mehrere Meßgeräte oder Meßglieder erforderlich, die eine Meßeinrichtung oder ein Meßsystem bilden. Die Art und Weise, wie die Meßgeräte zusammengeschaltet und die Meßsignale verknüpft sind, wird als Struktur des Meßsystems bezeichnet.

1.2.1 Meßkette. Measuring chain

Die grundlegende Struktur eines Meßsystems ist die Meßkette, bestehend aus Meßgliedern und Hilfsgeräten, mit den folgenden hauptsächlichen Aufgaben (**Bild 1**):

Meßgrößenaufnahme. Erfassung der Meßgröße mit geeigneten Aufnehmern/Sensoren und Abgabe eines weiterverarbeitungsfähigen (meist elektrischen) Meßsignals als zeitliche Abbildungsfunktion der Meßgröße.

Meßsignalverarbeitung. Anpassung, Verstärkung oder Umwandlung von elektrischen Meßsignalen in darstellbare Meßwerte mit Hilfe von Meßschaltungen, Meßverstärkern oder Rechnern.

Meßwertausgabe. Anzeige und Registrierung bzw. Speicherung und Dokumentation von Meßwerten in analoger oder digitaler Form.

Die Struktur des Meßsystems bestimmt das statische und dynamische Verhalten der Meßeinrichtung, wobei äußere Einfluß- oder Störgrößen aus der Umgebung die Meßgeräteparameter, den Signalfluß und das Meßergebnis beeinflussen können.

1.2.2 Kenngrößen von Meßgliedern
Characteristics of measuring components

Ein Meßglied (Meßkettenelement) wird durch die Kennlinie, den funktionellen Zusammenhang zwischen dem Ausgangssi-

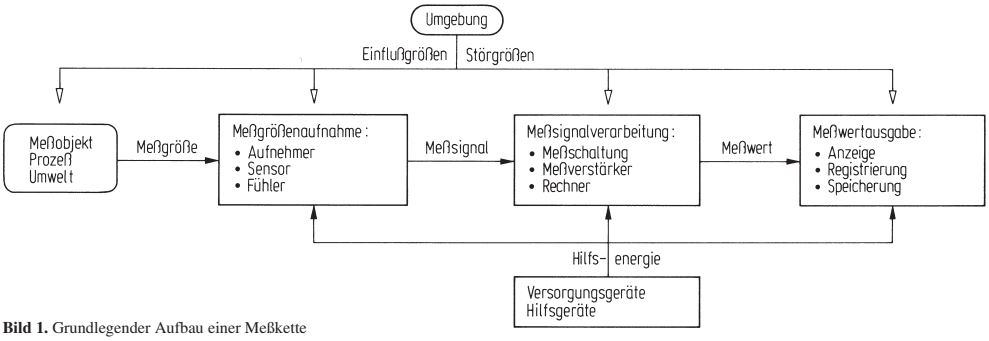


Bild 1. Grundlegender Aufbau einer Meßkette

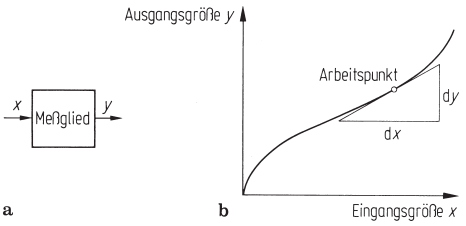


Bild 2a, b. Kenngrößen von Meßgliedern. **a** Signalflußplan; **b** Kennlinie

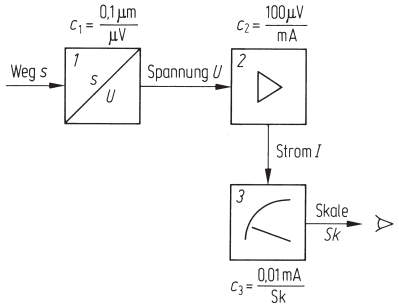


Bild 3. Meßkette mit *1* induktivem Wegaufnehmer, *2* Spannungs-Strom-Verstärker, *3* Anzeigegerät

gnal y und dem Eingangssignal x beschrieben: $y = f(x)$ (**Bild 2**). Aus der Kennlinie ergeben sich die folgenden (statischen) Kenngrößen von Meßgliedern:

Meßglied-Empfindlichkeit ε. Differentialquotient (näherungsweise Differenzenquotient) von Ausgangssignal und Eingangssignal am Arbeitspunkt

$$\varepsilon = \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}x}\,\frac{\text{Einheit des Ausgangssignals}}{\text{Einheit des Eingangssignals}}.$$

Bei Meßgliedern mit gleichartigen Eingangs- und Ausgangssignalen z. B. Verstärkern ist die Empfindlichkeit („Verstärkung“) eine dimensionslose, i. allg. Fall eine dimensionsbehaftete Zahl.

Meßglied-Koeffizient c. Differentialquotient (näherungsweise Differenzenquotient) von Eingangssignal und Ausgangssignal am Arbeitspunkt

$$c = \frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}y}\,\frac{\text{Einheit des Eingangssignals}}{\text{Einheit des Ausgangssignals}}.$$

Mit Hilfe der Größen ε und c läßt sich die (statische) Übertragungscharakteristik von gesamten Meßketten durch Multiplikation der Kenngrößen der einzelnen Meßglieder darstellen:
Meßketten-Empfindlichkeit ε_M

$$\varepsilon_\mathrm{M} = \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \ldots \varepsilon_\mathrm{n} = \prod_{i=1}^{n} \varepsilon_\mathrm{i} \quad (n \text{ Anzahl der Meßglieder}).$$

Meßketten-Koeffizient c_M

$$c_\mathrm{M} = c_1 \cdot c_2 \ldots c_\mathrm{n} = \prod_{i=1}^{n} c_\mathrm{i}.$$

Beispiel: Eine zur Wegmessung eingesetzte Meßkette besteht nach **Bild 3** aus den hauptsächlichen Meßgliedern *1* induktiver Wegaufnehmer, *2* Spannungs-Strom-Verstärker und *3* Anzeigegerät mit den zugehörigen Meßgliedkoeffizienten c_1, c_2, c_3. Der gesamte Meßkettenkoeffizient ist $c_\mathrm{M} = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 = 0{,}1\ \mu\mathrm{m/Sk}$, d. h. der Veränderung des Eingangswegsignals um $\Delta s = 0{,}1\ \mu\mathrm{m}$ entspricht eine Anzeige von 1 Skalenteil am Ausgangs-Anzeigegerät.

1.2.3 Meßabweichung von Meßgliedern
Errors of measuring components

Als Meßabweichung werden hier, bezogen auf Meßglieder unerwünschte Abweichungen des Istwerts y_i der Ausgangsgröße vom Sollwert y_S bei gleicher Eingangs-Größe bezeichnet (**Bild 4**). Die Meßabweichung hat einen zufälligen Anteil und einen systematischen Anteil:

Systematische Meßabweichung. $F_\mathrm{abs} = y_\mathrm{i} - y_\mathrm{s} = \Delta y$.

Nullpunktabweichung. $F_0 = y_{0\mathrm{i}} - y_{0\mathrm{s}}$.
Relative Abweichungen von Meßgeräten (sogenannte *bezogene Meßabweichungen*) werden häufig nicht auf den Sollwert y_s sondern auf andere Bezugswerte, wie z. B. die Meßspanne

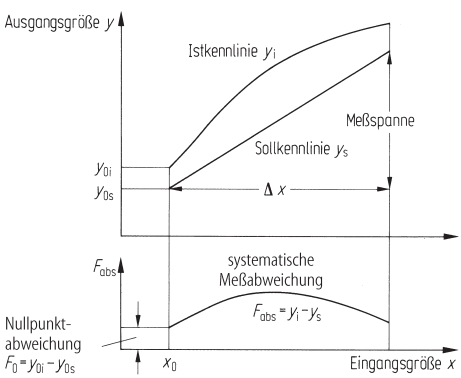


Bild 4. Istkennlinie, Sollkennlinie und systematische Meßabweichung eines Meßglieds

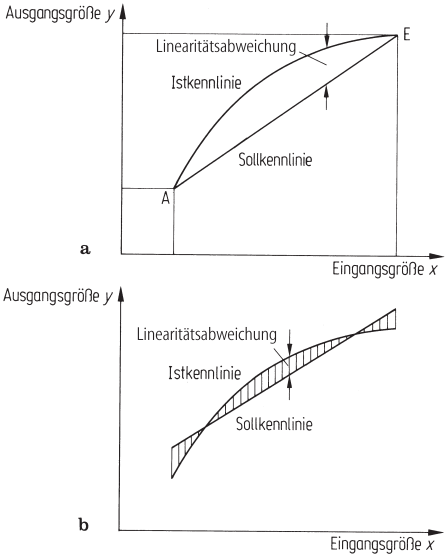


Bild 5 a, b. Bestimmung der Linearitätsabweichung. **a** Festpunktmethode; **b** Toleranzbandmethode

oder den Meßbereichsendwert bezogen

$$\text{Bezogene Meßabweichung} = \frac{\text{Istanzeige} - \text{Sollanzeige}}{\text{Bezugswert}}.$$

Linearitätsabweichung. Er ist die Abweichung einer Istkennlinie von der Sollkennlinie (Gerade), bestimmbar auf verschiedene Weise (**Bild 5**).

Festpunktmethode. Die Sollkennlinie wird mit Meßbereichanfang A (Nullpunkt) und Meßbereichende E (Skalenende) der Istkennlinie zur Deckung gebracht. Die größte Abweichung zwischen Ist- und Sollkennlinie ist die maximale Linearitätsabweichung.

Toleranzbandmethode. Die Lage der Sollkennlinie wird so gewählt, daß die Abweichungen zur Istkennlinie ein bestimmtes Minimalprinzip erfüllen, z. B. daß die Summe der Quadrate der Ist-Soll-Abweichungen ein Minimum wird oder die größte vorkommende Abweichung möglichst klein wird (Tschebyscheff-Approximation).

1.2.4 Dynamische Übertragungseigenschaften von Meßgliedern

Dynamic transient behaviour of measuring components

Die Ausgangssignale von Meßgliedern folgen zeitlichen Änderungen der Eingangssignale i. allg. nur mit Verzögerungen. Zur Kennzeichnung des Zeitverhaltens von Meßgliedern werden sprungförmige oder sinusförmige Änderungen der Eingangsgrößen verwendet, der zugehörige zeitliche Verlauf der Ausgangsgröße wird als Sprungantwort oder als Sinusantwort bezeichnet (s. **X 2.2**).

Sprungantwort. Bei Meßgliedern, deren Signalübertragungseigenschaften durch eine Differentialgleichung 1. Ordnung beschrieben werden (Verzögerungsglieder 1. Ordnung) ist die Sprungantwort y auf ein sich sprunghaft änderndes Eingangssignal x (**Bild 6 a**) gegeben durch

$$y(t) = y_0(1 - \mathrm{e}^{-t/\tau}) \quad (\tau \text{ Zeitkonstante}).$$

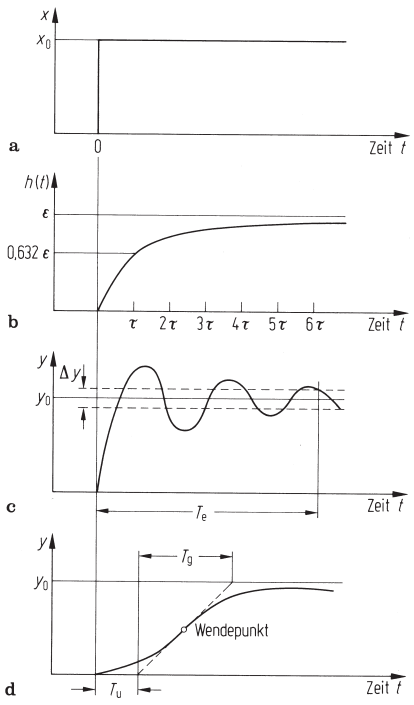


Bild 6 a–d. Dynamische Eigenschaften von Meßgliedern. **a** Sprungförmiges Eingangssignal; **b** Sprungantwort Meßglied 1. Ordnung; **c** Sprungantwort Meßglied höherer Ordnung, schwingende Einstellung; **d** Sprungantwort Meßglied höherer Ordnung, kriechende Einstellung

Durch Bezugnahme auf das Eingangs-Sprungsignal x_0 ergibt sich die Übergangsfunktion $h(t)$ zu

$$h(t) = \frac{y(t)}{x_0} = \varepsilon(1 - \mathrm{e}^{t/\tau}).$$

Die Übergangsfunktion (**Bild 6 b**) hat bei einer Zeitkonstanten $t = \tau$ den Wert $(1 - 1/\mathrm{e})\varepsilon$, d. h. 63,2 % ihres Endwerts und bei 3 bzw. 5 Zeitkonstanten 95 % bzw. 99 % ihres Endwerts erreicht. Für große Zeiten $t \to \infty$ resultiert die statische Empfindlichkeit $\varepsilon = y_0/x_0$.

Das Ausgangssignal von Meßgliedern mit Verzögerungen 2. oder höherer Ordnung kann den Endwert schwingend oder kriechend erreichen. Bei schwingender Einstellung (**Bild 6 c**) verwendet man als Kenngröße die Einstellzeit T_e, die notwendig ist, bis die Sprungantwort eines Meßglieds innerhalb vorgegebener Toleranzgrenzen z. B. $\Delta y = \pm 0{,}05\, y_0$ bleibt. Kenngrößen bei kriechender Einstellung (**Bild 6 d**) sind die Verzugszeit T_u und die Ausgleichszeit T_g.

Sinusantwort. Ein sinusförmiges Eingangssignal

$$x = x_0 \cdot \sin\omega \cdot t$$

führt zu einem Ausgangssignal

$$y = y_0 \sin(\omega t + \varphi)$$

mit derselben Kreisfrequenz ω, das um den Phasenwinkel φ verschoben ist (**Bild 7**). Die doppeltlogarithmische Darstellung von y_0/x_0 über der Frequenz wird als Amplitudengang, die halblogarithmische des Phasenwinkels als Phasengang bezeichnet.

Bei einem Meßglied, dessen Zeitverhalten durch eine Differentialgleichung 1. Ordnung beschrieben wird, ist die Angabe der Eck- oder Grenzfrequenz f_G zweckmäßig, bei der das Am-

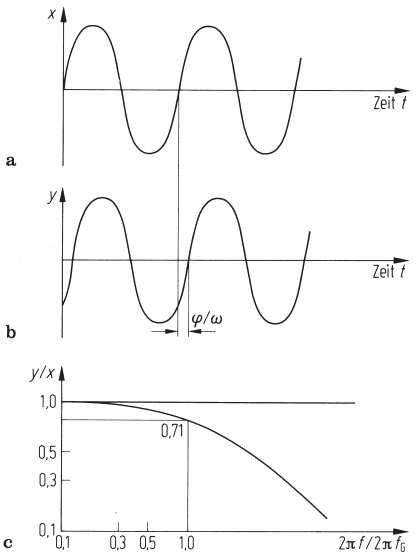


Bild 7 a–c. Dynamisches Verhalten eines Meßglieds mit Zeitverhalten 1. Ordnung. **a** Eingangssignal x; **b** Ausgangssignal y bei $\omega = \omega_G$; **c** Amplitudengang

plitudenverhältnis auf $1/\sqrt{2}$ (71 % oder 3 dB) abgefallen ist (**Bild 7 c**). Für die Signalfrequenzwerte von Messungen muß gelten $f \leqq 0{,}1 f_G$. Meßglieder mit Verzögerungen höherer Ordnung können ebenfalls nur bis zu einer oberen Grenzfrequenz betrieben werden. Der Arbeitsbereich von Meßgliedern liegt innerhalb ihrer Bandbreite, die den Bereich zwischen der unteren und der oberen Grenzfrequenz angibt.

1.3 Planung von Messungen
Planning of measurements

Bei der Anwendung von Meßtechniken sind neben der Auswahl von Meßsystemen mit den erforderlichen Eigenschaften und Kenngrößen auch systematische Überlegungen zur Planung, Durchführung und Auswertung von Messungen anzustellen. Hierbei sind außer den technischen besonders auch ergonomische Gesichtspunkte zu beachten. Die Planung von Messungen umfaßt im wesentlichen die folgenden Teilschritte:

Meßgröße. Aufgrund einer sorgfältigen Problemanalyse ist die für eine Problemlösung geeignetste Größe zu definieren, der die Messung gilt. *Beispiel:* Ein Ingenieur wünscht eine Kraftmessung an einem mechanisch beanspruchten Bauteil. Die Problemdiskussion zeigt, daß er hieraus über die elastischen Bauteileigenschaften die Bauteildehnungen berechnen will. Die aussagekräftigste Meßgröße ist somit in diesem Fall die Meßgröße „Dehnung".

Meßverfahren. Nach Festlegung der problemspezifischen Meßgröße ist durch Auswahl von Meßprinzip und Meßmethode das geeignetste Meßverfahren auszuwählen und die gerätetechnische Meßeinrichtung mit der Meßkette zu konkretisieren.

Meßkette. Die Ausführungsplanung einer Meßkette hat die folgenden hauptsächlichen Aspekte zu beachten:
- Meßgröße und Meßbereiche,
- Meßsignalart (analog, digital, moduliert) und Signalübertragungsverhalten,
- Frequenzgang und Grenzfrequenzen des Meßsignals,
- Empfindlichkeit, Meßabweichungen und Fehlergrenzen der Meßkettenelemente,
- Einflußgrößen auf Meßgröße und Meßsignal, zulässige Temperaturbereiche,
- erforderliche Hilfsgrößen (z. B. Energiebedarf),
- Raumbedarf und Einbaubedingungen,
- Umwelt-Wechselwirkungen (z. B. elektromagnetische Störfelder),
- Schnittstelleneigenschaften (z. B. Entkopplung, DV-Kompatibilität),
- Kosten, Lieferzeit, Installation.

Durchführung. Die wesentlichen Gesichtspunkte für die Durchführung von Messungen sind neben einer möglichst mit Methoden der *Statistischen Versuchsplanung* durchgeführten Vorgabe des Meßparameterumfangs die Festlegung des zeitlichen Ablaufs des Meßvorgangs (Ablaufplan mit „Check-Liste", z. B. von Einzelschritten und Handgriffen) und die ergonomische Gestaltung des Meßplatzes (z. B. ergonomisches Meßplatzmobiliar, flimmerfreier Bildschirm bei rechnerunterstütztem Meßaufbau).

Meßtechnische Rückführung. Meßergebnisse sollten durch eine ununterbrochene Kette von Vergleichsmessungen mit angegebenen Meßunsicherheiten (s. **W 1.4**) auf geeignete Normale (z. B. Maßverkörperungen, Referenzmaterial) bezogen sein [2]. Meßgeräte, die einen signifikanten Einfluß auf die Qualität des Meßergebnisses haben können, sollten in vorgegebenen Intervallen oder vor dem Einsatz kalibriert (und damit rückgeführt) werden. Dies kann durch Nutzung geeigneter und auf SI-Einheiten rückgeführter Normale oder durch Inanspruchnahme eines externen Kalibrierlaboratoriums geschehen.

1.4 Auswertung von Messungen
Analysis of measurements

Das Ziel, den wahren Wert einer Meßgröße zu finden, kann infolge der vielfältigen Einflüsse bei Messungen grundsätzlich nicht erreicht werden: es treten stets „Fehler" (siehe **W 1.2.3**), d. h. allgemein „Meßabweichungen" auf. Man unterscheidet zwischen zufälliger und systematischer Meßabweichung. Die zufällige Meßabweichung ist deterministisch nicht erfaßbar und beeinflußbar; sie kann bei einer Wiederholmeßreihe durch mathematisch-statistische Methoden abgeschätzt werden. Die systematische Meßabweichung setzt sich additiv aus bekannten und unbekannten Anteilen zusammen. Bekannte systematische Meßabweichungen werden, soweit sinnvoll, korrigiert. Unbekannte systematische Meßabweichungen werden wie zufällige Meßabweichungen behandelt. Systematische Meßabweichungen werden im wesentlichen durch Unvollkommenheiten des Meßobjekts (dem Träger der Meßgröße), des Meßverfahrens, der Meßkette und ihren Elementen sowie (bestimmbaren) Umgebungseinflüssen hervorgerufen.
Das Ergebnis von Messungen ist stets in der folgenden Form anzugeben [3]:

$$\text{Meßergebnis} = \text{Meßwert} \pm \text{Meßunsicherheit}.$$

Die Meßunsicherheit kennzeichnet die Streuung der durch einzelne Messungen erhaltenen „Schätzwerte" für die Meßgröße. Sie setzt sich additiv aus den systematischen und den zufälligen Meßabweichungen zusammen und ist ein Parameter für die Genauigkeit der Messung. Das Ausmaß der Übereinstimmung eines Meßwertes mit dem wahren Wert der Meßgröße wird gekennzeichnet durch die folgenden Begriffe, siehe **Bild 8**:
- Richtigkeit: Ausmaß der Übereinstimmung des Mittelwertes von Meßwerten mit dem wahren Wert der Meßgröße,

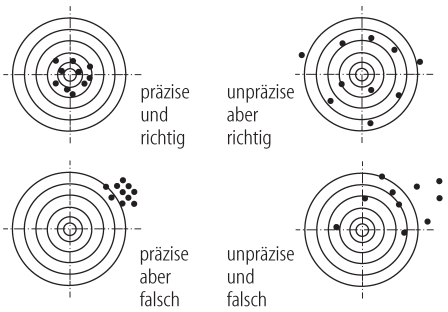


Bild 8. Die Begriffe *Richtigkeit* und *Präzision* illustriert an einem Zielscheibenmodell. Das Zentrum der Scheibe symbolisiert den (unbekannten) wahren Wert

– Präzision: Ausmaß der Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen unabhängiger Messungen.

Die Bestimmung von Meßunsicherheiten erfolgt nach dem internationalen Leitfaden „Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement“ durch zwei Methoden [4]:

Typ A – Methode zur Ermittlung der Standardmeßunsicherheit durch statistische Analyse von Meßreihen

Die statistische Auswertung von Messungen bezieht sich i. allg. auf eine *„Stichprobe“*, d. h. eine Meßreihe mit n voneinander unabhängigen Einzelmeßwerten $x_1 \ldots x_n$, gekennzeichnet (nach „Ausreißerkontrolle“) durch den arithmetischen Mittelwert (s. A bzw. *Dubbel interaktiv*)

$$\bar{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i$$

und die Standardabweichung s als Maß für die Streuung der Einzelmeßwerte

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}.$$

In Abwesenheit systematischer Meßabweichungen ist der Mittelwert $\bar{x}$ ein geeigneter Schätzwert für die Meßgröße. Die Standardmeßunsicherheit $u(\bar{x})$ dieser Ergebnisgröße ist gegeben durch

$$u(\bar{x}) = s/\sqrt{n}.$$

Die einer Stichprobe theoretisch zugrunde liegende *„Grundgesamtheit“* ($n \to \infty$) – beschrieben durch eine Verteilungsfunktion der Merkmalsgröße, z. B. Normalverteilung – ist gekennzeichnet durch

$$\text{Mittelwert } \mu = \lim \bar{x} \text{ für } n \to \infty,$$

$$\text{Varianz } \sigma^2 \; (\sigma = \lim s \text{ für } n \to \infty).$$

Bei Kenntnis von Mittelwert $\bar{x}$ und Standardabweichung s einer Stichprobe von n Einzelmessungen können *„Vertrauensbereiche“*, d. h. Intervalle um $\bar{x}$ angegeben werden, innerhalb derer mit einer vorgegebenen Wahrscheinlichkeit (z. B. $P = 95\,\%$) der „wahre“ Mittelwert μ liegt. Bei annähernd *normalverteilter* Grundgesamtheit gilt (s. A bzw. *Dubbel interaktiv*)

$$\bar{x} - \frac{ts}{\sqrt{n}} \le \mu \le \bar{x} + \frac{ts}{\sqrt{n}}.$$

Die Werte für t (t-Verteilung) können **Anh. W 1 Tab. 1** entnommen werden. Als Meßergebnis kann damit angegeben werden

$$\text{Meßergebnis} = \bar{x} \pm \frac{ts}{\sqrt{n}}.$$

Bei Vorliegen einer Normalverteilung liegen 68,3 % der Meßwerte im Bereich $\bar{x} \pm s$, 95,5 % im Bereich $\bar{x} \pm 2s$ und 99,7 % im Bereich $\bar{x} \pm 3s$.

Typ B – Methode zur Ermittlung der Standardmeßunsicherheit

Typisches Beispiel für eine Typ-B-Auswertung ist die Umwandlung einer Höchstwert/Mindestwert-Angabe in eine Standardunsicherheit. Angenommen, für einen Merkmalswert (Referenzwert) sind nur ein Mindestwert $x_{\min}$ und ein Höchstwert $x_{\max}$ bekannt. Sind alle Werte in diesem Intervall als gleichwahrscheinlich anzunehmen, so können für den Referenzwert x und seine Standardunsicherheit $u(x)$ der Mittelwert und die Standardabweichung der Rechteckverteilung mit den Grenzen $x_{\min}$ und $x_{\max}$ verwendet werden

$$x = \frac{(x_{\max} + x_{\min})}{2},$$

$$u(x) = \frac{(x_{\max} - x_{\min})}{\sqrt{12}}.$$

Ist hingegen anzunehmen, daß Werte in der Mitte des Intervalls wahrscheinlicher sind als Werte am Rande, so kann z. B. anstelle der Rechteckverteilung (Gleichverteilung) eine symmetrische Dreiecksverteilung mit den Grenzen $x_{\min}$ und $x_{\max}$ gewählt werden. Dann folgt

$$x = \frac{(x_{\max} + x_{\min})}{2},$$

$$u(x) = \frac{(x_{\max} - x_{\min})}{\sqrt{24}}.$$

Andere Beispiele von Typ-B-Auswertungen sind in [3] und [4] enthalten.

Fortpflanzungsgesetz für Meßunsicherheiten nach Gauß. In technischen Aufgabenstellungen ist vielfach das anzugebende Meßergebnis $y = f(A, B, C)$ eine Funktion mehrerer unabhängiger Meßgrößen A, B, C, z. B. Mechanische Spannung = Kraft/Fläche, Elektrischer Widerstand = Elektrische Spannung/Elektrischer Strom. Bei Kenntnis der Meßunsicherheiten (u) der einzelnen Meßgrößen A, B, C, gilt für die resultierende Meßunsicherheit, bezogen auf die gesamte Funktion y (s. A bzw. *Dubbel interaktiv*)

$$u(y) = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial A}\,u(A)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial B}\,u(B)\right)^2 + \ldots}.$$

Hieraus ergeben sich die folgenden Spezialfälle:

– Summen- oder Differenzfunktion

$$y = A + B \quad \text{oder} \quad y = A - B,$$

$$u(y) = \sqrt{(u(A))^2 + (u(B))^2}.$$

– Produkt- oder Quotientenfunktion

$$y = A \cdot B \quad \text{oder} \quad y = \frac{A}{B}, \quad \frac{u(y)}{y} = \sqrt{\left(\frac{u(A)}{A}\right)^2 + \left(\frac{u(B)}{B}\right)^2}.$$

– Potenzfunktion

$$y = A^{\mathrm{P}}, \quad \frac{u(y)}{y} = |P|\,\frac{u(A)}{A}.$$

Zusammengefaßt gilt: Die bei der Auswertung von Messungen erhaltenen Meßergebnisse (d. h. Meßwerte, Meßunsicherheiten und gegebenenfalls ein zusammenfassendes „Meßunsicherheitsbudget“ nach der Gauß-Methode) sind zusammen mit der Angabe aller zu einer Reproduzierung der betreffenden Messung erforderlichen Angaben in einem Meßprotokoll zusammenzufassen (s. **W 4.3**).

Ergänzende und erweiterte Betrachtungen zum Thema „Meßunsicherheit“ sind in [5] zu finden.

2 Meßgrößen und Meßverfahren
Measuring quantities and methods

Die Meßgrößen und Meßverfahren der Technik basieren auf dem Internationalen Einheitensystem sowie auf geeigneten Aufnehmer- und Sensorprinzipien.

2.1 Einheitensystem und Gliederung der Meßgrößen der Technik
System and classification of measuring quantities

2.1.1 Internationales Einheitensystem
International system of units

Die Basisgrößen und Basiseinheiten des Meßwesens sind im „Système International d'Unités" (SI-System) definiert; die Basisgrößen sind Länge (m), Masse (kg), Zeit (s), Elektrische Stromstärke (A), Thermodynamische Temperatur (K), Lichtstärke (cd), Stoffmenge (mol). Unter Benutzung der SI-Basiseinheiten können durch Multiplikation und Division die für andere Meßgrößen benötigten Einheiten gewonnen werden (s. **Anh. Z Tab. 1**, **2**, **7**, **10**, **11**, **12**, **13**, **14** und **15**).

2.1.2 Gliederung der Meßgrößen
Classification of measuring quantities

Eine allgemeine Gliederung der Meßgrößen der Technik kann mit Hilfe einer systemtechnischen Betrachtung erhalten werden.
Nach den Methoden der Systemtechnik sind technische Objekte durch die Merkmalskategorien *Struktur*, *Funktion* und *Wechselwirkungen mit der Umwelt* umfassend beschrieben. Damit ergeben sich für Meßobjekte als Träger von Meßgrößen die folgenden, durch die Meßtechnik zu erfassenden Parametergruppen:
– Form- und Stoffgrößen,
– Funktions- bzw. Prozeßgrößen,
– Umwelt-Wechselwirkungsgrößen.
Die wichtigsten Meßgrößenarten dieser Parametergruppen sind in **Tab. 1** zusammengestellt; sie bilden die Basis für die Gliederung der im folgenden behandelten Meßgrößen und Meßverfahren. (Im Hinblick auf die hier nicht aufgenommenen Verfahren der Zeitmessung wird auf die entsprechende Literatur verwiesen.)

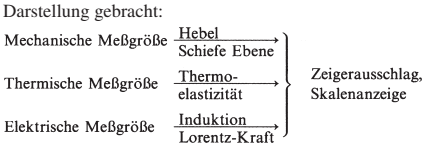
2.2 Sensoren und Aktoren. Sensors and actuators

Sensoren sind Meßwertaufnehmer, die zur Gewinnung von Informationen über Meßobjekte hierfür bedeutsame Eingangssignale aufnehmen und in geeignete, meist elektrische Ausgangssignale überführen [1, 2].
Aktoren (oder Aktuatoren) sind Funktionseinheiten, die Signale mit einer Hilfsenergie in Aktionen umsetzen [3].

2.2.1 Meßgrößenumformung
Transducing of measuring quantities

Die für eine Meßgrößenumformung geeigneten physikalischen Prinzipien sind in **Tab. 2** mit charakteristischen Beispielen in einer Matrixdarstellung zusammengestellt. Sie können vereinfacht in zwei große Gruppen eingeteilt werden:

Ausschlagmethoden. Die Meßgrößen, z. B. mechanischer, thermischer oder elektrischer Art, werden unmittelbar zur Darstellung gebracht:



Methoden mit elektrischer Meßsignalumformung. Nichtelektrische Meßgrößen werden möglichst in elektrische Meßsignale umgeformt, um sie der analogen oder digitalen elektrischen Meßtechnik sowie einer rechnerunterstützten Meßsignalverarbeitung zugänglich zu machen.

2.2.2 Zerstörungsfreie Bauteil- und Maschinendiagnostik
Non-destructive diagnosis and machinery condition monitoring

Im Maschinenbau sind häufig Untersuchungen der *Stoff- und Formeigenschaften* von Maschinenelementen und des Funktionsverhaltens kompletter Baugruppen, Maschinenanlagen und -systeme erforderlich. Für diese Aufgaben der Bauteil- und Maschinendiagnostik können verschiedene aus der zerstörungsfreien Materialprüfung bekannte Meß- und Prüfungsprinzipien eingesetzt werden [4, 5].
Untersuchung von *Bauteil-Oberflächenfehlern:* Bestimmung von Bauteilinhomogenitäten in oberflächennahen Bereichen (z. B. Risse, Härtungsfehler) durch Analyse der Wechselwirkung des Bauteils mit Ultraschallwellen (US), elektromagnetischen Feldern oder optischer Strahlung; Verfahrensbeispiele: US-Mikroskop, Wirbelstromprüfung, Thermographie, Optische Holographie; Rißnachweis durch Flüssigkeitseindringverfahren unter Ausnutzung der Kapillarwirkung feiner Risse im µm-Bereich.
Untersuchung von *Bauteil-Volumenfehlern:* Bestimmung von Inhomogenitäten im Bauteilinnern (z. B. Poren, Lunker, Wanddickenschwächungen) durch Durchstrahlung mit Ultraschallwellen sowie Röntgen- oder Gammastrahlen. Verfahrensbeispiele: US-Impulsechoverfahren, Radiographie, Computertomographie.
Zur *Funktions- bzw. Zustandsüberwachung* laufender Maschinenanlagen eignen sich Verfahren des „machinery condition monitoring". Unter Verwendung geeigneter Sensoren (z. B. seismische Aufnehmer, s. **W 2.4.3**) können beispielsweise aus

Tabelle 1. Gliederung der Meßgrößen der Technik

Systemtechnische Kategorien	Parametergruppen	Meßgrößenarten
Struktur	Form- und Stoffgrößen	→ geometrische Meßgrößen (**W 2.3**) → Stoffmeßgrößen (**W 2.10**)
Funktion	Funktions- und Prozeßgrößen	→ kinematische Meßgrößen (**W 2.4**) → mechanische Beanspruchungen (**W 2.5**) → strömungstechnische Meßgrößen (**W 2.6**) → thermische Meßgrößen (**W 2.7**) → optische Meßgrößen (**W 2.8**) → elektrische Meßgrößen (**W 3.2, 3.3**)
Wechselwirkungen	Umwelt-Wechselwirkungsgrößen	→ Strahlungsmeßgrößen (**W 2.9.1**) → akustische Meßgrößen (**W 2.9.2**) → Klimameßgrößen (**W 2.9.3**)

Tabelle 2. Physikalische Effekte und Prinzipien zur Meßgrößenumformung

Eingangsgröße	Ausgangsgröße				
	mechanisch	thermisch	elektrisch	magnetisch	optisch
mechanisch	Hebel, Pendel schiefe Ebene elast. Deformation Fluidik	Wärmepumpe Kältepumpe Reibung	Geometrieabhängigkeit von R, L, C Induktion Piezoeffekt	magnetoelastische Effekte Magnetohydrodynamik	Interferometrie Spannungsoptik Triboluminescenz
thermisch	Thermoelastizität Dampfdruck Explosionsdruck	thermische Kreisprozesse	Temperaturabhängigkeit von R, L, C Thermoelektrizität Pyroelektrizität	thermomagnetische Effekte	Wärmestrahlung Thermolumineszenz
elektrisch	Induktion Lorentz-Kraft Piezoeffekte Elektrostriktion	Joulesche Wärme Peltier-Effekt Thomsoneffekt	Transformator Transistor Influenz	Elektromagnetismus magnetoelektrische Effekte	elektrooptischer Kerr-Effekt Elektrolumineszenz
magnetisch	magnetomechanische Effekte Magnetostriktion	magnetokalorische Effekte	magnetoelektrische Effekte Hall Effekt	magnetische Suszeptibilität magnetische Hysterese	magnetooptische Effekte
optisch	Strahlungsdruck	Absorption	Photoeffekt Optoelektronik	magnetooptische Speicher	Interferenz Bildwandler Laser

Körperschallanalysen Hinweise auf eventuelle Betriebsstörungen gewonnen werden. Zur Auswertung werden Schwingungsformen, Eigenfrequenzen, Impulsformen, Dämpfungen oder Spektren herangezogen.

2.3 Geometrische Meßgrößen

Geometric quantities

Geometrische Meßgrößen kennzeichnen Strecken, Entfernungen und Abmessungen sowie die Makro- und Mikrogeometrie von Bauteilen und beschreiben die geometrischen Eigenschaften von Bauteilpaarungen (z. B. Passungen, Gewinde, Lagerungen, Führungen, Getriebe).

2.3.1 Längenmeßtechnik. Length measurement

Längenmeßtechnik zur Strecken- und Entfernungsbestimmung

Mechanische und optische Verfahren. Einfache Distanzmeßverfahren verwenden Meßlatten und Meßbänder sowie freihängende Drähte auf Stativen (Durchhangkorrektur beachten) als Längenmaßstab. Bei optisch-trigonometrischen Verfahren wird eine Strecke $\overline{AB}$ dadurch bestimmt, daß im Punkt A mit einem Theodolit der Winkel α zwischen den Endpunkten einer Basislatte (Länge b) gemessen wird, die sich rechtwinklig zu $\overline{AB}$ im Punkt B befindet: $\overline{AB} = b \cdot \cot\alpha$.

Elektromagnetische Verfahren. Die Bestimmung einer Entfernung $s = ct$ basiert auf der Messung der Laufzeit t elektromagnetischer Wellen der Geschwindigkeit $c = c_0/n$ (c_0 Geschwindigkeit im Vakuum, n Brechungsindex der Luft in Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Feuchtigkeit). Bei Impulsverfahren (z. B. Radar, radio detecting and ranging) kann eine Entfernung $\overline{AB}$ aus der Laufzeitmessung eines elektromagnetischen Impulses zwischen Senderort A und Echoort B bestimmt werden. (Radar-Geschwindigkeitsmessungen nutzen den Doppler-Effekt: Messung der geschwindigkeitsabhängigen Impuls-Frequenzänderung bei einer Relativbewegung zwischen Senderort und Echoort.) Bei Phasenvergleichsverfahren lassen sich aus Phasendifferenzen der gesendeten, im Endpunkt reflektierten und über die Meßstrecke zurückkommenden Wellen die Laufzeit der Wellen und daraus die Länge der Strecke ableiten.

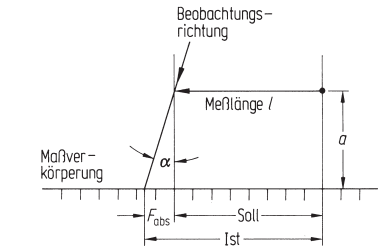
Längenmeßtechnik technischer Objekte

Längen und Abmessungen von Bauteilen werden durch Vergleich mit einem Längenstandard, gegeben durch Maßverkörperungen oder anzeigende Längenmeßgeräte bestimmt [6] (Wegmeßverfahren, s. **W 2.4.1**). Als Maßverkörperungen dienen Strichmaßstäbe, Meßspindeln und Parallelendmaße (Längenstufungen von 1 µm durch „Ansprengen“) sowie inkrementale und absolut kodierte Maßstäbe (z. B. Dualkode, BCD-Kode) mit optoelektronisch abgetasteten Hell-Dunkel-Feldern, s. **W 2.4.1**. Bei interferometrischen Meßverfahren dient die Wellenlänge des verwendeten Lichtes als Meßbasis. Nach dem *Abbeschen Komparatorprinzip* sollen Meßstrecke und Maßverkörperung in der Meßrichtung fluchtend angeordnet sein, um „Fehler 1. Ordnung“, die relativ groß sein können, zu vermeiden (**Bild 1**).

Beispiel: a. Parallaxe mit $\alpha = 1°$ und einem Meßlänge-Abstand-Verhältnis von 1:1 ergibt einen Fehler 1. Ordnung: $F_{\text{rel}} = 1{,}7\,\%$; **b.** Schieflage mit $\beta = 1°$ bei der Koinzidenz-Verschiebung von Meßstrecke und Maßverkörperung ergibt einen erheblich kleineren Fehler 2. Ordnung: $F_{\text{rel}} = 1{,}5 \cdot 10^{-2}\,\%$.

Mechanische Verfahren. Hauptsächliche Meßgeräte sind: Meßschieber mit einem festen und einem beweglichen Meßschenkel, Ablesemöglichkeit $\Delta l = 0{,}1$ mm mit Nonius; Meßschraube mit Meßgewinde, $\Delta l = 0{,}01$ mm; Meßuhr mit Zahnstange, Ritzel und Zahnradübersetzung, $\Delta l = 0{,}001$ mm; Feinzeiger mit Torsionsband und Hebelübersetzung, $\Delta l = 0{,}0005$ mm.

Optische Verfahren. *Meßmikroskope* und *Mehrkoordinatenmeßgeräte* bestehen aus optischen oder mechanischen Prüfling-Antastsystemen (z. B. Okular-Strichvisier, Kontaktrelais), Führungsbahnen zur 1-, 2- oder 3dimensionalen Verschiebung des Meßobjekts sowie Koordinatenmeßsystemen mit verschiedenen Maßverkörperungen (z. B. Zahnstangen, $\Delta l = 10\,\mu$m; Meßspindeln, $\Delta l = 0{,}1\,\mu$m; Strichmaßstäben $\Delta l = 0{,}1\,\mu$m; Laserinterferometer, $\Delta l = 0{,}01\,\mu$m), gängige Meßbereiche $1{,}2 \times 1 \times 0{,}6\ \text{m}^3$.
Interferometer ermöglichen präzise Längenmessungen durch Auszählen bzw. Auswertung von Interferenzstreifen in Vielfachen oder Bruchteilen von $\lambda/2$. Die erforderliche Voraussetzung der örtlichen und zeitlichen Kohärenz der interferierenden Lichtwellen wird durch Strahlenteilung und Monochromasie (z. B. Laser) realisiert (**Bild 2 a**). Spezielle Meßgeräte-

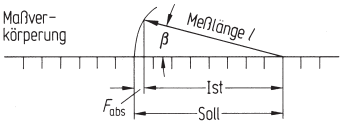


$F_{abs} = a \tan\alpha$

da $\tan\alpha = \alpha + \frac{1}{3}\alpha^3 + \ldots$

$\Rightarrow F_{abs} \approx a\,\alpha$ $\qquad F_{rel} \approx (a/l)\,\alpha$

a



$F_{abs} = l\cos\beta - l = l\,(\cos\beta - 1)$

da $\cos\beta = 1 - \beta^2/2! + \ldots$

$\Rightarrow F_{abs} \approx l\,\beta^2/2$ $\qquad F_{rel} \approx \beta^2/2$

b

Bild 1a, b. Abbesches Prinzip. **a** Nicht erfüllt: Fehler 1. Ordnung, z. B. Parallaxefehler; **b** erfüllt: Fehler 2. Ordnung, z. B. Schieflagenfehler

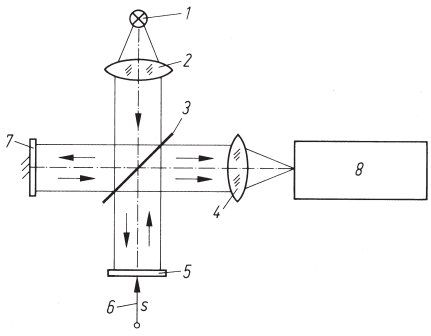
ausführungen erlauben Messungen in einem Meßbereich größer 10 m mit Auflösungen von Bruchteilen einer halben Wellenlänge.

Die optische *Holographie* liefert eine photographische Aufzeichnung (Hologramm) von optischen Wellenfeldern nach Amplitude und Phase und gestattet es, räumliche Objektdarstellungen in voller dreidimensionaler Gestalt zu speichern und bei Beleuchtung des Hologramms mit kohärentem Licht 3dimensional wiederzugeben. Doppelt belichtete Hologramme und andere interferometrische Anordnungen erlauben einen sehr empfindlichen Nachweis geringfügiger Verformungen und Verschiebungen von Meßobjekten.

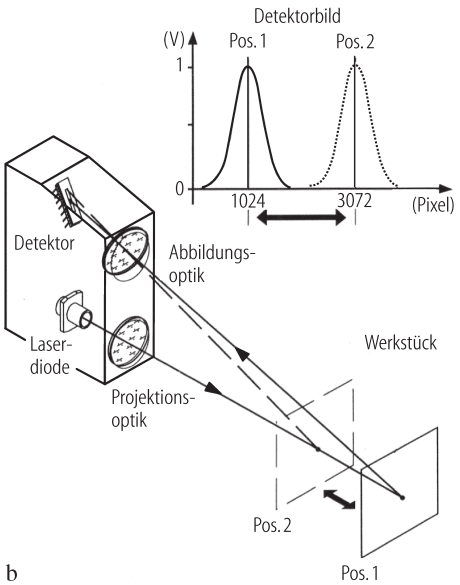
Berührungslose Abstands- und Längenmessungen im Nahbereich können mit *Triangulationsverfahren* durchgeführt werden. Dabei wird im einfachsten Fall das Licht einer Laser- oder Leuchtdiode über eine Projektionsoptik auf die Oberfläche des Meßobjektes fokussiert (**Bild 2b**). Unter einem Winkel von 15° bis 35° wird der projezierte Lichtpunkt über eine Abbildungsoptik auf einem Lagedetektor (z. B. CCD-Zeile, positionsempfindliche Photodiode) abgebildet. Ändert sich der Abstand zwischen Meßobjekt und Sensor, so führt dies zu einer Lageänderung des auf dem Detektor abgebildeten Lichtpunktes. Typische Kennwerte für Lichtpunkt-Triangulationsverfahren: Meßbereich ca. 5 mm bis 5 m, Auflösung 0,01 % des Meßbereiches, Meßunsicherheit bis 0,05 % des Meßbereiches.

Elektrische Verfahren. Bei diesen Verfahren wird die Geometrieabhängigkeit ohmscher, induktiver und kapazitiver Widerstände oder elektro-magnetischer Effekte zur Längen bzw. Wegmessung ausgenutzt (s. **W 2.4.1**).

Fluidische Verfahren. Als Signalmedien dienen Luft oder Inertgase. Bei dem fluidischen LM-Kompensationsverfahren (**Bild 3**) bewegt die Meßgröße *s* eine konische Nadel in einer Düse und steuert so den Massenfluß. Die Meßdüse wird mit einer Kompensatordüse und zwei Festdüsen zu einer fluidischen Meßbrücke zusammengeschaltet. Eine automatische fluidische Kompensationseinrichtung gleicht durch eine Verschiebung der Abgleichnadel den Differenzdruck in der Brükkendiagonalen auf Null ab. Im Kompensator wird der Nadelweg s' in ein elektrisches Ausgangssignal umgeformt, das der Meßgröße *s* proportional ist. Das Verfahren ist sehr robust und kann für (statische) Längenmessungen bei Temperaturen bis zu 1000 °C eingesetzt werden; Meßbereich 0,1 bis 2,5 mm, Auflösung 0,01 % vom Meßbereichsendwert.



a



b

Bild 2a, b. Optische Verfahren. **a** Interferometerprinzip (Michelson-Interferometer). *1* Strahlungsquelle, *2* Kondensor, *3* Strahlenteiler, *4* Objektiv, *5* Reflektor (beweglich), *6* Meßobjekt, *7* Reflektor (fest), *8* optoelektronischer Empfänger; **b** Triangulationsprinzip [10]

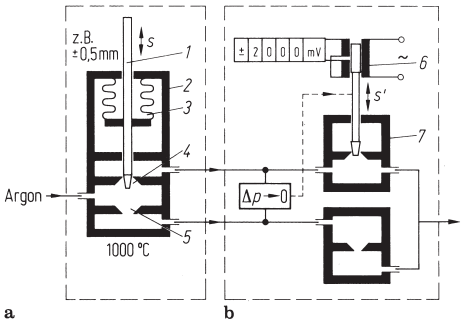


Bild 3a, b. Fluidisches Längenmeßverfahren. **a** Hochtemperatur-Aufnehmer; **b** Kompensator. *1* Wegaufnehmer-Taststift, *2* Meßkammer, *3* Metallbalg, *4* Meßdüse, *5* Festdüse, *6* induktiver Wegaufnehmer, *7* Vergleichskammer mit Kompensationsdüse

2.3.2 Gewinde- und Zahnradmeßtechnik

Thread and gear measurement

Gewinde sind meßtechnisch durch die folgenden, auf einen Axialschnitt bezogenen Größen gekennzeichnet (s. **G 1.6** und DIN 13):

Außendurchmesser, Kerndurchmesser, Flankendurchmesser, Flankenwinkel, Steigung. Die Funktionsprüfung von Gewinden erfolgt traditionell mit Lehren, d. h. möglichst formvollkommenen Gegenkörpern: Lehrringe für Außengewinde, Lehrdorne für Innengewinde. Nach dem Taylorschen Grundsatz soll die Gutprüfung die Gesamtwirkung eines Gewindes erfassen; auf der Ausschußseite soll jede Bestimmungsgröße einzeln geprüft werden.

Zahnräder sind je nach Art der Verzahnung meßtechnisch im wesentlichen durch die folgenden Größen gekennzeichnet (s. **G 8.2** und DIN 3960):

Zahnflankenform, Zahndicke, Zahnweite, Teilkreisdurchmesser, Teilung, Rundlauf der Verzahnung.

Gewindemeßtechnik

Mechanische Verfahren. Sie dienen vorzugsweise zur Messung von Außen-, Kern- und Flankendurchmesser mit Methoden der Längenmeßtechnik (s. **W 2.3.1**) [6, 7]. Bei der Bestimmung der Außendurchmesser von Außengewinden und der Kerndurchmesser von Innengewinden müssen die Meßgerät-Tastflächen mindestens zwei Gewindespitzen überdecken; bei der Bestimmung der Außendurchmesser von Innengewinden und der Kerndurchmesser von Außengewinden müssen die Meßgerät-Tastflächen auf dem Gewindegrund aufliegen. Flankendurchmesser von Außengewinden können mit der *Dreidrahtmethode* mit hoher Genauigkeit bestimmt werden (**Bild 4**). Hierzu werden die Meßdrähte gleichen Durchmessers d_D in benachbarte Gewindelücken eingelegt. Aus der Messung des Prüfmaßes M mit einem Längenmeßgerät ergibt sich der Flankendurchmesser (für symmetrisches Grundprofil) aus

$$d_2 = M - d_D(1/\sin(\alpha/2) + 1) + 1/2p \cdot \cot(\alpha/2) + A_1 + A_2.$$

Die Größen A_1 und A_2 sind gegebenenfalls zu berücksichtigende Zusatzterme für die Schiefstellung der Drähte und ihre Abplattung unter Wirkung der Meßkraft bei der Bestimmung von M. Der für die Dreidrahtmethode günstigste Drahtdurchmesser ist

$$d_D = (p/2) \cdot \cos\alpha/2.$$

Optische Verfahren. Mit Werkstatt-Mikroskopen oder Universal-Meßmikroskopen können alle Kenngrößen von Außengewinden nach dem Schattenbildverfahren berührungslos gemessen werden. Außen- und Kerndurchmesser lassen sich konventionell mittels Fadenkreuzabtastung erfassen. Zur Messung von Flankendurchmesser und -winkel mit optisch scharfem Schattenbildrand wird das Mikroskop um den Steigungswinkel ψ des Prüflings geneigt. Der Flankenwinkel α des Gewindeprofils wird aus dem gemessenen Wert α_M gemäß $\tan\alpha = \tan\alpha_M / \cos\psi$ bestimmt. Bei der Bestimmung von Flankendurchmesser und Steigung nach dem optischen Schattenbildverfahren kann durch Mittelwertbildung von Messungen an Rechts- und Linksflanken ein Meßfehler 1. Ordnung vermieden werden, da dabei nur Fehler 2. Ordnung auftreten können.

Zahnradmeßtechnik

Einzelfehlerprüfung. Die verschiedenen Bestimmungsgrößen von Zahnrädern, wie z. B. Flankenform, Zahndicke, Zahnweite, Teilkreisdurchmesser können mit konventionell-mechanischen Meßgeräten einzeln geprüft werden: *Meßtaster* mit Diagrammaufzeichnung zur Darstellung der Abweichung der Zahnflankenform von der Sollevolvente; *Meßschieber* zur Bestimmung des Sehnenmaßes zwischen den Flanken eines Zahns; *Meßschraube* zur Bestimmung des Zahnweiten-Sehnenmaßes zwischen den Flanken mehrerer Zähne; *Schraublehren* oder *Fühlhebel-Rachenlehren* mit Meßkugeleinsätzen (Kugeldurchmesser D), die in gegenüberliegende Zahnlücken in Teilkreishöhe eingreifen und aus einer Messung des „diametralen Zweikugelmaßes M" eine Abschätzung des Teilkreisdurchmessers d_k ermöglichen:

$$d_k \approx M - D \quad \text{(gerade Zähnezahl)},$$
$$d_k \approx (M - D)/\cos(\pi/2z) \quad \text{(ungerade Zähnezahl } z\text{)}.$$

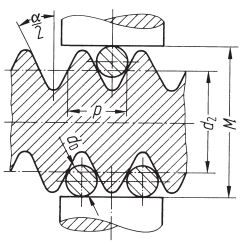


Bild 4. Dreidrahtmethode zur Bestimmung des Flankendurchmessers von Gewinden

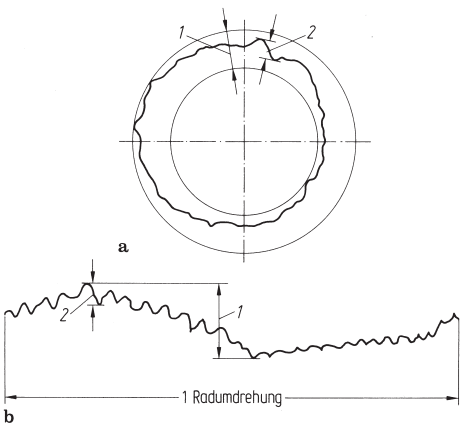


Bild 5a, b. Zweiflanken-Wälzdiagramme zur Sammelfehlerprüfung von Zahnrädern. **a** Kreisdiagramm; **b** Streifendiagramm. *1* Wälzabweichung F_i', *2* Wälzsprung f_i'

Darüber hinaus gibt es Meßmaschinen, die alle wesentlichen Kenngrößen nach Programmen automatisch messen.

Sammelfehlerprüfung. Sie dient der Bestimmung der gleichzeitigen Auswirkung von Form- und Lagefehlern der Zahnflanken durch Abwälzen des zu prüfenden Zahnrads mit einem Lehrzahnrad. Bei der *Einflankenwälzprüfung* kommt nur eine Flanke mit der Gegenflanke in Berührung, während bei der in der industriellen Praxis häufig angewendeten *Zweiflankenwälzprüfung* jeweils beide Flanken in spielfreiem Eingriff sind. Beim Abwälzen des Zahnradpaars ergeben alle vorhandenen Verzahnungsfehler Änderungen des Achsabstands, die mit spielfrei und reibungsarm geführten Prüfgeräten erfaßt und in kreis- oder streifenförmigen Fehlerdiagrammen aufgezeichnet werden (s. **Bild 5**) [6, 7].

2.3.3 Oberflächenmeßtechnik. Surface measurement

Die Eigenschaften von Werkstücken werden wesentlich von der Beschaffenheit ihrer Oberflächen bestimmt. Daher werden geometrische, mechanische, optische oder auch chemische Oberflächeneigenschaften gezielt modifiziert, um eine den jeweiligen Anforderungen zu genügende Beschaffenheit zu erzielen.

Abbildung von Oberflächen

Lichtmikroskopische Verfahren zur Abbildung technischer Oberflächen arbeiten mit Hellfeld- oder Dunkelfeldbeleuchtung; sie gestatten mittels Okularmikrometern ein laterales Ausmessen von Oberflächenstrukturen und sind durch folgende Grenzdaten gekennzeichnet: Maximale Vergrößerung ca. 1000fach, laterales Auflösungsvermögen in der Objektebene ca. 0,3 µm, Steigerung der Tiefenauflösung auf ca. 1 nm durch Methoden des Interferenzkontrasts nach Nomarski. Gleichzeitig hohe Vergrößerung (bis zu 10^5fach) und große Tiefenschärfe (> 10 µm bei 5000facher Vergrößerung) liefert das Rasterelektronenmikroskop (REM). Bei REM wird in einer Probenkammer unter Hochvakuum ein Elektronenstrahl rasterförmig über die Probenoberfläche bewegt, und die in Abhängigkeit von der Oberflächen-Mikrogeometrie rückgestreuten Elektronen (oder ausgelöste Sekundärelektronen) werden zur Helligkeitssteuerung (Topographiekontrast) einer Fernsehröhre verwendet. Mit Methoden der Bildverarbeitung (z. B. Graustufenanalyse, s. **W 2.3.4**) oder stereoskopischen Auswerteverfahren kann außer der Oberflächenabbildung eine numerische Klassifizierung der Oberflächenmikrogeometrie vorgenommen werden.

Oberflächenrauheitsmeßtechnik

Aufgabe der Oberflächenrauheitsmeßtechnik ist die Erfassung der *Mikro- bzw. Nanogeometrie* technischer Oberflächen und die Bestimmung der *Gestaltabweichung* realer Istoberflächen

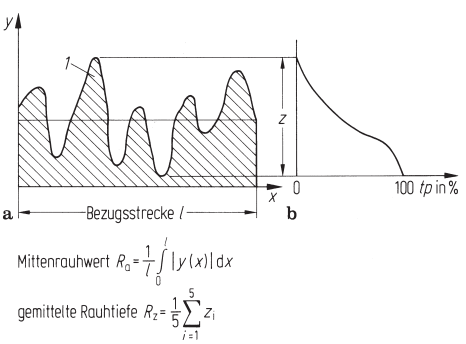


Bild 6a, b. Kennzeichnung der Rauheit technischer Oberflächen. **a** Profilschnitt, Kenngrößen R_a, R_z; **b** Traganteilkurve (Verteilungskurve der Ordinatenwerte). *1* Rauheitsprofil

von geometrisch-idealen Solloberflächen (s. **F 1.6.2**). Oberflächenmeßgrößen können sich in integraler Art auf gesamte Oberflächenbereiche oder auf Profilschnitte, Tangentialschnitte oder Äquidistanzschnitte beziehen (**Bild 6**). Da örtlich verschiedene Profilschnitte einer realen technischen Oberfläche naturgemäß auch unterschiedliche Rauheitsprofilkurven und darauf bezogene Rauheitsgrößen ergeben, werden zur allgemeinen Kennzeichnung technischer Oberflächen auch mathematisch-statistische Methoden, wie z. B. Autokorrelationsfunktionen, Fourieranalysen oder Spektraldarstellungen herangezogen.

Tastschnittverfahren. Es besteht aus der Abtastung des Oberflächenprofils durch eine Diamantnadel mit einem Tastsystem (z. B. Einkufentastsystem, Pendeltastsystem, Bezugsflächentastsystem), Aufzeichnung eines überhöhten Profilschnitts mit elektronischen Hilfsmitteln und Berechnung von Rauheitsmeßgrößen. Verfahrenskennzeichen: vertikale Auflösung $\approx 0{,}01$ µm, horizontale Auflösung begrenzt durch Spitzenradius (z. B. 5 µm) und Kegelwinkel (z. B. 60°), Problematik der Nichterfassung von „Profil-Hinterschneidungen" und plastischer Kontaktdeformation bei der Abtastung weicher Oberflächen.

Lichtschnittmikroskop. Eine unter 45° auf eine technische Oberfläche projizierte schmale Lichtlinie (optisches Spaltbild) erfährt durch die Oberflächenmikrogeometrie eine affine Verzerrung, die photographisch dargestellt oder mit einem Okularmikrometer mikroskopisch ausgemessen werden kann und eine Bestimmung von Rauhtiefen für $R_z > 1$ µm gestattet.

Interferenzmikroskop. Optische Schnitte parallel zur auszumessenden Oberfläche durch Lichtinterferenz ergeben ein Höhenschichtlinienbild von (spiegelnden, nicht zu rauhen) Oberflächen mit Niveaulinien im Abstand von $\lambda/2$; die meßbaren Rauhtiefenunterschiede betragen ca. 0,02 µm.

Rastersondenmikroskop. Es gibt zwei Realisierungsvarianten: Rastertunnel- und Rasterkraftmikroskop. Beim Rastertunnelmikroskop erfolgt die Abbildung und berührungslose Ausmessung von Oberflächen im atomaren Maßstab mit Hilfe einer Abtastnadel in einem elektronisch geregelten Piezokristall-Aktorsystem (**Bild 7**). Der zwischen Abtastnadel und Oberfläche bestehende Tunnelstrom wird bei rasterförmiger äquidistanter Abtastung der Oberfläche durch das Aktorregelsystem konstant gehalten; das elektronische Regelgrößensignal ist ein Maß für die Oberflächenmikrogeometrie im Nanometerbereich.

Mit den folgenden Verfahren können durch flächige Abtastung mittels optischer, elektrischer oder pneumatischer Methoden Oberflächenkenngrößen erhalten werden, die sich auf gesamte Oberflächenbereiche beziehen; ihre Korrelation zu Profilschnittkenngrößen (**Bild 6**) bereitet jedoch häufig Schwierigkeiten.

Streulichtverfahren. Eine vergleichende Intensitätsmessung bei der Reflexion der auf eine Oberfläche projizierten Lichtbündel ergibt durch eine statistische Auswertung (Bildung des zweiten Moments) eine mit dem arithmetischen Mitten-

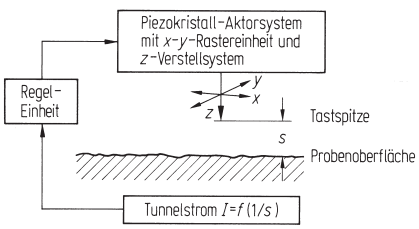


Bild 7. Prinzip des Rastertunnel-Mikroskops

rauhwert R_a korrelierte Kennzahl. Da Streulichtverfahren überwiegend auf Oberflächenneigungen der mikroskopischen Rauheitshügel reagieren, sind diese Verfahren nicht nur zur Rauheitsmessung, sondern auch zur Erfassung von Welligkeiten geeignet.

Kondensatorverfahren. Eine Meßelektrode wird mit einer dielektrischen, in die Oberflächenmikrogeometrie eindringende Zwischenschicht auf die Oberfläche gebracht. Für den sich so ergebenden Plattenkondensator kann aus der Beziehung zwischen Kapazität und Plattenabstand (im Vergleich mit ideal glatten Flächen) auf die „Glättungstiefe" der Oberfläche geschlossen werden.

Luftspaltverfahren. Eine Düse wird direkt über der Oberfläche angeordnet und der Druckabfall eines Luftstroms mittels Druckteiler gemessen. Die Rauhtiefe wird mittelbar über ihren Einfluß auf den Strömungswiderstand bestimmt.

2.3.4 Mustererkennung und Bildverarbeitung

Pattern recognition and image processing

Technische Objekte mit strukturierten Geometriemerkmalen (Länge, Breite, Durchmesser, Fläche) und Strahlungsmerkmalen (Intensität, Reflexion, Farbe) können mit *Bildaufnahmesensoren* erfaßt, analysiert und meßtechnisch beschrieben werden (**Bild 8**). Eine *Videokamera* mit einem optoelektronischen CCD-Empfängersystem (charge coupled device) liefert mittels Graustufenanalyse ein Bildraster mit diskreten Bildpunkten (picture elements, Pixel). Die Videoinformation wird als Graubild von z. B. 8 (industrielle Anwendung) bis 16 Bit (Forschung), d. h. 256 bis 65536 Graustufen bei einer geeigneten Abtastfrequenz (z. B. 10 MHz) mit Analog-Digital-Umsetzern (A/D-U) digitalisiert, in einem *Bildspeicher* abgelegt und durch *Mikroprozessoren* mit Arithmetik-Logik-Einheiten (ALUs) weiterverarbeitet. In einem *Digital-Analog-Umsetzer* (D/A-U) kann die digitale Information wieder in ein analoges Videosignal überführt, auf einem *Monitor* dargestellt oder mit Hilfe eines *Videodruckers* kopiert werden. CCD-Zeilenkameras erlauben empfängerseitig z. B. eine Auflösung von 1024, 2028 oder 4096 Bildpunkten; CCD-Matrixkameras besitzen Sensorelemente mit 512×512 bis 2048×2048 Bildpunkten, Meßzeit $\leq$ 40 ms bei Standardkameras. Die Meßfeldauflösung wird objektseitig durch den Abbildungsmaßstab des Kamera-Aufnahmeobjektivs bestimmt; z. B. Meßobjektlänge = 4 mm, Auflösung = $4/4096 \approx 1\,\mu m$.

Zur Identifikation von farblichen Objektmerkmalen werden Farb-CCD eingesetzt, die es in der technischen Realisierung als Ein- oder Drei-Chip-Kameras gibt. Beiden gemeinsam ist die Anwendung von Rot-, Grün- und Blau-Filtern vor den Bildpunkten, um die drei erforderlichen Farbauszüge zu erhalten – in dem ersten Fall jedoch als Farbfiltermatrix auf einem einzigen Chip, im anderen Fall mit je einem der Filter für jeden der drei CCD-Chips.

Neue Tendenzen in Richtung Digitalisierung, Auflösung und Geschwindigkeit werden bestimmt durch technische Entwicklungen in den Bereichen Digitalkameras, intelligente Kameras, CMOS-Sensoren, digitale Kamera-Schnittstellen bzw. Bussysteme (z. B. Übertragungsrate 400 Mbit/s mit „Fire Wire" IEEE 1394-Standard) und Frame Grabber.

Durch Methoden der digitalen Bildverarbeitung kann eine statistische Bildbeschreibung des untersuchten technischen Objekts in Form von Grauwertverteilungen, Histogrammen und Momenten vorgenommen werden. Darüber hinaus können Ist-Soll-Konturenvergleiche, Verbesserungen der Bildqualität durch Kontrastverstärkung (z. B. von Kanten, Texturen), Filterungen zur Eliminierung von Bildstörstellen und Rauschen sowie Pseudo-Farbdarstellungen von Graustufen erzielt werden [8, 9].

Die Aufgaben von Bildverarbeitungssystemen in der industriellen Qualitätssicherung können nach VDI/VDE-Richtlinie 2628 „Automatisierte Sichtprüfung. Beschreibung der Prüfaufgabe" unterteilt werden in: Objekterkennung, Lageerkennung, Vollständigkeitsprüfung, Form- und Maßprüfung, Oberflächeninspektion. Hilfestellung bei der Auswahl eines geeigneten Bildverarbeitungssystems kann die VDI/VDE-Richtlinie 2632 „Industrielle Bildverarbeitung. Definition von Anforderungen an Bildverarbeitungssysteme" leisten.

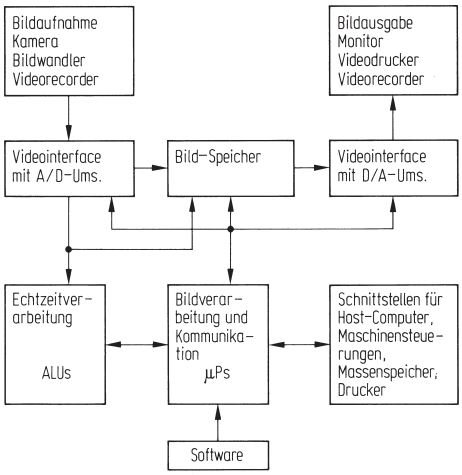


Bild 8. Aufbau eines digitalen Bildverarbeitungssystems

Zur Kennzeichnung von Artikeln aller Art werden aufgedruckte, optisch-maschinell erkennbare *Strichcodes* (SC) verwendet. Sie basieren auf dem *Binärprinzip* mit einer Anzahl von dunklen Strichen (gelesen als „1") und hellen Lücken (gelesen als „0"). Der Strichcode zur „Europäischen Artikelnumerierung" (EAN) besteht beispielsweise aus einer 13stelligen Ziffernserie mit 2 Stellen für das Länderkennzeichen, 5 Stellen für die bundeseinheitliche Betriebsnummer (bbn), 5 Stellen für die Artikelbezeichnung und 1 Stelle als Prüfziffer. Ein Stellenwert wird dargestellt durch eine 7teilige Abfolge von Strichen (S) und Lücken (L), z. B. Ziffer 1: Strichcodefolge LLLSSLS, gelesen als 0001101. Bei optischer Abtastung mit einer Strahlungsquelle entsteht durch die unterschiedliche Reflexion der dunklen Striche und hellen Lücken in einem optoelektronischen Empfänger ein Impulszug, der durch eine anschließende elektronische Auswertung (Decodierung) als Datenfolge interpretiert wird. Zur optischen Abtastung werden als Strahlungsquelle Lumineszenzdioden (LED), Laserdioden oder He-Ne-Laser und als Signalempfänger Photodioden, Phototransistoren oder CCD-Empfängersysteme verwendet. Die Abtastung stillstehender Objekte kann manuell durch Bewegung des Abtast-Lesesystems (Lesestift, Lesepistole) bzw. bei stillstehenden oder bewegten Objekten durch automatische „Scanner", z. B. rotierende Spiegelsysteme, erfolgen. Die Anwendungsbereiche von Strichcodes reichen von der Kennzeichnung von Verpackungen, Ausweisen, Flugscheinen über die automatische Steuerung von Maschinen-, Transport und Lagersystemen bis hin zur Automatisierung der Briefverteilung.

2.4 Kinematische und schwingungstechnische Meßgrößen

Kinematic and vibration quantities

Kinematische Meßgrößen dienen zur Beschreibung von Bewegungsvorgängen aller Art, z. B. Translationen, Rotationen,

Stoß- und Prallvorgängen. Die zugehörigen Meßaufnehmer für Wege, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen werden auch in der Schwingungsmeßtechnik verwendet.

2.4.1 Wegmeßtechnik. Motion measurement

Vorteilhaft sind Wegmeßverfahren mit elektrischem Meßsignalausgang. Sie beruhen hauptsächlich auf der Geometrieabhängigkeit von ohmschen, kapazitiven und induktiven Widerständen oder optoelektronischen Strahlengängen (**Bild 9**) sowie magnetischen Effekten.

Resistive Wegaufnehmer (Meßpotentiometer) (Bild 9 a). Die Aufnehmer basieren auf dem wegabhängigen Schleiferabgriff an einem ohmschen Widerstand in Form eines ausgespannten Meßdrahts (z. B. $R_0 = 10\,\Omega$, $\Delta s = 10\,\mu\text{m}$) oder einer Meßspule ($R_0 = 10\,\Omega$ bis $100\,\text{k}\Omega$, $\Delta s = 100\,\mu\text{m}$). Nach den Kirchhoffschen Regeln ergibt sich für die Meßspannung (R_B Belastungswiderstand)

$$U_\text{M} = U_0 \left[\frac{s/s_\text{max}}{1 + \frac{R_0}{R_\text{B}} \cdot \frac{s}{s_\text{max}} \left(1 - \frac{s}{s_\text{max}}\right)} \right].$$

Im unbelasteten Fall ($R_\text{B} \to \infty$) ist die Meßspannung U_M dem Meßweg s proportional

$$U_\text{M} = \frac{U_0}{s_\text{max}} \cdot s.$$

Für $R_0/R_\text{B} < 1/200$ ist der relative Linearitätsfehler eines Meßpotentiometers kleiner als 0,1 %.

Kapazitive Wegaufnehmer (Bild 9 b). Die Geometrieabhängigkeit der Kapazität C eines Plattenkondensators

$$C = \varepsilon \varepsilon_0 \frac{A}{s}$$

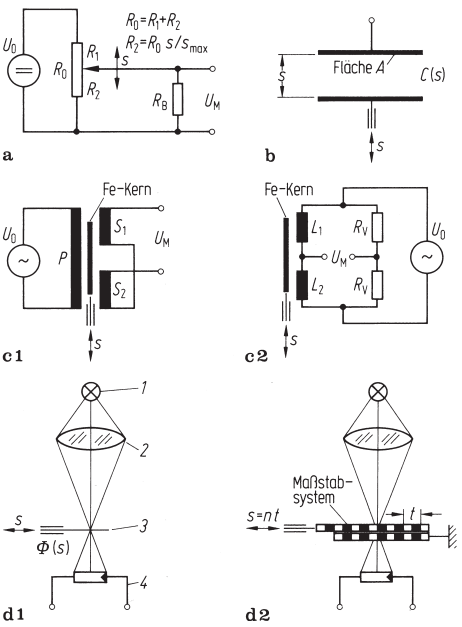


Bild 9 a–d. Wegmeßverfahren mit elektrischem Meßsignalausgang. **a** Resistiver Wegaufnehmer (Meßpotentiometer); **b** kapazitiver Wegaufnehmer; **c** induktive Wegaufnehmer (**c1** Differentialtransformator, **c2** Differentialdrossel); **d** optoelektronische Wegaufnehmer (**d1** Analogverfahren, **d2** Digitalverfahren). *1* Strahlungsquelle, *2* Optik, *3* Meßblende, *4* optoelektronischer Empfänger

(ε, ε_0 Dielektrizitätskonstanten des Mediums und des Vakuums) kann durch Variation der Kondensatorfläche A (Drehkondensator) oder des Abstands s zur Winkel- bzw. Wegmessung verwendet werden,

$$\Delta C = -C \frac{\Delta s}{s + \Delta s}.$$

Kapazitive Wegaufnehmer benötigen wegen ihrer nichtlinearen hyperbolischen Kennlinie und der Problematik von (Stör-) Kapazitäten der Kabelanschlußleitungen spezielle Meßschaltungen (z. B. Kapazitive Meßbrücken).

Induktive Wegaufnehmer (Bild 9 c). Die Verfahren nutzen die wegabhängige Beeinflussung der Induktion von wechselspannungsgespeisten Spulensystemen durch Verschiebung von Eisenkernen (Tauchanker- und Queranker-Prinzipien); die erzielbare Wegauflösung ist besser als 0,1 µm, die Meßlängen können 0,1 bis zu mehreren 100 mm betragen. Bei einem *Differentialtransformator-Wegaufnehmer* (**Bild 9 c1**) ist bei Symmetrielage des Fe-Kerns die transformatische Kopplung zwischen der Primärspule P und den beiden Sekundärspulen S_1 und S_2 gleich groß. Schaltet man S_1 und S_2 gegeneinander, so erhält man die Meßspannung $U_\text{M} = \text{const} \cdot U_0 \cdot \Delta s$. Beim Differentialdrossel-Wegaufnehmer (**Bild 9 c2**) ergeben sich in Abhängigkeit von der Lage des Fe-Kerns Induktivitäten L_1 und L_2, die mit Vergleichswiderständen R_V in einer Brückenschaltung mit Verstärker und phasenempfindlichem Gleichrichter eine empfindliche Wegmessung $U_\text{M}(s)$ gestatten.

Optoelektronische Wegaufnehmer (Bild 9 d). In optischen Strahlengängen können durch Verwendung von Meßblenden oder Maßstabsystemen mit codierten oder inkrementalen (gleichabständigen) lichtdurchlässigen Flächen bzw. Rastern analoge bzw. in Verbindung mit Zähl- und Auswerteeinheiten digitale Wegmeßsignale erhalten werden. Bei inkrementalen Wegaufnehmern ergibt sich der Meßweg s als Vielfaches n der Maßstabsteilung t, erzielbare Auflösung $\Delta s = 0{,}1\,\mu\text{m}$.

Magnetische Wegaufnehmer. Sie basieren auf der wegabhängigen Beeinflussung magnetischer Effekte in geeigneten Sensoren, z. B. Hall-Sensoren (Elektrische Hallspannung ~ Elektrischer Steuerstrom × wegproportionaler Induktion) und Feldplatten, das sind Ohmsche Widerstände, steuerbar durch wegabhängige magnetische Induktion.

2.4.2 Geschwindigkeits- und Drehzahlmeßtechnik
Velocity and speed measurement

Entsprechend der Definition der Geschwindigkeit v als Ableitung des Wegs s nach der Zeit t, $v = \text{d}s/\text{d}t = \dot{s}$, können Geschwindigkeitsmessungen auf Wegmessungen zurückgeführt werden, indem Wegmeßsignale (z. B. eines induktiven Wegaufnehmers) elektronisch differenziert werden (**Bild 10**). Störsignale, die gegebenenfalls ebenfalls differenziert werden, müssen durch gute Abschirmung und Filterung eliminiert werden.

Zur berührungslosen Messung der *Geschwindigkeit* und von absoluten *Schwingungsamplituden* eignet sich die *Laser-*

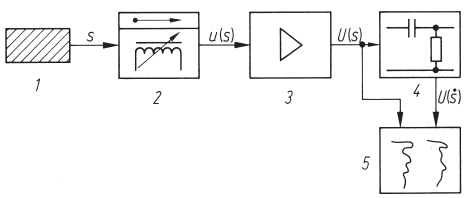


Bild 10. Meßkette zur Geschwindigkeitsmessung mittels Wegaufnehmer und Differentiationsglied. *1* bewegtes Bauteil, *2* induktiver Wegaufnehmer, *3* Verstärker, *4* Differentiator, *5* 2-Kanal-Schreiber

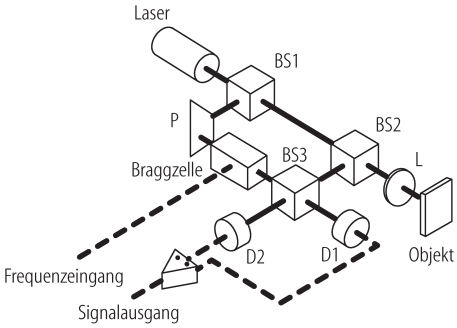


Bild 11. Prinzip der Laser-Doppler-Vibrometrie

Doppler-Vibrometrie. Als Meßprinzip wird die Dopplerfrequenzverschiebung benutzt. Wie in **Bild 11** dargestellt wird das Licht einer Laserquelle im Strahlteiler BS1 in einen Meßstrahl und einen Referenzstrahl geteilt. Der Meßstrahl durchläuft den Strahlteiler BS2 und wird mit Hilfe einer Projektionsoptik L auf das vibrierende Objekt fokussiert. Ein Teil des rückgestreuten Lichts durchläuft erneut die Optik und wird vom Strahlteiler BS2 auf den Strahlteiler BS3 gelenkt. Dort werden Meßstrahl und Referenzstrahl überlagert. Bei der Überlagerung entsteht eine Intensitätsmodulation auf den beiden Detektoren D1 und D2, deren Frequenz proportional der Geschwindigkeit des Meßobjekts ist. Um die Richtung der Bewegung zu erkennen, wird ein akustooptischer Modulator (Braggzelle) verwendet. Die Braggzelle verschiebt die Frequenz eines Teilstrahls um eine bestimmte Referenzfrequenz. Je nachdem, ob das Objekt sich zum optischen Meßkopf hin oder weg bewegt, werden auf den Detektoren Frequenzen größer oder kleiner der Referenzfrequenz detektiert. Mit speziellen Laser-Doppler-Vibrometern können Geschwindigkeiten von 0 m/min bis in eine Größenordnung von ± 4500 m/min, *Schwinggeschwindigkeiten* bis 30 m/s, *Schwingungsamplituden* bis ca. 80 mm oder *Drehzahlen* bis 11.000 U/min gemessen werden. Mittels Signalverarbeitung können entsprechend der Definition auch *Längen* und *Beschleunigungen* (bis 20 m/s^2) auf diesem Wege gemessen werden. Spezielle Systeme erlauben die 3D-Schwingungsanalyse von vibrierenden Oberflächen.

Zur Messung von *Rotations- oder Winkelgeschwindigkeiten* bzw. *Drehzahlen* können Aufnehmer mit geeigneten Impulsabgriffen, z. B. induktiver, magnetischer oder optischer Art, verwendet und die Drehzahlfrequenzen unter Verwendung von Zählern digital dargestellt werden (**Bild 12**). Beim elektrodynamischen Tauchankerprinzip bewirkt die Bewegung s eines Magneten in einer Spule durch die damit verbundene Magnetflußänderung $\Phi = \mathrm{d}s/\mathrm{d}t$ bei geeigneter Sensordimensionierung eine geschwindigkeitsproportionale Spannung an den Spulenenden. Zur Drehzahlmessung mit Wechselspannungs-Tachogeneratoren werden über feststehende Spulen und rotierende Magnete Wechselspannungen erzeugt, deren Amplitude der Drehzahl proportional ist. Bei der *stroboskopischen* Messung einer Drehzahl n wird ein mit z Zeilen markiertes Meßobjekt mit einer pulsgeregelten Lichtquelle der Frequenz f beleuchtet, bis sich ein stehendes Bild ergibt; es gilt $n = f/z$.

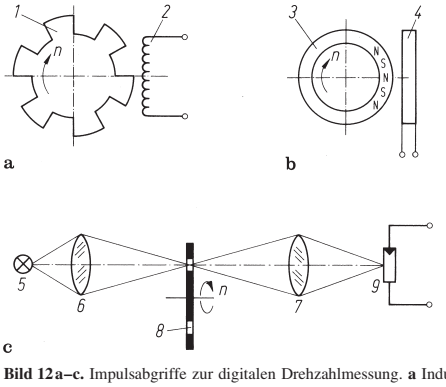


Bild 12a–c. Impulsabgriffe zur digitalen Drehzahlmessung. **a** Induktiv; **b** magnetisch; **c** optoelektronisch. *1* weichmagnetisches Zahnrad, *2* Induktionsspule, *3* codierter Ringmagnet, *4* Magnetsensor, *5* Lichtquelle, *6* Kondensor, *7* Objektiv, *8* Lochscheibe, *9* optoelektronischer Empfänger

2.4.3 Beschleunigungsmeßtechnik

Acceleration measurement

Beschleunigungsmessungen können entsprechend der Definition der Beschleunigung a als Ableitung der Geschwindigkeit v bzw. des Wegs s nach der Zeit t, $a = \mathrm{d}v/\mathrm{d}t = \dot{v} = \mathrm{d}^2 s/\mathrm{d}t^2 = \ddot{s}$, durch Verwendung von Differentiatoren analog zu **Bild 10** auf Geschwindigkeits- bzw. Wegmessungen zurückgeführt werden. Vorteilhaft ist dabei die Möglichkeit der gleichzeitigen Erfassung von Weg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufen, nachteilig die mögliche Differentiation von Störgrößen (Abhilfe: gute Abschirmung, gegebenenfalls Filter).

Seismische Aufnehmer. Sie werden in der Schwingungsmeßtechnik verwendet und stellen Masse-Feder-Dämpfungssysteme dar, bestehend aus einer (trägen) seismischen Masse m, einer Feder mit wegproportionaler Federkraft $F_\mathrm{F} = k\,s$ (k Federrate) und einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungskomponente $F_\mathrm{D} = r\dot{s}$ (r Dämpfungs- oder Reibungskonstante) in einem (masselos gedachten) Gehäuse (**Bild 13**). Die auf einen seismischen Aufnehmer einwirkenden, zu messenden Bewegungsgrößen (Weg s, Geschwindigkeit $\dot{s}$ oder Beschleunigung $\ddot{s}$) bewirken über das Masse-Feder-Dämpfungssystem eine Auslenkung der seismischen Masse relativ zum Gehäuse (Meßgröße x), die mit einem geeigneten Wegaufnehmer bestimmt wird. Das dynamische Verhalten eines seismischen Aufnehmers wird bei eindimensional wirkenden Bewegungsgrößen durch die aus den Gleichgewichtsbedingungen resultierende Differentialgleichung beschrieben (s. **B 4.1.4**):

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = -m\ddot{s}.$$

Eigenfrequenz der ungedämpften Schwingung $\omega_0 = \sqrt{k/m}$, Dämpfungsmaß $D = r/(2m\omega_0)$.

Je nach Dimensionierung des Masse-Feder-Dämpfungssystems, z. B. mit der Federcharakteristik weich (k klein) oder hart (k groß) und der Dämpfungscharakteristik schwach ge-

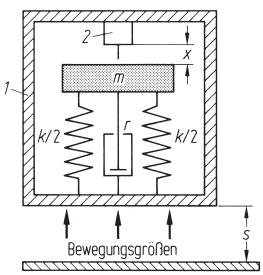


Bild 13. Prinzipieller Aufbau eines seismischen Aufnehmers. *1* Gehäuse, *2* Wegaufnehmer, m seismische Masse, k Federrate, r Dämpfungskonstante

dämpft (r klein) oder stark gedämpft (r groß) ergibt sich ein unterschiedliches meßtechnisches Verhalten eines seismischen Aufnehmers, das stark vereinfacht folgendermaßen gekennzeichnet werden kann:

$m \gg r,\ k \Rightarrow x \approx -s$: wegempfindlich
$r \gg m,\ k \Rightarrow x \approx (-1/2D\omega_0)\dot{s}$: geschwindigkeitsempfindlich,
$k \gg m,\ r \Rightarrow x \approx (-1/\omega_0)\ddot{s}$: beschleunigungsempfindlich.

Danach müssen Masse-Feder-Dämpfungssysteme für Beschleunigungsmessungen möglichst „hoch" abgestimmt sein (Masse und Dämpfung klein, Feder steif), um auch schnellen Signalverläufen möglichst verzögerungsfrei folgen zu können. Die Analyse von Amplituden- und Phasengang seismischer Beschleunigungsaufnehmer zeigt, daß für Beschleunigungsmessungen die folgenden Kenndaten günstig sind: Dämpfung $D \approx 0{,}65$, Arbeitsfrequenz $\omega < 0{,}2\,\omega_0$.

2.5 Mechanische Beanspruchungen
Mechanical action

Mechanische Beanspruchungen, eingeteilt in Zug-, Druck-, Biegungs-, Schub- und Torsionsbeanspruchungen, sind durch das Einwirken von Kräften und Drehmomenten auf Bauteile gekennzeichnet. Sie führen zu mechanischen Spannungen sowie Bauteil-(Volumen-)Verformungen und werden mit Kraft- und Dehnungsmeßtechniken sowie mit Verfahren der experimentellen Spannungsanalyse untersucht [11, 12]. Die Härte, der Eindring-Widerstand einer Bauteiloberfläche, wird durch Härteprüfungen bestimmt, siehe DIN EN ISO 6506 bis 6508.

2.5.1 Kraftmeßtechnik. Force measurement

Kräfte können meßtechnisch mittels Untersuchung der durch sie ausgelösten Wirkungen, z. B. Längenänderungen, Dehnungen (s. **W 2.5.2**), bestimmt werden.

Federkörper-Kraftmeßtechnik. Mit Hilfe von Federkörpern, z. B. Schraubenfedern, Blattfedern, können zu messende Kräfte auf Längen- oder Wegänderungen zurückgeführt und mit Längen- oder Wegaufnehmern bestimmt werden (s. **W 2.3.1** und **W 2.4.1**). Beispiele meßtechnisch ausnutzbarer Kraft-Weg-Relationen (**Bild 14**) (s. **G 2**):

$$\text{Schraubenfeder:}\quad s = \frac{8nD^3}{d^4G}F \qquad (G \text{ Schubmodul}),$$

$$\text{Parallelfeder:}\quad s = \frac{1}{2bE}\left(\frac{1}{h}\right)^3 F \quad (E \text{ Elastizitätsmodul}).$$

Piezoelektrische Kraftmeßtechnik. Bei Krafteinwirkung auf Piezokristalle (z. B. Quarz, Bariumtitanat $BaTiO_3$) werden im Kristallgitter negative gegen positive Gitterpunkte verschoben, so daß an den Kristalloberflächen Ladungsunterschiede Q als Funktion der Kraft F gemessen werden $Q = kF$; k Piezomodul, z. B. $2{,}3 \cdot 10^{-12}$ As/N für Quarz (**Bild 15**). Piezoelektrische Kraftaufnehmer sind mechanisch sehr steif, sie erfordern Ladungsverstärker zur Meßsignalverarbeitung und sind hauptsächlich zur Messung dynamischer Vorgänge ($f > 1$ Hz) geeignet, z. B. Aufnahme von $p-V$-Indikatordiagrammen an Verbrennungsmotoren. Kenndaten piezoelektrischer Kraftaufnehmer: hohe Druckfestigkeit von ca. $4 \cdot 10^5$ N/cm^2, Meßgliedkoeffizient $c = 6 \cdot 10^2$ bis $3 \cdot 10^3$ N/µm, Temperaturkoeffizient $\Delta C(T) < 0{,}5\%/°\text{C}$, Betriebstemperaturen bis 500 °C.

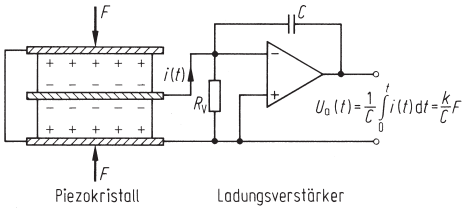


Bild 15. Prinzipieller Aufbau eines piezoelektrischen Kraftaufnehmers mit Ladungsverstärker

Drehmomentmeßtechnik. Bei Torsionsdynamometern wird die Torsion eines Voll- oder Hohlzylinders (Drehmomentmeßnabe) als Maß für das wirkende Drehmoment gemessen (s. **C 2.5**). Es gilt $M_t = I_p G\varphi/l$, mit I_p polares Trägheitsmoment, G Schubmodul, l Zylinderlänge, φ Torsionswinkel. Hilfsmittel sind Dehnungsmeßstreifen (45° zur Achse, s. **W 2.5.2**), optische Winkelmeßgeräte oder induktive sowie kapazitive Wegaufnehmer. Drehmomentmessungen können auch mit Bremsen (z. B. Wirbelstrombremsen, Wasserwirbelbremsen) durchgeführt werden, wie bei Motoren oder Turbinen oder durch Momentenmesser bei Verdichtern und Pumpen.

Wägetechnik. Sie dient der Bestimmung von Massen und wird häufig auf Kraftmessungen zurückgeführt, d. h. Bestimmung der Masse m eines Körpers, im Schwerefeld g der Erde durch Messung der Anziehungskraft (Gewichtskraft F_G), die der Masse proportional ist, $F_G = mg$. Zur Erfassung von Gewichtskräften werden verschiedene Prinzipien angewendet, z. B. Federwaagen (**Bild 14**), Wägezellen mit sehr steifen Federkörpern und Dehnungsmeßstreifen, elektrodynamische Gewichtskraftkompensation durch Kraftwirkung einer stromdurchflossenen Spule in einem Permanentmagnetfeld (Spulenstrom ∼ Gewichtskraft), pneumatische oder hydraulische Gewichtskraftkompensation, wobei der Luft- bzw. Flüssigkeitsdruck ein Maß für das Gewicht und damit die Masse ist [13]. Der Quotient aus Masse und Volumen eines Stoffes definiert seine Dichte.

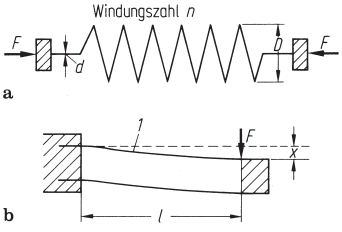


Bild 14a, b. Federkörper als Meßelement für die Rückführung einer Kraftmessung auf eine Längen- oder Wegmessung. **a** Zylindrische Schraubenfeder; **b** parallele Blattfeder. l Breite b

2.5.2 Dehnungsmeßtechnik. Strain measurement

Die (einachsige) mechanische Beanspruchung eines Bauteils (Ausgangslänge l_0, Querschnitt A) durch eine Kraft F führt zu einer Dehnung $\varepsilon = \Delta l/l_0$, einer mechanischen Spannung $\sigma = F/A$ und, bei linear elastischer (reversibler) Deformation, zu einer Proportionalität zwischen Spannung und Dehnung $\sigma = E\varepsilon$ (E Elastizitätsmodul). Dehnungsmeßtechniken liefern Aussagen über Verformungseigenschaften und Spannungszustände von Bauteilen und gestatten mittels geeigneter Elastizitätskörper die Realisierung empfindlicher Kraftaufnehmer und Wägetechniken [14].

Mechanische und optische Dehnungsmeßgeräte. Sie besitzen im Abstand l_0 (bis zu mehreren 100 mm) eine feste und eine bewegliche Schneide. Längenänderungen Δl werden mit

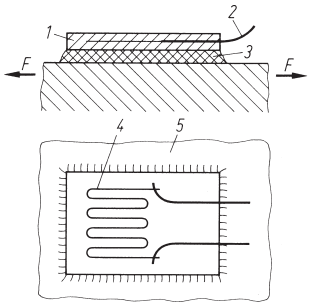


Bild 16. Dehnungsmeßstreifen (DMS). *1* Träger (z. B. Polyimid), *2* Anschlußdrähte, *3* Kleber (z. B. Phenolharz), *4* Meßdraht (z. B. Konstantan 20 µm ∅), *5* Bauteil

der beweglichen Schneide abgegriffen, durch Hebelübersetzungen, Torsionsbänder oder Spiegelsysteme vergrößert (bis zu 2000fach) und auf einer Skale mit einer optimal erreichbaren Auflösung von 0,5 µm angezeigt.

Dehnungsmeßstreifen (DMS). Sie bestehen aus einem mäanderförmigen Meßgitter in einer dünnen Trägerfolie (**Bild 16**) und wandeln Dehnungen in elektrische Widerstandsänderungen um:

$$\text{Kraft } F \xrightarrow[\text{Elastizität}]{\text{Bauteil-}} \text{Bauteildehnung } \varepsilon \xrightarrow[\text{Kleber}]{\text{Träger}} \text{Meßdrahtdehnung } \varepsilon \rightarrow \Delta R.$$

Der elektrische Widerstand R eines Drahts und seine Änderung bei einer infinitesimalen Variation von Durchmesser D, Länge l und spezifischem Widerstand ϱ sind gegeben durch

$$R = \frac{4\varrho l}{\pi D^2},$$

$$\frac{\mathrm{d}R}{R} = \frac{\mathrm{d}\varrho}{\varrho} + \frac{\mathrm{d}l}{l} - 2\frac{\mathrm{d}D}{D}.$$

Mit $\varepsilon = \mathrm{d}l/l$ und der Poissonschen Zahl (Querkontraktionszahl) $\mu = -(\mathrm{d}D/D)/(\mathrm{d}l/l)$ folgt

$$\frac{\Delta R}{R} = \left(1 + 2\mu + \frac{\Delta\varrho/\varrho}{\varepsilon}\right)\varepsilon = k\varepsilon.$$

Für *Metall-DMS* (ϱ = const; $0{,}2 < \mu < 0{,}5$) z. B. Konstantan, 60 % Cu, 40 % Ni oder Karma, 74 % Ni, 20 % Cr, 3 % Fe, 3 % Al ist der k-Faktor $k \approx 2$; für Halbleiter-DMS z. B. Silicium mit piezoresitivem Effekt ($\varrho(F) \neq$ const, jedoch stark temperaturabhängig) ist $k \approx 100$.

Hauptsächliche Eigenschaften von Metall-DMS (Folien-DMS, Draht-DMS): Nennwiderstand $R_0 = 120,\ 350,\ 600\ \Omega$; max. zulässige Dehnung $\varepsilon \approx 10^{-3}$; zul. Meßstrom 10 mA; Grenzfrequenz 50 kHz; temperaturbedingte Dehnung $\pm 15 \cdot 10^{-6}/°\mathrm{C}$; Betriebstemperatur −270 bis 1000 °C; Umgebungsdruck bis 10^4 bar; Meßgitterlängen 0,4 bis 150 mm.

Als Meßschaltung für DMS werden Wheatstone-Brücken (s. **W 3.2.2**) in Form von Viertel-, Halb- oder Vollbrücken (*1*, *2* oder *4* aktive DMS) eingesetzt. Für das Meßsignal U_M in der Brückendiagonale als Funktion von ΔR_1 bis ΔR_4 bei gleichem Nennwiderstand R_0 aller vier Brückenwiderstände gilt näherungsweise

$$U_\mathrm{M} \approx \frac{U_0}{4R_0}(\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4).$$

Die Eigenschaft, daß sich gleichsinnige ΔR in nicht benachbarten Zweigen addieren und in benachbarten Zweigen subtrahieren, muß bei der DMS-Zuordnung (z. B. $+\Delta R$ bei Dehnung, $-\Delta R$ bei Stauchung) berücksichtigt werden und kann zur Kompensation von mechanischen und thermischen Störeinflüssen ausgenutzt werden. Die Applikation von DMS zur Bestimmung der grundlegenden mechanischen Beanspruchungen Zug, Druck, Biegung und Torsion ist übersichtsmäßig in **Bild 17** dargestellt. Mit Hilfe geeigneter Federkörper lassen sich damit auch vielfältige Kraft- und Beanspruchungsaufnehmer, z. B. Kraftmeßdosen, Wägemeßzellen, Drehmomentmeßnaben, aufbauen. Zur Bestimmung mehraxialer Beanspruchungen sind DMS-Sonderbauformen, z. B. DMS mit zwei unter 90° zueinander angeordneten Meßgittern oder DMS-Rosetten mit jeweils drei Meßgittern in 0°/45°/90°- oder 0°/60°/120°-Anordnung entwickelt worden.

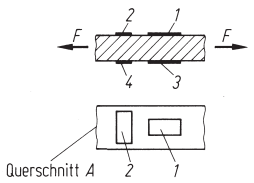
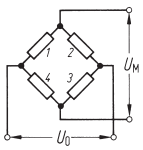
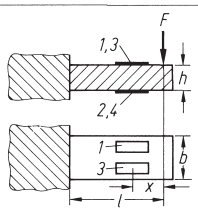
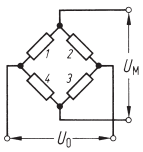
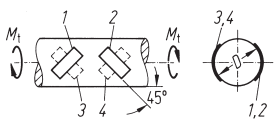
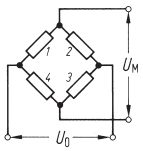
Beanspruchung	Applikation der DMS	Meßschaltung	Meßgleichung	Kompensierte Größen	Bemerkungen
Zug Druck			$U_\mathrm{M} = \frac{U_0 K}{2AE}(1+\mu)F$ E = Elastizitätsmodul	Temperatur Torsion Biegung	„Blindstreifen" *2*, *4* zur Temperatur-Kompensation
Biegung			$U_\mathrm{M} = \frac{6 U_0 K x}{E b h^2} F$ E = Elastizitätsmodul	Temperatur Zug, Druck Torsion	DMS *1*,*3* und *2*,*4* symmetrisch zur neutralen Biegefaser
Torsion			$U_\mathrm{M} = \frac{8 U_0 K}{\pi D^3 G} M_t$ G = Schubmodul	Temperatur Zug, Druck Biegung	DMS in Richtung der Hauptspannungen, 45° zur Achse

Bild 17. Dehnungsmeßstreifen – Applikation zur Bestimmung der mechanischen Grundbeanspruchungen Zug, Druck, Biegung, Torsion

Faseroptische Sensoren (FOS) [15]. Sie nutzen als Grundelement eine Lichtwellenleiterfaser (s. **E 3.3.2**), durch die die optische Strahlung nach dem Prinzip der Totalreflexion geführt wird. FOS können auf Bauteiloberflächen appliziert oder auch in Werkstoffe (z. B. Faserverbundwerkstoffe) eingebettet werden. Für Messungen an Maschinen und Anlagenteilen sowie im Innern von Werkstoffen werden zwei Sensorprinzipien eingesetzt: das *extrinsische Faser-Fabry-Pérot-Interferometer* (EFPI) und das *Faser-Bragg-Gitter* (FBG). Beide Sensortypen haben neben ihren inhärenten Eigenschaften signifikante Besonderheiten:

- der *EFPI-Sensor* besitzt herausragende dynamische Eigenschaften bei Bandbreiten bis in den kHz-Bereich. Er kann als beweglicher Meßfühler (Kolben/Zylinder-Prinzip) gestaltet werden, wodurch hochauflösende, nahezu rückwirkungsfreie Verformungsmessungen (Dehnungsauflösung besser als 10^{-7}) im Innern von Werkstoffen möglich werden.
- der *FBG-Sensor* arbeitet als absoluter Dehnungsmeßfühler, weil die Meßgrößenänderung (Dehnung oder Temperatur oder beides gemeinsam) eindeutig in seiner Signalreaktion (spektrale Verschiebung des Antwortsignals) kodiert ist. Nach langer Meßpause kann dadurch bei erneuter Messung der Bezug zur Nullmessung hergestellt werden.

Der *EFPI-Sensor* besteht in der Regel aus einem Röhrchen, z. B. einer Glaskapillare mit einem Innendurchmesser von ca. 130 µm, worin zwei Lichtwellenleiter-Fasern mit glatt gebrochenen Endflächen derart positioniert werden, daß sie sich mit einem Abstand von einigen Mikrometern gegenüberstehen. Eine Abstandsänderung der interferenzfähigen Endflächen, verursacht durch die Verformungen des zu messenden Materials, erzeugt interferenzoptische Effekte, die ausgewertet werden. Dieser Sensor mit einer Meßbasis von bis zu einigen 10 Millimetern kann Wegänderungen bis zu 500 pm (entspricht einer Dehnungsänderung von 0,08 µm/m) auflösen. Wegen der kleinen Abmessungen und der nahezu rückwirkungsfreien Gestaltbarkeit eignet er sich besonders als werkstoff-integrierter Sensor in Verbundzonen oder in erhärtenden oder weichen Werkstoffen, z. B. Elastomeren. Auf Oberflächen appliziert oder eingebettet kann er Dehnungswellen, ausgelöst durch Vibrationen oder akustische Emissionen, hochempfindlich aufzeichnen.

Der *FBG-Sensor* wird durch einen lokal begrenzten, wenige Millimeter langen, brechzahlveränderten Bereich (Gitterebene) in einer optischen Glasfaser gebildet. Der (üblicherweise gleichmäßige) Abstand der Gitterebenen definiert eine Bedingung, für die eine scharfe Spektrallinie λ_B aus dem in die Faser eingestrahlten, breitbandigen Licht entsteht: $\lambda_B = 2 n_{eff} \cdot \Lambda$. Bei Verformung des Gitters durch mechanische oder thermische Einflüsse verschiebt sich diese Spektrallinie zu benachbarten Wellenlängen-Werten. Aus der gemessenen Verschiebung kann direkt die Dehnungsänderung in axialer Faserrichtung oder die Temperaturänderung (bzw. eine resultierende Temperatur-/Dehnungsänderung) berechnet werden:

$$\varepsilon_z = K \cdot \frac{\Delta\lambda_B(\varepsilon_z)}{\lambda_B} - \xi \cdot \Delta T.$$

Der Faktor K wird experimentell durch Kalibrierung ermittelt bzw. Herstellerangaben entnommen. $\xi = \mathrm{d}n/\mathrm{d}T$ ist der thermo-optische Koeffizient und beschreibt die Temperaturabhängigkeit des Brechungsindexes. Da ξ um 11- bis 15fach größer ist als der Ausdehnungskoeffizient der Glasfaser, ist mit diesem Anteil der Temperatureinfluss auf Dehnungsmessungen ausreichend gut berücksichtigt.

Eine spektrale Änderung von 1,22 pm entspricht einer Verformungsänderung in Faserrichtung von etwa 1 µm/m, wobei mit üblicher Gerätetechnik Dehnungsänderungen von ca. 3 µm/m aufgelöst werden können. Die Temperaturempfindlichkeit liegt zwischen 10 pm/°C und 13,7 pm/°C (Arbeitswellenlänge um 1550 nm).

FBG-Sensoren werden bevorzugt für Langzeitmessungen an Bauteilen verwendet, wobei bei ihrer Einbettung die Steifigkeit des Sensors beachtet werden muß. Bei vollflächigem Kontakt des Sensors zum Bauteil (analog DMS-Applikation) müssen bestimmte Applikationsbedingungen eingehalten werden, um Quereffekte auszuschließen und Meßsignalverfälschungen infolge Schubspannungsabriß zu vermeiden.

2.5.3 Experimentelle Spannungsanalyse

Experimental stress analysis

Die Kenntnis mechanischer Spannungen bildet die Basis für die Festigkeitsauslegung und -beurteilung von Bauteilen. Mechanische Spannungen können bei einfachen Beanspruchungen prinzipiell aus der Messung von Kräften F oder Dehnungen ε gemäß Spannung $\sigma = F/A$ bzw. $\sigma = E\varepsilon$ (E Elastizitätsmodul, A Bauteilquerschnitt) bestimmt werden. Eine experimentelle Spannungsanalyse kann mit den folgenden hauptsächlichen Verfahren vorgenommen werden [11] (s. **W 2.3**).

Elektrische Verfahren. Die Bestimmung mechanischer Spannungen erfolgt aus den mit elektrischen Meßaufnehmern (z. B. induktive oder DMS-Aufnehmer) gemessenen Dehnungsgrößen und deren Berechnung von Kräften bezogen auf zugehörige Querschnitts- oder Bezugsflächen.

Spannungsoptik. Die Verfahren analysieren die Spannungsdoppelbrechung in nach der Ähnlichkeitsmechanik hergestellten Bauteilmodellen (z. B. aus Epoxidharz oder PMMA) mit einer optischen Polarisator-Analysator-Anordnung. Die bei Durchstrahlung des mechanisch beanspruchten Modells mit monochromatischem Licht entstehenden dunklen Linien (Isoklinen und Isochromatbilder) zeigen den Verlauf der Hauptspannungsrichtungen und Hauptspannungsdifferenzen an. Spannungsoptische Untersuchungen am Originalbauteil ermöglicht das Oberflächenschichtverfahren. Dazu wird die Bauteiloberfläche mit einer spannungsoptisch aktiven Schicht beklebt und mittels eines Reflexionspolariskops analysiert.

Raster- und Grauwertkorrelationsverfahren. In beiden Fällen handelt es sich um flächenhaft arbeitende Verfahren. Beim *Rasterverfahren* wird auf die Objektoberfläche eine Rasterstruktur (regelmäßig oder stochastisch) aufgebracht und während der Belastung des Objektes von ein oder mehreren Kameras beobachtet. In unterschiedlichen Lastzuständen wird die Strukturveränderung, die der Bauteildeformation folgt, digitalisiert und ihre Verformung mittels digitaler Bildverarbeitung ausgewertet. Als Ergebnis erhält man die dreidimensionalen Verschiebungen und die tangentialen Dehnungen des Objektes. Meßflächen im Bereich von 10 mm bis 1 000 mm Kantenlänge können mit marktgängigen Systemen vermessen werden. Die Dehnungen können sich dabei in einem Bereich von 0,05 % bis zu mehreren 100 % bewegen. Beim *Grauwertkorrelationsverfahren* nutzt man anstelle des Rasters die natürliche Oberflächentextur als Struktur.

Speckle-Interferometrie. *Speckle-Verfahren* beruhen auf dem Speckle-Effekt, der entsteht, wenn man ein Objekt mit diffus streuender Oberfläche mit Laserlicht beleuchtet. Das Phänomen ist gekennzeichnet durch die auftretende unregelmäßige, sog. granulare Intensitätsverteilung des reflektierten kohärenten Lichtes. Bei der elektronischen *Speckle-Interferometrie (ESPI)* wird das zurückgestreute Laserlicht mit einer Kamera aufgenommen. Das resultierende Speckle-Muster wird als Referenzbild in einem Bildverarbeitungssystem gespeichert. Wird das Objekt nun belastet und dadurch verformt, ändert sich das Speckle-Muster. Durch den Vergleich mit dem Referenzbild entstehen Streifen, die ein Maß für die Verschiebung auf der Objektoberfläche sind. Durch Anwendung der Phasenschiebetechnik und bei quasi gleichzeitiger Aufnahme aller Verschiebungsrichtungen erhält man das drei-

dimensionale Verschiebungsfeld. Die Ableitungen der Verschiebungsfelder führen dann zu den Dehnungsfeldern. Das Verfahren eignet sich besonders gut zur Vermessung von kleinsten dreidimensionalen Verschiebungen oder ebenen Dehnungen (Auflösung im Bereich 10 nm/m bis 1 µm/m).

Moire-Verfahren. Die Spannungsbestimmung erfolgt durch Ermittlung von flächigen Dehnungsverteilungen an Bauteiloberflächen, d. h. Auswerten von Streifenmustern, die sich aus der optischen Überlagerung eines fest mit dem Bauteil verbundenen Objektgitters (10 bis 100 Linien/mm) und eines stationären Vergleichsgitters ergeben.

Röntgenographische Spannungsmessung. Die durch äußere Kräfte oder Eigenspannungen hervorgerufenen Spannungen führen zur Änderung von Netzebenenabständen kristalliner Werkstoffe und können durch Analyse von Beugungs- oder Interferenzerscheinungen von Röntgenstrahlen bestimmt werden. Aus den mittels Goniometern (Winkelmeßgeräte) für verschiedene Neigungswinkel registrierten Interferenzlinien können rechnerisch die zugehörigen Spannungskomponenten ermittelt werden.

2.5.4 Druckmeßtechnik. Pressure measurement

Druck ist als Kraft pro Fläche definiert.

Flüssigkeitsmanometer. Die Druckbestimmung (**Tab. 3**) erfolgt durch Messung der Höhendifferenz h der Flüssigkeitssäule, Dichte ϱ (z. B. Alkohol, Wasser oder auch Quecksilber), in einem U-Rohr gemäß $p = \varrho h$ mittels optischer Ablesung, Schrägstellen des einen Schenkels des U-Rohrs (Schrägrohrmanometer) oder mechanischer, elektrischer oder optoelektronischer Abtastung des Meniskus.

Druckwaagen und Kolbenmanometer. Die Druckbestimmung basiert auf der Kompensation der auf einen Kolben bekannter Querschnittsfläche oder die Sperrflüssigkeit in einem Ringrohr wirkenden Druckkraft durch eine bekannte Gegenkraft, realisiert durch Federn, Massen oder elektrodynamische Kräfte.

Federmanometer. Die elastische Verformung der Wand eines Druckraums (z. B. Kapselmembrane) oder die druckabhängige Aufbiegung eines gekrümmten, einseitig verschlossenen Rohrs (sog. Bourdonfeder) wird mechanisch auf ein Zeigerwerk übertragen und zur Druckanzeige benutzt.
Weiterhin unterscheidet man verschiedene physikalische Prinzipien zur direkten Umwandlung der mechanischen Größe Druck in ein proportionales elektrisches Signal [1]:

DMS- und Dünnfilm-Drucksensoren. Bei *DMS-Drucksensoren* wird eine Kraft umgewandelt, welche einen Federkörper bzw. eine Membran dehnt. Diese Gestaltänderung überträgt sich auf aufgeklebte Dehnungsmeßstreifen (meist Metallfolien-DMS) und wird über eine Brückenschaltung in ein elektrisches Signal umgewandelt (s. a. **W 2.5.2**). Bei einer kreisförmigen Plattenmembran (Radius r, Dicke t) ist die radiale Oberflächendehnung ε_r direkt proportional zum angreifenden Druck p:

$$\varepsilon_r = c \cdot \frac{r^2 \cdot p}{t^2 \cdot E}.$$

Bei Dünnfilm-Drucksensoren werden auf der entsprechend präparierten Oberfläche des Sensorelementes zunächst eine Isolationsschicht und dann die DMS und deren niederohmige Leiterbahnen zur Verschaltung aufgebracht. Dabei bedient man sich beispielsweise der Sputter-Technik, thermischer Aufdampfungsverfahren oder auch dem CVD-Verfahren (Chemical Vapour Deposition). Für die Messung kleiner Drücke und Druckdifferenzen haben sich Anordnungen bewährt, die nach dem Prinzip des Biegebalkens arbeiten. Dabei wird die Membranverformung auf einen ein- oder zweiseitig eingespannten Biegebalken übertragen, dessen Durchbiegung gemessen wird.

Piezoresistive, kapazitive und piezoelektrische-Drucksensoren. *Piezoresistive Drucksensoren* werden vollständig in Siliziumtechnologie hergestellt. Sie unterscheiden sich von Metall-DMS dadurch, daß die Dehnungsabhängigkeit der Leitfähigkeit auf einer Änderung der Beweglichkeit und einer energetischen Umverteilung der beweglichen Ladungsträger beruht (s. a. **W 2.5.2**). *Kapazitive Drucksensoren* nutzen in der Regel die durch Druck induzierte Verformung einer

Tabelle 3. Druckbereiche und Druckmeßverfahren (Übersicht)

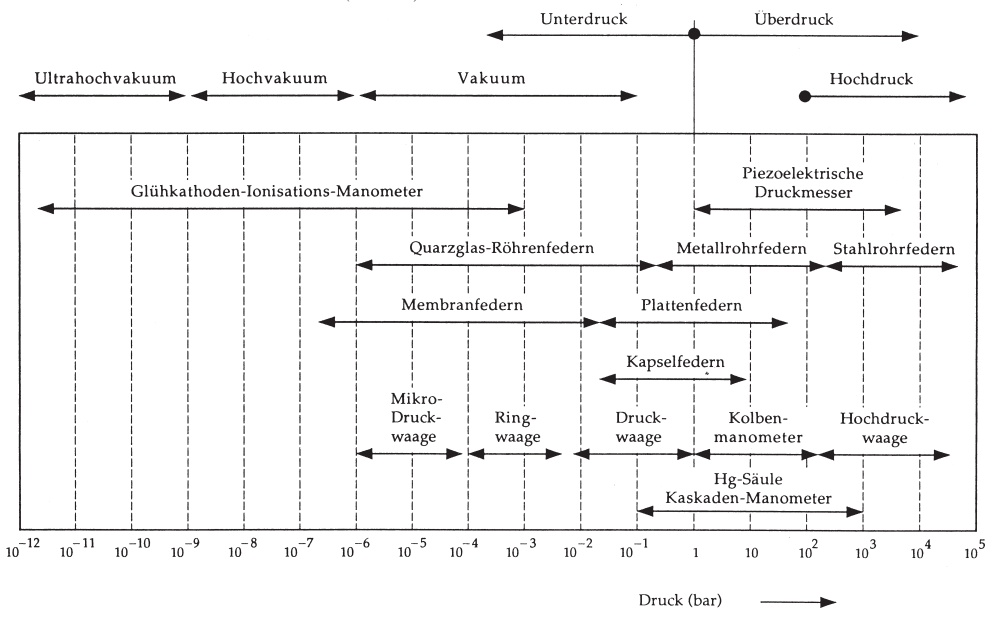


Tabelle 4. Anwendungsbereiche für Drucksensoren (nach [1])

Druckbereich [kPa]	Anwendungsbereich	Sensorprinzip	Meßbedingungen und -anforderungen
0,1 bis 100	Vakuumtechnik	piezoresistiv, kapazitiv	absoluter Druck, Medientrennung unkritisch
	Leckageprüfung	piezoresistiv, kapazitiv	große Empfindlichkeit u. geringe Meßunsicherheit, absoluter u. relativer Druck
	Filterüberwachung	piezoresistiv, kapazitiv	geringe Meßunsicherheit, Differenzdruck
	Robotersteuerung	piezoresistiv, kapazitiv	mittlere Meßunsicherheit, relativer Druck
100 bis 2000	Motorsteuerung im Kfz Kompressoren, Pumpen	piezoresistiv piezoresistiv, kapazitiv, DMS	Medientrennung erforderlich, kurze Ansprechzeit, geringe Kosten, EMV mittlere Meßunsicherheit, Medientrennung erforderlich
5000 bis 50000	Spritzgußmaschine, Hydraulik, Pneumatik	piezoresistiv, DMS	mittlere Meßunsicherheit, Medientrennung erforderlich, hohe Druckspitzen

Membran (z. B. aus Metall oder Keramik) gegen eine feste Gegenelektrode. Diese Abstandsänderung wird kapazitiv gemessen. Schnell veränderliche Drücke lassen sich besonders gut mit *piezoelektrischen Drucksensoren* messen. Das Meßprinzip beruht auf dem piezoelektrischen Effekt beispielsweise in Quarz oder piezokeramischen Materialien. Druckkräfte lösen elektrostatische Ladungsverschiebungen aus, die gemessen werden können (**Tab. 4**).

2.6 Strömungstechnische Meßgrößen
Fluid flow quantities

Strömungstechnische Meßgrößen sind Kenngrößen fluidischer Systeme, z. B. in Steuer- und Regelungseinrichtungen, Strömungsmaschinen, Behältern oder Anlagen der Prozeß- und Verfahrenstechnik [16, 17].

2.6.1 Flüssigkeitsstand. Liquid level

Füllstandsmessungen sind überall da notwendig, wo der Inhalt von Behältern oder Tanks bestimmt werden muß. Von der Aufgabenstellung her unterscheidet man zwischen der kontinuierlichen Messung des Füllstands im Rahmen der Prozeßsteuerung oder zur Verbrauchsermittlung und der Grenzüberwachung zur Anzeige von maximal oder minimal zulässigen Füllhöhen.
Flüssigkeitsstandmessungen können mittels mechanischer, elektrischer, hydraulischer, pneumatischer oder optischer Verfahren auf Wegmessungen zurückgeführt werden (s. **W 2.3.1** und **W 2.4.1**). An schwer zugänglichen Objekten werden Ultraschall-, Mikrowellen- oder Isotopenverfahren eingesetzt.

Schwimmer und Tastplatten. Zur Bestimmung des Flüssigkeitsstands können in einfacher Weise kugel-, linsen- oder plattenförmige Schwimmkörper verwendet werden, mit denen über eine mechanische Übertragung (z. B. Seilzug, Zahnradgetriebe) oder eine elektrische Signalumwandlung (z. B. Potentiometer, Induktivtaster) die Flüssigkeitshöhe erfaßt wird.

Elektrische Verfahren. Die flüssigkeitsstandabhängige Veränderung des elektrischen Widerstands oder der Kapazität zwischen zwei Sonden (z. B. Behälterwand und Tauchsonde) wird als Indikator für die Flüssigkeitshöhe genutzt.

Hydrostatische und pneumatische Verfahren. Die Flüssigkeitsstandbestimmung basiert auf der (manometrischen) Messung des von einer Flüssigkeit hervorgerufenen hydrostatischen Bodendrucks bzw. des pneumatischen Drucks von Luft oder Schutzgas in einem in die Flüssigkeit eingeführten Tauchrohr.
Die VDI/VDE-Richtlinie 3519 „Füllstandsmessung von Flüssigkeiten und Feststoffen (Schüttgütern)“ enthält in den Blättern 1 und 2 eine ausführliche Darstellung aller gebräuchlichen Meßprinzipien, -verfahren und -anordnungen. Darüber hinaus werden wichtige Hinweise zur Meßunsicherheit der einzelnen Verfahren gegeben.

2.6.2 Volumen, Durchfluß, Strömungsgeschwindigkeit
Volume, flow rate, fluid velocity

Der Durchfluß ist das Verhältnis aus der Menge des strömenden Mediums (Volumen V oder Masse m) zu der Zeit in der diese Menge einen Leitungsquerschnitt durchfließt. Neben *volumetrischen Verfahren* (Volumenzähler) werden zur Durchflußmessung *Wirkdruckverfahren* (Blende, Düse, Venturi-Rohr) und zur Strömungsgeschwindigkeitsmessung *induktive und Ultraschall-Verfahren* sowie *Drucksonden* (Pitotrohr, Prandtlstaurohr) und *Thermosonden* (Hitzdrahtanemometer) verwendet.

Volumenzähler. Bei einer Umdrehung der Ovalräder, die in einer Meßkammer abrollen (**Bild 18**), werden vier Teilvolumina transportiert, die dem Meßinhalt V_M entsprechen. Mittelbar über eine Drehzahlmessung kann der Volumendurchsatz durch Volumenzähler mit Meßflügeln (Turbinenzähler) gemessen werden.

Wirkdruckverfahren. Durch Einschnürung des Querschnitts einer Rohrleitung mittels einer Drosseleinrichtung (**Bild 19**) ergibt sich aus der resultierenden Druckerniedrigung $\Delta p = p_1 - p_2$ (sog. Wirkdruck) der Durchfluß einer Flüssigkeit. Mit A_1, A_2 Strömungsquerschnitte $(A_2/A_1 = k)$, v_1, v_2 Strömungsgeschwindigkeiten und p_1, p_2 Druckwerten folgt aus der Bernoulli- und der Kontinuitätsgleichung für inkompressible Strömungsbedingungen unter den idealisierten Verhältnissen von **Bild 19** für den Volumendurchfluß

$$\dot{V} = \frac{kA_1}{\sqrt{1-k^2}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\varrho}}.$$

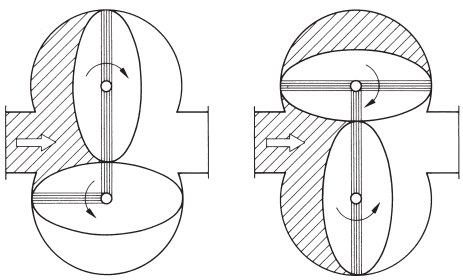


Bild 18. Ovalradzähler zur Bestimmung des Volumendurchsatzes

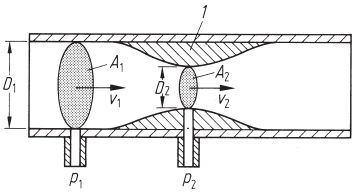


Bild 19. Durchflußmessung nach dem Wirkdruckverfahren. *1* Drosseleinrichtung

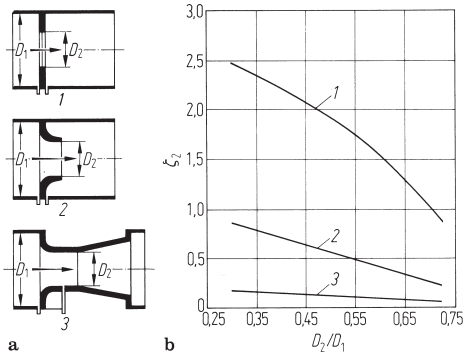


Bild 20a, b. Durchflußmeßgeräte. **a** Bauformen; **b** Druckverlustzahlen; *1* Normblende, *2* Normdüse, *3* Venturi-Rohr

Zur Durchflußmessung werden *Normblenden, Normdüsen* und *Venturi-Rohre* eingesetzt. In **Bild 20** sind typische Bauformen zusammen mit den zugehörigen Druckverlustzahlen $\xi_2 = (k-1)^2$, bezogen auf den Durchmesser D_2 über dem Durchmesserverhältnis $D_2/D_1 = k$ aufgetragen. In der Praxis nach ISO 5167 bzw. DIN 1952 und 19201–19251 wird die Druckdifferenz an der Stirn- und Rückseite der Geräte entnommen. Dabei ist ergänzend zu den Querschnitten A_1 und A_2 nach **Bild 19** der engste Strömungsquerschnitt A_0 des Drosselgeräts von Bedeutung. Die verschiedenen meßtechnisch relevanten Faktoren, wie Kontraktion, Geschwindigkeitsprofil, Lage der Druckentnahme werden zur Durchflußzahl α zusammengefaßt, wobei vereinfacht gilt

$$\dot{V} = \alpha A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\varrho}}.$$

Die Durchflußzahl hängt u. a. ab von der Kontraktionszahl $m = A_0/A_1 = \beta^2$ und der Reynolds-Zahl Re. Zahlenwerte der Durchflußzahl für Normblende, Normdüse und Venturi-Rohr sind im **Anh. W 2 Tab. 1** bis **3** zusammengestellt.

Induktive Durchflußmesser. Nach dem Induktionsgesetz kann die Geschwindigkeit v einer senkrecht zu einem Magnetfeld (gekennzeichnet durch magnetischen Fluß Φ und Induktion B) in einem isolierten Rohrstück strömenden Flüssigkeit (Mindestleitfähigkeit $\approx 1\,\mu S/cm$) über die in der Flüssigkeit induzierten Spannung U bestimmt werden, die mit zwei Elektroden an den Rohrwänden abgegriffen wird (**Bild 21**). Aus $U\,d\Phi/dt = BDv$ folgt Strömungsgeschwindigkeit $v = \frac{U}{BD}$, Durchfluß $\dot{V} = \frac{\pi}{4} D^2 v = \frac{\pi}{4} \frac{D}{B} \cdot U$.

Ultraschall-Strömungsmesser. Die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt durch Messung der Ultraschall-Impulslaufzeiten $t_1 = 1/f_1$ und $t_2 = 1/f_2$ in Strömungsrichtung und in Gegenrichtung mittels Piezo-Sende- (S-) und Empfangs-(E-)Kristallen (**Bild 22**). Die Differenz $f_2 - f_1$ der beiden Impulsfrequenzen ist (unabhängig von der momentanen Schallgeschwindigkeit c) der Strömungsgeschwindigkeit v proportional

$$v = \frac{L}{2\cos\varphi}(f_2 - f_1).$$

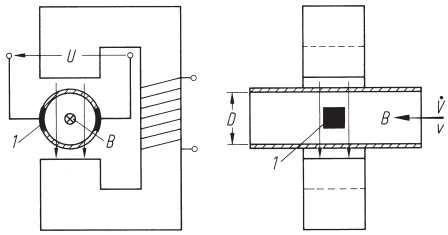


Bild 21. Prinzip eines induktiven Durchflußmessers. *1* Elektrode

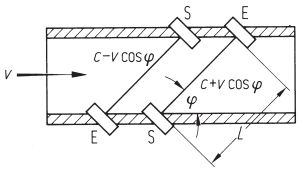


Bild 22. Prinzip eines Ultraschall-Durchflußmessers. E Empfänger, S Sender

2.6.3 Viskosimetrie. Viscosimetry

Die Viskosität kennzeichnet die Eigenschaft von Fluiden, der gegenseitigen Verschiebung benachbarter Schichten einen Widerstand (innere Reibung) entgegenzusetzen. Sie ist definiert als Proportionalitätsfaktor η zwischen der Schubspannung τ und dem Schergefälle $D = dv/dy$ senkrecht zur Strömungsrichtung einer wirbelfreien Laminarströmung $\tau = \eta D$. Die Viskosität ist keine generelle Stoffkonstante, sondern abhängig von verschiedenen Parametern, wie z. B. Temperatur T, Druck p, Schergefälle D und Zeit t, d. h. $\eta = \eta(T, p, D, t)$.

Kapillarviskosimeter. Die Viskosität wird für eine laminare Rohrströmung (Volumendurchfluß $\dot{V}$) in einer Kapillare (Länge l, Durchmesser $2r$) aus der Messung der Druckdifferenz Δp an den Kapillarenden gemäß der Hagen-Poiseuille-Beziehung bestimmt

$$\eta = \frac{\pi r^4 \Delta p}{8 \dot{V} l}.$$

Rotationsviskosimeter. Die Bestimmung der Viskosität erfolgt durch Messung des Drehmoments M_t zur Scherung einer Flüssigkeit in einem koaxialen Zylindersystem (Länge l). *Couette-Viskosimeter:* Ruhender Innenzylinder (Radius R_i) und rotierender Außenzylinder (Radius R_a); *Searle-Viskosimeter:* Rotierender Innenzylinder (Winkelgeschwindigkeit ω_0) und ruhender Außenzylinder

$$\eta = \frac{M_t (R_a^2 - R_i^2)}{4\pi l \omega_0 R_i^2 R_a^2}.$$

2.7 Thermische Meßgrößen. Thermal quantities

Thermische Meßgrößen kennzeichnen durch die Temperatur den thermischen Zustand und durch kalorimetrische Größen die thermische Energiebilanz von Stoffen, Bauteilen und technischen Systemen.

2.7.1 Temperaturmeßtechnik. Temperature measurement

Zur Temperaturmessung können prinzipiell alle sich mit der Temperatur reproduzierbar ändernden Eigenschaften fester, flüssiger und gasförmiger Stoffe herangezogen werden, z. B. temperaturbedingte Änderungen von Längen und Volumen, elektrischen Widerständen oder optischen Strahlungseigenschaften [18, 19].

Ausdehnungsthermometer. Sie basieren auf der thermischen Ausdehnung, wonach für das Volumen $V(T)$ einer Flüssigkeit, (z. B. Alkohol, Meßbereich -110 bis $210\,^{\circ}\mathrm{C}$) bei der Temperatur T gegenüber Volumen $V_0(T_0)$ bei einer Vergleichstemperatur T_0 gilt

$$V(T) = V_0[1 + \beta(T - T_0)].$$

Flüssigkeits-Glasthermometer gibt es für Meßbereiche von unter $-100\,^{\circ}\mathrm{C}$ bis über $+600\,^{\circ}\mathrm{C}$. Bei Bimetallthermometern wird die Differenzausdehnung zweier aufeinander gewalzter Materialien mit unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten zur Temperaturanzeige genutzt; Meßbereich -50 bis $600\,^{\circ}\mathrm{C}$.

Widerstandsthermometer. Sie besitzen Widerstandstemperaturkennlinien mit positiver Steigung (Metalle) oder negativer Steigung (Heißleiter, Negative Temperature Coefficient-[NTC-]Widerstände, Thermistoren) je nach dominierendem elektrischen Leitungsmechanismus des Temperatursensors. Die Temperaturabhängigkeit des Widerstands $R_0 = 100\,\Omega$ bei $T_0 = 0\,^{\circ}\mathrm{C}$ eines Platin-Widerstandsthermometers im Bereich $0\,^{\circ}\mathrm{C} \leq T \leq 850\,^{\circ}\mathrm{C}$ ist gegeben durch

$$R = R_0[1 + A(T - T_0) + B(T - T_0)^2],$$

mit $A = 3{,}90802 \cdot 10^{-3}\mathrm{K}^{-1}$ und $B = -0{,}580195^{-6}\mathrm{K}^{-2}$. Für Heißleiter-Temperatursensoren (Halbleitermaterialien mit $R_0 = 1\,\mathrm{k}\Omega$ bis $1\,\mu\Omega$) gilt im Bereich von $T = -100$ bis $400\,^{\circ}\mathrm{C}$

$$R = R_0 \exp[B(1/T - 1/T_0)],$$

wobei B eine Materialkonstante mit einem Zahlenwert zwischen 3000 und 4000 K ist. Widerstandsthermometer benötigen analoge oder digitale elektrische Meßschaltungen (s. **W 3.2** und **W 3.3**); für höhere Anforderungen werden Meßbrücken und Kompensatoren (s. **W 3.2.2**) verwendet.

Thermoelemente. Sie basieren auf dem thermoelektrischen Effekt (*Seebeck*) [20]. In einem Leiterkreis mit zwei unterschiedlichen Metallen, an deren Berührungspunkten unterschiedliche Temperaturen $T_\mathrm{v} = \mathrm{const}$ (z. B. $0\,^{\circ}\mathrm{C}$) und T_M (z. B. $50\,^{\circ}\mathrm{C}$) herrschen (**Bild 23**), besteht eine Thermospannung

$$U = b\,\Delta T + c\,\Delta T^2.$$

b, c sind materialabhängige, durch Kalibrierung an Temperaturfixpunkten bestimmbare Größen. Für kleine Temperaturmeßbereiche ist näherungsweise $U = k\,\Delta T$; k ist die arbeitspunktabhängige Thermoempfindlichkeit. *Typische Thermopaare:* Pt-13 % Rh/Pt, Meßbereich -50 bis $1700\,^{\circ}\mathrm{C}$, $k \approx 10\,\mu\mathrm{V/^{\circ}C}$; NiCr/Ni, Meßbereich -270 bis $1300\,^{\circ}\mathrm{C}$, $k \approx 40\,\mu\mathrm{V/^{\circ}C}$. Die Messung von Thermospannungen erfordert hochohmige Spannungsmeßgeräte mit geeigneten Verstärkerschaltungen oder Kompensationsverfahren; evtl.

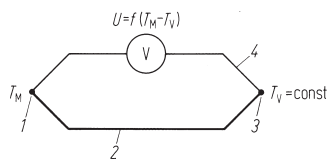


Bild 23. Thermoelement. *1* Meßstelle (M), *2* Metall *A*, *3* Vergleichsstelle (V), *4* Metall *B*

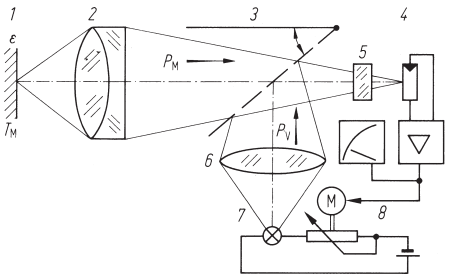


Bild 24. Prinzip eines Teilstrahlungspyrometers (Wechsellichtverfahren). *1* Meßobjekt, *2* Objektiv, *3* Chopper (z. B. Schwingungsspiegel), *4* optoelektronisches Empfängersystem, *5* Filter, *6* Kondensor, *7* Vergleichsstrahler, *8* Abgleichsystem

störende Sekundärthermoeffekte an Zuleitungskontaktstellen müssen gegebenenfalls durch spezielle Ausgleichsleitungen eliminiert werden.

Pyrometer. Die Temperaturbestimmung erfolgt berührungslos durch Messung der von einem Meßobjekt (Emissionsgrad ε) in einem Spektralbereich $\Delta\lambda$ abgestrahlten temperaturabhängigen optischen Strahlungsleistung P (theoretische Grundlage: Plancksches Strahlungsgesetz). Gesamtstrahlungspyrometer (Meßbereich -50 bis $> 2000\,^{\circ}\mathrm{C}$) basieren auf dem *Stephan-Boltzmann-Gesetz*

$$P = \sigma\varepsilon T^4 (\sigma = 5{,}67 \cdot 10^{-8}\mathrm{W/m^2 \cdot K^4})$$

und verwenden für den gesamten Strahlungsbereich geeignete thermische Strahlungsempfänger (*Bolometer*). Bei Teilstrahlungspyrometern (**Bild 24**) wird in einem vorgegebenen Spektralbereich $\Delta\lambda$ die spektrale Strahldichte des Meßobjekts P_M mit der eines Vergleichsstrahlers P_V im Wechsellicht-(Chopper-)Betrieb verglichen. Bei Nullabgleich ist das Vergleichsstrahlungssignal ein Maß für die spektrale Strahlungstemperatur $T_\mathrm{M}(P, \varepsilon)$ des Meßobjekts. Bei Kenntnis des Emissionsgrads ε des Meßobjekts und vorheriger Kalibrierung des Pyrometers mit einem Strahler des Emissionsgrads $\varepsilon = 1$ (Schwarzer Körper) kann von $T_\mathrm{M}(P, \varepsilon)$ auf die wahre Temperatur des Meßobjekts geschlossen werden. Durch Verwendung von Infrarot-Empfängerelementen können flächenhafte Temperaturverteilungen gewonnen werden (Thermographie). Meßbereich der Infrarotkameras: -50 bis $2000\,^{\circ}\mathrm{C}$; Auflösung $\Delta T = 0{,}1$ bis 1K je nach Meßbereich.

2.7.2 Kalorimetrie. Calorimetry

Kalorimeter dienen zur Bestimmung von Wärmemengen, indem das Meßobjekt die zu messende Wärmemenge ΔQ mit möglichst geringen Wärmeverlusten an das Kalorimeter abgibt oder von ihm aufnimmt, wobei eine Temperaturänderung auftritt

$$\Delta Q = C_\mathrm{K}\Delta T + \text{Wärmeverluste} \quad (C_\mathrm{K}\text{Wärmekapazität}).$$

Flüssigkeits- und Metallkalorimeter. Die zu messende Wärmemenge wird an ein Reaktionsgefäß (Flüssigkeitsbad oder Metallblock für größere Temperaturbereiche) abgegeben; die Temperaturänderung ΔT des Reaktionsgefäßes ist ein Maß für die Wärmemenge ΔQ.

Adiabatische Kalorimeter. Durch adiabatische Versuchsführung, d. h. Unterdrückung des Wärmeaustausches zwischen einem thermostatisierten, temperaturgeregelten Kalorimetergefäß und seiner unmittelbaren Umgebung kann – besonders bei der Untersuchung langsamer Wärmetönungsprozesse – eine erhöhte Meßgenauigkeit erzielt werden.

Wärmestrommessungen. Sie dienen der Messung von Erzeugung und Verbrauch thermischer Energie und wärmewirtschaftlichen Untersuchungen. Im Fall der Wärmeübertragung, z. B. durch strömende Medien in einem Rohrabschnitt (T_E Eingangstemperatur, T_A Ausgangstemperatur) kann die Wärmestrombestimmung auf die Messung des Massenstroms $\dot{m}$ und die Messung zweier Temperaturen zurückgeführt werden

$$\dot{Q} = \dot{m}(c_E T_E - c_A T_A).$$

Hier sind c_E bzw. c_A die spezifischen Wärmen bei den Temperaturen T_E bzw. T_A.

2.8 Optische Meßgrößen. Optical quantities

Optische Meßgrößen geben durch *photometrische* Größen Maßzahlen für das Licht als sichtbaren Teil des elektromagnetischen Spektrums und kennzeichnen durch stoffbezogene Kenngrößen die licht- und farbmetrischen Eigenschaften von Materialien und Bauteilen.

2.8.1 Licht- und Farbmeßtechnik. Photometry, colorimetry

Lichtmeßtechnik

Lichttechnische oder photometrische Kenngrößen beziehen sich auf sichtbare Strahlung im Wellenlängenbereich $\lambda = 380$ nm (blau) bis 780 nm (rot). Sie ergeben sich aus physikalischen Größen der elektromagnetischen Strahlung unter Benutzung des photometrischen Strahlungsäquivalents $K_m = 683$ lm/W bei Bewertung durch den spektralen Hellempfindlichkeitsgrad $V(\lambda)$ des menschlichen Auges. Die Lichtmenge Q ist die $V(\lambda)$ getreu bewertete Strahlungsmenge $Q_e(\lambda)$

$$Q = K_m \int Q_e(\lambda) \cdot V(\lambda)\, d\lambda.$$

Lichtstrom $\Phi = dQ/dt$. Quotient aus Lichtmenge Q und Zeit t, Einheit Lumen (lm).

Lichtstärke $I = d\Phi/d\Omega$. Quotient aus Lichtstrom Φ und durchstrahltem Raumwinkel Ω, Einheit 1 Candela (cd) = 1 lm/sr.

Beleuchtungsstärke $E = d\Phi/dA$. Quotient aus Lichtstrom und davon beleuchteter Fläche A, Einheit 1 Lux (lx) = 1 lm/m^2. *Empfehlungen:* Straßen 4 bis 16 lx; Wohnräume 120 bis 250 lx; Zeichensäle 250 bis 600 lx; Arbeitsplätze mit sehr hohen Anforderungen 1000 bis 2000 lx.

Leuchtdichte $L = d^2\Phi/(d\Omega \cdot dA \cos\varepsilon)$. Quotient aus dem durch eine Fläche A in einer bestimmten Richtung ε durchtretenden (oder auftreffenden) Lichtstrom Φ und dem Produkt aus durchstrahltem Raumwinkel Ω und der Flächenprojektion $A \cdot \cos\varepsilon$ senkrecht zur Richtung ε, Einheit Candela/Quadratmeter (cd/m^2).

Fällt ein Lichtstrom Φ_0 auf ein Material so wird ein Teil reflektiert (Φ_r), ein Teil absorbiert (Φ_a) und häufig ein Teil durchgelassen (Φ_d)

$$\Phi_r + \Phi_a + \Phi_d = \Phi_0,$$
$$\frac{\Phi_r}{\Phi_0} + \frac{\Phi_a}{\Phi_0} + \frac{\Phi_d}{\Phi_0} = 1,$$
$$\varrho + \alpha + \tau = 1.$$

Die Größen *Reflexionsgrad* ϱ, *Absorptionsgrad* α und *Transmissionsgrad* τ bilden zusammen mit den photometrischen Grundgrößen Φ, I, E, L die Basis zur Kennzeichnung der lichttechnischen Eigenschaften von optischen Strahlungsquellen und Materialien.

Photometer. Sie bestehen aus einem Photometerkopf mit optoelektronischem Empfänger (z. B. Photoelement mit linea-

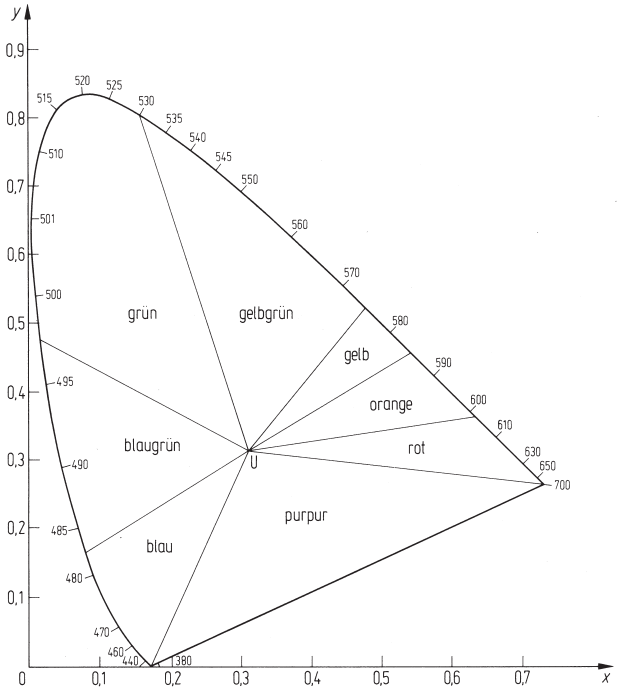


Bild 25. Normfarbtafel; der Kurvenzug kennzeichnet den Ort der Spektralfarben, angegeben in Wellenlängen (Farbtongleiche Wellenlängen)

rem Zusammenhang zwischen Kurzschluß-Photostrom und Beleutungsstärke) sowie Einrichtungen zur spektralen Bewertung (z. B. mittels Filtern) und zur richtungsabhängigen Bewertung (z. B. mittels Goniometern) des zu messenden Lichts. Die Messung von Lichtstärke und Leuchtdichte kann häufig auf die Messung von Beleuchtungsstärken zurückgeführt werden. Wird eine auszumessende Lichtquelle (z. B. eine Leuchte) in einem Kugelphotometer (*Ulbrichtsche Kugel*) angebracht, so kann ihr Lichtstrom Φ aus Messung der Beleuchtungsstärke E_K auf der Kugeloberfläche A (ϱ Reflexionsgrad der Kugelwand) bestimmt werden aus

$$\Phi = E_k \frac{\varrho}{1-\varrho} A.$$

Photometer werden mittels Strahlungsnormalen mit verschiedenen Normlichtarten kalibriert.

Farbmeßtechnik

Basis der Farbmessung ist das *Farbmetrische Grundgesetz* [21]: Das helladaptierte Auge bewertet eine einfallende Strahlung (Farbreiz) nach drei voneinander unabhängigen, spektral verschiedenen Wirkungsfunktionen linear und stetig, wobei sich die Einzelwirkungen additiv linear zu einer einheitlichen Gesamtwirkung zusammensetzen, die *Farbvalenz* genannt wird. Jeder Farbvalenz ist ein *Farbvektor* $\boldsymbol{F}$ zugeordnet, der vom sog. Schwarzpunkt ausgeht und durch Farbwerte X, Y, Z als Vektorkoordinaten eines (virtuellen) Normvalenzsystems $\boldsymbol{X}$, $\boldsymbol{Y}$, $\boldsymbol{Z}$ festgelegt ist (Vektorraum der Farben mit Normfarbwert Y als Hellbezugswert)

$$\boldsymbol{F} = X\boldsymbol{X} + Y\boldsymbol{Y} + Z\boldsymbol{Z}.$$

Die Kennzeichnung einer Farbe erfolgt durch Angabe der relativen Größen ihrer Farbwerte (Normfarbwertanteile $x = X/(X+Y+Z)$, $y = Y/(X+Y+Z)$; $z = Z/(X+Y+Z)$. Da $x+y+z=1$, genügt die Angabe von x und y allein, so daß eine Farbe durch zwei rechtwinklige Koordinaten in einer ebenen Farbtafel dargestellt werden kann (**Bild 25**). Die meßtechnische Bestimmung von Normfarbwerten erfolgt mit *Dreibereichsverfahren* oder *Spektralverfahren*. Als Maß für die Farbvalenz von Lichtquellen wird näherungsweise die Temperatur („Farbtemperatur T_f“) eines farbgleich strahlenden Planckschen Strahlers verwendet.

Dreibereichsverfahren. Mit diesem Verfahren werden die drei Farbwerte der zu messenden Farbvalenz durch photometrische Messungen bestimmt. Für jeden Farbwert wird ein optoelektronischer Empfänger benutzt, dessen relative spektrale Empfindlichkeit an die jeweilige Normspektralwertfunktion angepaßt ist. Bei entsprechendem Abgleich der drei Empfänger können die Normfarbwertanteile x, y direkt angezeigt werden.

Spektralverfahren. Bei diesem Verfahren wird jede Farbvalenz als additive Mischung aus spektralen Farbvalenzen aufgefaßt. Der Meßvorgang mit einem *Spektralphotometer*, bestehend aus einem Spektralteil (Monochromator) und einem Photometerteil (Optoelektronischer Empfänger), erstreckt sich hier auf die Bestimmung der Farbreizfunktion, die anschließend in einer „valenzmetrischen Auswertung“ mit den Farbseheigenschaften des Normalbeobachters rechnerisch vereinigt wird.

2.8.2 Refraktometrie. Refractometry

Eine wichtige optische Stoffkenngröße ist die *Brechungszahl* n = Lichtgeschwindigkeit im Vakuum/Lichtgeschwindigkeit im Medium. Beim Durchtritt eines Lichtstrahls durch die Grenzfläche zweier optisch transparenter (homogener und isotroper) Stoffe der Brechungszahlen n_1 und n_2 tritt eine Richtungsänderung des Lichtstrahls (Lichtbrechung oder Refraktion) ein, beschrieben durch das Brechungsgesetz $n_1 \sin\alpha_1 = n_2 \sin\alpha_2$ (α_1, α_2 Eintritts- bzw. Austrittswinkel bezogen auf die Grenzflächennormale). Die Brechungszahl n ist außer vom Stoff auch von der Dichte und der Wellenlänge λ des Lichts abhängig (Dispersion); n nimmt im allgemeinen mit abnehmendem λ zu.

Refraktometer. Sie dienen zur Bestimmung der Brechungszahl von (flüssigen und festen) Substanzen. Die Meßprobe wird auf ein Meßprisma gegeben, das Gerät thermostatisiert und die Grenzfläche mit poly- oder monochromatischem Licht bestrahlt. Grundlage der Messung ist das Brechungsgesetz: n_1 (Meßprisma) ist bekannt, Einfalls- und Ausfallswinkel werden gemessen und daraus n_2 (Meßsubstanz) bestimmt. Das *Abbe-Refraktometer* arbeitet nach dem Prinzip der Totalreflektion mit einem zur Grenzfläche Meßprisma/Meßsubstanz streifend einfallendem Lichtbündel. Meßbereich $n = 1{,}3$ bis 1,8; Auflösung Δn 10^{-4} bis $5 \cdot 10^{-6}$.

2.8.3 Polarimetrie. Polarimetry

Optisch aktive Stoffe drehen die Lichtebene linear polarisierten Lichts, woraus mit Polarimetern ihre Konzentration in wäßriger Lösung bestimmt werden kann. *Polarimeter* bestehen (**Bild 26**) aus einer Lichtquelle mit Wellenlängeneinstellung, einem Polarisator zur Erzeugung linear polarisierten Lichts, einem Halbschattenelement bzw. einem Drehschwingmodulator (Faraday-Spule), einem drehbaren Analysator mit Teilkreis und einem optoelektronischen Empfänger. Ausgehend von einer gekreuzten Stellung von Polarisator und Analysator (kein Lichtdurchgang) wird der beim Einbringen einer optisch aktiven Substanz eintretende Lichtdurchgang durch Drehen des Polarisators wieder auf Null abgeglichen. Aus dem gemessenen Drehwinkel kann nach dem Gesetz von Biot die Konzentration mit einer Genauigkeit von ca. 0,1 % bestimmt werden.

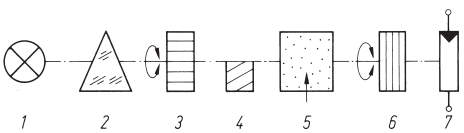


Bild 26. Prinzipieller Aufbau eines Polarimeters. *1* Lichtquelle, *2* Wellenlängeneinstellung, *3* Polarisator, *4* Halbschattenelement, *5* Küvette mit Probe, *6* Analysator mit Teilkreis, *7* Empfänger

2.9 Umweltmeßgrößen. Environmental quantities

Bei der meßtechnischen Beschreibung technischer Objekte und Prozesse sind häufig nicht nur ihre Eigenschaften und Zustände, sondern auch ihre energetischen und stofflichen Wechselwirkungen mit der Umgebung zu kennzeichnen. Die hauptsächlichen Kenngrößen dieser Wechselwirkungen, z. B. im Hinblick auf die Aussendung (*Emission*) oder Einwirkung (*Immission*) von ionisierender Strahlung, Luft- und Körperschall oder von Klimaeinflüssen, lassen sich unter dem allgemeinen Begriff „Umweltmeßgrößen“ zusammenfassen. Eine umfassende und weiterführende Darstellung von Sensorsystemen und Meßverfahren in der Umweltüberwachung ist in [22] zu finden.

2.9.1 Strahlungsmeßtechnik. Radiation measurement

Für die Strahlungsmeßtechnik ist neben der niederenergetischen elektromagnetischen Strahlung, z. B. der Temperaturstrahlung (s. **W 2.7.1**) oder der optischen Strahlung (s. **W 2.8.1**) besonders die bei Atomkernumwandlungen auftretende hochenergetische ionisierende Strahlung, z. B. in Form von radioaktiven α-, β- oder γ-Strahlen von Interesse. *α-Strahlen* bestehen aus Heliumkernen (zwei Protonen, zwei

Neutronen) mit einer Reichweite von wenigen cm in Luft. *β-Strahlen* sind freie Elektronen hoher Geschwindigkeit; Reichweite in Luft etwa 5 m. *γ-Strahlen* sind kurzwellige ($\lambda = 10^{-9}$ bis 10^{-12} cm), aus Atomkernen stammende elektromagnetische Wellen, ähnlich wie Röntgenstrahlen, jedoch mit noch höherer Durchdringungsfähigkeit. Die wichtigen Kenngrößen ionisierender Strahlung sind [23, 24]:

Aktivität. Eigenschaft bestimmter Atomkerne, sich spontan unter Anwendung von Strahlung umzuwandeln, Einheit 1 Becquerel (Bq) = 1 Umwandlung/s; typischer Grenzwert für Atemluft 300 Bq/m^3.

Halbwertszeit $T_{1/2}$. Zeit in der die Aktivität einer radioaktiven Substanz und die Anzahl ihrer zerfallsfähigen Atomkerne auf die Hälfte des Ausgangswerts abgesunken ist; *Beispiele:* $T_{1/2}$ (Jod 131) = 8 Tage, $T_{1/2}$ (Strontium 90) = 28 Jahre, $T_{1/2}$ (Cäsium 137) = 30 Jahre.

Energiedosis D. Energie, die die Strahlung an den durchstrahlten Stoff (z. B. Körpermasse) abgibt, Einheit 1 Gray (Gy) = 1 J/kg (= 100 Rad).

Effektive Äquivalentdosis (Strahlungsschutzgröße) D_q. Produkt aus Energiedosis D und Bewertungsfaktor q für die Strahlungsempfindlichkeit einzelner biologischer Organe und Gewebe, Einheit 1 Sievert (Sv) = 1 J/kg (= 100 Rem). *Anhaltswerte:* Jahresdurchschnittsbelastung für Bewohner der Bundesrepublik $D_q = 3$ mSv, unbedenklicher Höchstwert (Berufsbelastung) $D_q = 50$ mSv, letale Dosis 7 Sv.

Ionisationsdetektoren. Als Meßprinzip wird die Erzeugung elektrischer Ladungsträger durch die zu messende Strahlung ausgenutzt, z. B. in Gasen (Ionisationskammerprinzip, Meßbereich μGy bis kGy; *Geiger-Müller-Zählrohr*) oder in Halbleitern (strahlungsabhängige Erzeugung von Elektronenlochpaaren im *p-n*-Übergang einer Diode). Ein *Ionisationskammergerät* besteht nach **Bild 27** aus der Kammer *K* mit Innen- und Außenelektrode, Spannungsquelle *U*, Meßwiderstand *R* bzw. Meßkondensator *C* und Anzeigesystem *G*. Die Bestimmung der Dosisleistung erfolgt durch Messen des Spannungsabfalls am Hochohmwiderstand *R*; die Bestimmung der Fluenz bzw. Dosis durch Messung der Ladung an *C* als Zeitintegral über dem Strom.

Anregungsdetektoren. Die zu messende Strahlung führt zu einer Lichtemission in Kristallen, Kunststoffen, Flüssigkeiten und Gasen. Bei Szintillationszählern werden in strahlenempfindlichen Detektoren (z. B. NaJ-Kristalle) Lichtblitze erzeugt und mit einem Sekundärelektronenvervielfacher in elektrische Signale umgesetzt. Andere Ausführungsarten arbeiten mit Thermolumineszenzdetektoren oder Radiophotolumineszenzdetektoren.

Aktivierungsanalyse. Die Methode beruht auf der Aktivierung der zu untersuchenden Materialien durch den Beschuß mit Strahlungen (Neutronenquelle), die nukleare Umwandlungen auslösen. Die in der Probe enthaltenen Spurenelemente werden dabei aktiviert und können z. B. mit Halbleiterzählern und Vielkanalanalysatoren aus der bei ihrem Zerfall freigesetzten Strahlung qualitativ und quantitativ bestimmt werden; die Nachweisempfindlichkeit für einzelne Elemente liegt bei Stoffmengen bis zu 10^{-13} g.

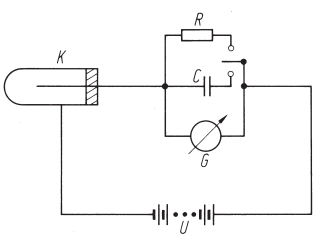


Bild 27. Grundschaltung einer Ionisationskammer zur Messung der Dosisleistung bzw. der Dosis

2.9.2 Akustische Meßtechnik. Acoustic measurement

Die akustische Meßtechnik untersucht den *Schall*, d. h. mechanische Schwingungen und Wellen elastische Medien in Form von *Luftschall*, *Flüssigkeitsschall* und *Körperschall* in den Frequenzbereichen $f < 16$ Hz (Infraschall), 16 Hz $< f <$ 16 kHz (Hörschall) und $f >$ 16 kHz (Ultraschall) (s. **O 3**). Ein von Schallwellen erfaßtes Raumgebiet heißt Schallfeld, es wird durch *Schallfeldgrößen* (Schalldruck, Schallschnelle) und *Schallenergiegrößen* (Schalleistung, Schallintensität, Schallenergiedichte) beschrieben [25].

Schalldruck p (N/m^2). Durch Schallschwingungen hervorgerufener Wechseldruck. Hörschwelle $p = 20\,\mu$N/m^2 bei 1 000 Hz, Bezugsschalldruck $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ N/m^2.

Schallschnelle v (m/s). Wechselgeschwindigkeit schwingender Teilchen, Bezugsschallschnelle $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ m/s.

Schalleistung P (W). Quotient aus abgegebener, durchtretender oder aufgenommener Schallenergie und der zugehörigen Zeitdauer. Größenordnungen der Schalleistung, z. B. menschliche Stimme $P \approx 10^{-5}$ W, Großlautsprecher $P \approx 10^2$ W, Flugzeugstrahlantrieb bei Vollast $P \approx 10^4$ W.

Schallintensität I (W/m^2). Quotient aus Schalleistung und der zur Richtung des Energietransportes senkrechten Fläche.

Schallenergiedichte w (J/m^3). Quotient aus Schallenergie und zugehörigem Volumen.

Als *Schallpegel* der Feld- und Energiegrößen wird in einem definierten Frequenzbereich der logarithmische Quotient zweier Schallgrößen (Bezugsgrößen X_0, Y_0) bezeichnet; Schallpegel für Feldgrößen $X: L_x = 20 \lg(X/X_0)$, Schallpegel für Energiegrößen: $L_y = 10 \lg(Y/Y_0)$, Einheit Dezibel (dB). Bei einer Abstandsverdoppelung fällt der Schallpegel um ca. 6 dB ab.

Schallereignisse, die einem Hörer als unerwünscht oder unangenehm erscheinen, werden als *Lärm* bezeichnet:

Lärmbereich I (30 dB $< L_p <$ 65 dB) bewirkt nur psychische Reaktionen. Schallemissionswerte für Wohngebiete 40 dB (nachts) und 55 dB (tags), für Industriegebiete <70 dB.

Lärmbereich II (65 dB $< L_p <$ 90 dB) bewirkt vegetative Veränderungen, z. B. Veränderungen von Kreislaufvorgängen und Herztätigkeit.

Lärmbereich III (90 dB $< L_p <$ 120 dB) bewirkt vegetative Fehlsteuerungen und organische Schädigungen.

Lärmbereich IV ($L_p >$ 120 dB) kennzeichnet das Erreichen bzw. Überschreiten der Schmerzschwelle.

Akustische Meßgeräte. Sie bestehen im wesentlichen aus einem Schallsensor, einem Verstärker, einem Filter und einer Anzeige- oder Registriereinheit (**Bild 28**). Als *Schallsensoren* werden für Luftschall Mikrofone (elektrodynamische, elektrostatische oder piezoelektrische Wandler) mit linearem Frequenzgang, für Flüssigkeitsschall piezoelektrische Hydrofone bis ca. 150 kHz und für Körperschall seismische Aufnehmer

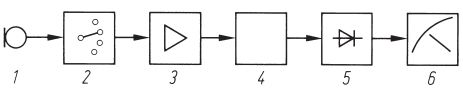


Bild 28. Meßkette eines Schallpegelmessers. *1* Mikrofon, *2* Meßbereichwahlschalter, *3* Verstärker, *4* Frequenzbewertungsfilter, *5* Gleichrichtung und Quadrierschaltung, *6* Anzeigeinstrument

(s. **W 2.4.3**) verwendet. Das elektrische (meist hochimpedante) Sensorausgangssignal am Meßbereichwahlschalter wird von Meßverstärkern mit großer Dynamik (µV bis einige 100 V), linearem Frequenzgang und breitem Frequenzbereich (1 Hz bis >100 kHz) in ein verstärktes Meßsignal mit niedriger Impedanz (zur Weiterleitung über eventuell lange Verbindungskabel) umgeformt. Als *Frequenzfilter* dienen feste und variable Filter zur Beeinflussung des Meßverstärkersignals, z. B. mit Bewertungskurven *A*, *B*, *C* und mit Terz- oder Oktavdurchlaßcharakteristik. Das gemessene Signal wird nach Gleichrichtung und Logarithmierung als Schallpegel entweder mit einem Zeigerinstrument oder einem Pegelschreiber analog dargestellt bzw. registriert oder einer digitalen Anzeige oder Registrierung zugeführt.

2.9.3 Klimameßtechnik. Climatic measurement

Technische Objekte aller Art und Lebewesen sind von Klimaten umgeben und ihren Einflüssen ausgesetzt (s. **M 1**). Ein Klima kann in allgemeiner Form durch die Umgebungsatmosphäre, ihre chemische Zusammensetzung und ihre weiteren Bestandteile, z. B. radioaktive Stoffe sowie ihre kinematischen und thermischen Zustände (s. **W 2.6** und **W 2.7**) charakterisiert werden. Der Begriff *Klima* im engeren Sinn beschreibt den Ablauf von Zuständen der Atmosphäre an einem Ort, gekennzeichnet durch (Meß-)Größen für die Temperatur (s. **W 2.7.1**) und die Feuchte (Normalklima).
Die *Feuchte* gibt den Wassergehalt in der Atmosphäre an:

$$\textit{absolute Feuchte } f = \frac{m_\mathrm{w}}{V}$$
$$= \frac{\text{Masse des Wassers (g)}}{\text{Volumen feuchter Atmosphäre (m}^3\text{)}},$$
$$\textit{Feuchtegrad } x = \frac{m_\mathrm{w}}{m_\mathrm{L}}$$
$$= \frac{\text{Masse des Wassers (g)}}{\text{Masse trockener Atmosphäre (kg)}}.$$

Da Wasserstoff und Luft sich unter atmosphärischen Bedingungen aufgrund der großen Molekülabstände gegenseitig nicht stören, addieren sich Wasserdampfteildruck p_w und Luftteildruck p_L zum barometrischen Gesamtdruck $p = p_\mathrm{w} + p_\mathrm{L}$. Mit der Gasgleichung $p_\mathrm{w} V = m_\mathrm{w} R T$ (R Gaskonstante folgt:

$$\textit{absolute Feuchte } f = \frac{p_\mathrm{w}}{R_\mathrm{w} T}.$$

Als relative Feuchte wird der Quotient von Wasserdampfteildruck p_w zum Wasserdampfsättigungsdruck p_ws bei der gerade herrschenden Temperatur T bezeichnet:

$$\textit{relative Feuchte } \varphi = \frac{p_\mathrm{w}}{p_\mathrm{ws}}(\%).$$

Beim Taupunkt ist die feuchte Luft gerade mit Wasserdampf gesättigt.
Zur Kennzeichnung des Wassergehalts fester und flüssiger Stoffe werden Relationen zwischen der Wassermasse m_w und der Masse der Probe nach Trocknung m_tr verwendet:

$$\textit{Feuchte} \qquad \psi = \frac{m_\mathrm{w}}{m_\mathrm{tr} + m_\mathrm{w}} \quad \text{oder} \quad \psi_\mathrm{tr} = \frac{m_\mathrm{w}}{m_\mathrm{tr}}(\%),$$
$$\textit{Trockengehalt} \quad TG = \frac{m_\mathrm{tr}}{m_\mathrm{tr} + m_\mathrm{w}}(\%).$$

Taupunkthygrometer. Ein kleiner Metallspiegel wird im Meßgasstrom so gekühlt (z. B. durch elektrisch regelbare Peltierelemente), daß mittels optoelektronischen Sensoren ein Tau- oder Eisniederschlag festgestellt wird. Die mit einem Temperaturfühler (s. **W 2.7.1**) gemessene zugehörige Spiegeltemperatur entspricht der Taupunkttemperatur τ und ist ein Maß für die absolute Feuchte.

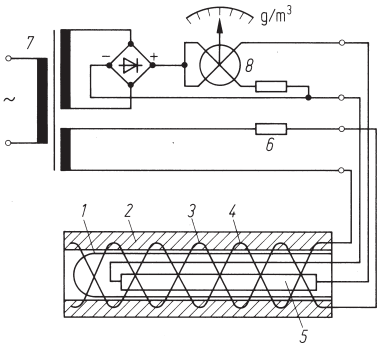


Bild 29. Prinzip einer LiCl-Feuchtemeßeinrichtung. *1* Glasröhrchen, *2* LiCl-getränktes Glasgewebe, *3, 4* Elektroden, *5* Widerstandsthermometer, *6* Widerstand, *7* Netztransformator, *8* Kreuzspulanzeiger

LiCl-Hygrometer. Das Verfahren basiert auf der feuchteabhängigen Widerstandsänderung $R(f, T)$ von Lithiumchlorid (LiCl) (**Bild 29**). Ein mit dem stark hygroskopischen LiCl getränktes Glasgewebe wird durch einen geregelten elektronischen Wechselstrom erwärmt und dadurch getrocknet. Zwischen Trocknung (Abnahme von R) und Wasseraufnahme im LiCl (Zunahme von R) stellt sich eine Gleichgewichtstemperatur ein, die z. B. mit einem Pt-Widerstandsthermometer bestimmt werden kann und ein Maß für die absolute Feuchte darstellt. Das Verfahren gestattet mit Einstellzeiten von einigen Minuten eine kontinuierliche Luftfeuchtemessung im Bereich von −20 bis 60 °C Taupunkt.

2.10 Stoffmeßgrößen
Quantities of substances and matter

Zur Beschreibung technischer Objekte und Prozesse werden neben *physikalisch-technischen Meßgrößen* , häufig auch *chemische Kenndaten* von Stoffen, Materialien und Bauteilen sowie Konzentrationsangaben von Substanzen in Gasen, Flüssigkeiten oder Feststoffen benötigt [26]. Beispielsweise können Abgasanalysen vereinfacht durch eine gasspezifische Verfärbung von mit geeigneten Ragenzien imprägniertem Silicagel in Prüfröhrchen oder genauer durch physikalisch-chemische Analysenmethoden, wie Gaschromatographie oder Spektralphotometrie durchgeführt werden. Die chemische Natur von Flüssigkeiten wird u. a. durch den pH-Wert (neg. dekad. Logarithmus der Wasserstoffionenaktivität) gekennzeichnet: „sauer“ (pH<7), „neutral“ (pH=7), „basisch“ (pH>7). Bei der chemischen Materialanalyse wird allgemein zwischen der Analytik anorganischer Stoffe (z. B. Metalle, keramische Werkstoffe) und der organischer Stoffe (z. B. Polymerwerkstoffe) unterschieden. Zur Untersuchung der chemischen Zusammensetzung technischer Oberflächen dienen Methoden der Oberflächenanalytik.

2.10.1 Anorganisch-chemische Analytik
Inorganic chemical analysis

Bei der klassischen *„naß-chemischen“* Analyse werden durch Aufschlüsse, z. B. mit starken Säuren, die im zu untersuchenden Material vorliegenden Elemente und Verbindungen in Ionen umgewandelt. Diese werden voneinander getrennt und quantitativ bestimmt, z. B. durch Fällung oder Titration. Diese klassische Art der Analytik wird ergänzt durch *spektrometrische* Methoden (z. B. optische Emissionsspektrometrie und Röntgenfluoreszenzspektrometrie), die mittels Kalibrierung durch Vergleichsproben (Referenzmaterialien) auch zu quan-

titativen Analysen herangezogen werden und bei denen die Intensität der vom Atom oder Ion abgegebenen charakteristischen Strahlung als Maß für die Menge dient. Bei den heutigen Verfahren der naß-chemischen quantitativen Analyse arbeitet man nicht mehr mit einzelnen Trennungsgängen, sondern erfaßt mit summarischen Abtrennungen von störenden Ionen oder spezifischen Anreicherungen die gesuchten Stoffmengen. An die Stelle der Fällungen sind u. a. die folgenden physikalisch-chemischen Methoden getreten:

Elektrochemische Verfahren. In der *Potentiometrie* nutzt man die Nernstsche Beziehung zwischen *Potential* und *Ionenkonzentration.* Durch die Verwendung von ionensensitiven Elektroden wird eine Stofftrennung weitgehend unnötig. Andere Methoden nutzen die Eigenschaftsänderungen während einer Titration, z. B. die Leitfähigkeitsänderung (*Konduktometrie*), die Abscheidung von Elementen nach den Faradayschen Gesetzen (*Coulometrie*) oder Spannungsänderungen an einer polarisierten Elektrode (*Voltametrie, Polarographie*).

Photochemische Verfahren. Herstellung farbiger Ionenkomplexe und Messung der auftretenden Farbintensität. Diese Methode und die Inverse-Polarographie sind besonders empfindlich. Daneben hat sich die Ionenchromatographie, insbesondere für Anionen, etabliert, bei der mehrere Ionen getrennt und nacheinander bestimmt werden.

Atomabsorptionsspektrometrie (AAS). Ausnutzung der Absorption charakteristischer Strahlung durch die zu analysierenden Metallatome oder -ionen, die sich in einem erhitzten Gaszustand (Flamme, Grapleitrohr) befinden.

Optische Emissionsspektrometrie mit induktiv gekoppeltem Plasma (ICP OES). Ausnutzung der Emission charakteristischer Strahlung durch Atome oder Ionen eines Elements, die sich in einem von hochfrequentem Strom hoch erhitzten Plasma befinden.

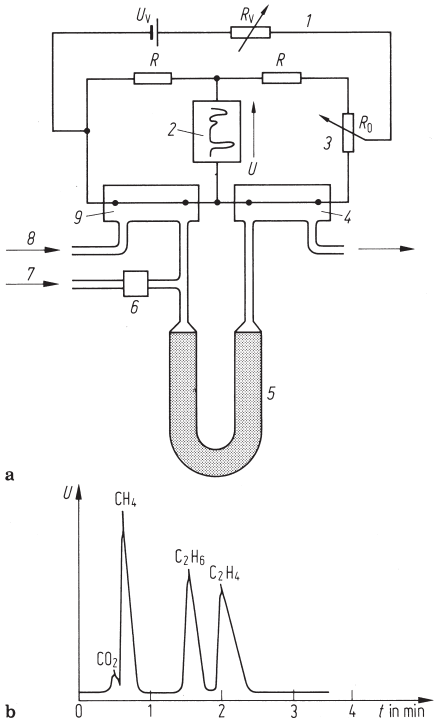


Bild 30 a, b. Prinzip eines Gaschromatographen mit Wärmeleitfähigkeitsdetektor. **a** Aufbau; **b** Beispiel eines Chromatogramms. *1* Stromeinstellung, *2* Schreiber, *3* Nullpunktseinstellung, *4* Meßkammer, *5* Trennsäule, *6* Dosierung, *7* Meßgas, *8* Trägergas, *9* Vergleichskammer

2.10.2 Organisch-chemische Analytik
Organic chemical analysis

Bei der Analyse organischer Stoffe werden zur Identifizierung vornehmlich die auf der Absorption von Licht im Wellenbereich von 2 bis 25 µm beruhende *Infrarot* - (IR-) und *Ramanspektrometrie* (RS) herangezogen. Ein weiteres Hilfsmittel ist die NMR-(nuclear magnetic resonance-) *Spektrometrie,* vornehmlich gemessen an ^{1}H- und ^{12}C-Atomen in Lösung oder im Festkörper (CP-MAS-NMR, cross polarization, magic angle spinning, nuclear magnetic resonance). Mit diesen Methoden kann z. B. die Matrix von Kunststoffen, das Polymer, meist ohne größere Probenvorbereitung untersucht werden. Die Größe der Polymermoleküle und die Verteilung der Molekulargewichte werden mit Hilfe der Ausschlußchromatographie ermittelt (GPC-Gelpermeationschromatographie). Die in geringerer Menge im Werkstoff vorliegenden Bestandteile wie Weichmacher, Stabilisatoren und Alterungsschutzmittel werden aus der Matrix entfernt und durch chromatographische Methoden wie *Dünnschichtchromatographie* (DC), *Flüssigkeitschromatographie* (HPLC-high pressure liquid chromatography) oder *Gaschromatographie* (GC) getrennt und in ihrer Menge anhand der spezifischen Fluoreszenz, der Brechungszahl oder Lichtabsorption bzw. mittels geeigneter GC-Detektoren bestimmt.

Die Gaschromatographie (**Bild 30**) ist eine physikalische Trennmethode, bei der ein Gasgemisch durch Verteilung zwischen einer mobilen Gasphase und einer stationären Phase in seine Einzelkomponenten aufgetrennt wird. Zur Bestimmung der Einzelkomponenten kommen, je nach Meßaufgabe, unterschiedliche Detektoren zum Einsatz, wie z. B. Wärmeleitfähigkeitsdetektoren „WLD“ (Bild 30 a, zur dort verwendeten Wheatstone-Brücke s. **W 3.2.2**), Flammenionisationsdetektoren „FID“, gepulste Entladungsionisationsdetektoren „PDID“, massenselektive Detektoren „MSD“ und Infrarotdetektoren „IRD“. Durch Kopplung von Detektoren ist es möglich, die Quantifizierung der getrennten Komponenten des Gasgemisches mit ihrer Identifizierung zu kombinieren.

Ein weiteres Instrument zur Detektion organischer Stoffe ist die *Massenspektrometrie* (MS), die die weitestgehenden Aussagen über die Molekülart liefert. In Hochleistungsgeräten werden chromatographische und Identifizierungsverfahren kombiniert (HPLC/MS, GC/MS, GC/IR). Die Gerätetechnologien sind gekennzeichnet durch die zum Teil integrierte Verwendung von Computern und Mikroprozessoren, wodurch die Anwendung leistungsfähiger Auswertemethoden, wie z. B. die Fourier-Transformationstechnik (FT), möglich wird.

2.10.3 Oberflächenanalytik. Surface analysis

Bei den Verfahren der Oberflächenanalytik werden die zu untersuchenden Oberflächen fester Körper mit Photonen, Elektronen, Ionen oder Neutralteilchen beschossen bzw. durch Anlegen hoher elektrischer Feldstärken oder Erwärmen aktiviert und die dabei stoffspezifisch emittierten Photonen, Elektronen, Neutralteilchen oder Ionen analysiert [27]. Die *Elektronenstrahlmikroanalyse* (Mikrosonde) liefert eine Elementaranalyse für chemische Elemente der Ordnungszahl $Z > 3$ (Untersuchungsvolumen $> 1\,\mu m^3$) durch wellenlängendispersive (WDX) oder energiedispersive (EDX) Analyse der durch einen Elektronenstrahl in den Probenoberflächen ausgelösten

stoffspezifischen Röntgenstrahlung. Oberflächenanalyseverfahren mit wesentlich höherer Oberflächenempfindlichkeit sind die folgenden, unter Ultrahochvakuum arbeitenden Methoden: *Auger-Elektronenspektroskopie* (AES), $Z > 2$, Lateralauflösung im tiefen Nanometerbereich, Tiefenauflösung ca. 10 nm, Nachweisgrenze 0,1 bis 0,01 Atom-% einer Monolage; *Elektronenspektroskopie* für die chemische Analyse (ESCA, XPS), $Z > 2$, Lateralauflösung bis zu 10 µm, Tiefenauflösung ca. 10 nm, Nachweisgrenze 0,1 Atom-% einer Monolage; *Sekundärionen-Massenspektrometrie* (SIMS), $Z \geq 1$, Lateralauflösung bis zu 50 nm, Tiefenauflösung ca. 10 nm, Nachweisgrenze elementabhängig bis in den ppm-Bereich.

3 Meßsignalverarbeitung
Transduction of measured signals

3.1 Signalarten. Types of signals

Die mit den verschiedenen Meßaufnehmern und Sensoren erfaßten Meßsignale sind i. allg. Zeitfunktionen von statischen oder dynamischen, z. B. periodischen, sinusoidalen, impulsförmigen oder stochastischen Vorgängen. Dabei bestehen die folgenden grundlegenden Signalarten:

Amplitudenanaloges Signal. Meßwert ist die Amplitude der Zeitfunktion.

Zeitanaloges Signal. Meßwert ist die Zeitdauer des Impulses.

Frequenzanaloges Signal. Meßwert ist die Frequenz einer (periodischen oder stochastischen) Impulsfolge.

Digitales Signal. Meßwert ist ein Binärsignal.

Signalcharakteristika im Zeit- und Frequenzbereich sind durch die Fourier-Transformation verbunden und deswegen prinzipiell gleich aussagefähig.

Bei den *Signalfunktionen* $S(t)$ kann unterschieden werden zwischen *wert-* oder *zeitkontinuierlichen* sowie *wert-* oder *zeitdiskreten* Verläufen (**Bild 1**).

Bei der Meßsignalverarbeitung in den einzelnen Gliedern einer Meßkette kann vielfach durch eine Modulation, d. h. durch Hinzufügen eines periodischen oder impulsförmigen Hilfssignals, das Übertragungsverhalten verbessert werden, z. B. durch Verminderung von Störeinflüssen des Übertragungswegs. Man unterscheidet amplitudenmodulierte, frequenzmodulierte, pulscodemodulierte und impulsbreitenmodulierte Signalverläufe.

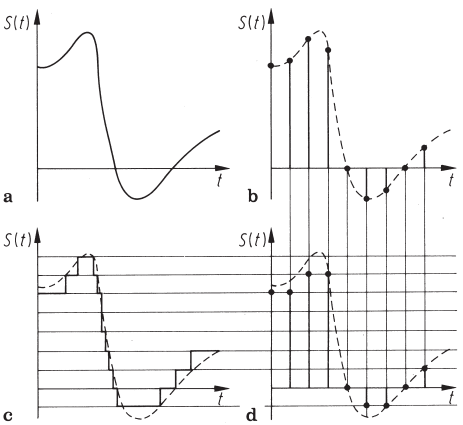


Bild 1a–d. Kontinuierliche und diskrete Signalarten. **a** Wert- und zeitkontinuierlich; **b** wertkontinuierlich und zeitdiskret; **c** wertdiskret und zeitkontinuierlich; **d** wert- und zeitdiskret

3.2 Analoge elektrische Meßtechnik
Analog electrical measurement

Die hier behandelte analoge elektrische Meßtechnik bezieht sich auf die Bestimmung oder Verarbeitung der elektrischen Grundgrößen Strom, Spannung und Widerstand, die entweder direkte elektrische Meßgrößen darstellen oder in einer Meßkette als amplitudenanaloge elektrische Signale am Ausgang von Aufnehmern oder Sensoren für nichtelektrische Größen abgegriffen werden [1–3]. **Anh. W 3 Tab. 1** gibt eine Übersicht über Sinnbilder für Meßgeräte und ihre Verwendung.

3.2.1 Strom-, Spannungs- und Widerstandsmeßtechnik
Measurement of current, voltage and resistance

Strommessung. Sie erfolgt prinzipiell dadurch, daß ein Stromkreis aufgetrennt und ein Strommeßgerät (*Amperemeter*) mit möglichst niedrigem Innenwiderstand R_A an der Trennstelle eingefügt wird (**Bild 2**). Für das Verhältnis von angezeigtem Strom I_M und dem Kurzschlußstrom I_K im ungestörten Stromkreis gilt

$$\frac{I_M}{I_K} = \frac{1}{1 + (R_A/R_0)}.$$

Für $R_A < 0{,}01\, R_0$ ist die Differenz zwischen I_M und I_K kleiner als 1 %.

Spannungsmessung. Sie erfolgt prinzipiell dadurch, daß ein Spannungsmeßgerät (*Voltmeter*) mit möglichst hohem Innenwiderstand R_V parallel zu der zu messenden Spannung (Leerlaufspannung U_L) geschaltet wird (**Bild 3**). Für das Verhältnis zwischen angezeigter Spannung U_M und Leerlaufspannung U_L gilt

$$\frac{U_M}{U_L} = \frac{1}{1 + (R_0/R_V)}.$$

Für $R_V > 100\, R_0$ ist die Differenz zwischen U_M und U_L kleiner als 1 %.

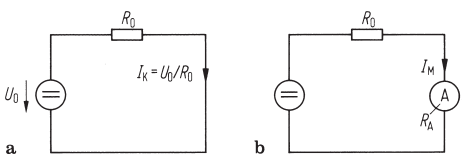


Bild 2a, b. Strommessung. **a** Ungestörter Stromkreis; **b** gestörter Stromkreis; *A* Amperemeter

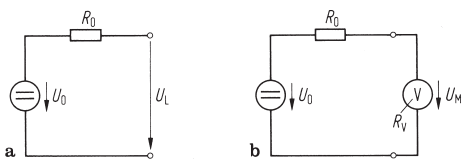


Bild 3a, b. Spannungsmessung. **a** Unbelastete Spannungsquelle; **b** belastete Spannungsquelle; V Voltmeter

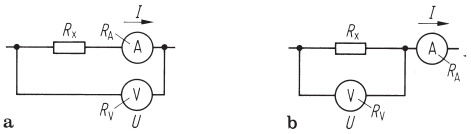


Bild 4 a, b. Widerstandsmessung durch gleichzeitige Strom- und Spannungsmessung. A Amperemeter, V Voltmeter; **a** Schaltung für Messung großer Widerstände; **b** Schaltung für Messung kleiner Widerstände

Bei der Messung von Wechselströmen $I(t)$ oder Wechselspannungen $u(t) = u_0 \sin \omega t$ muß unterschieden werden zwischen

Spitzenwert u_0,

Gleichrichtwert $|\bar{u}| = \frac{1}{T}\int_0^T |u_0 \sin \omega t|\, \mathrm{d}t = \frac{2}{\pi} u_0 = 0{,}637\, u_0$,

Effektivwert $U = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^t (u_0 \sin \omega t)^2\, \mathrm{d}t} = \frac{u_0}{\sqrt{2}} = 0{,}707\, u_0$.

Widerstandsmessung. Sie kann nach dem Ohmschen Gesetz $R_x = U/I$ prinzipiell durch eine gleichzeitige Messung von Spannung U und Strom I vorgenommen werden. Infolge der Innenwiderstände R_V, R_A der Spannungs- und Strommeßgeräte treten dabei systematische Meßabweichungen auf, die bei genauen Messungen korrigiert werden müssen (**Bild 4**). Bei der stromrichtigen Meßschaltung (**Bild 4 a**) muß von dem Quotienten U/I der Instrumentenablesungen der innere Widerstand R_A des Strommeßgeräts subtrahiert werden: $R_x(U/I) - R_A$. Bei der spannungsrichtigen Meßschaltung (**Bild 4 b**) muß von dem Strom I der durch das Spannungsmeßgerät gehende Teil U/R_V abgezogen werden: $R_x = U/(1 - (U/R_y))$.

3.2.2 Kompensatoren und Meßbrücken
Compensators and bridges

Kompensatoren. Sie gestatten es, Spannungen und Ströme mit hoher Genauigkeit leistungslos zu erfassen. Die Prinzipschaltungen zur Spannungs-, Strom- und Widerstandskompensation (**Bild 5**) enthalten eine Spannungsquelle U_0, mindestens zwei Widerstände R_1, R_2 zur Spannungs- bzw. Stromteilung und ein Spannungs- bzw. Strommeßinstrument, das bei Teilkompensation als Nullindikator betrieben wird.

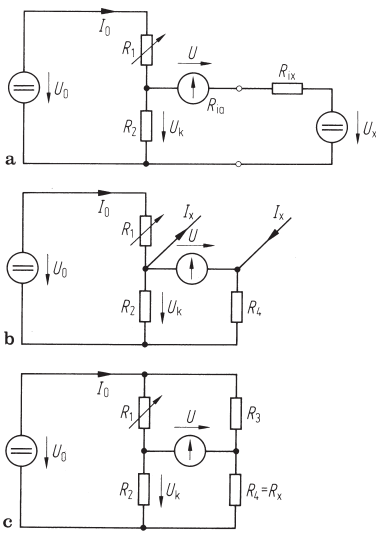


Bild 5 a–c. Kompensationsschaltungen. **a** Spannungsmessung (U_x); **b** Strommessung (I_x); **c** Widerstandsmessung (R_x)

Bei der *Spannungskompensation* (**Bild 5 a**) wird eine unbekannte Spannung U_x unter Variation des Widerstands R_1 durch die am Widerstand R_2 anliegende Spannung kompensiert. Für die vollständige Spannungskompensation, $U = 0$, gilt

$$U_x = \frac{R_2}{R_1 + R_2} U_0.$$

Zur *Stromkompensation* (**Bild 5 b**) wird ein bekannter Strom I_x rückwirkungsfrei dadurch kompensiert, daß der Widerstand R_1 so lange verändert wird, bis die Spannung U am Nullindikator (und damit auch der Strom durch den Nullindikator) zu Null wird. Der zu bestimmende Strom ergibt sich aus

$$I_x = \frac{R_2}{R_2 + R_4} I_0.$$

Meßbrücken. Sie dienen zur Widerstandskompensation bzw. -messung und bestehen nach Wheatstone aus zwei Spannungsteilern, die von der gleichen Quelle U_0 gespeist werden und deren Teilspannungen miteinander verglichen, d. h. voneinander subtrahiert werden (**Bild 5 c**). Bei Teilkompensation kann aus der gemessenen Brückenspannung U einer der Brükkenwiderstände bestimmt werden, wenn die Speisespannung U_0 und die drei anderen Widerstände bekannt sind

$$U = \left(\frac{R_3}{R_3 + R_4} - \frac{R_1}{R_1 + R_2} \right) U_0.$$

Bei vollständiger Kompensation, $U = 0$, gilt

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_3}{R_4}, \quad \text{d. h.} \quad R_x = \frac{R_2 R_3}{R_1}.$$

Mit Meßbrücken können sehr empfindlich kleine Widerstandsänderungen ΔR der Brückenwiderstände gemessen werden, wie sie bei resistiven Meßaufnehmern oder Sensoren, z. B. Dehnungsmeßstreifen (DMS), zu bestimmen sind (s. **W 2.5.2**).

Zur Messung von *Kapazitäten, Induktivitäten* und deren *Verlustwiderständen*, aber auch ganz allgemein zur Messung komplexer Widerstände können *Wechselstrommeßbrücken* (**Bild 6**) eingesetzt werden. Ihr prinzipieller Aufbau (**Bild 6 a**) besteht aus einer meist niederfrequenten Wechselspannungsquelle $\underline{U}_0$, einem Wechselspannungs-Nullindikator mit selektivem Verstärker und vier komplexen Widerständen

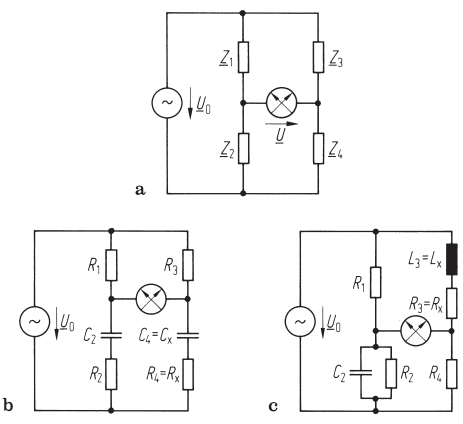


Bild 6 a–c. Wechselstrom-Meßbrücken. **a** Prinzipieller Aufbau einer Wechselstrombrücke; **b** Kapazitäts-Meßbrücke; **c** Induktivitäts-Meßbrücke

$\underline{z}_i = z_i \cdot \exp(j\varphi_i)$ mit dem Betrag z_i und dem Phasenwinkel φ_i ($i = 1$ bis 4). Wie bei den Gleichstrommeßbrücken ergibt sich die Abgleichbedingung $\underline{U} = 0$ aus dem Verhältnis der entsprechenden Widerstände, d. h. hier in Form einer komplexen Gleichung

$$\underline{z}_1/\underline{z}_2 = \underline{z}_3/\underline{z}_4.$$

Daraus resultieren die beiden reellen Abgleichbedingungen

$$z_1/z_2 = z_3/z_4 \quad \text{und} \quad \varphi_1 + \varphi_4 = \varphi_2 + \varphi_3.$$

Für eine einfache Kapazitätsmeßbrücke nach Wien (**Bild 6 b**) gilt

$$R_x = \frac{R_2 R_3}{R_1};\; C_x = C_2 \frac{R_1}{R_3}.$$

Bei einer Induktivitätsmeßbrücke nach Maxwell und Wien (**Bild 6 c**) ergeben sich

$$R_x = \frac{R_1 R_4}{R_2};\; L_x = R_1 R_4 C_2.$$

3.2.3 Meßverstärker. Amplifiers

Meßverstärker sind i. allg. gegengekoppelte Operationsverstärker (**Bild 7**) und dienen zur Verstärkung kleiner Spannungen und Ströme, wobei die folgenden allgemeinen Forderungen erfüllt sein müssen: geringe Rückwirkung auf die Meßgröße, hohes Auflösungsvermögen, definiertes Übertragungsverhalten, gute dynamische Eigenschaften, eingeprägtes Ausgangssignal.

Operationsverstärker sind mehrstufige integrierte Gleichspannungsverstärker großer Empfindlichkeit und Bandbreite. Die Ausgangsspannung U_A eines Operationsverstärkers ist proportional der Differenz U_1 (Steuerspannung) aus der am *p*-Eingang liegenden Spannung U_E und der am *n*-Eingang anstehenden Spannung U_2. Zur Erläuterung des Gegenkopplungsprinzips dienen folgende Begriffe

Innere Verstärkung $\quad V_0 = \dfrac{U_A}{U_1}$ (i. allg. 10^3 bis 10^7),

Rückführfaktor $\quad k = \dfrac{U_2}{U_A} = \dfrac{R_1}{R_1 + R_2}$,

Betriebsverstärkung $\quad V_B = \dfrac{U_A}{U_E}$.

Nach **Bild 7** gilt für die Ausgangsspannung

$$U_A = V_0 U_1 = V_0(U_E - U_2) = V_0(U_E - kU_A).$$

Hieraus folgt für die Betriebsverstärkung

$$V_B = \frac{U_A}{U_E} = \frac{V_0}{1 + kV_0}.$$

Die Gegenkopplung hat den Vorteil, daß bei hinreichend großer innerer Verstärkung V_0 des Operationsverstärkers, die Betriebsverstärkung V_B des gesamten Meßverstärkers unabhängig von V_0 wird und nur noch dem Gegenkopplungsnetzwerk abhängt. Für sog. „ideale Operationsverstärker" gilt

$$\lim V_B\,(\text{für } V_0 \to \infty) = \lim \frac{1}{(1/V_0) + k} = \frac{1}{k}.$$

Verwendet man zur Realisierung von k stabile hochwertige Bauelemente, so kann eine präzise Festlegung der Verstärkereigenschaften erreicht werden.

Die Grundschaltungen gegengekoppelter idealer Meßverstärker sind (**Bild 8**):

Spannungsverstärker (Bild 8 a). Mit den Erläuterungen zu **Bild 7** gilt unter der Annahme eines idealen Operationsverstärkers mit sehr hoher innerer Verstärkung V_0 für die Betriebsverstärkung

$$V_B = \frac{R_1 + R_2}{R_1}.$$

Spannungsverstärker mit Stromausgang (Bild 8 b). In der Prinzipschaltung fließt unter Vernachlässigung des Steuerstroms am Eingang des Operationsverstärkers der Ausgangsstrom I_A durch R und bewirkt die Spannung $I_A R$. Unter Vernachlässigung der Steuerspannung des Operationsverstärkers wird die gegengekoppelte Spannung $I_A R$ gleich der Eingangsspannung U_E, so daß für die Betriebsverstärkung gilt

$$V_B = \frac{I_A}{U_E} = \frac{1}{R}.$$

Stromverstärker (Bild 8 c). Nach der Prinzipschaltung fließt unter Vernachlässigung des Steuerstroms am Eingang des Operationsverstärkers der Eingangsstrom I_E durch den Widerstand R_1 und bewirkt an diesem die Spannung $I_E R_1$. Durch den Widerstand R_2 fließt der Differenzstrom $I_A - I_E$ und bewirkt am Widerstand die Spannung $(I_A - I_E)R_2$. Unter Vernachlässigung der Steuerspannung des Operationsverstärkers sind die Spannungen an den beiden Widerständen gleich groß. Daraus errechnet sich die ideale Betriebsverstärkung zu

$$V_B = \frac{I_A}{I_E} = \frac{R_1 + R_2}{R_2}.$$

Stromverstärker mit Spannungsausgang (Bild 8 d). In der Prinzipschaltung fließt unter Vernachlässigung des Steuerstroms am Eingang des Operationsverstärkers der Eingangsstrom I_E durch den Widerstand R und bewirkt an diesem die Spannung $I_E R$. Unter Vernachlässigung der Steuerspannung des Operationsverstärkers ist diese Spannung $I_E R$ gleich der Ausgangsspannung U_A. Die ideale Betriebsverstärkung beträgt also

$$V_B = \frac{U_A}{I_E} = R.$$

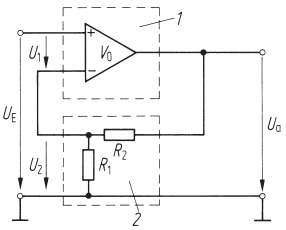


Bild 7. Prinzipschaltbild eines gegengekoppelten Meßverstärkers mit Operationsverstärker. *1* Operationsverstärker (idealisiert), *2* Gegenkopplungsnetzwerk (vereinfacht)

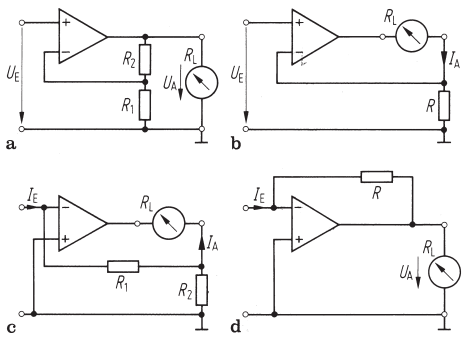


Bild 8 a–d. Grundschaltungen gegengekoppelter Meßverstärker. **a** Spannungsverstärker; **b** Spannungsverstärker mit Stromausgang; **c** Stromverstärker; **d** Stromverstärker mit Spannungsausgang

Bei realen gegengekoppelten Operationsverstärkern ergeben sich im Vergleich zu idealen Operationsverstärkern durch die endliche Grundverstärkung V_0 sowie endliche Eingangs- und Ausgangswiderstände R_e, R_a näherungsweise folgende Änderungen:

Relative Abweichung der Betriebsverstärkung

$$F_{rel}(V_B) = \frac{V_B(\text{real}) - V_B(\text{ideal})}{V_B(\text{ideal})} \approx -\frac{V_B(\text{ideal})}{V_0}.$$

Resultierender *Eingangswiderstand*

$$R_E > \left(\frac{V_0}{V_B(\text{ideal})} + 1\right) R_e.$$

Resultierender *Ausgangswiderstand*

$$R_A = R_a \frac{1}{1 + \frac{V_0}{V_B(\text{ideal})}}.$$

Beispiel: Für $V_0 = 10^5$, $V_B(\text{ideal}) = 1000$ und $R_e = 1\,\text{M}\Omega$ bzw. $R_a = 1\,\text{k}\Omega$ folgt: $F_{rel}(V_B) = -1\,\%$, resultierender Eingangswiderstand $R_E > 100\,\text{M}\Omega$, resultierender Ausgangswiderstand $R_A = 10\,\Omega$.

Die Gegenkopplung eines Operationsverstärkers hat ebenfalls Einfluß auf die Grenzfrequenz f_g (s. **W 1.2.4**) sowie die Transitfrequenz f_T, bei der die Grundverstärkung auf den Wert $V_0(f_T) = 1$ abgefallen ist. Näherungsweise gilt:

$$V_B f_g = \text{const} = f_T.$$

3.2.4 Funktionsbausteine. Functional components

Mit Hilfe von Funktionsbausteinen in Form integrierter Operationsverstärker lassen sich durch geeigneten Schaltungsaufbau mathematische Operationen durchführen, z. B. Addition, Subtraktion, Multiplikation, Division, Differentiation, Integration, Potenzieren, Radizieren, Effektivwertbestimmung. Da für diese Operationen häufig Digitaltechniken und Rechner eingesetzt werden, sollen hier nur die Differentiation und Integration mit Operationsverstärkern betrachtet werden. (Anwendungsbeispiel: Bestimmung von Beschleunigung $a = \mathrm{d}v/\mathrm{d}t$ bzw. Weg $s = \int v\,\mathrm{d}t$ aus einer Geschwindigkeitsmessung v.)
Die einfachsten Schaltungen zur Durchführung einer Differentiation oder Integration ergeben sich durch die Anwendung von *RC*-Gliedern bzw. entsprechend beschalteter Operationsverstärker (**Bild 9**).

Für die *Differentiation* gilt

$$U_A = Ri(t) = R\mathrm{d}Q/\mathrm{d}t.$$

Unter der Voraussetzung, daß für die Periodendauer T eines dynamischen Meßsignals $T \gg RC$ gilt, fällt die gesamte Spannung am Kondensator $C = Q/U_E$ ab, so daß folgt

$$U_A \approx RC\frac{\mathrm{d}U_E}{\mathrm{d}t}.$$

Für die *Integration* gilt

$$U_c = \frac{1}{C}\int i(t)\mathrm{d}t = \frac{1}{RC}\int U_R(t)\mathrm{d}t.$$

Wenn $T \ll RC$ ist, fällt die gesamte Eingangsspannung U_E am Widerstand R ab

$$U_A \approx \frac{1}{RC}\int U_E(t)\mathrm{d}t.$$

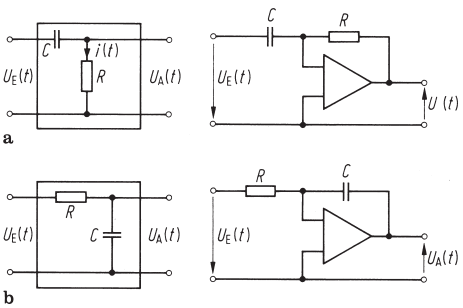


Bild 9 a, b. Prinzipschaltungen von Funktionsbausteinen. **a** Differentiation; **b** Integration

3.3 Digitale elektrische Meßtechnik
Digital electrical measurements

Die digitale Meßsignalverarbeitung operiert mit quantisierten Meßsignalverläufen und ist u. a. gekennzeichnet durch Störsicherheit der Signalübertragung, Einfachheit der galvanischen Trennung von Meßgliedern und Möglichkeit der rechnerunterstützten Meßsignalverarbeitung.

3.3.1 Digitale Meßsignaldarstellung
Digital signal representation

Die digitale Meßtechnik benötigt diskrete Meßsignale [4, 5]. Da nur wenige Meßaufnehmer derartige Signale liefern, wie z. B. inkrementale Wegaufnehmer (s. **W 2.4.1**) müssen sie i. allg. durch Quantisierung analoger Meßsignalverläufe mittels Analog-Digital-Umsetzern (A/D-U) gewonnen werden. Die Quantisierung führt zu einem Informationsverlust. Der Quantisierungsfehler ergibt sich aus der Differenz zwischen dem digitalen Istwert und dem analogen Sollwert. **Bild 10** illustriert dies für den Fall eines linearen Analogsignalverlaufs.
Die digitale Zahlendarstellung erfolgt mittels Codes. Im einfachsten Fall sind den Quantisierungsstufen Dualzahlen zugeordnet, d. h. jede Zahl N wird als Summe von Potenzen der Basis 2 angegeben:

$$N = a_n \cdot 2^n + a_{n-1}2^{n-1} + \ldots + a_1 \cdot 2^1 + a_0 \cdot 2^0 = \sum_{i=0}^{n} a_i 2^i.$$

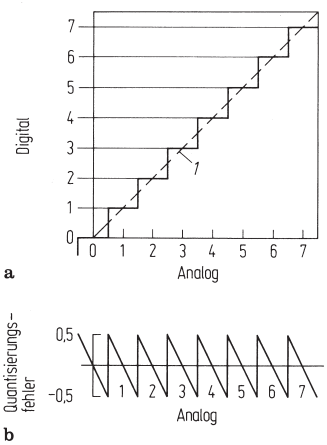


Bild 10 a, b. Quantisierung eines analogen Signalverlaufs. **a** Kennlinie und diskrete Digitalstufen; **b** Quantisierungsfehler. *1* analoger Signalverlauf

Die Koeffizienten a_i sind Binärsignale; sie können nur die Werte 0 (kein Signal) und 1 (Signal) annehmen. Ein binäres Zeichen wird als Bit und 8 Bit werden als Byte bezeichnet. Setzt man bei ganzzahligen Dualzahlen den absoluten Quantisierungsfehler gleich Eins, so berechnet sich der relative Quantisierungsfehler F_{rq} durch Bezugnahme auf den Zeilenumfang von 2^n zu

$$F_{rq} = 1 : 2^n = 2^{-n}.$$

Damit ergeben sich z. B. folgende Quantisierungsfehler: 4 Stellen: $F_{rq} \approx 6\,\%$; 7 Stellen: $F_{rq} \approx 0{,}8\,\%$; 10 Stellen: $F_{rq} < 0{,}1\,\%$.

Die wichtigsten Codes der digitalen Zahlendarstellung sind:

- *Binärcodierung.* Darstellung im Zweiersystem; jedes Codewort hat die gleiche Länge b, so daß sich $Z = 2^b$ verschiedene Meßwerte codieren lassen. *Beispiel:* Analog-Digital-Umsetzer.
- *BCD-Code* (Binary Coded Decimals). Darstellung jeder Dezimalziffer binär als Viererbitwert. *Beispiel:* Digitalvoltmeter, Zähler.
- *ASCII-Code* (American Standard Code for Information Interchange). 7-Bit-Code mit einem freien Bit je Byte. Für jedes Codezeichen wird im Sender die binäre Quersumme gebildet und mit Hilfe des achten Bits eine vereinbarte Parität (gerade oder ungerade) erzeugt. Die Empfängerstation kann nach Erkennen einer falschen Parität einen Fehler anzeigen, bzw. eine Wiederholung der Übertragung veranlassen.

Bei der Quantisierung dynamischer Signalverläufe muß eine geeignete Abtastfrequenz gewählt werden. Nach dem Shannonschen Abtasttheorem soll die halbe Abtastfrequenz f_t größer sein als die höchste im Meßsignal enthaltene Frequenz f_m, damit der Verlauf eines dynamischen Meßsignals wieder hinreichend genau rekonstruiert werden kann. Für die Abtastfrequenz f_t muß also gelten $f_t > 2f_m$. Frequenzen, die höher als die Abtastfrequenz sind, können durch ein sog. „Antialiasing-Filter" abgeschnitten werden.

3.3.2 Analog-Digital-Umsetzer. Analog-digital converter

Analog/Digital-Umsetzer (A/D-U) können nach dem Funktionsprinzip in *seriell* und *parallel* arbeitende Umsetzer eingeteilt werden. Daneben existieren verschiedene Verfahren, die mit einer Kombination beider Prinzipien oder mit Zwischengrößen arbeiten. Zeitintervalle und Frequenzen lassen sich mit einfachen Mitteln digital messen, so daß eine analoge Größe, z. B. eine elektrische Spannung zunächst in ein Zeitintervall oder in eine Frequenz umgeformt und der Wert dieser Zwischengröße über eine Impulszählung erfaßt werden kann.

Serielle A/D-Umsetzer. Bei den seriellen A/D-Umsetzern werden die n Stellen eines digitalen Meßsignals in n Schritten gebildet. Im einfachsten Fall ist der Wert einer zu messenden Spannung als binäres Signal anzugeben, d. h. es ist zu entscheiden, ob die Spannung größer oder kleiner als eine Vergleichsspannung ist. Bei *Inkremental-Umsetzern* wird nur ein Komparator eingesetzt und die Vergleichsspannung inkrementweise erhöht. Beim Verfahren der *sukzessiven Approximation* („Wäge-Umsetzer") wird die Referenzspannung nicht in gleichen sondern in unterschiedlich großen Stufen, $U_{ref}/2^k\,(k = 1, 2, \ldots n)$, geändert. Diese Arbeitsweise kann mit der einer Balkenwaage verglichen werden, bei der nicht viele kleine, sondern wenige, gestaffelte Gewichtsstücke verwendet werden.

Sägezahn-, Zweirampen- (Dual Slope-) und *Spannungs-Frequenz-Umsetzer* arbeiten mit Zwischengrößen (Zeit oder Frequenz). Mit Hilfe von Integrationsverstärkern und Komparatoren wird eine Spannung integriert, bis sie einen bestimmten Wert erreicht hat. Die dazu benötigte Zeit wird mittels einer bekannten Referenzfrequenz in ein digitales Signal umgesetzt, das der zu messenden Spannung proportional ist. Da bei den integrierenden A/D-Umsetzern die Umsetzung durch zeitliche Integration der umzusetzenden Eingangsspannung erfolgt, können bei geeigneter Wahl der Integrationszeit überlagerte Störspannungen stark unterdrückt oder sogar vollständig ausgefiltert werden. Bei allen A/D-Umsetzern mit Zeit oder Frequenz als Zwischengröße sind die erreichbaren Umsetzzeiten t_u beschränkt und liegen zwischen 1 bis 20 ms. Die Meßunsicherheit kann dabei aufgrund der großen Genauigkeit des Zeitnormals sehr gering gehalten werden (vier bis fünf gültige Dezimalstellen).

Parallele A/D-Umsetzer. Bei ihnen wird das Meßsignal direkt mit Referenzspannungen verglichen, wobei für 2^n Quantisierungsstufen $2^n - 1$ Komparatoren erforderlich sind. Die Ausgangssignale der Komparatoren liefern eine logische Null, wenn die Eingangsspannung U_x kleiner als die entsprechende Referenzspannung U_{ri} ist. Sie liefern eine logische Eins für $U_x > U_{ri}$. Über eine Umschlüsselungslogik erfolgt die Umcodierung in den Binärcode. Wegen des hohen Schaltungsaufwands eignet sich dieses Verfahren nur für Umsetzer mit kleinen Stellenzahlen; für einen Parallelumsetzer mit 4 bis 8 Binärstellen am Ausgang werden 15 bzw. 255 Komparatoren benötigt. Die gleichzeitige Bestimmung aller Koeffizienten („flash-converter") ergibt aber sehr kurze Umsetzzeiten ($t_n < 50$ ns).

3.4 Rechnerunterstützte Meßsignalverarbeitung
Computer-aided transduction of measured signals

Die rechnerunterstützte Meßsignalverarbeitung arbeitet mit direkt integrierten *Mikrorechnern* (z. B. Signalprozessoren) zur Signalvorverarbeitung sowie mit *Mikrocontrollern, Prozeßrechnern* und *Personal Computern*, denen die Meßsignale über „Bussysteme" (Datensammelschienen) zugeleitet werden [6–9]. Die integrierte digitale Meßsignalvorverarbeitung kann am Beispiel der Dehnungsmeßstreifentechnik (s. **W 2.5.2**) erläutert werden (**Bild 11**). Die analoge Lösung (**Bild 11 a**) verwendet sechs Dehnungsmeßstreifen, drei Korrekturglieder zur Kompensation der Einflußgröße Temperatur T und sieben Kalibrierelemente. Bei der digitalen rechnerunterstützten Meßsignalverarbeitung (**Bild 11 b**) wird nur jeweils ein Sensor für die Meßgröße und die Einflußgröße sowie ein Mikrorechner zur algorithmischen Korrektur des Effekts der Einflußgröße auf die Meßgröße benötigt. Alle notwendigen Einstell- und Abgleichmaßnahmen werden hier softwaremäßig vollzogen. Die Koeffizienten zur Kalibrierung werden in einem Halbleiterspeicher abgelegt.

Die rechnerunterstützte Meßsignalverarbeitung kann mit Parallelstrukturen oder Kreisstrukturen realisiert werden.

Parallelstruktur. Die Meßsignale x_i mehrerer Aufnehmer oder Sensoren werden mit einem Meßstellenumschalter (Multiplexer) zeitlich nacheinander in möglichst minimalem Zeitabstand abgetastet und verstärkt (**Bild 12**). Zur Erhöhung der Arbeitsgeschwindigkeit sind dabei gegebenenfalls Abtast-Halteschaltungen (Sample and Hold, S/H) zwischenzuschalten, mit denen eine Zwischenspeicherung einzelner Signalwerte vorgenommen werden kann. Nach A/D-Umsetzung kann in einem Mikrorechner unmittelbar eine Signalvorverarbeitung vorgenommen werden oder eine Weiterleitung an einen Mikrocontroller, Prozeßrechner oder Personal Computer über einen Datenbus erfolgen.

Kreisstruktur. Nach Meßsignalaufnahme und Digitalisierung läßt sich durch Verwendung von Mikrorechnern und Aktoren eine Signalrückführung zur Kompensation oder Prozeßregelung vornehmen (**Bild 13**). Aktoren sind Stell- oder Regeleinheiten, die in Abhängigkeit eines elektrischen Eingangssi-

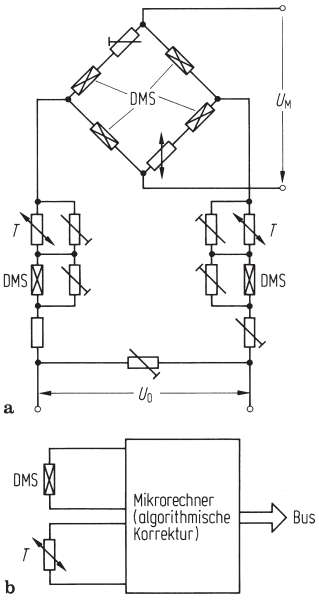


Bild 11 a, b. Meßsignalverarbeitung am Beispiel der Dehnungsmeßstreifen-(DMS-)Technik. **a** Analoge Lösung (Präzisionsschaltung); **b** digitale Lösung (Prinzip)

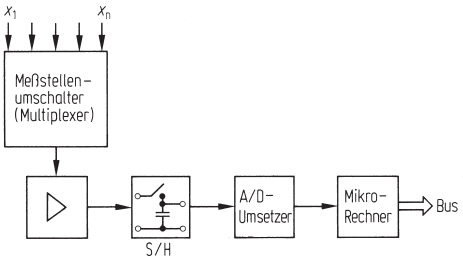


Bild 12. Rechnerunterstützte Meßsignalverarbeitung in Parallelstruktur

gnals ein elektrisches oder nicht-elektrisches Ausgangssignal abgeben. Beispiele sind elektromagnetische Servosysteme, elektrisch geheizte Bimetallstreifen oder elektrisch gesteuerte mikromechanische Piezokristall-Verstellsysteme. Die Eingangsgröße des Aktors wird dabei mit Hilfe eines Mikrorechners nachgeregelt, bis der Differenzdetektor Gleichheit von Meß- und Kompensationsgröße indiziert.

Bussystem. Moderne Meßgeräte und „intelligente" Sensoren verfügen über integrierte Mikrorechner für die interne Signalverarbeitung und digitale Schnittstellen für die Außenkommunikation. Ihre Gerätefunktionen sind programmierbar. Ein autonomer Betrieb dieser in der Regel dezentral angeordneten Geräte ist möglich. Zum Datenaustausch mit einem übergeordneten Steuerrechner oder auch zwischen den einzelnen Modulen wird ein Bussystem benötigt, das einen schnellen und zuverlässigen Datenaustausch ermöglicht.

Prinzipiell unterscheidet man zwischen *parallelen* und *seriellen* Bussystemen:

- *Parallele Bussysteme* verfügen über eine der Busbreite entsprechende Anzahl paralleler Leitungen. Die Datenübertragung erfolgt bitparallel und wortseriell auf elektrischem Wege. Typische Vertreter für derartige Bussysteme sind Rechnerbusse (z. B. PCI, VME, VXI) mit einer Reichweite $<$ 1 m und lokale Busse (z. B. IEC-625/-IEEE-488-Bus) im Nahbereich bis ca. 20 m. Die vergleichsweise hohe Datenübertragungsgeschwindigkeit (Datenrate) muß mit höheren Systemkosten (Preis/m) erkauft werden.
- *Serielle Bussysteme* kommen mit ein, zwei oder vier Leitungen aus. Die Daten werden bit- und wortseriell übertragen. Als Übertragungsmedium kommen sowohl Kupferleitungen als auch Lichtwellenleiter zum Einsatz. Zu den bekanntesten seriellen Bussystemen gehören der CAN- und LON-Bus sowie der Interbus und der Profibus DP. Alle gehören in die Kategorie der Feldbusse, die in der industriellen Prozeßsteuerung große Bedeutung erlangt haben. Der problemlose, herstellerunabhängige Einsatz wird durch nationale und internationale Regelwerke unterstützt: ISO 11898 (CAN), DIN E 19258 (Interbus), DIN 19245 (Profibus DP).

Für den Aufbau eines Bussystems stehen verschiedene Topologien zur Verfügung. Am gebräuchlichsten sind Bus-, Stern-, Ring- und Baum-Topologie. Jede Topologieform hat ihre besonderen Vor- und Nachteile, beispielsweise hinsichtlich Verfügbarkeit bei Ausfall von Busteilnehmern, zeitlichem und teilnehmerorientiertem Datenaustausch und Verbindungsaufwand. Eine ausführliche Darstellung von Bussystemen kann u. a. [10] entnommen werden.

Im Bereich der Laborautomatisierung hat der *Meßgerätebus IEEE-488* (auch mit IEC-Bus bezeichnet) eine besondere Bedeutung erlangt. Dieser wurde im Jahre 1974 durch die Normung der IEC-625/-IEEE-488-Schnittstelle eingeführt (IEC: International Electrotechnical Commission; IEEE: Institute of Electrical and Electronics Engineers). Der IEC-Bus besteht aus den folgenden Geräteeinheiten (**Bild 14**):

A, Sender-Empfänger-Steuergerät (Controller), z. B. Tischrechner (able to talk, listen and control).

B, Sender-Empfänger-Gerät, z. B. programmierbares Digitalmultimeter (able to talk and listen).

C, Empfänger-Gerät, z. B. Signalgenerator (listen only).

D, Sender-Gerät, z. B. Zähler (only able to talk).

Die Leitungsgruppen eines IEC-Bus sind:

Datenbus (DB) zur Übertragung von Geräteadressen und Informationen mit allen Leitungen DI01 bis DI08.

Steuerbus für die Datenübertragung (Transfer Control, TC) mit den Aufgaben:

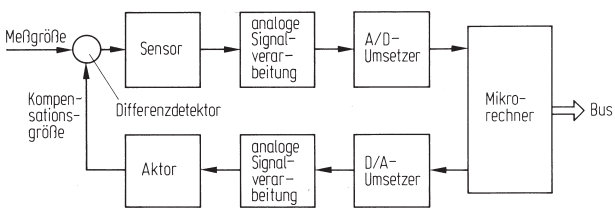


Bild 13. Rechnerunterstützte Meßsignalverarbeitung in Kreisstruktur

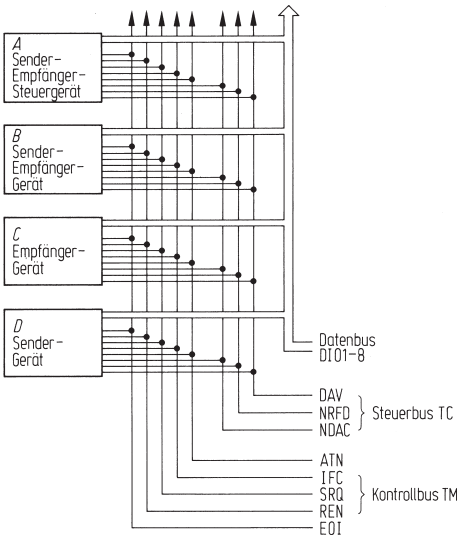


Bild 14. Prinzip des IEC-Bus (IEEE-488-Schnittstelle), Busstruktur und Geräte

DAV, Data Valid: Daten gültig;
NRFD, Not Ready for Data: nicht aufnahmebereit;
NDAC, No Data Accepted: keine Daten aufgenommen.

Kontrollbus (Interface Management, IM) mit den fünf Leitungen:
ATN, Attention: Achtung;
IFC, Interface Clear: Schnittstelle bereit;
SRQ, Service Request: Bedienungsanforderung;
REN, Remote Enable: Fernbedienung möglich;
EOI, End or Identify: Ende oder Kennung.
Zur Ausführung einer Messung müssen zuerst die Adresse des Meßgeräts und anschließend über die drei Steuerleitungen (TC) die Befehle für den Meßbeginn gesendet werden. Die codierten Daten (ASCII-Code) werden in bitparalleler byteserieller Form über die acht Leitungen des Datenbus (DB) von und zu den Geräten übertragen. Die fünf Interface-Steuerleitungen (IM) stellen die Übertragung von Informationen innerhalb des IEC-Bus sicher. Mit einem IEC-Bus können bis zu 15 Meß- und Rechengeräte in sternförmiger oder linearer Anordnung mit Gesamtübertragungswegen bis ca. 20 m bei Datenraten bis 1 Mbyte/s verbunden werden.

4 Meßwertausgabe
Output of measured quantities

Jedes Meßsystem hat prinzipiell die kombinierten Aufgaben der Meßgrößenaufnahme, Meßsignalverarbeitung und Meßwertausgabe zu erfüllen (s. **W 1 Bild 1**). Die Meßgrößenaufnahme führt entweder unmittelbar zu einer Meßwertdarstellung (Ausschlagmethoden, s. **W 2.2.1**) oder liefert elektrische Signale für eine analoge oder digitale Meßwertanzeige bzw. Meßwertregistrierung.

4.1 Meßwertanzeige. Indicating instruments

Die Verfahren der Meßwertanzeige dienen zur Darstellung von Meßwerten in visuell wahrnehmbarer Form der Skalen- oder Zifferndarstellung.

4.1.1 Meßwerke. Moving coil instruments

Meßwerke sind analoge elektromechanische Weg- oder Winkelanzeiger. Sie basieren auf der Kraftwirkung $\boldsymbol{F}$, die senkrecht zwischen einem Magnetfeld (Induktion $\boldsymbol{B}$) und einem stromdurchflossenen elektrischen Leiter (Ladung q) wirkt

Lorentz-Kraft: $\boldsymbol{F} = q\,\boldsymbol{v} \times \boldsymbol{B}$

($\boldsymbol{v}$ Geschwindigkeit der Ladung).

Drehspulmeßwerke. Der zu messende Strom fließt durch eine beweglich aufgehängte Rechteckspule (Durchmesser d, Höhe h, Windungszahl n) im radialhomogenen Magnetfeld eines Dauermagneten (**Bild 1**) und bewirkt ein Drehmoment

$$M_{\mathrm{el}} = F_{\mathrm{el}} d = n\,d\,h\,B I.$$

Das elektromagnetisch bedingte Drehmoment M_{el} wird kompensiert durch ein mechanisches Drehmoment M_{m}, das dem Drehwinkel der Spule α und der Rückstell-Drehfederkonstanten proportional ist, $M_{\mathrm{m}} = D\,\alpha$. Im Gleichgewichtszustand, $M_{\mathrm{el}} = M_{\mathrm{m}}$, gilt

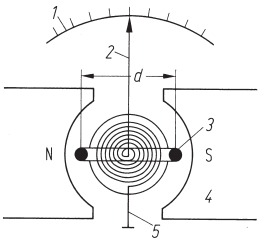


Bild 1. Prinzip eines Drehspulmeßwerks. *1* Skale, *2* Zeiger, *3* Spule, *4* Permanentmagnet, *5* Rückstelldrehfeder

$$\alpha = \frac{n\,d\,h\,B}{D} \cdot I.$$

Je nach konstruktiver Gestaltung der beweglichen und feststehenden Teile von Meßwerken ergeben sich unterschiedliche Ausführungsarten und Einsatzbereiche, z. B.:
- *Drehmagnetmeßwerk* mit beweglichen Dauermagneten im Magnetfeld einer oder mehrerer stromdurchflossener stationärer Spulen zur (nichtlinearen) Gleichstrommessung $\alpha = \arctan k \cdot I$,
- *Kreuzspulmeßwerke* mit zwei zueinander gekreuzten Spulen in einem beweglichen Spulenrahmen im homogenen stationären Magnetfeld zur Bestimmung des Quotienten zweier Gleichströme $\alpha = \arctan(I_1/I_2)$ oder zur Widerstandsbestimmung,
- *Dreheisenmeßwerk* mit beweglichem Eisenteil im Magnetfeld einer feststehenden stromdurchflossenen Spule zur Effektivwertmessung $\alpha = \mathrm{const} \cdot I^2$,
- *Elektrodynamisches Meßwerk* mit beweglicher Spule (Meßspannung U) und feststehender Spule (Meßstrom I) zur Leistungsmessung $\alpha = \mathrm{const} \cdot UI$.

Induktionszähler. Sie dienen durch zeitliche Integration der Wirkleistung $P_{\mathrm{w}}(t)$ zur Bestimmung des Energieverbrauchs

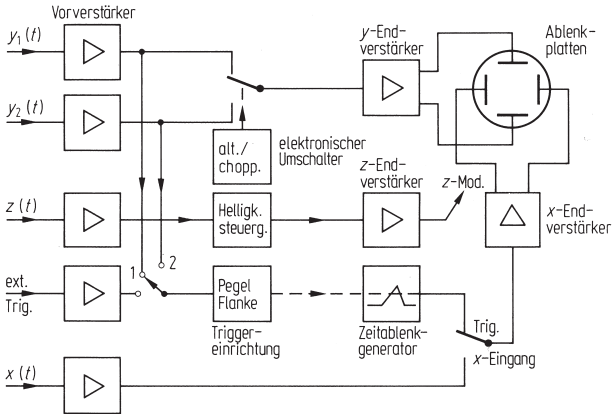


Bild 2. Blockschaltbild eines Elektronenstrahl-Oszillographen in Standardausführung

von Wechselstromverbrauchern. Im Meßwerk werden in einer Leichtmetallscheibe ein von Strom I und ein von der Spannung U erzeugter Fluß Φ überlagert. Durch Wirbelströme entsteht ein Drehmoment M_{el}, das der Netzfrequenz f, den Flüssen Φ_{u} und Φ_{s} und dem Sinus des Phasenwinkels proportional ist

$$M_{\mathrm{el}} = \mathrm{const}\, f \Phi_{\mathrm{u}} \Phi_{\mathrm{s}} \sin(\Phi_{\mathrm{u}}, \Phi_{\mathrm{s}}).$$

Dieses bewirkt zusammen mit einem Dämpfungsmagneten eine leistungsproportionale Winkelgeschwindigkeit ω, deren zeitliches Integral über ein Zählwerk eine Umdrehungszahl N ergibt, die dem elektrischen Energieverbrauch proportional ist

$$N = \mathrm{const} \int_{t_1}^{t_2} \omega(t)\mathrm{d}t = \mathrm{const} \int_{t_1}^{t_2} P_\omega(t)\mathrm{d}t.$$

4.1.2 Digitalvoltmeter, Digitalmultimeter
Digital voltmeters, multimeters

Digitalvoltmeter sind im Prinzip mit einer Ziffernanzeigeeinrichtung kombinierte Analog-Digital-Umsetzer (z. B. Zweirampenverfahren). Am Eingang ist häufig ein Filter vorgesehen, durch das eine über den Integrationsprozeß des Zweirampenverfahrens hinausgehende zusätzliche Störsignalunterdrückung erreicht werden kann. Neben der Anzeigeeinheit besitzen Digitalvoltmeter auch eine BCD-Ausgabe des Meßergebnisses sowie eine Vornullenunterdrückung zur Dunkelsteuerung aller Nullanzeigen vor der höchsten signifikanten Ziffer. Die Anzeigegenauigkeit ist i. allg. höher als bei der analogen Anzeige mit Zeigerinstrumenten; sie beträgt bestenfalls ± 1 Einheit der letzten Digitalstelle. Unter Berücksichtigung eventuell nichtidealer Eigenschaften des Verstärkers liegt die relative Meßabweichung bei etwa 0,5 % des Meßbereichs für einfache Instrumente und bei 10^{-4} bis 10^{-5} für Präzisionsgeräte.

Digitalmultimeter enthalten außer Gleichspannungsmeßbereichen verschiedene andere, durch Umschalter wählbare Meßmöglichkeiten, z. B. Gleichstrom- und Widerstandsmeßbereich sowie Meßbereiche für Wechselspannung und Wechselstrom. Die Wechselspannungen werden durch Präzisionsgleichrichter oder Effektivwertumformer in Gleichspannungen umgeformt. Die Meßgenauigkeit der Wechselgrößenbereiche bleibt – insbesondere bei steigender Frequenz – hinter der Genauigkeit der Gleichgrößenbereiche zurück.

4.1.3 Oszilloskope. Oscilloscopes

Elektronenstrahl-Oszilloskope gestatten die Darstellung des zeitlichen Verlaufs von Signalen mit Frequenzen bis in den GHz-Bereich auf einem Leuchtschirm (**Bild 2**). In einer Elektronenstrahlröhre werden von einer Kathode Elektronen emittiert, zur Anode hin beschleunigt (Beschleunigungsspannung einige keV) und über eine Steuerelektrode (Wehneltzylinder zur Hell-Dunkel-Steuerung) auf einem fluoreszierenden Bildschirm in Form eines Leuchtpunkts bzw. einer Leuchtspur sichtbar gemacht. Durch elektrostatische Ablenkplatten in y-Richtung (Meßsignal $y(t)$) und x-Richtung (Sägezahn-Zeitablenkung $x(t)$) wird der Elektronenstrahl ausgelenkt, so daß sich durch passende Auslegung des Zeitablenkungsgenerators $x(t)$ (Triggerung) ein stehendes Schirmbild ergibt.

Typische Kenndaten eines Oszilloskops: Meßspannung 10 µV bis 10 mV/cm Auslenkung, obere Grenzfrequenz 1 bis 500 MHz, Eingangswiderstand 1 MΩ, Eingangskapazität 10 pF. Die gleichzeitige Darstellung mehrerer Meßgrößen kann bei Verwendung einer Röhre durch einen Umschalter („Chopper-Betrieb“) oder durch echte Zwei- oder Mehrstrahlgeräte erzielt werden.

Speicheroszilloskope arbeiten entweder mit speziellen Speicherröhren, die eine Bildspeicherung bis zu mehreren Stunden zulassen oder sind als digitale Speicheroszilloskope ausgelegt. Bei digitalen Speicheroszilloskopen wird das Bild in regelmäßigen Abständen abgetastet, in einen Zahlenwert umgewandelt und in einen elektrischen Speicher eingeschrieben. Für die anschließende Darstellung werden die gespeicherten Werte fortlaufend abgefragt und über einen Digital-Analog-(D/A-)Umsetzer wieder in eine analoge periodische Spannung zurückverwandelt. Hauptgesichtspunkte bei der Auswahl eines digitalen Speicheroszilloskopen sind:
Abtastfrequenz, typisch sind bis zu 1 GHz ($\Delta t = 1$ ns); Auflösung des A/D-Umsetzers, normalerweise 8 oder 10 bit (entsprechend $2^8 = 256$ oder $2^{10} = 1024$ diskreten Amplitudenwerten über den ganzen Meßbereich); Kanalanzahl; Speichertiefe, die angibt, wie viele Werte n in Einheiten von 1 K ($n = 1024$) abgespeichert werden können.

4.2 Meßwertregistrierung. Registrating instruments

Mit Methoden der Meßwertregistrierung erfolgt eine Aufzeichnung von Meßdaten in analoger oder digitaler Form.

4.2.1 Schreiber. Recorders

Die für Schreiber hauptsächlich verwendeten Aufzeichnungssysteme sind: Papier/Tintenstift, Metallfolie/Brennelektrode, Thermopapier/Heizstift, Wachspapier/Ritzstift, Papier/Flüssigkeitsstrahl, Photopapier/Lichtstrahl. In Abhängigkeit vom Schreibsystem und den beim Aufzeichnungsvorgang zu bewegenden Massen ergeben sich unterschiedliche Grenzfrequenzen der möglichen Signalaufzeichnung, wobei die Schreiber in drei Klassen eingeteilt werden können.

Schreiber mit niedriger Grenzfrequenz, $f_g < 1$ Hz.

Typische Systeme. Drehspul-Linearschreiber (Meßwerke) und Kompensationsschreiber (automatische Spannungskompensatoren) mit Schreibbreiten 250 bis 300 mm.

Schreiber mit mittlerer Grenzfrequenz $f_g < 300$ Hz.

Typische Systeme. Schnellschreiber mit tintenlosen Systemen (z. B. Brennelektrode, Ritzstift) und Schreibbreiten von 40 bis 80 mm.

Schreiber mit hoher Grenzfrequenz, $f_g < 20$ kHz.

Typische Systeme. Flüssigkeitsstrahl- und Licht- bzw. UV-Oszillographen mit Spulenschwingern (trägheitsarme Drehspulsysteme) und Schreibbreiten 250 bis 300 mm.

Koordinatenschreiber sind Kompensationsschreiber, bei denen das Schreiborgan in zwei (zueinander senkrechten) Koordinatenrichtungen bewegt werden kann (*xy*-Schreiber); bei zeitproportionalem Vorschub können auch zeitabhängige Vorgänge dargestellt werden (*yt*-Schreiber). Da die Schrittweite sehr klein ist (je nach Ausführung zwischen 0,05 und 0,5 mm) können damit auch stetig erscheinende Kurvenzüge dargestellt werden.

4.2.2 Drucker. Printers

Drucker gehören zu den häufig genutzten Geräten für die Ausgabe von Meßergebnissen. Sie werden als interner Spezialdrucker im Meßgerät selbst oder als externer Drucker über eine entsprechende Schnittstelle (z. B. Centronics, IEEE-488, V.24/RS 232 C, USB) angeschlossen. Die Ausgabe der Meßergebnisse kann sowohl in Form von Ziffernsymbolen (bei erweiterter Ausstattung auch als Ziffern, Buchstaben und Sonderzeichen) als auch in Form von skalierten Kurvenzügen erfolgen. Je nach konstruktiver Ausbildung des Druckersystems werden unterschieden:

Typenraddrucker, die ein vollständiges alphanumerisches Zeichen in jeweils einem Druckschritt erzeugen, der Zeichensatz ist hardwaremäßig vorgegeben.

Matrixdrucker, die ein alphanumerisches Zeichen (oder auch punktförmige Linienzüge) softwaregesteuert aus Teilpunkten zusammensetzen. Je nach verwendeter Drucktechnologie unterscheidet man zwischen Nadel-, Tintenstrahl- und Thermodruckern.

Laserdrucker, die mittels einer sogenannten Xerox-Trommel das Druckbild übertragen. Dazu wird zunächst die Trommel elektrisch aufgeladen und mittels eines Laserstrahls oder auch einer LED-Zeile partiell entsprechend dem zu erzeugenden Druckbild entladen. Das dann anschließend aufgetragene Farbpulver (Toner) bleibt nur an den entsprechenden Stellen haften. Nach der Übertragung auf das Papier wird der Toner thermisch fixiert.

4.2.3 Meßwertspeicherung. Storage

Meßwerte, die als analoge oder digitale elektrische Signale am Ausgang einer Meßkette vorliegen, können auf verschiedenen Speichermedien auf magnetischer Basis (z. B. Magnetband, Festplatte, Diskette) registriert und anschließend mit Schreibern oder Druckern ausgegeben werden.

Transientenrecorder. Sie dienen zur *Meßwertspeicherung* und *Meßwertanalyse* und können in Verbindung mit einem Oszislloskop oder einem Schreiber zur universellen Meßwertangabe eingesetzt werden. In einem Transientenrecorder werden über schnelle Analog-Digital-Umsetzer die interessierenden Signalverläufe mit Abtastfrequenzen im MHz-Bereich abgetastet, digitalisiert und in einen 8- oder 10stelligen Schieberegisterspeicher bitparallel eingeschrieben. Beim Erreichen der Speicherkapazität (i. allg. 2^{10} Speicherplätze, entsprechend 1024 Datenwerten) werden die zuerst eingespeicherten Datenwerte ersetzt. Ein Triggersignal stoppt beim Auftreten eines bestimmten Ereignisses und nach Ablauf einer weiteren, einstellbaren Verzögerungszeit das Einspeichern weiterer Werte in den Speicher. Mit einem variablen Auslesetakt kann der Transientenspeicher repetierend abgefragt werden. Mit einer erhöhten Taktfrequenz ist es auf diese Weise möglich, langsame Vorgänge flimmerfrei auf einem nichtspeichernden Oszillographen darzustellen oder sehr schnelle Vorgänge mit hoher Auflösung auf einem einfachen Schreiber, z. B. einem Kompensationsschreiber aufzuzeichnen.

4.3 Ergebnisdarstellung und Dokumentation
Representation and documentation of results

Die Ergebnisse einer Messung sind in einem Meßprotokoll oder Meßbericht zusammenfassend darzustellen. Hierin sollen alle kennzeichnenden Größen und Daten enthalten sein. Es muß möglich sein, anhand eines Meßberichts einen Meßversuch zu einem späteren Zeitpunkt originalgetreu zu wiederholen. Ein Meßbericht hat i. allg. die folgenden Angaben zu umfassen:

1. Aufgabenstellung,
2. Bearbeiter, Ort, Datum (eventuell Uhrzeit),
3. Meßgrößen und Meßverfahren,
   – Kennzeichnung der Meßgrößen,
   – Erläuterung von Meßprinzip und Meßverfahren,
   – Ergonomie,
4. Meßkette und Meßglieder,
   – Darstellung der Meßkette (Gerätesymbole nach DIN 30 600),
   – Erläuterung der Meßkettenelemente: Kennlinie, Empfindlichkeit, Signalübertragungsverhalten,
   – Skizze der Meßanordnung,
   – Gerätezusammenstellung (Hersteller, Gerätebezeichnung, Typennummer, Fehlergrenzen),
   – Auflistung relevanter Software zur Meßdatenerfassung und -verarbeitung,
5. Versuchsdurchführung – Statistische Versuchsplanung
   – Arbeitsschritte,
   – Datenregistrierung (Meßwerttabellen, Schreiberaufzeichnungen, Datenausdruck),
6. Auswertung (Berechnungen, Kurven, Diagramme, Abschätzung der Meßunsicherheiten),
7. Meßergebnisse: Meßwerte und Meßunsicherheiten,
8. Abschlußdiskussion,
9. Zusammenfassung,
10. Literatur.

5 Anhang W: Diagramme und Tabellen
Appendix W: Diagrams and tables

Anh. W 1 Tabelle 1. t-Faktoren in Abhängigkeit der statistischen Sicherheit P und der Anzahl der Meßwerte n

n	P in %		
	90	95	99
3	2,920	4,303	9,925
5	2,132	2,776	4,604
7	1,943	2,447	3,707
10	1,833	2,262	3,250
15	1,761	2,145	2,977
20	1,729	2,093	2,861
25	1,711	2,064	2,797
30	1,699	2,045	2,756
40	1,695	2,021	2,704
60	1,672	2,000	2,660
120	1,658	1,980	2,617
∞	1,645	1,960	2,576

Anh W 2 Tabelle 3. Durchflußzahl α als Funktion des Durchmesserverhältnisses $\beta = \sqrt{m}$ für Venturidüsen

β	α	β	α
0,316	0,9896	0,600	1,0356
0,320	0,9898	0,620	1,0431
0,340	0,9909	0,640	1,0518
0,360	0,9922	0,660	1,0616
0,380	0,9937	0,680	1,0728
0,400	0,9955	0,700	1,0857
0,420	0,9975	0,720	1,1005
0,440	1,9998	0,740	1,1177
0,460	1,0025	0,760	1,1378
0,480	1,0056	0,775	1,1551
0,500	1,0092		
0,520	1,0132		
0,540	1,0178		
0,560	1,0230		
0,580	1,0289		

Nach ISO 5167/1980 (E) gelten die Werte innerhalb folgender Grenzen:

$65\ \text{mm} \leqq D \leqq 500\ \text{mm}, \qquad 0{,}316 \leqq \beta \leqq 0{,}775,$

$d \geqq 50\ \text{mm}, \qquad 1{,}5 \cdot 10^5 \leqq Re_D \leqq 2 \cdot 10^6$

Anh. W 2 Tabelle 1. Durchflußzahlen $\alpha = f(\beta, Re)$ für Normblenden mit Eckentnahme nach ISO 5167; $\beta = \sqrt{m}$ Durchmesserverhältnis

β	Re_D									
	$5 \cdot 10^3$	10^4	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	10^5	$3 \cdot 10^5$	10^6	10^7
0,23	0,6021	0,6005	0,5995	0,5992	0,5989	0,5987	0,5986	0,5983	0,5982	0,5982
0,24	0,6028	0,6010	0,6000	0,5996	0,5992	0,5991	0,5989	0,5987	0,5985	0,5985
0,26	0,6044	0,6023	0,6010	0,6005	0,6001	0,5998	0,5997	0,5994	0,5992	0,5991
0,28	0,6063	0,6037	0,6022	0,6016	0,6010	0,6008	0,6006	0,6002	0,6000	0,5999
0,30	0,6084	0,6054	0,6035	0,6028	0,6022	0,6019	0,6016	0,6012	0,6010	0,6008
0,32	0,6109	0,6072	0,6051	0,6042	0,6035	0,6031	0,6028	0,6023	0,6021	0,6019
0,34	0,6136	0,6094	0,6068	0,6059	0,6050	0,6046	0,6043	0,6036	0,6033	0,6032
0,36	0,6167	0,6118	0,6089	0,6078	0,6067	0,6063	0,6059	0,6052	0,6048	0,6046
0,38	0,6201	0,6145	0,6112	0,6099	0,6087	0,6082	0,6077	0,6069	0,6065	0,6063
0,40	0,6240	0,6176	0,6138	0,6123	0,6110	0,6104	0,6098	0,6089	0,6085	0,6082
0,42	0,6283	0,6210	0,6167	0,6150	0,6135	0,6128	0,6122	0,6112	0,6107	0,6104
0,44	0,6330	0,6248	0,6199	0,6181	0,6164	0,6156	0,6149	0,6137	0,6132	0,6128
0,46	0,6382	0,6290	0,6236	0,6215	0,6196	0,6187	0,6180	0,6166	0,6160	0,6157
0,48	–	0,6338	0,6277	0,6253	0,6232	0,6222	0,6214	0,6199	0,6192	0,6188
0,50	–	0,6390	0,6322	0,6296	0,6272	0,6261	0,6252	0,6235	0,6227	0,6223
0,52	–	0,6447	0,6372	0,6343	0,6317	0,6305	0,6294	0,6276	0,6267	0,6262
0,54	–	0,6511	0,6427	0,6395	0,6367	0,6353	0,6342	0,6321	0,6312	0,6306
0,56	–	0,6581	0,6489	0,6453	0,6422	0,6407	0,6394	0,6372	0,6361	0,6355
0,58	–	0,6658	0,6557	0,6518	0,6483	0,6466	0,6453	0,6428	0,6416	0,6410
0,60	–	0,6743	0,6632	0,6589	0,6550	0,6532	0,6517	0,6490	0,6477	0,6470
0,62	–	0,6836	0,6714	0,6667	0,6625	0,6605	0,6589	0,6559	0,6545	0,6537
0,64	–	0,6939	0,6805	0,6754	0,6708	0,6686	0,6668	0,6635	0,6620	0,6611
0,65	–	0,6994	0,6854	0,6800	0,6752	0,6729	0,6711	0,6676	0,6660	0,6651
0,66	–	0,7052	0,6906	0,6849	0,6799	0,6775	0,6755	0,6719	0,6703	0,6693
0,67	–	0,7113	0,6960	0,6901	0,6848	0,6823	0,6803	0,6765	0,6748	0,6738
0,68	–	0,7177	0,7017	0,6955	0,6900	0,6874	0,6852	0,6813	0,6795	0,6785
0,69	–	0,7244	0,7077	0,7012	0,6955	0,6927	0,6905	0,6864	0,6845	0,6834
0,70	–	0,7315	0,7140	0,7073	0,7012	0,6984	0,6960	0,6917	0,6897	0,6886
0,71	–	0,7389	0,7206	0,7136	0,7073	0,7043	0,7018	0,6973	0,6952	0,6941
0,72	–	0,7468	0,7277	0,7203	0,7137	0,7106	0,7080	0,7033	0,7011	0,6999
0,73	–	0,7551	0,7351	0,7274	0,7205	0,7172	0,7145	0,7096	0,7073	0,7060
0,74	–	0,7638	0,7429	0,7349	0,7276	0,7242	0,7214	0,7162	0,7138	0,7125
0,75	–	0,7731	0,7512	0,7428	0,7352	0,7316	0,7287	0,7233	0,7208	0,7194
0,76	–	0,7829	0,7600	0,7512	0,7433	0,7395	0,7364	0,7308	0,7282	0,7267
0,77	–	0,7934	0,7694	0,7601	0,7519	0,7479	0,7447	0,7388	0,7360	0,7345
0,78	–	–	0,7793	0,7697	0,7610	0,7568	0,7535	0,7473	0,7444	0,7428
0,79	–	–	0,7900	0,7798	0,7707	0,7664	0,7629	0,7564	0,7533	0,7516
0,80	–	–	0,8014	0,7907	0,7812	0,7766	0,7729	0,7661	0,7629	0,7612

Anh W 2 Tabelle 2. Durchflußzahlen $\alpha = f(\beta, Re)$ für Normdüsen mit Eckentnahme nach ISO 5167; $\beta = \sqrt{m}$ Durchmesserverhältnis

β	Re_D							
	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	10^5	$3 \cdot 10^5$	10^6	$2 \cdot 10^6$
0,30	–	–	–	0,9900	0,9908	0,9919	0,9923	0,9924
0,32	–	–	–	0,9903	0,9912	0,9926	0,9930	0,9930
0,34	–	–	–	0,9907	0,9918	0,9933	0,9938	0,9939
0,36	–	–	–	0,9913	0,9925	0,9943	0,9948	0,9949
0,38	–	–	–	0,9922	0,9935	0,9954	0,9960	0,9961
0,40	–	–	–	0,9932	0,9947	0,9968	0,9974	0,9975
0,42	–	–	–	0,9946	0,9961	0,9983	0,9990	0,9991
0,44	0,9803	0,9881	0,9939	0,9962	0,9979	1,0002	1,0009	1,0010
0,46	0,9815	0,9896	0,9957	0,9982	0,9999	1,0024	1,0031	1,0032
0,48	0,9832	0,9917	0,9980	1,0005	1,0023	1,0049	1,0057	1,0058
0,50	0,9855	0,9942	1,0007	1,0033	1,0052	1,0078	1,0086	1,0087
0,52	0,9884	0,9973	1,0039	1,0066	1,0085	1,0112	1,0120	1,0121
0,54	0,9921	1,0010	1,0077	1,0104	1,0123	1,0150	1,0158	1,0160
0,56	0,9966	1,0055	1,0122	1,0148	1,0167	1,0194	1,0202	1,0204
0,58	1,0021	1,0109	1,0174	1,0200	1,0219	1,0245	1,0253	1,0254
0,60	1,0087	1,0171	1,0234	1,0259	1,0277	1,0303	1,0310	1,0312
0,62	1,0165	1,0245	1,0304	1,0328	1,0345	1,0369	1,0376	1,0378
0,64	1,0258	1,0331	1,0386	1,0408	1,0423	1,0446	1,0452	1,0453
0,66	1,0367	1,0432	1,0480	1,0500	1,0514	1,0533	1,0539	1,0540
0,68	1,0495	1,0549	1,0590	1,0606	1,0618	1,0634	1,0639	1,0640
0,70	1,0646	1,0687	1,0717	1,0730	1,0738	1,0751	1,0754	1,0755
0,72	1,0823	1,0847	1,0866	1,0873	1,0879	1,0886	1,0888	1,0889
0,74	1,1031	1,1036	1,1040	1,1042	1,1043	1,1044	1,1045	1,1045
0,76	1,1278	1,1260	1,1246	1,1240	1,1236	1,1230	1,1229	1,1228
0,78	1,1572	1,1525	1,1489	1,1475	1,1465	1,1451	1,1447	1,1446
0,80	1,1924	1,1843	1,1782	1,1757	1,1740	1,1715	1,1708	1,1706

Anh W 3 Tabelle 1. Sinnbilder für Meßgeräte und ihre Verwendung nach VDE 0410

- Drehspulmeßwerk mit Dauermagnet, allgemein
- Drehspul-Quotientenmeßwerk
- Drehmagnetmeßwerk
- Drehmagnet-Quotientenmeßwerk
- Dreheisenmeßwerk
- Elektrodynamisches Meßwerk, eisenlos
- Elektrodynamisches Quotientenmeßwerk, eisenlos
- Elektrodynamisches Meßwerk, eisengeschlossen
- Elektrodynamisches Quotientenmeßwerk, eisengeschlossen
- Drehspulmeßgerät mit eingebautem Thermoumformer
- Gleichrichter
- Drehspulgerät mit eingebautem Gleichrichter
- Magnetische Schirmung
- Elektrostatische Schirmung
- Gleichstrom
- Wechselstrom
- Gleich- und Wechselstrom
- Drehstromgerät mit einem Meßwerk
- Induktionsmeßwerk
- Induktions-Quotientenmeßwerk
- Hitzdrahtmeßwerk
- Bimetallmeßwerk
- Elektrostatisches Meßwerk
- Vibrationsmeßwerk
- Thermoumformer, allgemein
- Isolierter Thermoumformer
- Drehstromgerät mit zwei Meßwerken
- Drehstromgerät mit drei Meßwerken
- Senkrechte Gebrauchslage (Nennlage)
- Waagerechte Gebrauchslage
- Schräge Gebrauchslage, z. B. 60°
- Zeigernullstellung
- Prüfspannungszeichen (500 V)
- Prüfspannung höher als 500 V z. B. 2kV

Beispiel: ~ 1,5 ⌐ 3 100/5 A
Dreheisenmeßwerk für Wechselstrom Güteklasse 1,5
Gebrauchslage liegend, Prüfspannung 3kV, Stromwandler 100/5A

6 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu W 1 Grundlagen

[1] *DIN 1319-1 Grundlagen der Meßtechnik, Teil 1:* Grundbegriffe. Januar 1995. – [2] *DIN* (Hrsg.): Internationales Wörterbuch der Metrologie. Berlin: Beuth, 1994. – [3] *DIN 1319-4 Grundlagen der Meßtechnik, Teil 4:* Auswertung von Messungen, Meßunsicherheit. Februar 1999. – [4] *DIN (Hrsg.):* Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen. Berlin: Beuth 1995. – [5] *Weise, K.; Wöger, W.:* Meßunsicherheit und Meßdatenauswertung. Weinheim: Wiley-VCH 1999.

zu W 2 Meßgrößen und Meßverfahren

[1] *Tränkler, H.-R., Obermeier, E.* (Hrsg.): Sensortechnik. Berlin: Springer 1998. – [2] *Adam, W.; Busch, M.; Nickolay, B.:* Sensoren für die Produktionstechnik. Berlin: Springer 1998. – [3] *Jendritza, D.:* Technischer Einsatz neuer Aktoren – Grundlagen, Werkstoffe, Designregeln und Anwendungsbeispiele. Rennigen-Malmsheim: Expert Verlag 1998. – [4] *Decker, H.J.:* Technische Fehlerfrühdiagnose-Einrichtungen. München: Oldenbourg 1985. – [5] *Yang, S.J.; Ellison, A.J.:* Machinery noise measurement. Oxford: University Press 1985. – [6] *Leineweber, P.:* Taschenbuch der Längenmeßtechnik. Berlin: Springer 1954. – [7] *Warnecke, H.J.; Dutschke, W.* (Hrsg.): Fertigungsmeßtechnik; Handbuch für Industrie und Wissenschaft. Berlin: Springer 1984. – [8] *Jähne, B.; Massen, R.; Nickolay, B.; Scharfenberg, H.:* Technische Bildverarbeitung – Maschinelles Sehen. Berlin: Springer 1996. – [9] *Jähne, B.:* Digitale Bildverarbeitung. Berlin: Springer 2002. – [10] Verfahren für die Optische Formerfassung – Übersicht und Anwendungshilfen. DGZfP-Handbuch OF 1. Berlin: DGZfP 1995. – [11] *Rohrbach, Chr.:* Handbuch für experimentelle Spannungsanalyse. Düsseldorf: VDI-Verlag 1989. – [12] *Kobayashi, A.S.:* Handbook on experimental mechanics. Englewood Cliffs: Prentice Hall 1987. – [13] *Kochsiek, M.* (Hrsg.): Handbuch des Wägens. Braunschweig: Vieweg 1985. – [14] *Keil, S.:* Beanspruchungsermittlung mit Dehnungsmeßstreifen. Zwingenberg: Cuneus 1995. – [15] *Lopez-Higuera, J.M.:* Handbook of Optical Fibre Sensing Technology. New York: Wiley 2002. – [16] *Bonfig, K.W.:* Technische Durchflußmessung. Essen: Vulkan 1987. – [17] *Miller, R.W.:* Flow measurement engineering handbook. New York: McGraw-Hill 1983. – [18] *Eder, F.X.:* Arbeitsmethoden der Thermodynamik. Bd. 1. Temperaturmessung. Berlin: Springer 1981. – [19] *Weichert, L.:* Temperaturmessung in der Technik. Sindelfingen: Expert 1987. – [20] *Körtvelyessy, L. von:* Thermoelement Praxis. Essen: Vulkan 1998. – [21] *Richter, M.:* Einführung in die Farbmetrik. Berlin: de Gruyter 1981. – [22] *Gampbell, B.:* Evironmental monitoring, Vol. 1. London, Weinheim: Blackie Academic & Professionals 1997. – [23] *Högl, A.:* Strahlenschutzmeßtechnik: Geräte, Verfahren, Richtlinien. Landsberg/Lech: ecomed 1985. – [24] *Manshart, R.:* Strahlenschutz-Meßtechnik für Praktiker. Darmstadt: GIT 1985. – [25] *Rieländer, M.M.:* Reallexikon der Akustik. Frankfurt/Main: Bochinsky 1982. – [26] *Strohmann, G.:* Meßtechnik im Chemiebetrieb, 8. Aufl. München: Oldenbourg 1997. – [27] *Grasserbauer, M.; Dudek, H.J.; Ebel, M.F.:* Angewandte Oberflächenanalyse. Berlin: Springer 1985.

zu W 3 Meßsignalverarbeitung

[1] *Bergmann, K.:* Elektrische Meßtechnik. Braunschweig: Vieweg 1988. – [2] *Germer, H.; Wefers, N.:* Meßelektronik. Bd. 1. Grundlagen; Sensoren; Analoge Signalverarbeitung; Bd. 2. Digitale Signalverarbeitung. Heidelberg: Hüthig 1985, 1986. – [3] *Schrüfer, E.:* Elektrische Meßtechnik. München: Hanser 1984. – [4] *Sahner, G.; Trumpold, H.; Woschni, E.G.* (Hrsg.): Digitale Meßverfahren. Berlin: VEB Verlag Technik 1987. – [5] *Paul, M.:* Digitale Meßwertverarbeitung; Methoden und Fallstudien. Berlin: VDE-Verlag 1982. – [6] *Schumny, H.* (Hrsg.): Personal Computer in Labor, Versuchs- und Prüffeld. Berlin: Springer 1988. – [7] *Schwetlick, H.:* PC-Meßtechnik. Braunschweig: Vieweg 1997. – [8] *Best, R.:* Digitale Meßwertverarbeitung. München: Oldenbourg 1991. – [9] *Giesecke, P.:* Industrielle Meßtechnik. Heidelberg: Hüthig 1999. – [10] *Reißenweber, B.:* Feldbussysteme zur industriellen Kommunikation. München: Oldenbourg 2002.

X | Regelungstechnik
Automatic control

H. Reinhardt, Köln

Allgemeine Literatur
zu X1 bis X7

Bücher: *Bothe, H.-H.:* Fuzzy-Logic, 2. Aufl. Berlin: Springer 1995. – *Böttiger, A.:* Regelungstechnik, 3. Aufl. München: Oldenbourg 1998. – *Cremer, M.:* Regelungstechnik, 2. Aufl. Berlin: Springer 1995. – *Dörrscheidt, F.; Latzel, W.:* Grundlagen der Regelungstechnik, 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1993. – *Feindt, E.-G.:* Computersimulation von Regelungen. München: Oldenbourg 1999. – *Föllinger, O.:* Regelungstechnik, 8. Aufl. Heidelberg: Hüthig 1994. – *Gassmann, H.:* Regelungstechnik, 2. Aufl. Frankfurt: Deutsch 2001. – *Geering, H.P.:* Meß- und Regelungstechnik, 5. Aufl. Berlin: Springer 2001. – *Koch, M.; Kuhn, Th.; Wernstedt, J.:* Fuzzy Control. München: Oldenbourg 1996. – *Latzel, W.:* Einführung in die digitalen Regelungen. Düsseldorf: VDI 1995. – *Lunze, J.:* Regelungstechnik Bd. 1, 3. Aufl./Bd. 2, 2. Aufl. Berlin: Springer 2001/2002. – *Lutz, H.; Wendt, W.:* Taschenbuch der Regelungstechnik. Frankfurt: Deutsch 1995. – *Merz, L.; Jaschek, H.:* Grundkurs der Regelungstechnik, 13. Aufl. München: Oldenbourg 1996. – *Orlowski, P.F.:* Praktische Regeltechnik, 5. Aufl. Berlin: Springer 1999. – *Reinhardt, H.:* Automatisierungstechnik. Berlin: Springer 1996. – *Reuter, M.:* Regelungstechnik für Ingenieure, 9. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 1994. – *Samal, E. (†); Becker, W.:* Grundriß der praktischen Regelungstechnik, 20. Aufl. München: Oldenbourg 2000. – *Schneider, W.:* Regelungstechnik für Maschinenbauer, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 1994. – *Unbehauen, H.:* Regelungstechnik Bd. I, 11. Aufl. 2001; Bd. II, 8. Aufl. 2000; Bd. III, 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg 2000. – *Walter, H.:* Kompaktkurs Regelungstechnik. Wiesbaden: Vieweg 2001.

Normen und Richtlinien (Berlin: Beuth-Verlag): DIN 19221: Leittechnik. Regelungstechnik und Steuerungstechnik; Formelzeichen. 1993. – DIN 19222: Leittechnik. Begriffe. 1985. – DIN 19226: Leittechnik. Regelungstechnik und Steuerungstechnik, Teil 1: Allgemeine Grundbegriffe, Teil 2: Begriffe zum Verhalten dynamischer Systeme, Teil 3: Begriffe zum Verhalten von Schaltsystemen, Teil 4: Begriffe für Regelungs- und Steuerungssysteme, Teil 5: Funktionelle Begriffe, Teil 6: Begriffe zu Funktions- und Baueinheiten. 1994. – DIN 19227: Leittechnik. Graphische Symbole und Kennbuchstaben für die Prozeßleittechnik. 1991/93. – DIN EN 61131: Speicherprogrammierbare Steuerungen, Teil 1: Allgemeine Informationen, Teil 3: Programmiersprachen. 1994.

Bedeutung der regelungstechnischen Variablen:

δ	Realteil von s
$\delta(t)$	Dirac-Impulsfunktion
$\varphi(\omega)$; φ_R	Phasengang; -reserve
ϑ	Dämpfungsgrad
$\sigma(t)$	Einheits-Sprungfunktion
ω; ω_0	Kreisfrequenz, Kennkreisfrequenz
ω_E; ω_D; ω_π	Eigen-; Durchtritts-; Phasenschnittkreisfrequenz
$A(\omega)$; A_R	Amplitudengang; -reserve
e; $e(t)$; $E(s)$	Regeldifferenz
e_B	bleibende Regeldifferenz
$G(j\omega)$	Frequenzgang
$G(s)$; $G_0(s)$	Übertragungsfunktion; … des aufgeschnittenen Regelkreises
$G_w(s)$; $G_z(s)$	Führungs-; Störungsübertragungsfunktion des Regelkreises
$\boldsymbol{G_w}$; $\boldsymbol{G_z}$	Führungs-; Störungsmatrix eines Mehrgrößenregelungssystems
$h(t)$	Übergangsfunktion
K_D, K_I, K_P	Kennwert des D-, I-, P-Anteiles
K_{PR}; K_{PS}	Proportionalbeiwert des Reglers; … der Strecke
$R(s)$; $R_z(s)$	Regler-; Steuergliedübertragungsfunktion
$\boldsymbol{R}$; $\boldsymbol{R_z}$	Regler-; Steuergliedermatrix
s	Bildvariable der Laplace-Transformation
$S(s)$; $S_z(s)$	Stell-; Störübertragungsfunktion der Strecke
$\boldsymbol{S}$; $\boldsymbol{S_z}$	Stell-; Störmatrix eines Mehrgrößensystems
T; T_s	Verzögerungsbeiwert der Strecke (Zeitkonstante)
T_g; T_u; T_t	Ausgleichs-; Verzugs-; Totzeit der Strecke
T_n; T_v	Nachstell-; Vorhaltzeit des Reglers
T_{an}; T_{aus}	An-; Ausregelzeit des Einschwingvorganges
u; $u(t)$; $U(s)$	allgemeine Eingangsgröße (unabhängige Variable)
v; $v(t)$; $V(s)$	allgemeine Ausgangsgröße (abhängige Variable)
w; $w(t)$; $W(s)$	Führungsgröße des Regelkreises
$\boldsymbol{W}$	Führungsgrößenvektor
x; $x(t)$; $X(s)$	Ausgangsgröße der Strecke (Steuer- oder Regelgröße)
$\boldsymbol{X}$	Steuer- oder Regelgrößenvektor
x_A	Aufgabengröße
$x_{ü}$	Überschwingweite des Einschwingvorganges
x_S; $x(\infty)$	Sollwert; Beharrungswert der Regelgröße
X_h; X_P	Regelbereich; Proportionalbereich des Reglers
Y_h	Stellbereich des Reglers
y; $y(t)$; $Y(s)$	Eingangsgröße der Strecke (Stellgröße)
$\boldsymbol{Y}$	Eingangs- bzw. Stellgrößenvektor
z; $z(t)$; $Z(s)$	Störgröße
$\boldsymbol{Z}$	Störgrößenvektor

1 Grundbegriffe. Basic concepts

Funktionelle Darstellungsweise: Die Regelungstechnik ist eine Grundlagenwissenschaft, die im Maschinenbau in ganz unterschiedlicher Weise zur Anwendung kommt. Deshalb wird bei der einführenden Betrachtung von der konkreten technischen Realisierung Abstand genommen und statt dessen eine *funktionsbezogene* Darstellung gewählt, die am Beispiel des Systems mit Verzögerung verdeutlicht wird (**Bild 1**).

Beispiel: In einem elektrisch beheizten Ofen (**Bild 1 a**) wird zu einem beliebigen Zeitpunkt die Heizleistung P_{el} sprunghaft auf einen höheren Wert gestellt; ab diesem Zeitpunkt beginnt die Temperatur T im Ofen zu steigen und nähert sich stetig einem neuen stationären Wert an. An die Reihenschaltung eines elektrischen Kondensators C und eines Widerstandes R (**Bild 1 b**) wird eine Eingangsspannung U_e angelegt; daraufhin fließt ein Strom, und der Kondensator beginnt sich aufzuladen. Ein kleinerer Elektromotor (**Bild 1 c**) wird eingeschaltet; seine Drehzahl n beginnt infolge der Massenträgheit nach einer bestimmten Funktion zu steigen. In einen Behälter mit einer pneumatischen Kapazität (**Bild 1 d**) wird über ein dünnes Zuleitungsrohr, das einen Strömungswiderstand darstellt, Gas gefüllt; die zeitbezogene Druckerhöhung besitzt einen bestimmten Verlauf.

In den vier genannten sowie in vielen weiteren Fällen ergibt sich eine charakteristische Zeitfunktion (**Bild 2**). Man kann deshalb vom konkreten Einzelfall absehen und statt dessen von einem Übertragungsglied oder System sprechen, das ein bestimmtes *funktionelles Verhalten* aufweist. Die Kleinbuchstaben bezeichnen dabei nur die *Änderungen* gegenüber Beharrungszuständen.

Ein *System* ist eine Anordnung von (in der Regel gegenständlichen) Gebilden, die in einem betrachteten Zusammenhang als gegeben gilt. Diese Anordnung besitzt gegenüber ihrer Umwelt eine *Hüllfläche* als Abgrenzung, und zwar auf der Grundlage bestimmter Vorgaben. Das System steht über *Verbindungen*, die durch die Hüllfläche geschnitten werden, im Kontakt zu seiner Umgebung. Durch die Verbindungen werden Eigenschaften und deren Beziehungen untereinander (in Regelungs- und Steuerungssystemen spricht man von *Wirkungen*) übertragen, die das dem System eigene Verhalten beschreiben.

Unter *Größen* versteht man in der Regelungs- und Steuerungstechnik die zeitveränderlichen Eingangs- und Ausgangsgrößen von Systemen. Der (momentane) Wert einer Größe wird als Produkt aus Zahlenwert und Einheit angegeben.

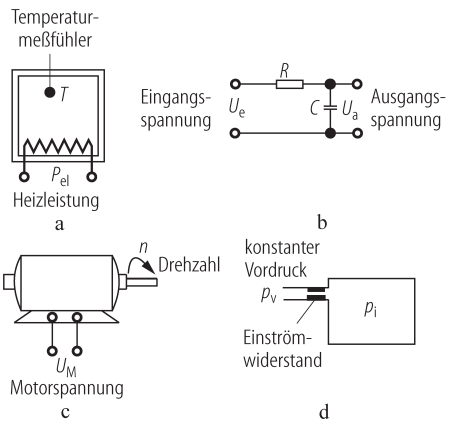


Bild 1 a–d. Beispiele für Systeme mit Verzögerungsverhalten. **a** Elektrisch beheizter Laborofen; **b** Widerstands-Kondensator-Schaltung; **c** Elektromotor; **d** Druckbehälter

Bild 2. Zeitverlauf der Ausgangsgröße $v(t)$ eines Systems mit Verzögerung nach sprunghafter Änderung der Eingangsgröße $u(t)$

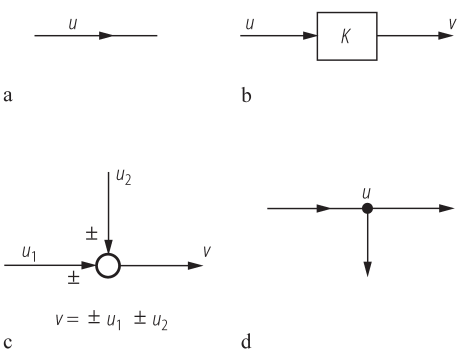


Bild 3 a–d. Elemente des Wirkungsplanes. **a** Wirkungslinie; **b** Block; **c** Additionsstelle; **d** Verzweigung

Rückwirkungsfreiheit besagt, daß keine Wirkung von den Ausgangsgrößen auf das System und vom System auf die Eingangsgrößen ausgeht. Bei technischen Systemen ist diese Annahme i. allg. zumindest in ausreichender Näherung erfüllt; es existiert aber praktisch keine 100%ige Rückwirkungsfreiheit.

Ein *Prozeß* ist ein (technischer) *Vorgang* oder die Gesamtheit von aufeinander einwirkenden Vorgängen in einem System. Dabei wird Materie, Energie oder auch Information umgeformt, transportiert oder gespeichert.

Der *Wirkungsplan* stellt die Wirkungen in einem System sinnbildlich dar. Dazu werden Elemente verwendet, die im **Bild 3** dargestellt sind.

Die *Wirkungsrichtung* wird durch einen Pfeil markiert (**Bild 3 a**); für vektorielle Größen sind Doppellinien üblich. Der *Block* (**Bild 3 b**) ist ein System oder Gebilde mit einer (oder mehreren) unabhängigen (verursachenden) und einer abhängigen (beeinflußten) Größe; der funktionale Zusammenhang der Größen wird innerhalb des Rechtecks eingetragen. Die *Additionsstelle* (**Bild 3 c**) bildet die algebraische Summe der zuführenden Größen und bildet diese auf die wegführende Größe ab; zugehörige *Vorzeichen* stehen in Pfeilrichtung rechts neben der Wirkungslinie. Bei der *Verzweigung* (**Bild 3 d**) wird eine zugeführte Größe unverändert zweifach weggeführt.

Regelung: Das Kennzeichen der in **Bild 4** schematisch dargestellten Regelung ist der *geschlossene Wirkungsablauf*. Beim Vorgang der Regelung, der sich in einem *Regelkreis* vollzieht, wird fortlaufend die *Regelgröße x* als abhängige Größe mit einer vorgegebenen Größe verglichen und selbsttätig im Sinne

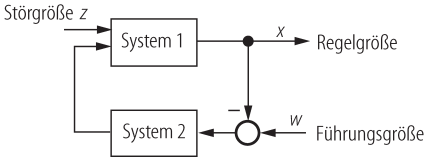
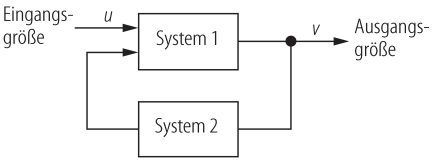


Bild 4. Schema eines Regelkreises

a



b

Bild 5a, b. Wirkungspläne von Steuerungen nach DIN 19226/1. **a** Mit offenem Wirkungsweg; **b** mit geschlossenem Wirkungsweg

der Angleichung an diese *Führungsgröße w* beeinflußt. Entstandene Abweichungen haben ihre Ursache entweder in der Wirkung einer *Störgröße z* oder in der Änderung der Führungsgröße *w*.

Beispiel: Temperaturkonstanthaltung im Haushaltskühlschrank. In den Kühlschrank ist zur Messung der im Innenraum herrschenden Temperatur ein (Flüssigkeitsausdehnungs-)Thermometer eingebaut. Das gewonnene Signal der Temperatur wird mit dem einer (einstellbaren) Führungsgröße verglichen; eine zu hohe Temperatur bewirkt über einen (Zweipunkt-)Regler das selbsttätige Einschalten des Kühlaggregates, und zwar so lange, bis der gewünschte Wert wieder erreicht ist.

Steuerung: Das Kennzeichen der Steuerung ist der *offene Wirkungsweg* gemäß **Bild 5a**. Eine oder mehrere *Eingangsgrößen* $u_1 \ldots u_p$ eines Systems beeinflussen eine oder mehrere andere *Ausgangsgrößen* $v_1 \ \ldots \ v_r$, und zwar auf der Grundlage der durch das System vorgegebenen Abhängigkeiten (*Gesetzmäßigkeiten*) zwischen diesen Größen. Im Ausnahmefall trifft man auch Steuerungen mit geschlossenem Wirkungsweg an (**Bild 5b**); ihnen fehlt jedoch der für die Regelung typische Vergleich der Ausgangsgröße(n) und der vorgegebenen Größe(n).

Beispiel: Steuerung einer Verkehrsampel. Bei der Steuerung einer Ampelanlage nach einem festen zeitlichen Ablauf (*Zeitplansteuerung*) ist der Wirkungsweg offen; das zu einem bestimmten Zeitpunkt herrschende tatsächliche Verkehrsaufkommen hat keinen Einfluß auf die Ampelsteuerung. Wenn jedoch die Betätigung der Lichtsignale zusätzlich durch Signale modifiziert wird, welche von in die Fahrbahn eingelassenen Fahrzeug-Indikatoren stammen, handelt es sich um eine Steuerung mit geschlossenem Wirkungsweg.

2 Lineare Übertragungsglieder
Linear transfer elements

Für die nachfolgenden Erläuterungen wird von einem System oder Übertragungsglied mit zunächst einer Eingangsgröße $u(t)$ und einer Ausgangsgröße $v(t)$ ausgegangen (**Bild 1**). Das Fragezeichen steht an der Stelle, wo später die Kennzeichnung des Systemverhaltens eingetragen wird.

2.1 Statisches Verhalten. Steady-state response

Das statische Verhalten von Systemen oder Übertragungsgliedern wird durch die *Kennlinie* dargestellt und bezieht sich auf den Zusammenhang zwischen der Ausgangs- und der Eingangsgröße im *Beharrungszustand*. Der Zusatz „im Beharrungszustand" (= stationärer Zustand) bedeutet, daß das dynamische Verhalten bzw. der sich als Zeitfunktion vollziehende Übergangsprozeß von einem zum anderen stationären Zustand nicht beachtet wird. In der jeweiligen Ruhelage gehört zu jedem festen Wert der Eingangsgröße ein fester Wert der Ausgangsgröße. Der mathematische Zusammenhang lautet

$$v = f(u). \tag{1}$$

2.1.1 Lineare Kennlinie. Linear characteristic curve

Bild 2 zeigt am Beispiel der Öffnung eines Rohrleitungsventiles je eine lineare (*1*) und eine nichtlineare Kennlinie (*2*). Der nichtlineare Verlauf ist qualitativ nachvollziehbar, wenn man sich die hubabhängige Öffnung des Ventils in einer runden Rohrleitung vorstellt. Bei dieser Überlegung erkennt man auch, daß dagegen die mit dem Hub linear verlaufende Änderung des offenen Ventilquerschnittes praktisch nur schwer erreichbar sein wird.

In vielen Fällen ist es jedoch mit hinreichender Genauigkeit bzw. innerhalb eines definierten Gültigkeitsbereiches möglich, eine nichtlineare Kennlinie als näherungsweise linear zu betrachten. Diese als *Linearisierung* bezeichnete Vorgehensweise führt zu vereinfachten mathematischen Ansätzen und wird auch für die nachfolgende Beschreibung des dynamischen Verhaltens von Übertragungsgliedern als vereinfachende Annahme zugrundegelegt.

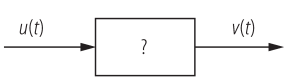


Bild 1. System mit einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße

2.1.2 Nichtlinearitäten. Nonlinear transfer elements

Da nichtlineare Zusammenhänge im weiteren zunächst nicht berücksichtigt werden, sollen hier einige Beispiele gezeigt werden. **Bild 3** zeigt mit **a** und **b** zwei typische Nichtlinearitäten, die bei zahlreichen Maschinen sowie Anlagen anzutreffen sind. Der Automatisierungstechniker hat sie demzufolge – falls sie nicht durch konstruktive Maßnahmen beseitigt

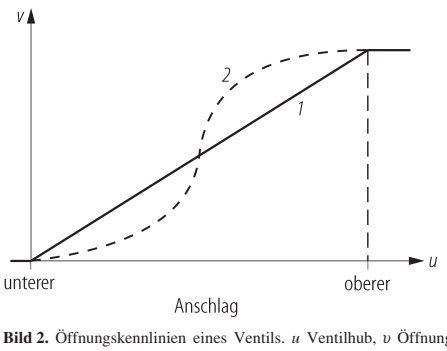


Bild 2. Öffnungskennlinien eines Ventils. u Ventilhub, v Öffnungsquerschnitt, *1* linearer Verlauf, *2* nichtlinearer Verlauf

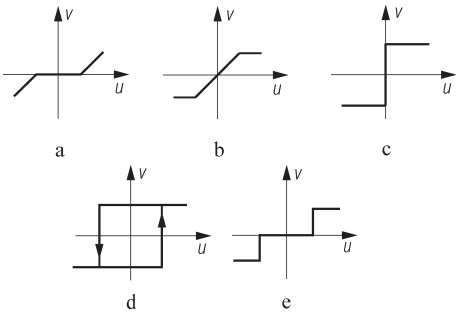


Bild 3a–e. Nichtlineare Übertragungsglieder. **a** Tote Zone, Getriebelose; **b** Begrenzung, Sättigung; **c** Schalter; **d** Zweipunktregler mit Schaltdifferenz; **e** Dreipunktregler oder -stellglied

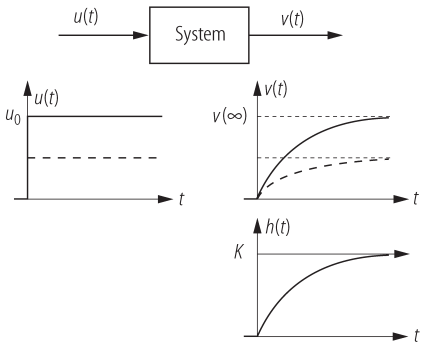


Bild 5. Sprungantwort und Übergangsfunktion eines Übertragungsgliedes

werden können – beim Entwurf der Steuerung bzw. Regelung zu berücksichtigen. Aber auch seitens der Regelungstechnik kommen nichtlineare Übertragungsglieder zum Einsatz. Dazu zählt das Übertragungsglied mit Zweipunktverhalten (**Bild 3c**), das als Schalter oder *Zweipunktregler* (s. **X 6.2**) bekannt ist; oftmals ist ein zusätzlicher Hystereseanteil vorhanden (**Bild 3d**). Die zahlreichen Anwendungen des Übertragungsgliedes mit Dreipunktverhalten (**Bild 3e**) als Regler oder Stellglied basieren auf den drei unterschiedenen Zuständen Links-Null-Rechts (oder Auf-Halt-Zu), die u. a. für Stellmotor-Ventile, Aufzüge, Krane oder Windwerke typisch sind.

2.2 Dynamisches Verhalten linearer zeitinvarianter Übertragungsglieder

Dynamic response of linear time-invariant transfer elements

2.2.1 Sprungantwort und Übergangsfunktion

Step response and unit step response

Bei den Untersuchungen im Zeitbereich werden *aperiodische Testsignale* verwendet; ihre typischen Vertreter sind die *Einheits-Sprungfunktion* $\sigma(t)$, die *Impulsfunktion* $\delta(t)$ und die *Anstiegs- oder Rampenfunktion* $u_r(t)$ (**Bild 4**). Der als Reaktion auf das Testsignal eintretende zeitliche Verlauf des Ausgangssignales wird als das Zeitverhalten des Übertragungsgliedes bezeichnet. Aufgrund ihrer besonderen Anschaulichkeit wird im folgenden die Sprungfunktion verwendet.

Die *Sprungantwort* ist der zeitliche Verlauf des Ausgangssignals $v(t)$ eines Systems oder Übertragungsgliedes als Reaktion auf die sprungförmige Veränderung seines Eingangssignals $u(t)$. **Bild 5** veranschaulicht den Zusammenhang zwischen diesen beiden Zeitfunktionen, wobei als Beispiel wiederum das Verzögerungssglied gewählt wird.

Im Beharrungszustand nimmt das Ausgangssignal den Wert $v(\infty)$ an. Somit ergibt sich der Übertragungsfaktor K zu

$$K = \frac{v(\infty)}{u_0}; \quad v(\infty) = v(t)/t = \infty. \tag{2}$$

Da der Übertragungsfaktor K, der dem Tangens des Kennlinien-Anstiegswinkels entspricht, voraussetzungsgemäß konstant ist, führen nach dem geltenden Überlagerungsgesetz andere Werte der Eingangssprunghöhe (u_0) zu proportional anderen Beharrungswerten $v(\infty)$ des Ausgangssignals. Als Beispiel entsprechen die in **Bild 5** gestrichelten Linien etwa den halben Werten gegenüber den durchgezogenen Linien. Beliebig viele Sprunghöhen führen zu ebenso vielen Sprungantworten.

Für die sprunghöhenunabhängige Beschreibung des Übertragungsverhaltens ist dagegen die sog. *Übergangsfunktion* $h(t)$ geeignet. Sie ist als die *normierte* (bezogene) Sprungantwort definiert und ergibt sich als Quotient aus der Sprungantwort und der Sprunghöhe des Eingangssignals

$$h(t) = \frac{v(t)}{u_0}. \tag{3}$$

Die Übergangsfunktion führt entsprechend ihrer Definition für jedes Übertragungsglied nur zu *einem* charakteristischen Zeitverhalten und ist deshalb als eindeutige Funktion zu dessen Beschreibung geeignet. Sie ist im unteren Teil von **Bild 5** dargestellt. Für $t = \infty$ besitzt sie den Wert $h(\infty) = K$. Wenn als Eingangszeitfunktion die Einheits-Sprungfunktion $\sigma(t)$ (Sprunghöhe $= 1$) verwendet wird, erhält man als Sonderfall für $h(t) \equiv x(t)$ sofort die Übergangsfunktion.

Hinweis: Der statische Übertragungsfaktor ist in der Regel nicht dimensionslos und besitzt ebensowenig den Wert „1“! Es gilt

$$[K] = [h(t)] = \frac{[v(t)]}{[u(t)]}. \tag{4}$$

Beispiel: Der Übertragungsfaktor K eines elektrisch beheizten Ofens besitzt die Dimension

$$[K]_{\text{Ofen}} = \frac{[T]}{[P_{\text{el}}]} = \frac{K}{W}. \tag{5}$$

2.2.2 Frequenzgang und Ortskurve

Frequency response and frequency response locus

Zur Untersuchung im Frequenzbereich werden *periodische Testsignale* eingesetzt, und zwar vorzugsweise in Gestalt der Kosinusfunktion $\cos(\omega t)$; als Ergebnis erhält man das Frequenzverhalten bzw. den *Frequenzgang*.

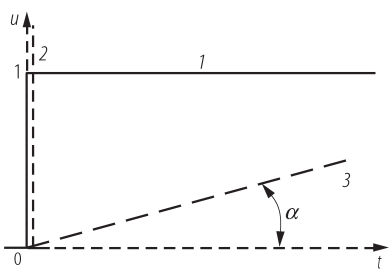


Bild 4. Aperiodische Testsignale. *1* Einheits-Sprungfunktion $\sigma(t)$, *2* Impulsfunktion $\delta(t)$, *3* Anstiegs- oder Rampenfunktion $u_r(t)$

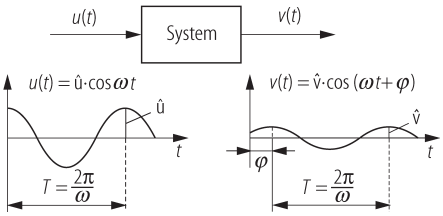


Bild 6. Prinzip der Frequenzgangmessung

Betrachtet wird wieder ein Element mit einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße (**Bild 6**). Dem Eingang wird ein Kosinussignal $u(t)$ mit der Amplitude $\hat{u}$ und der Kreisfrequenz ω zugeführt. Am Ausgang erscheint daraufhin (im stationären Zustand) ein harmonisches Signal gleicher Frequenz, das sich von dem am Eingang durch eine geänderte Amplitude $\hat{v}$ und eine Phasenverschiebung φ unterscheidet.
Der Frequenzgang $G(\mathrm{j}\omega)$ ist als eine komplexe Funktion definiert

$$G(\mathrm{j}\omega) = Re(\omega) + \mathrm{j}\,\mathrm{Im}(\omega). \tag{6}$$

Zweckmäßiger ist jedoch die Trennung in den Betrags- und in den Phasenteil

$$G(\mathrm{j}\omega) = A(\omega) \cdot \mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi(\omega)}. \tag{7}$$

Darin ist $\varphi(\omega)$ unmittelbar die (frequenzabhängige) Phasendifferenz zwischen dem Ausgangs- und dem Eingangssignal. Der Zusammenhang zwischen $A(\omega)$ als Betrag von $G(\mathrm{j}\omega)$ und den Zeitfunktionen $u(t) = \hat{u} \cdot \cos\omega t$ am Eingang bzw. $v(t) = \hat{v}(\omega) \cdot \cos[\omega t + \varphi(\omega)]$ am Ausgang ergibt sich zu:

$$A(\omega) = \frac{\hat{v}(\omega)}{\hat{u}} = |G(\mathrm{j}\omega)| = \sqrt{\mathrm{Re}^2(\omega) + \mathrm{Im}^2(\omega)}. \tag{8}$$

Für $\varphi(\omega)$ gilt

$$\varphi(\omega) = \arg G(\mathrm{j}\omega) = \arctan\frac{\mathrm{Im}(\omega)}{\mathrm{Re}(\omega)}. \tag{9}$$

Man bezeichnet den Betrag $A(\omega)$, der das frequenzabhängige Verhältnis der beiden Amplituden ausdrückt, als den *Amplitudenfrequenzgang* oder kurz als *Amplitudengang*. Entsprechend wird die frequenzabhängige Phasendifferenz $\varphi(\omega)$ *Phasenfrequenzgang* oder *Phasengang* genannt.
Der Amplituden- und der Phasengang können graphisch dargestellt werden. Einerseits kann dies getrennt geschehen, wobei die beiden frequenzabhängigen Verläufe gemeinsam als *Frequenzkennlinien* oder bei Verwendung logarithmischer Maßstäbe als *Bode-Diagramm* bezeichnet werden. Andererseits können beide Komponenten des Frequenzganges in seiner komplexen Ebene aufgetragen werden. Die entstehende graphische Abbildung wird *Ortskurve* des Frequenzganges genannt. **Bild 7** zeigt eine Ortskurvendarstellung.

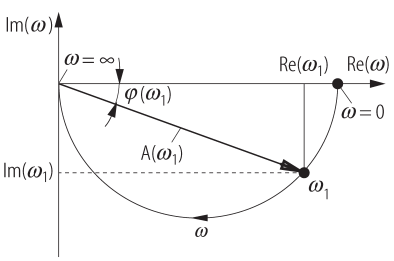


Bild 7. Ortskurve des Verzögerungsgliedes

2.2.3 Differentialgleichung und Übertragungsfunktion
Differential equation and transfer function

Die mathematische Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines linearen Übertragungsgliedes mit einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße führt im Zeitbereich zu einer gewöhnlichen Differentialgleichung. Der allgemeine Ansatz lautet, wenn statt $v(t)$ und $u(t)$ verkürzt v und u geschrieben wird,

$$a_n v^{(n)} + \ldots + a_2 \ddot{v} + a_1 \dot{v} + a_0 v = b_0 u + b_1 \dot{u} + \ldots \tag{10}$$

mit a_i ($i = 0, 1, 2, \ldots, r$) und b_j ($j = 0, 1, 2, \ldots, p$): konstante Koeffizienten.

Beispiel: Für das Verzögerungsglied ergibt sich

$$T\dot{v}(t) + v(t) = u(t). \tag{11}$$

Darin ist T die Verzögerungszeit. Der Koeffizientenvergleich mit Gl. (10) ergibt $a_0 = b_0 = 1$ und $a_1 = T$; alle anderen Koeffizienten sind Null.

Eine andere und der Differentialgleichung gleichwertige mathematische Darstellungsform des dynamischen Verhaltens linearer zeitinvarianter Systeme ist die Übertragungsfunktion $G(s)$ mit der komplexen Bild- oder Frequenzvariablen

$$s = \delta + \mathrm{j}\omega. \tag{12}$$

Die Definition der Übertragungsfunktion basiert auf der *Laplace-Transformation*. Der Zusammenhang zwischen einer Zeitfunktion $v(t)$ und ihrer zugehörigen Bildfunktion $V(s)$, die als Laplace-Transformierte bezeichnet wird, ist für nichtnegative Zeiten ($t \geq 0$) definiert durch das Integral

$$V(s) = L\{v(t)\} = \int_0^\infty \mathrm{e}^{-st} \cdot v(t)\,\mathrm{d}t, \tag{13}$$

sofern es für den betrachteten Wert von s konvergiert. Der Frequenzcharakter der Bildvariablen s wird deutlich, wenn man die Exponentialfunktion betrachtet. δ bezeichnet den Realteil und $\mathrm{j}\omega$ den Imaginärteil der Bildvariablen s, wobei das Imaginärzeichen mit j besetzt ist ($\mathrm{j} = \sqrt{-1}$).
Die Exponentialfunktion kann folgendermaßen umgeformt werden

$$\begin{aligned} v(t) &= \mathrm{e}^{st} = \mathrm{e}^{(\delta+\mathrm{j}\omega)t} = \mathrm{e}^{\delta t} \cdot \mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t} \\ &= \mathrm{e}^{\delta t} \cdot (\cos\omega t + \mathrm{j}\sin\omega t). \end{aligned} \tag{14}$$

Betrachtet man in der Klammer nur den Realteil, so stellt sich eine harmonische Kosinusschwingung der Kreisfrequenz ω dar, die in Abhängigkeit des Vorzeichens von δ auf- oder abklingt. **Bild 8** zeigt diese beiden Möglichkeiten sowie den dazwischen liegenden Fall der ungedämpften Schwingung für $\delta = 0$.

Beispiel: Das Verzögerungsglied besitzt die Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{1}{1 + sT}. \tag{15}$$

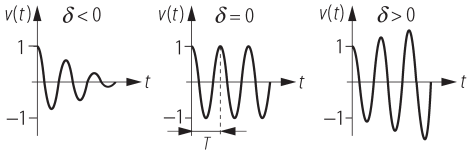


Bild 8. Zeitverlauf der Funktion $v(t) = \mathrm{e}^{\delta t}\cos\omega t$

X

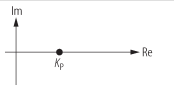
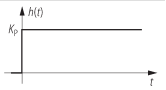
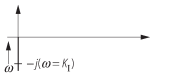
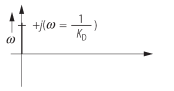
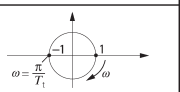
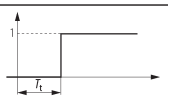
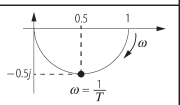
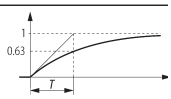
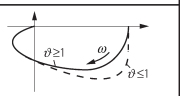
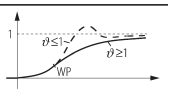
Grundglied	Differentialgleichung	Übertragungsfunktion $G(s)$	Ortskurve des Frequenzganges $G(\mathrm{j}\omega)$	Übergangsfunktion $h(t)$	Darstellung der Übergangsfunktion
P-Glied Proportionalglied	$v(t) = K_\mathrm{P}\, u(t)$	$G(s) = K_\mathrm{P}$		$h(t) = K_\mathrm{P}\, \sigma(t)$	
I-Glied Integrierendes Glied	$v(t) = K_\mathrm{I} \int_0^t u(\tau)\, \mathrm{d}\tau$	$G(s) = \dfrac{K_\mathrm{I}}{s}$		$h(t) = K_\mathrm{I}\, t\, \sigma(t)$	
D-Glied Differenzierendes Glied	$v(t) = K_\mathrm{D}\, \dfrac{\mathrm{d}u(t)}{\mathrm{d}t}$	$G(s) = K_\mathrm{D}\, s$		$h(t) = K_\mathrm{D}\, \delta(t)$	
T_t-Glied Totzeit-Glied	$v(t) = u(t - T_\mathrm{t})$	$G(s) = \mathrm{e}^{-sT_\mathrm{t}}$		$h(t) = \sigma(t - T_\mathrm{t})$	
T_1-Glied Verzögerungsglied 1. Ordnung	$T\dot{v}(t) + v(t) = u(t)$	$G(s) = \dfrac{1}{1 + sT}$		$h(t) = \left(1 - \mathrm{e}^{-\frac{t}{T}}\right) \sigma(t)$	
T_2-Glied Verzögerungsglied 2. Ordnung	$\dfrac{1}{\omega_0^2}\, \ddot{v}(t) + \dfrac{2\vartheta}{\omega_0}\, \dot{v}(t) + v(t) = u(t)$	$G(s) = \dfrac{1}{1 + \dfrac{2\vartheta}{\omega_0}\, s + \dfrac{1}{\omega_0^2}\, s^2}$		$h(t) = f(\omega_0, \vartheta, t)\, \sigma(t)$	

Bild 9. Lineare Grundglieder

X Lineare Grundglieder

Linear basic elements

Die funktionelle Betrachtungsweise läßt den Schluß zu, daß die Systematisierung der real vorkommenden Systeme auf eine endliche Anzahl von Grundfunktionen führt. Diese werden tatsächlich von nur sechs Grundgliedern repräsentiert, deren Gegenüberstellung in **Bild 9** sowohl mathematische Gleichungen (Differentialgleichung, Übertragungsfunktion und Übergangsfunktion) als auch graphische Darstellungen (Ortskurve und Übergangsfunktion) verwendet.

2.3.1 *P*-Glied. Proportional element

Das *Proportionalglied* verknüpft die Ausgangs- und die Eingangsgröße durch einen Faktor K_P, der *Proportionalbeiwert* (*P*-Beiwert) genannt wird. Das Übertragungsverhalten ist zeit- und damit auch frequenzunabhängig. In der $G(\mathrm{j}\omega)$-Ebene wird das *P*-Glied durch einen Punkt auf der positiven reellen Achse markiert. Die Übergangsfunktion besitzt für $t > 0$ den konstanten Wert K_P.

2.3.2 *I*-Glied. Integral element

Vom *integrierenden Übertragungsglied* wird das Zeitintegral der Eingangsgröße gebildet und mit einem Faktor K_I multipliziert, der *Integrierbeiwert* (*I*-Beiwert) heißt. Die Dimension von K_I ist (zumindest) die einer Frequenz ($\mathrm{Hz} = 1/s$). „Zumindest“ bezieht sich auf den Fall, daß $u(t)$ und $v(t)$ die gleiche Dimension besitzen. Im Bildbereich spiegelt sich die Integration in der Multiplikation mit $1/s$ wider. Die Ortskurve des Frequenzganges ($s = \mathrm{j}\omega$) weist für alle Frequenzen eine Phasendrehung um $\varphi = -90°$ (sog. *Phasennacheilung*) aus ($1/\mathrm{j} = -\mathrm{j}$). Die Übergangsfunktion zeigt einen zeitproportionalen Anstieg; jedem Wert der Eingangsgröße ist eine durch den *I*-Beiwert bestimmte *Änderungsgeschwindigkeit* zugeordnet.

2.3.3 *D*-Glied. Derivative element

Das *differenzierende Übertragungsglied* ist eine Funktionseinheit, welche den Differentialquotienten der Eingangsgröße nach der Zeit bildet und mit einer Konstanten K_D multipliziert, die *Differenzierbeiwert* (*D*-Beiwert) genannt wird. K_D hat (zumindest) die Dimension der Zeit. Die Übertragungsfunktion besteht aus dem Produkt von K_D und der Bildvariablen s. Die Ortskurve belegt bei frequenzproportionaler Betragsänderung nur die positive imaginäre Achse; dies entspricht einer generellen Phasendrehung um $\varphi = +90°$ (sog. *Phasenvoreilung*). Die Übergangsfunktion hat die Form der Impulsfunktion. Bei Verwendung einer Anstiegsfunktion am Eingang des *D*-Gliedes ergäbe sich dagegen am Ausgang ein konstanter Wert, dem eine durch K_D bestimmte Änderungsgeschwindigkeit der Eingangsgröße zugeordnet ist.

2.3.4 T_t-Glied. Dead time element

Das *Totzeitglied* ist eine Funktionseinheit, dessen Kennlinie zwar der eines *P*-Gliedes mit $K_\mathrm{P} = 1$ entspricht, die aber das Eingangssignal erst um die *Totzeit* T_t später am Ausgang erscheinen läßt. Die Übergangsfunktion zeigt anschaulich diese Zeitverschiebung. Die Ortskurve weist bei konstantem Betrag eine frequenzproportionale Phasendrehung aus.

2.3.5 T_1-Glied. First order delay element

Das *Verzögerungsglied 1. Ordnung* ist durch seine *Verzögerungszeit* T charakterisiert, die traditionell auch als *Zeitkonstante* bezeichnet wird. Die Merkmale des Verzögerungsgliedes wurden bereits erläutert. Es enthält jeweils *einen* Speicher. Für das T_1-Glied ist die nur *einseitige* Krümmung der Übergangsfunktion typisch. Wie das *I*-Glied bewirkt das T_1-Glied eine negative Phasendrehung; diese ist aber nicht für alle Frequenzen konstant, sondern erstreckt sich mit wachsender Frequenz von $\varphi = 0°$ (für $\omega = 0$) bis $\varphi = -90°$ (für $\omega = \infty$).

2.3.6 $T_{2/n}$-Glied. Second or higher order delay element

Das *Verzögerungsglied 2. Ordnung* beschreibt das dynamische Verhalten von technischen Systemen, in denen *zwei* Speicher vorhanden sind; diese können einem gemeinsamen, aber auch zwei verschiedenen Speichermedien zugehörig sein. Das T_2-Glied weist im Gegensatz zum T_1-Glied eine Übergangsfunktion auf, die einen Wendepunkt (WP) und deshalb einen *zweiseitig* gekrümmten Verlauf besitzt. Die Ortskurvendarstellung zeigt, daß die maximale negative Phasendrehung doppelt so groß wie beim T_1-Glied ist; sie reicht von $\varphi = 0°$ (für $\omega = 0$) bis $\varphi = -180°$ (für $\omega = \infty$). In Abhängigkeit vom *Dämpfungsgrad* ϑ, der eine Maßzahl für das Abklingen des Einschwingvorganges ist, sind zwei verschiedene Verhaltensweisen des T_2-Gliedes zu unterscheiden.
Bei $\vartheta \geq 1$ hat die Übergangsfunktion einen aperiodischen (schwingungsfreien) Verlauf. Aus der Ortskurve ist der mit steigender Frequenz stetig fallende Betrag ablesbar. Das T_2-Glied mit diesem Verhalten kommt durch die Reihenschaltung von zwei Verzögerungsgliedern 1. Ordnung mit den Verzögerungszeiten T_1 und T_2 zustande. Die Übertragungsfunktion lautet

$$G(s) = \frac{1}{(1 + sT_1)(1 + sT_2)}. \tag{16}$$

Für $\vartheta < 1$ handelt es sich dagegen um ein Schwingungsglied.
Technisch-physikalische Systeme des Maschinenbaus können selbstverständlich auch drei oder noch mehr Energiespeicher enthalten. Die Übergangsfunktion eines solchen *Systems höherer Ordnung* unterscheidet sich qualitativ aber nicht von der eines Systems 2. Ordnung. Quantitativ ist mit zunehmender Ordnung eine Verschiebung der Kurve in Richtung höherer Zeitwerte zu beobachten, d. h., die Übergangsfunktion verläuft in der Nähe des Nullpunktes immer flacher. Die qualitative Übereinstimmung erlaubt es jedoch, summarisch vom System zweiter und höherer Ordnung bzw. kurz vom T_n-Glied ($n \geq 2$) zu sprechen und auf die getrennte Behandlung der Systeme ab dritter Ordnung zu verzichten.

2.4 Grundstrukturen des Wirkungsplans
Basic structures of the action diagram

Mit den nur sechs Grundgliedern kann die Dynamik linearer zeitinvarianter Systeme beschrieben werden. Bei realen Maschinen und Anlagen treten die elementaren Verhaltensweisen in der Regel aber nicht einzeln auf; deren oft komplizierte Struktur kann nur durch die Kombination mehrerer Grundglieder nachgebildet werden. Die im Einzelfall auftretenden vielfältigen Kombinationen lassen sich auf drei Grundstrukturen zurückführen.

2.4.1 Reihenstruktur. Chain structure

Mehrere (d. h. mindestens zwei) Grundglieder sind hintereinander angeordnet. Die Ausgangsgröße des vorhergehenden bildet die Eingangsgröße des nachfolgenden Grundgliedes. Aus **Bild 10a** ist ersichtlich, daß die Eingangsgröße der Reihenstruktur $U(s)$ mit der Eingangsgröße des ersten Grundgliedes $U_1(s)$ und die Ausgangsgröße der Reihenstruktur $V(s)$ mit der Ausgangsgröße des letzten (hier des zweiten) Grundgliedes $V_2(s)$ identisch sind. Für die Übertragungsfunktion der Reihenstruktur gilt infolge $V_1(s) = U_2(s)$

$$G(s) = \frac{V(s)}{U(s)} = \frac{V_2(s)}{U_1(s)} = \frac{V_1(s)}{U_1(s)} \cdot \frac{V_2(s)}{U_2(s)} = G_1(s) \cdot G_2(s). \tag{17}$$

Die Übertragungsfunktionen der Grundglieder werden bei der Reihenstruktur multipliziert.

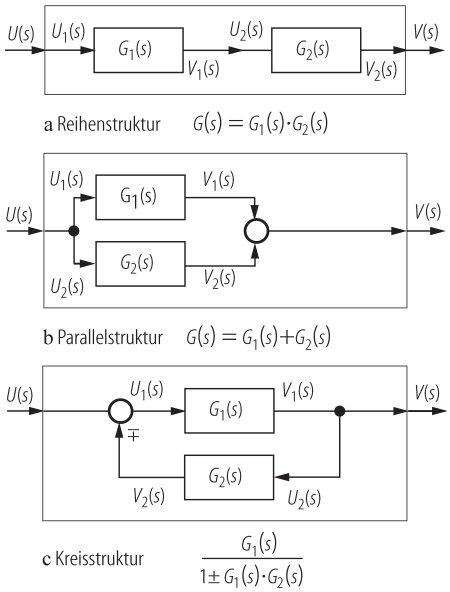


Bild 10a–c. Grundstrukturen des Wirkungsplans. **a** Reihenstruktur; **b** Parallelstruktur; **c** Kreisstruktur

2.4.2 Parallelstruktur. Parallel structure

Mehrere Grundglieder sind parallel angeordnet. Ihre Eingangsgrößen $U_i(s)$ sind mit der Eingangsgröße $U(s)$ der Parallelstruktur identisch. Die Ausgangsgröße $V(s)$ der Parallelstruktur wird aus der Summe der einzelnen Ausgangsgrößen $V_i(s)$ gebildet. Nach elementarer Umrechnung ergibt sich als Ergebnis die Addition der Übertragungsfunktionen der Grundglieder bei Parallelschaltung (**Bild 10b**).

2.4.3 Kreisstruktur. Closed loop structure

Während die Reihen- und die Parallelstruktur beliebig viele Grundglieder enthalten können, besteht die Kreisstruktur gemäß **Bild 10c** prinzipiell nur aus zwei Grundgliedern. Die Ausgangsgröße $V_1(s)$ des oberen Grundgliedes bildet nicht nur die Ausgangsgröße $V(s)$ der Kreisstruktur, sondern zugleich als Rückführung die Eingangsgröße $U_2(s)$ des unteren Grundgliedes. Dessen Ausgangsgröße $V_2(s)$ wird mit der Eingangsgröße des Kreisstruktur $U(s)$ additiv oder subtraktiv zur Eingangsgröße $U_1(s)$ zusammengeführt. Mit $U_2(s) = V_1(s)$ und $U_1(s) = U(s) \mp V_2(s)$ ist die resultierende Übertragungsfunktion leicht zu berechnen.

$$G(s) = \frac{V_1(s)}{U_1(s) \pm V_2(s)} = \frac{\dfrac{V_1(s)}{U_1(s)}}{1 \pm \dfrac{V_1(s)}{U_1(s)} \cdot \dfrac{V_2(s)}{U_2(s)}} = \frac{G_1(s)}{1 \pm G_1(s) \cdot G_2(s)}. \tag{18}$$

In Abhängigkeit vom Vorzeichen der Rückführung sind zwei Fälle zu unterscheiden. Wenn $X_2(s)$ *negativ* in die Additionsstelle einmündet, spricht man von *Gegenkopplung*. In Gl. (18) gilt dann das *positive* Vorzeichen (Regelkreisprinzip!). Bei *positiver* Rückführung entsteht dagegen eine *Mitkopplung*; mit dem Minuszeichen im Nennerausdruck ist die Möglichkeit gegeben, daß der Nenner zu Null und damit der Gesamtausdruck unendlich wird (Oszillatorprinzip!).

Hinweis: Die drei Grundstrukturen können in beliebiger Verschachtelung auftreten. Dies kann beispielsweise bedeuten, daß die „Grundglieder" der Kreisstruktur gar keine sind, sondern in Wirklichkeit auf eine interne Reihen- oder Parallelstruktur zurückgehen, deren Glieder sich wiederum auf Grundstrukturen zurückführen lassen. Ebenso kann die Zusammenschaltung mehrerer Grundglieder insgesamt („von außen betrachtet") eine Reihen- oder Parallelstruktur sein, deren Glieder intern eine Parallel-, Reihen- oder Kreisstruktur bilden.

3 Regelstrecken
Controlled systems

„Die Strecke (Steuerstrecke, Regelstrecke) ist der aufgabengemäß zu beeinflussende Teil des Systems oder der entsprechende Teil des Wirkungsplanes" (DIN 19226/4). Im Maschinenbau handelt es sich dabei um die zu regelnde Maschine oder ein Aggregat; die Strecke stellt im Regelkreis den passiven („geregelten") Teil dar. Vor der Behandlung der Regelstrecken soll deshalb der gesamte Regelkreis im Überblick betrachtet werden.

3.1 Struktur und Größen des Regelkreises
Structure and variables of the control loop

In **X 1** wurde das Wesen der Regelung, für die ein geschlossener Wirkungsablauf mit dem ständigen Vergleich zwischen einer Regelgröße und ihrer Führungsgröße typisch ist, bereits kurz erklärt. Das Ziel besteht darin, *eine* Größe (die Regelgröße x) so zu beeinflussen, daß sie möglichst gut mit der Führungsgröße w (und ggf. deren Änderungen) übereinstimmt. Beim einfachen Regelkreis handelt es sich demzufolge um ein *Eingrößensystem*; die Erweiterung seiner Grundlagen auf Mehrgrößensysteme erfolgt in **X 7**.

3.1.1 Funktionsblöcke des Eingrößen-Regelkreises
Functional blocks of the monovariable control loop

Im rechten Teil von **Bild 1** ist ein Block zur *Bildung der Aufgabengröße* eingezeichnet. Die *Aufgabengröße* x_A ist mit der *Regelgröße* x wirkungsmäßig verknüpft, braucht aber nicht unmittelbar dem Regelkreis anzugehören.

Beispiel: Wenn aufgabengemäß die Zusammensetzung eines Gemisches zu regeln ist, aber diese Zusammensetzung (= Aufgabengröße) nicht unmittelbar erfaßt werden kann, wird sie durch eine von ihr abhängige Eigenschaft (z. B. den pH-Wert oder die Trübe) abgebildet, die als Regelgröße dient. In vielen Fällen kann die Aufgabengröße direkt gemessen werden; da sie dann mit der Regelgröße identisch ist, genügt es meist, wenn nur diese betrachtet wird.

Ganz links ist ein Block zur *Bildung der Führungsgröße* w zu sehen, an dessen Eingang eine unabhängige Größe u wirkt.

Beispiel: Der Drehknopf für die Wahl der gewünschten Innentemperatur beim Kühlschrank erzeugt über eine Schraubspindel mit nachgesetzter Feder eine Kraftwirkung, die durch Gegeneinanderschaltung ständig mit der vom Ausdehnungsthermometer samt Membran (=*Meßeinrichtung*) stammenden Kraft verglichen wird. Das Beispiel macht deutlich, daß die Regel- und die Führungsgröße (Temperaturen) nicht in ihrer ursprünglichen Form verglichen werden, sondern in Gestalt ihrer Signale (Kräfte). Eigentlich müßte immer vom „Signal der Regelgröße" usw. gesprochen werden, aber dies ist weder üblich noch erforderlich.

Die *Regeleinrichtung* besteht nicht nur aus dem *Regler* (auch *Regelglied* genannt), der die *Regeldifferenz* e nach einer von ihm verwirklichten Funktion in die *Reglerausgangsgröße* y_R umformt, sondern zusätzlich aus dem zuvor angeordneten *Vergleichsglied*. Dieses ist eine Additionsstelle, welcher das von der Meßeinrichtung gebildete Signal der Regelgröße (die *Rückführgröße* r) mit negativem Vorzeichen zugeführt wird, wodurch die Differenzbildung zustandekommt. Das Vergleichsglied ist in der technischen Ausführung entweder gerätetechnischer Bestandteil des Reglers oder funktionelles Element des Regelalgorithmus.
Die *Stelleinrichtung* kann einen *Steller* enthalten, der aus der Reglerausgangsgröße y_R die zur Ansteuerung des Stellglieds erforderliche *Stellgröße* y bildet.

Beispiel: Die Stelleinrichtung ist ein elektrischer Verstärker, der von einem leistungsschwachen Reglerausgangssignal gesteuert wird und das Stellglied (etwa den Stellmotor eines Rohrleitungsventils) betätigt.

Das *Stellglied* ist eine zur *Strecke* gehörende Funktionseinheit und greift in den Materiestrom oder Energiefluß ein.

Beispiel: Beim Rohrleitungsventil ergibt sich zu jedem Wert der am Stellgliedeingang wirkenden Stellgröße y ein zugehöriger Wert des Flüssigkeitsstromes durch das Ventil.

Bild 2 zeigt den vereinfachten Wirkungsplan einer Regelung. Er enthält mit dem oben begründeten Verzicht auf die Meßeinrichtung und auf den Steller sowie auf die Blöcke zur Bildung der Führungs- bzw. der Aufgabengröße nur noch den Regler und die Strecke.

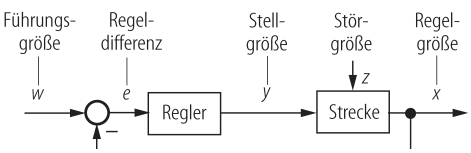


Bild 2. Vereinfachter Wirkungsplan einer Regelung

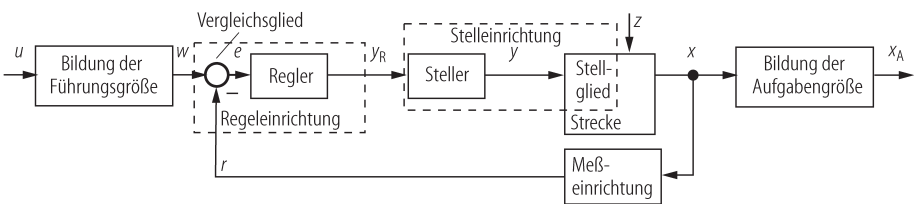


Bild 1. Ausführlicher Wirkungsplan einer Regelung nach DIN 19226/4

3.1.2 Größen des Regelkreises
Variables of the control loop

Die *Regeldifferenz e* am Eingang des Reglers ergibt sich aus zwei Größen; sie berechnet sich aus der *Führungsgröße w* und aus der *Regelgröße x* zu

$$e = w - x, \tag{1}$$

wobei alle drei Größen als Zeitfunktionen zu verstehen sind. Der allgemeine funktionale Zusammenhang lautet somit

$$e = f_1(w, x, t). \tag{2}$$

Die *Stellgröße y* ergibt sich als Funktion von *e* zu

$$y = f_2(e, t). \tag{3}$$

Wie auf den Regler wirken auch auf die Strecke zwei Eingangsgrößen ein. Die *Stellgröße y* beeinflußt den Streckeneingang in regelungstechnisch beabsichtigter Weise. Dagegen beeinträchtigt die *Störgröße z* diese beabsichtigte Beeinflussung; sie begründet damit die Notwendigkeit des Regelkreises. Für die Abhängigkeit der *Regelgröße x* gilt

$$x = f_3(y, z, t). \tag{4}$$

Beispiele für Störgrößen:
- Eingangsmaterie des Prozesses: Änderungen in der Zusammensetzung von zu verarbeitenden Rohstoffen (z. B. Kohle, Erdöl, Erze, Salze) oder von Halbfertigprodukten (z. B. Roheisen, Rohgas, Rohbenzin);
- Ausrüstungsbedingungen: Änderung von Parametern durch Ablagerung (z. B. Kesselstein) oder durch Abnutzung (z. B. Dichtungen, Katalysatoraktivität);
- Umgebungsbedingungen: Änderung von Größen in der Prozeßumgebung (z. B. Temperatur, Druck, Feuchtigkeit), in der Energieversorgung (z. B. Netzspannung, Gasvordruck) oder in der Belastung (z. B. Durchfluß, mechanische Last).

3.1.3 Stell- und Störverhalten der Strecke
Manipulation and disturbance reaction of the controlled system

Auf die Regelstrecke wirken sowohl die Stellgröße *y* als auch die Störgröße *z* als *unabhängige* Größen ein, während die Regelgröße *x* die *abhängige* Größe verkörpert. Somit sind zwei verschiedene, sich überlagernde Wirkungen zu unterscheiden: die eine rührt von der Stellgröße *y* und die andere von der Störgröße *z* her (**Bild 3**). Bei der Charakterisierung der Wirkungen, d. h., der Art und Weise, welche die beiden unabhängigen Größen auf die abhängige Größe *x* ausüben, spricht man im ersten Fall vom *Stellverhalten* der Regelstrecke und im zweiten Fall von ihrem *Störverhalten*.
Die sich überlagernden Wirkungen können durch jeweils ein Übertragungsglied mit Addition der Ausgangsgrößen abgebildet werden. Zur Kennzeichnung des Übertragungsverhaltens werden in **Bild 4** Übertragungsfunktionen verwendet. Dabei wird – um später in **X 7** bei der Beschreibung von Mehrgrößensystemen nicht mehrere Indizes verwenden zu müssen – an Stelle des allgemeinen Symbols $G(s)$ das spezielle Symbol $S(s)$ (Übertragungsfunktion der Strecke) eingeführt. Das

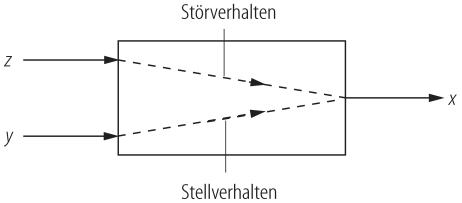


Bild 3. Stell- und Störverhalten der Regelstrecke

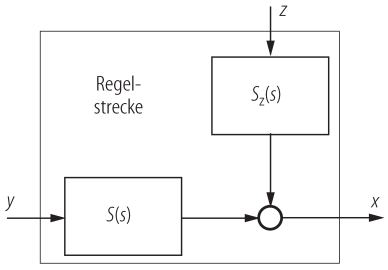


Bild 4. Übertragungsfunktionen der Regelstrecke

Stellverhalten der Strecke wird durch diese Übertragungsfunktion $S(s)$ und das Störverhalten durch $S_z(s)$ verkörpert.

3.2 Regelstrecken mit Ausgleich (*P*-Strecken)
Controlled systems with self-regulation

Diese erste Hauptgruppe umfaßt alle Regelstrecken, bei denen infolge einer sprunghaften Veränderung der Stellgröße die Regelgröße nach einem dynamischen Übergangsvorgang einem neuen Beharrungszustand bzw. Ausgleichswert zustrebt; sie weisen stationär *P*-Verhalten auf und werden als *Proportionalstrecken* bezeichnet. Bei den Regelstrecken der zweiten Hauptgruppe (s. **X 3.3**) ist dies nicht der Fall, sondern die Regelgröße steigt innerhalb ihres möglichen Wertebereiches mit der Zeit unaufhörlich an; sie weisen stationär *I*-Verhalten auf.

3.2.1 *P*-Strecke 0. Ordnung ($P-T_0$)
Proportional controlled system

Die P–T_0-Strecke weist unverzögertes Proportionalverhalten auf und entspricht funktionell unmittelbar dem *P*-Glied (s. **X 2.3.1**). Die Übertragungsfunktion lautet

$$S(s) = K_{PS}. \tag{5}$$

Der *Proportionalbeiwert* K_{PS} der Strecke ist gegeben durch

$$K_{PS} = \frac{\Delta x}{\Delta y} \tag{6}$$

und kann für verschiedene Störgrößenwerte und ggf. verschiedene Arbeitspunkte aus der zugehörigen Kennlinie der Strecke ermittelt werden.

Beispiele:
- Mechanisches Gestänge (**Bild 5 a**): die Enden eines starren Hebels, der in einem Punkt gelagert ist, bewegen sich in proportionaler Abhängigkeit, wobei das Verhältnis der

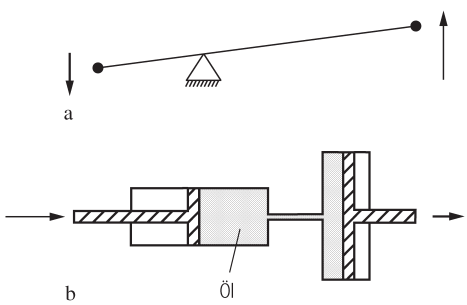


Bild 5 a, b. Beispiele für P-T_0-Strecken. **a** Starrer Hebel; **b** Hydrauliksystem

Hebelarmlängen den *P*-Beiwert bestimmt (Anwendung in mechanischen Gestängen);
– Hydrauliksystem (**Bild 5b**): ein in einem Zylinder bewegter Kolben erzeugt einen Ölstrom und bewirkt dadurch in einem zweiten, über eine Rohrleitung verbundenen Zylinder die Betätigung eines Stellkolbens, wobei sich der *P*-Beiwert aus dem Verhältnis der Zylinderquerschnitte ergibt (Anwendung in hydraulischen Bremsen und Kupplungen).

3.2.2 *P*-Strecke 1. Ordnung ($P-T_1$)
Proportional controlled system with first order delay

Die P–T_1-Strecke besitzt verzögertes Proportionalverhalten. Ihre Übergangsfunktion entspricht qualitativ der des T_1-Gliedes, aber der stationäre Endwert liegt bei K_{PS}. Die Übertragungsfunktion lautet

$$S(s) = \frac{K_{PS}}{1 + sT_S}. \tag{7}$$

T_S ist die *Verzögerungszeit* der Strecke. *Beispiele* wurden in **X 2** gezeigt.

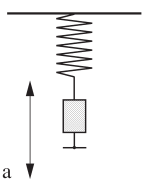
3.2.3 *P*-Strecke 2. und höherer Ordnung ($P-T_n$)
Proportional controlled system with second or higher order delay

Die $P-T_n$-Strecke besitzt mehrfach (zumindest zweifach) verzögertes Proportionalverhalten. Sie entspricht damit funktionell dem T_2-Glied bzw. dem T_n-Glied, wobei wie bei der $P-T_1$-Strecke der stationäre Endwert K_{PS} erreicht wird. Die Übertragungsfunktion lautet

$$S(s) = \frac{K_{PS}}{1 + \frac{2\vartheta}{\omega_0}s + \frac{1}{\omega_0^2}s^2} \tag{8}$$

mit dem *Dämpfungsgrad* ϑ und der *Kennkreisfrequenz* ω_0 (=Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems).

Beispiele:
– Elektromotorischer Antrieb: neben die (bei kleineren Motoren näherungsweise allein wirkende) mechanische Verzögerungskomponente infolge der Massenträgheit des Rotors und seiner Last tritt eine elektrische Verzögerungskomponente, die von der Induktivität der Spulen herrührt;
– Mechanisches System mit endlicher Biegesteifigkeit (Feder-Masse-System, **Bild 6a**): seine zwei Energiespeicher sowie deren Kopplung können Schwingungen bewirken, die infolge von Reibung abklingen (Einschwingbewegung von Roboter- oder Kranarmen);
– Pneumatisches System (**Bild 6b** zeigt ein nicht rückwirkungsfreies Schema): das Vorhandensein von je zwei Speichern und Strömungswiderständen kann zu oszillatorischen Druckänderungen führen (wichtig u. a. für Bewetterungsmaschinen in Bergwerken).



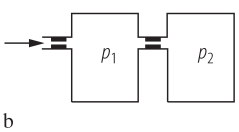
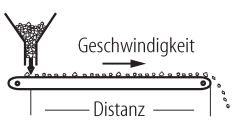


Bild 6a, b. Beispiele für $P-T_2$-Strecken. **a** Feder-Masse-System; **b** pneumatisches Zwei-Speicher-System



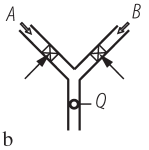


Bild 7a, b. Beispiele für Totzeit-Regelstrecken. **a** Bandförderer; **b** Mischstrecke

3.2.4 *P*-Strecke mit Totzeit ($P-T_t$)
Proportional controlled system with dead time

Die T_t-Strecke weist das charakteristische Verhalten eines Übertragungsgliedes mit *Totzeit* T_t auf (**Bild 7**).

Beispiele:
– Bandförderer (**Bild 7a**): das Fördergut benötigt zum Zurücklegen der Distanz zwischen der Beladestelle und der Abwurf- oder Übergabestelle eine bestimmte Zeit T_t, die sich als Quotient aus der Distanz und der Bandgeschwindigkeit errechnet;
– Blechwalzgerüst: die Messung der Blechstärke kann nicht unmittelbar im Walzspalt, sondern erst an einer in Walzrichtung versetzten Stelle erfolgen, zu deren Erreichen die Blechbahn die Zeitspanne T_t benötigt;
– Mischstrecke (**Bild 7b**): bei der Zusammenführung von zwei Rohrleitungen, in denen jeweils eine Stoffart in vordosierter Menge ankommt, ist die entstandene Mischkonzentration Q in der abführenden Rohrleitung erst nach einer Beruhigungsstrecke und somit zeitversetzt meßbar.

3.2.5 Strecke mit Ausgleich *i*-ter Ordnung und Totzeit ($P-T_i-T_t$)
Proportional controlled system with second or higher order delay and dead time

Die bisher behandelten Regelstrecken mit Ausgleich entsprachen entweder direkt einem der Grundglieder oder sie ließen sich auf die Kombination von zwei Grundgliedern zurückführen. Es können aber auch weiterreichende Kombinationen auftreten. Als allgemeingültiger Fall, der die bisherigen einschließt, ist die Kombination von *P*-Strecken mit verzögerndem Verhalten und zusätzlicher Totzeit zu betrachten. Man spricht dann von einer $P-T_i-T_t$-Strecke ($i \geq 1$).

Beispiel: Die folgende Übertragungsfunktion beschreibt eine $P-T_2-T_t$-Strecke bei schwingungsfreiem Verhalten des Verzögerungsgliedes.

$$S(s) = \frac{K_{PS}}{(1+sT_1)(1+sT_2)} \cdot e^{-sT_t}. \tag{9}$$

Bild 8 zeigt zu dieser Regelstrecke die qualitativen Verläufe der Ortskurve und der Übergangsfunktion. Die spiralförmig verlaufende Ortskurve läßt erkennen, daß für höhere Frequenzen (und dementsprechend für kleine Zeiten) negative Phasenverschiebungen über 360° hinaus auftreten können; diese Eigenschaft ist als „regelungstechnisch schwierig" einzuordnen.

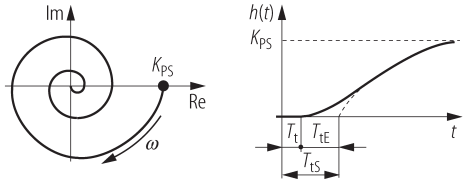


Bild 8. Regelstrecke mit $P-T_2-T_t$-Verhalten. T_t Totzeit, T_{tE} Ersatztotzeit, T_{tS} Summentotzeit

3.3 Regelstrecken ohne Ausgleich (*I*-Strecken)
Controlled systems without self-regulation

Regelstrecken ohne Ausgleich besitzen ein grundlegend anderes Verhalten. Bei ihnen gehört zu jedem konstanten Wert der Stellgröße ein proportionaler Wert der *Änderungsgeschwindigkeit* der Regelgröße. Das Verhalten der Regelstrecken ohne Ausgleich entspricht dem des integrierenden Grundgliedes (s. **X 2.3.2**), weshalb sie auch als *Integralstrecken (I-Strecken)* bezeichnet werden. Sie besitzen grundsätzlich eine negative Phasendrehung von $\varphi = -90°$, die durch hinzukommende Verzögerungs- oder Totzeitanteile vergrößert wird.

3.3.1 *I*-Strecke 0. Ordnung ($I - T_0$)
Integral controlled system

Die I–T_0-Strecke weist unverzögertes Integralverhalten auf und entspricht funktionell unmittelbar dem *I*-Glied. Ihre Übertragungsfunktion lautet

$$S(s) = \frac{K_{IS}}{s}. \tag{10}$$

Der *Integrierbeiwert* K_{IS} der Strecke bezieht die Änderungsgeschwindigkeit der Streckenausgangsgröße auf den Wert der Stellgröße

$$K_{IS} = \frac{\frac{\Delta x}{\Delta t}}{\Delta y}. \tag{11}$$

Beispiele:
- Zylindrischer Behälter für feste (staub- oder granulatartige) und flüssige Stoffe (**Bild 9 a**): der Füllstand steigt bei konstantem Volumenzufluß zeitproportional an (Öltank, Kohlebunker);
- Fahrzeug: der auf eine feste Richtung bezogene Kurswinkel nimmt bei konstanter Lenkungsverstellung ständig zu (Auto, Schiff, Flugzeug, Rakete);
- Idealer Motor (**Bild 9 b**): der Drehwinkel eines als trägheitslos angenommenen Motors wächst bei konstanter Drehzahl zeitproportional (elektrischer Energieverbrauchszähler);
- Schüttprozeß: bei der Lagerung von staub- oder granulatartigen Feststoffen steigt das Schüttvolumen linear an („Schüttkegel" bei Kohle-, Sand- oder Schotterlagerung).

3.3.2 *I*-Strecke 1. Ordnung ($I - T_1$)
Integral controlled system with first order delay

Die I–T_1-Strecke besitzt verzögertes *I*-Verhalten. Ihre Übergangsfunktion weist für kleine Zeiten einen langsameren Anstieg als beim reinen I-Glied aus, erreicht dann aber die gleiche Änderungsgeschwindigkeit. Die Ortskurve macht die über den Wert von –90° hinausgehende negative Phasendrehung deutlich. Beide Kurven sind in **Bild 10** dargestellt.

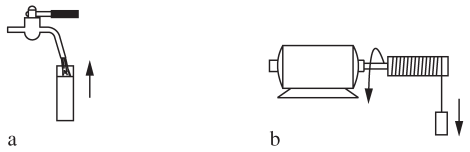


Bild 9 a, b. Beispiele für I–T_0-Regelstrecken. **a** Zylindrischer Behälter; **b** idealer Motor

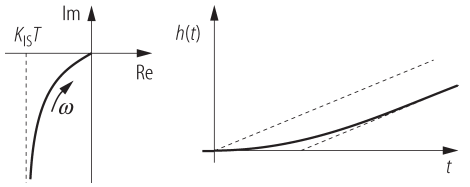


Bild 10. Ortskurve und Übergangsfunktion einer Regelstrecke mit I–T_1-Verhalten

Beispiel: Technische Seilwinde: Der Drehwinkel eines belasteten Motors wächst nach anfänglicher Verzögerung zeitproportional (Höhenänderung beim Personenlift, Windwerk, Aufzug oder Kran; Schwenkbewegung von Robotern oder Baggern).

Die Übertragungsfunktion lautet

$$S(s) = \frac{K_{IS}}{s(1 + sT_S)} \tag{12}$$

und veranschaulicht, daß die I–T_1-Strecke als Reihenschaltung einer I–T_0-Strecke und eines T_1-Gliedes zu verstehen ist.

3.3.3 *I*-Strecke *i*-ter Ordnung und Totzeit ($I - T_i - T_t$)
Integral controlled system with second or higher order delay and dead time

Wie bei den Regelstrecken mit Ausgleich können auch bei *I*-Regelstrecken mehrere dynamische Anteile hinzutreten. Es wird der allgemeine Fall dargestellt, der durch folgende Übertragungsfunktion gekennzeichnet ist (ϑ: Dämpfungsgrad, ω_0: Kennkreisfrequenz).

$$S(s) = \frac{K_{IS}}{s\left(1 + \frac{2\vartheta}{\omega_0}s + \frac{1}{\omega_0^2}s^2\right)} \cdot e^{-sT_t} \tag{13}$$

Beispiele:
- I–T_2-Strecke: Kurs von Schiffen und Flugzeugen nach Ruderverstellung;
- I–T_t-Strecke: Volumenzunahme des Haldenschüttkegels eines Abraumabsetzers im Braunkohlenbergbau bei Schüttgutzuförderung über ein Förderband.

4 Regler. Controllers

Der vereinfachte Regelkreis nach **X 3 Bild 2** enthält außer der Regelstrecke nur den Regler. Ihm kommen nach DIN 19 226/4 die Aufgaben zu, durch den Vergleich der Regelgröße x mit der Führungsgröße w zunächst die Regeldifferenz e als Eingangsgröße und daraus die Stellgröße y als Ausgangsgröße des Reglers so zu bilden, daß im Regelkreis die Regelgröße – auch beim Auftreten von Störgrößen – der Führungsgröße so schnell und genau wie möglich nachgeführt wird.
Es gibt lineare (stetige) und nichtlineare Regler (s. **X 6.2**). Die linearen Regler können nach sehr verschiedenen Kriterien eingeteilt werden; von vorrangiger Bedeutung ist aber ihr dynamisches Verhalten. Nachfolgend werden zunächst die drei dynamischen Grundanteile und anschließend deren typische Kombinationen vorgestellt.

4.1 Arten linearer Regler
Types of linear controllers

4.1.1 *P*-Anteil, *P*-Regler
Proportional controller

Der Proportionalanteil, der als *P*-Regler eine selbständige Funktionseinheit bilden kann, wandelt die Regeldifferenz e in eine proportionale Stellgröße y um

$$y(t) = K_{PR} \cdot e(t). \tag{1}$$

Die Übertragungsfunktionen der *R*egler werden mit $R(s)$ bezeichnet. Für den *P*-Regler gilt

$$R(s) = K_{PR}. \tag{2}$$

Darin ist K_{PR} der *Proportionalbeiwert* des Reglers. Er ist ebenso wie der Proportionalbeiwert der Strecke (K_{PS}) in der Regel dimensionsbehaftet und drückt den Anstieg der linearen Reglerkennlinie aus. Die Linearität ist auf den *Proportionalbereich* X_P begrenzt (**Bild 1**).
Das Stellsignal y ist auf einen Maximalwert, den *Stellbereich* Y_h, begrenzt. Entsprechend besitzt das Eingangssignal einen maximalen Aussteuerbereich, den *Regelbereich* X_h. Im Fall der Kennlinie *1* ist der Proportionalbereich X_P kleiner als der Regelbereich X_h; dann begrenzt der Stellbereich Y_h die Linearität der Reglerkennlinie. Bei der Kennlinie *3* ist dagegen der Proportionalbereich X_P gleich dem Regelbereich X_h; der Stellbereich Y_h wird nicht voll genutzt. Die Kennlinie *2* stellt den Grenzfall dar.

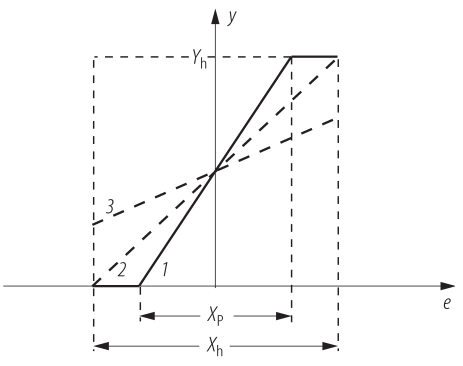


Bild 1. Kennlinienfeld eines *P*-Reglers. X_P Proportionalbereich, X_h Regelbereich, Y_h Stellbereich

4.1.2 *I*-Anteil, *I*-Regler
Integral controller

Für den integrierenden Anteil, der als *I*-Regler ebenfalls eine selbständige Funktionseinheit bilden kann, gilt

$$y(t) = K_I \int e(t)\,dt; \quad R(s) = \frac{K_I}{s}. \tag{3}$$

Integrierbeiwert K_I ist der Kennwert des *I*-Reglers, der die Dimension einer Frequenz besitzt und deshalb häufig in reziproker Form als *Integrierzeit* T_I angegeben wird

$$y(t) = \frac{1}{T_I} \int e(t)\,dt; \quad R(s) = \frac{1}{T_I s}. \tag{4}$$

4.1.2 *PI*-Regler
Proportional plus integral controller

Beim *PI*-Regler überlagern sich die Wirkungen des *P*- und des *I*-Anteiles. Die Addition der Anteile führt zur resultierenden Differentialgleichung

$$\begin{aligned} y(t) &= K_{PR} \cdot e(t) + K_I \int e(t)\,dt \\ &= K_{PR} \left[e(t) + \frac{K_I}{K_{PR}} \int e(t)\,dt \right]. \end{aligned} \tag{5}$$

Mit Einführung der *Nachstellzeit* T_n ergibt sich

$$y(t) = K_{PR} \left[e(t) + \frac{1}{T_n} \int e(t)\,dt \right]. \tag{6}$$

Die Nachstellzeit (neben dem Proportionalbeiwert K_{PR} die zweite Kenngröße des *PI*-Reglers!) ist die Zeit, die der *I*-Anteil benötigt, um eine gleich große Stellgrößenänderung zu erzielen, wie sie der *P*-Anteil sofort bewirkt. Die vom *I*-Anteil herrührende Reglerkomponente entsteht um die Zeitspanne T_n *später*, was der Nachstellzeit ihren Namen gegeben hat.

4.1.4 *PD*-Regler
Proportional plus derivative controller

Bei der Kombination des *P*- und des *D*-Anteiles wird in ähnlicher Weise ein neuer Zeitbeiwert definiert

$$y(t) = K_{PR} \cdot e(t) + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt} = K_{PR} \left[e(t) + \frac{K_D}{K_{PR}} \cdot \frac{de(t)}{dt} \right],$$

$$y(t) = K_{PR} \left[e(t) + T_v \cdot \frac{de(t)}{dt} \right]. \tag{7}$$

Die *Vorhaltzeit* T_v bildet neben K_{PR} die zweite Kenngröße des *PD*-Reglers. Sie ist als die Zeitspanne definiert, um welche die Anstiegsantwort eines *PD*-Reglers einen bestimmten Wert der Stellgröße *früher* erreicht als sie ihn infolge des *P*-Anteiles erreichen würde.

4.1.5 *PID*-Regler
Proportional plus integral plus derivative controller

$$y(t) = K_{PR} \left[e(t) + \frac{1}{T_n} \int e(t)\,dt + T_v \cdot \frac{de(t)}{dt} \right]. \tag{8}$$

Es sind alle drei Grundanteile linearer Regler enthalten. Man kann sich demnach den *PID*-Regler als eine Parallelstruktur vorstellen, die aus je einem *P*-, *I*- und *D*-Glied besteht.
Die drei Reglerbeiwerte
– Proportionalbeiwert K_{PR},
– Nachstellzeit T_n und
– Vorhaltzeit T_v
sind zugleich die *Einstellwerte* des *PID*-Reglers. Es sind diejenigen Werte eines praktisch ausgeführten Reglers, welche im Ergebnis des regelungstechnischen Entwurfsprozesses festzulegen („zu parametrieren“) sind. Diese Reglerbeiwerte sind so definiert, daß sie die voneinander unabhängige Einstellung des *P*-, *I*- und *D*-Anteiles zulassen.

Bild 2 gibt eine Übersicht zu den Arten linearer Regler.

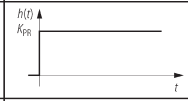
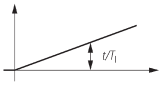
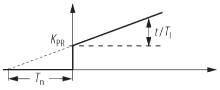
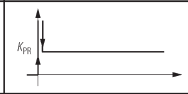
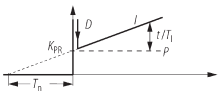
Reglertyp	Differentialgleichung	Übertragungsfunktion	Übergangsfunktion	Kennwerte
P-Regler	$y(t) = K_{PR} \cdot e(t)$	$R(s) = K_{PR}$		K_{PR} Proportionalbeiwert
I-Regler	$y(t) = \frac{1}{T_I}\int e(t)\,dt$	$R(s) = \frac{1}{T_I s}$		T_I Integrierzeit
PI-Regler	$y(t) = K_{PR}\left[e(t) + \frac{1}{T_n}\int e(t)dt\right]$	$R(s) = K_{PR}\left(1 + \frac{1}{T_n s}\right)$		T_n Nachstellzeit
PD-Regler	$y(t) = K_{PR}\left[e(t) + T_v \cdot \frac{de(t)}{dt}\right]$	$R(s) = K_{PR}(1 + T_v s)$		T_v Vorhaltzeit
PID-Regler	$y(t) = K_{PR}\left[e(t) + \frac{1}{T_n}\int e(t)\,dt + T_v \frac{de(t)}{dt}\right]$	$R(s) = K_{PR}\left(1 + \frac{1}{T_n s} + T_v s\right)$		*P* *P*-Anteil *I* *I*-Anteil *D* *D*-Anteil

Bild 2. Übersicht der Grundtypen und Kombinationen linearer Regler

4.2 Technische Ausführung der Regler
Controlling system equipment

4.2.1 Verstärker mit Rückführung
Amplifier with feedback element

Bei elektronischen oder pneumatischen Ausführungen von Reglern bediente man sich in der Vergangenheit zumeist des Einsatzes zeit- bzw. frequenzabhängiger Rückführungen. Der Anordnung liegt eine *Kreisstruktur* (s. **X 1**, **X 2.4.3**) zugrunde. Im Vorwärtszweig liegt ein Verstärker mit der Übertragungsfunktion $G_\infty(s) = V$ $(V \gg 1)$, die *gegenkoppelnde Rückführung* besitzt die Übertragungsfunktion $G_r(s)$

$$R(s) = \frac{G_\infty(s)}{1 + G_\infty(s) \cdot G_r(s)}. \tag{9}$$

Bei genügend hohem Verstärkungsgrad V $(V \to \infty)$ kann man näherungsweise schreiben

$$R(s) = \frac{V}{1 + V \cdot G_r(s)} = \frac{1}{1/V + G_r(s)} \approx \frac{1}{G_r(s)}. \tag{10}$$

Daraus ergibt sich die Übertragungsfunktion $R(s)$ der Kreisstruktur in Näherung als die reziproke Übertragungsfunktion der Rückführung $G_r(s)$. „Reziprok" bedeutet, daß sich bei einer differenzierenden Rückführung ein Regler mit *I*-Verhalten ergibt, während umgekehrt eine integrierende Rückführung zu einem Regler mit *D*-Verhalten führt.

Beispiel: Verzögerte (*I*-ähnliche) Rückführung

Bei der Verwendung eines Verzögerungsgliedes vom $P-T_1$-Typ mit

$$G_r(s) = \frac{K_P}{1 + sT} \tag{11}$$

als Rückführung zu einem idealen Gleichspannungsverstärker $(V \to \infty)$ ergibt sich näherungsweise ein Regler mit *PD*-Verhalten

$$R(s) \approx \frac{1}{\frac{K_P}{1 + sT}} = \frac{1}{K_P}(1 + sT). \tag{12}$$

4.2.2 Rechnergestützter Regler
Computer based controller

Da die heute im Maschinenbau zum Einsatz kommenden Automatisierungsgeräte zum größten Teil rechnergestützt arbeiten, tritt die konventionelle Ausführung von Reglern immer mehr in den Hintergrund. An die Stelle der früheren elektronischen Realisierung der Regelfunktion tritt der *Regelalgorithmus*, der im Automatisierungsgerät durch den Ablauf eines Rechenprogrammes verwirklicht wird.

Das Programm schreibt nur im Ausnahmefall der Anwender selbst; üblich ist vielmehr die Bereitstellung durch den Gerätehersteller, und zwar auf Diskette oder als EPROM-Schaltkreis. Das *PID*-Rechenprogramm ist dann ein Softwarebaustein neben anderen und kann als Unterprogramm eingesetzt werden.

Die moderne Realisierung ändert nichts an der *PID*-Funktion selbst. Die Einstellwerte K_{PR}, T_n und T_v werden allerdings nicht mehr mittels Drehknöpfen vorgegeben, sondern durch die Übergabe von Digitalwerten im Anwenderprogramm. Das *PID*-Rechenprogramm ist innerhalb des Gesamtprogrammes mehrfach aufrufbar, so daß ein rechnergestütztes Automatisierungsgerät mehrere konventionelle Regler ersetzen kann *(Mehrkanalregler)*.

Bei heutigen Regelungsgeräten funktioniert auch die Informationsübertragung von und zu den Meß- und Stellgliedern anders. Die Meßfühlerausgänge liefern überwiegend analogkontinuierliche Signale, die in gewissen Zeitabständen abgetastet und in den Regler übertragen werden. Für den dort programmbasiert vorhandenen Regelalgorithmus ergibt sich, daß die Regelgröße x nur jeweils im Abstand des Tastintervalls T abgefragt und mit der Führungsgröße w zur Ermittlung der Regeldifferenz e verglichen wird. Zur nachfolgenden Verarbeitung der Regeldifferenz wird die *PID*-Funktion durch die sequentielle Abarbeitung der einzelnen Programmanweisungen verwirklicht, wozu wiederum eine gewisse Zeit erforderlich ist. Erst danach kann der berechnete aktuelle Wert der Stellgröße y an das Stellglied ausgegeben werden.

Hinweis: Wenn das Tastintervall als Zeitspanne zwischen zwei Meßwerterfassungen bzw. Stellgrößenausgaben relativ

klein gegenüber den dynamischen Beiwerten der Maschine ist, bemerkt man die diskontinuierliche Arbeitsweise des rechnergestützten Reglers praktisch nicht. Dieser Fall wird als *quasikontinuierlich* bezeichnet; die darauf beruhende regelungstechnische Betrachtungsweise ist gegenüber der exakten Berechnung vereinfacht und wird z. B. in **X 7** angewendet.

4.2.3 Entwicklungstendenzen. Trends

Rechnergestützte Automatisierungsgeräte:
Im Maschinenbau werden zunehmend Automatisierungsgeräte eingesetzt, die einen Mikrorechner in Gestalt der *CPU* (zentralen Verarbeitungseinheit) sowie von Speicher- (*RAM*, *EPROM*) und Ein-/Ausgabebausteinen enthalten; sie realisieren ihre Funktion(en) auf der Grundlage von *Anwenderprogrammen* (AP). Zu unterscheiden sind:
– Numerische Maschinen- und Robotersteuerungen: *NC*, *RC*
– Speicherprogrammierbare Steuerungen: *SPS*
– Industrie-PCs: *IPC*

Beispiel: Der Leistungsumfang *speicherprogrammierbarer Steuerungen* ist weder auf die Bitverarbeitung noch auf das Steuern beschränkt. Die Verarbeitung von Analogwerten und die Erfüllung von Regelungsaufgaben sind heute selbstverständlich. Die Ein- und Ausgabe von Analogwerten erfolgt über spezielle Baugruppen, deren interne Verbindung zum AP-System durch *Standard-Funktionsbausteine* hergestellt wird, die nur der Parametrierung bedürfen. Für die Realisierung von Reglerfunktionen können einerseits spezielle *Organisationsbausteine* verwendet werden, die den Regelalgorithmus programmbasiert abarbeiten (SPS als *Software-Regler*). Andererseits stehen *intelligente Peripheriebaugruppen* als *Hardware-Regler* zur Verfügung. SPS-Anwendungen beziehen meist *Prozeßvisualisierungssysteme* sowie die Vernetzung mehrerer Geräte über *Bussysteme* mit ein.

Moderne Regelalgorithmen:
Der *PID*-Algorithmus nimmt noch immer in der Regelungstechnik die Spitzenposition ein. Außer traditionsbezogenen Gründen steht dies wohl auch damit im Zusammenhang, daß er menschlichen Reaktionen nachempfunden zu sein scheint (*P*: je mehr Regeldifferenz, desto mehr Stelleingriff; *I*: je mehr, desto schneller; *D*: je schneller, desto mehr). Erst mit dem Aufkommen moderner Automatisierungsgeräte sind andere („höhere") Regelalgorithmen praxisrelevant geworden, da der oft hohe Rechenaufwand zu ihrer Realisierung mit der Verfügbarkeit preiswerter mikrorechnerbasierter Steuer- und Regelgeräte zunehmend weniger ins Gewicht fällt.

Beispiel: Der *Deadbeat-Regelalgorithmus* erlaubt es, die Ausregelung eines Führungsgrößensprunges in einer endlichen Anzahl von Tastintervallen zu beenden; nach dieser Zeit wird die Regelabweichung exakt zu Null. Dieses anspruchsvolle Ergebnis ist z. B. auch für Störungen am Eingang der Strecke zu erreichen.

Fuzzy Logic/Fuzzy Control:
Die Einbeziehung der Theorie der unscharfen Mengen (*Fuzzy sets*) hat in letzter Zeit die Automatisierungstechnik ganz wesentlich beeinflußt. Die Verwendung von *linguistischen Variablen* wie „kühle Außentemperatur", „mittlere Konzentration" oder „hohe Belastung" ersetzt die bisherige „0"-„1"-Zugehörigkeit aktueller Werte im Sinne von „entweder/oder" durch eine *graduelle* Wertigkeit auf der Grundlage einer stetigen *Zugehörigkeitsfunktion*.
Mit Hilfe der *Fuzzy Logic* bzw. ihrer automatisierungstechnischen Umsetzung als *Fuzzy Control* ist es deshalb in gewissen Grenzen möglich, die Art und Weise menschlichen Denkens bzw. Abwägens nachzubilden. Für die Regelungs- und Steuerungstechnik werden vor allem dann Vorteile erwartet, wenn kein oder nur ein ungeeignetes mathematisches Prozeßmodell existiert oder wenn die Regelstrecke nichtlineares Verhalten aufweist. Fuzzy-Systeme werden z. B. zur Integration in SPS angeboten.

Beispiel: Das Entwurfswerkzeug ProFuzzy der Fa. Siemens gestattet die Eingabe und simulative Erprobung von maximal fünfzig Regeln. Es können bis zu zehn analoge Ein- und vier Ausgangsgrößen des SPS-gesteuerten Prozesses definiert und ihre Zugehörigkeitsfunktionen modifiziert werden. Das Entwurfsergebnis wird online in den *Fuzzy-Datenbaustein* einer SPS Simatic S5 übertragen, womit ein dort residenter *Fuzzy-Funktionsbaustein* parametriert wird.

Von weiteren Entwicklungen ist ebenfalls zu erwarten, daß sie in Zukunft im Maschinenbau zunehmend anzutreffen sein werden. Neben den *evolutioären Algorithmen* seien *neuronale Netze* als dynamische Prozeßmodelle genannt. Oft werden die Methoden in kombinierter Form angewendet, z. B. in Gestalt der *Neuro-Fuzzy-Systeme*.

---

5 Linearer Regelkreis
Linear control loop

5.1 Führungs- und Störungsverhalten des Regelkreises
Reference and disturbance reaction of the control loop

Für die Betrachtung des Regelkreises wird vereinfacht eine Eingangsstörung z_E der Strecke angenommen. Damit ist die in **X 3** definierte Störübertragungsfunktion $S_z(s)$ mit der Stellübertragungsfunktion $S(s)$ identisch (**Bild 1**).

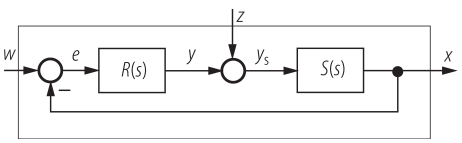


Bild 1. Regelkreis mit Eingangsstörung

Der Regelkreis ist als ein System mit den beiden Eingangsgrößen w (Führungsgröße) und z (Störgröße) sowie der Ausgangsgröße x (Regelgröße) anzusehen (**Bild 2**).
In Analogie zur Regelstrecke, die auch zwei Eingangsgrößen und eine Ausgangsgröße aufweist, werden für den Regelkreis die beiden Übertragungsfunktionen $G_w(s)$ und $G_z(s)$ definiert (**Bild 2**). Sie sind die mathematischen Ausdrücke für das Führungsverhalten des Regelkreises (Wirkung von w auf x) und

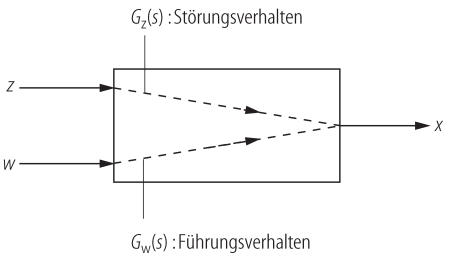


Bild 2. Regelkreis als System

für das Störungsverhalten (Wirkung von z auf x). Mathematisch ergibt sich

$$X = \frac{S(s)\cdot R(s)}{1+S(s)\cdot R(s)}\,W + \frac{S(s)}{1+S(s)\cdot R(s)}\,Z. \quad (1)$$

In dieser Gleichung drückt der auf der rechten Seite vor der Führungsgröße W stehende Ausdruck das Führungsverhalten aus, während der vor der Störgröße Z geschriebene das Störungsverhalten beinhaltet. Somit lautet die *Führungsübertragungsfunktion*

$$G_w(s) = \frac{S(s)\cdot R(s)}{1+S(s)\cdot R(s)}. \quad (2)$$

und die *Störungsübertragungsfunktion* (für Störung am Strekkeneingang)

$$G_z(s) = \frac{S(s)}{1+S(s)\cdot R(s)}. \quad (3)$$

Für das Produkt aus der Strecken- und der Reglerübertragungsfunktion (und ggf. für die Übertragungsfunktionen weiterer Elemente des Regelkreises wie Meß- oder Stellglied) kann abkürzend $G_0(s)$ als Übertragungsfunktion des aufgeschnittenen Kreises eingesetzt werden.

$$G_w(s) = \frac{G_0(s)}{1+G_0(s)};\quad G_z(s) = \frac{S(s)}{1+G_0(s)}. \quad (4)$$

Unter Verwendung dieser Gleichungen lassen sich die Anforderungen an einen idealen Regelkreis mit $G_w(s)=1$ und $G_z(s)=0$ ausdrücken; die letztgenannte Nichtabhängigkeit der Regelgröße von der Störgröße wird als *Invarianz* bezeichnet.

Beide Übertragungsfunktionen des Regelkreises besitzen im Nenner den Ausdruck $[1+G_0(s)]$, der die Eigendynamik bzw. das Schwingungsverhalten prägt.

5.1.1 Führungsverhalten des Regelkreises

Reference reaction of the control loop

Es wirkt keine Störgröße, aber die Führungsgröße $w(t)$ ändert ihren aktuellen Wert nach einer Zeitfunktion und verursacht auf diese Weise die Regeldifferenz

$$e(t) = w(t);\quad z = 0. \quad (5)$$

Die Aufgabe des Regelkreises besteht darin, die Regeldifferenz dadurch zu beseitigen, indem der Wert der Regelgröße den sich ändernden Werten der Führungsgröße angeglichen wird. Diese Art der Regelung wird als *Folgeregelung* bezeichnet. Den qualitativen Verlauf der Regelgröße nach einem Sprung der Führungsgröße w zeigt **Bild 3a**.

Beispiele:

- Verbrennungsregelung: bei der belastungsabhängigen Änderung einer Komponente (Brenngas) ist die andere Komponente (Luft) im konstanten Verhältnis nachzuführen;
- metallurgischer Glühprozeß: die Wärmebehandlung des Werkstücks soll sich nach einem vorgegebenen Temperatur-Zeit-Diagramm vollziehen, das regelungstechnisch einzuhalten ist.

Der Spezialfall einer Folgeregelung, bei der die Führungsgröße nach einem Zeitplan verändert wird, heißt *zeitgeführte Regelung*.

5.1.2 Störungsverhalten des Regelkreises

Disturbance reaction of the control loop

Die Führungsgröße ändert sich nicht, sondern ist auf einen festen Wert eingestellt, der als *Sollwert* x_S bezeichnet wird. Es wirkt eine zeitveränderliche Störgröße $z(t)$, welche die Regelgröße $x(t)$ beeinflußt und dadurch eine Regeldifferenz hervorruft

$$e(t) = x(t);\quad w = 0. \quad (6)$$

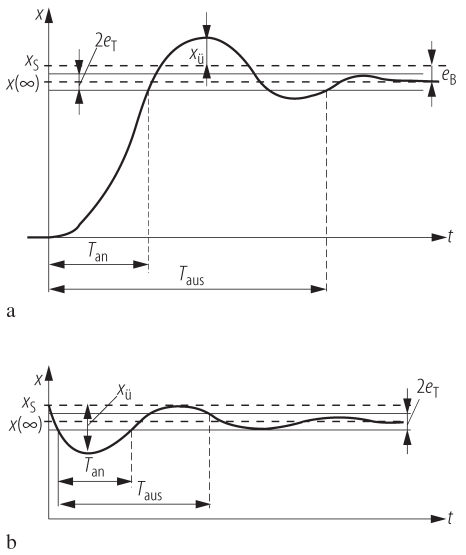


Bild 3a, b. Zeitliche Änderung der Regelgröße. **a** Nach einem Sprung der Führungsgröße; **b** nach einem Sprung der Störgröße e_B bleibende Regeldifferenz. $x_ü$ Überschwingweite, T_{an} Anregelzeit, T_{aus} Ausregelzeit

Die Aufgabe des Regelkreises besteht jetzt darin, den Wert der Regelgröße trotz der Einwirkung einer (oder mehrerer) Störgröße(n) gleich dem Sollwert und damit konstant zu halten. Diese überwiegende Art der Regelung wird *Festwertregelung* genannt. Den qualitativen Verlauf der Regelgröße nach einem Sprung der Störgröße zeigt **Bild 3b**.

Im **Bild 3** sind die Kennwerte der Einschwingvorgänge eingetragen. Beide Zeitverläufe zeigen im Anfangsbereich verschiedene Verläufe, da im Fall a ein früherer Sollwert („0“) durch den neuen Sollwert x_S ersetzt wird, während im Fall b keine Sollwertänderung eintritt.

Die Zeitverläufe streben mit wachsender Zeit einem neuen Beharrungszustand $x(\infty)$ zu, der aber nicht mit dem Sollwert x_S identisch sein muß. Die Differenz wird als *bleibende Regeldifferenz* $e_B = x(\infty) - x_S$ bezeichnet. Die *Überschwingweite* $x_ü$ ist die größte vorübergehende Sollwertabweichung des (Ist-)Wertes der Regelgröße x während des Einschwingvorganges. Bei Festlegung eines Toleranzbereiches der Breite $2\cdot e_T$ sind zwei Kennwerte zur Charakterisierung der Dauer des Einschwingvorganges angebbar. Die *Anregelzeit* T_{an} ist nach DIN 19 226 „die Zeitspanne, die beginnt, wenn der Wert der Regelgröße nach einem Sprung der Führungsgröße oder einer Störgröße einen vorgegebenen Toleranzbereich der Regelgröße verläßt, und die endet, wenn er in diesen Bereich *erstmalig* wieder eintritt“. Dagegen ist die *Ausregelzeit* T_{aus} „die Zeitspanne, die beginnt, wenn der Wert der Regelgröße nach einem Sprung der Führungsgröße oder einer Störgröße einen vorgegebenen Toleranzbereich der Regelgröße verläßt, und die endet, wenn er in diesen Bereich zum *dauernden* Verbleib wieder eintritt“.

5.2 Stabilität des Regelkreises

Control loop stability

Die Kurven in **Bild 3** zeigen abklingende Schwingungen und damit „stabiles“ Verhalten. Ein Regelsystem arbeitet genau dann stabil, wenn es nach einer z. B. sprungförmigen Ände-

rung eines Eingangssignals (Führungs- oder Störgröße) für $t \to \infty$ eine Ruhelage einnimmt.

Die Forderung nach der regelungstechnischen Stabilität ist unabdingbar, d. h., das Regelsystem ist technisch unbrauchbar, wenn es diese Eigenschaft nicht aufweist. Darüber hinaus muß es aber bestimmte Bedingungen erfüllen; z. B. darf es bei bekanntem Maximalwert einer sprungförmig wirkenden Störgröße auch nur eine maximal zulässige Überschwingweite zulassen. Die Stabilität eines linearen Regelkreises ist somit eine *notwendige*, aber nicht hinreichende Eigenschaft.

Zur mathematischen Beschreibung des Stabilitätsverhaltens eines Regelkreises ist von seinen Übertragungsfunktionen auszugehen. Mit dem Nullsetzen des Nennerausdrucks erhält man die *charakteristische Gleichung* des Regelkreises

$$1 + G_0(s) = 0. \tag{7}$$

In algebraischer Form ergibt sich

$$a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + ... + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 = 0. \tag{8}$$

Aussagen über die dynamischen Eigenschaften des so beschriebenen Systems lassen sich aus den Wurzeln der charakteristischen Gleichung und somit aus den *Polen* der Regelkreis-Übertragungsfunktion gewinnen. Da die *Wurzeln* s_i komplex sind ($s = \delta + j\omega$), ergibt sich in Abhängigkeit des Vorzeichens von δ für alle Lösungsanteile entweder ein aufklingender oder ein abklingender Kurvenverlauf bei jeweils unterschiedlicher Anfangshöhe und Frequenz. Somit ist die Frage nach der Stabilität aus der Lage der Wurzeln in ihrer komplexen Ebene zu beantworten (**Bild 4**).

Ein Regelkreis ist genau dann asymptotisch stabil, wenn für die Wurzeln s_i seiner charakteristischen Gleichung gilt:

$$\mathrm{Re}\{s_i\} < 0 \quad \text{für alle} \quad s_i \ (i = 1, 2, ..., n) \tag{9}$$

oder anders ausgedrückt, wenn alle Pole seiner Übertragungsfunktion in der linken s-Halbebene liegen. Dies trifft in **Bild 4** nur auf die Wurzel *(1)* und auf das konjugiert komplexe Wurzelpaar *(4)* zu. Die Existenz einer Wurzel *(2)* oder eines Wurzelpaares *(5)* genügt, um Instabilität zu bewirken Den Grenzfall bildet das rein imaginäre Wurzelpaar *(3)*; dieser Fall ist für die Praxis aufgrund entstehender konstanter Schwingungen bereits unbrauchbar, so daß für alle Wurzeln ein Mindestabstand von der imaginären Achse in Richtung des negativen Realteiles gefordert wird (gestrichelte Linie!).

Die Stabilitätsprüfung an Hand der Lage der Wurzeln mutet simpel an. Praktisch besteht das Problem aber im Aufsuchen der Wurzeln einer algebraischen Gleichung höheren Grades. Dies führte zur Entwicklung von Kriterien, welche eine Stabilitätsaussage ermöglichen, ohne daß die Kenntnis der Wurzeln der charakteristischen Gleichung erforderlich wird. Wenn ihr Wert auch durch die heute verfügbaren rechentechnischen Möglichkeiten gemindert ist, so erlauben die *Stabilitätskriterien* doch interessante Einblicke in die Dynamik des Regelkreises.

Das Stabilitätskriterium nach *Hurwitz* geht aus vom Polynom n-ten Grades ($a_n > 0$)

$$\begin{aligned} P(s) &= a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + ... + a_2 s^2 + a_1 s + a_0 \\ &= a_n (s - s_1)(s - s_2)...(s - s_n) \end{aligned} \tag{10}$$

und besteht in einem Satz von Bedingungen für die Koeffizienten des Polynoms.

So müssen zunächst alle Koeffizienten a_i von $P(s)$ von Null verschieden sein und ein positives Vorzeichen haben; außerdem muß eine Reihe von Determinanten positiv sein.

Beispiele:

$$D_2 = \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_n \\ a_{n-3} & a_{n-2} \end{vmatrix} > 0,$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_n & 0 \\ a_{n-3} & a_{n-2} & a_{n-1} \\ a_{n-5} & a_{n-4} & a_{n-3} \end{vmatrix} > 0. \tag{11}$$

Das Kriterium liefert lediglich eine Ja-Nein-Aussage zur Stabilität; es gibt nur wenig Anhaltspunkte zur Verbesserung der Parameter einer instabilen Regelung.

Das Stabilitätskriterium nach *Nyquist* basiert dagegen auf dem Frequenzgang $G_0(j\omega)$ des offenen (aufgeschnittenen) Regelkreises, speziell seiner graphischen Darstellungsarten als Ortskurve oder als Frequenzkennlinien. Dies bietet den Vorteil, daß vom experimentell aufgenommenen Frequenzgang $G_0(j\omega)$ des Kreises ausgegangen werden kann, wenn die Differentialgleichung nicht zur Verfügung steht. Das Kriterium eignet sich nicht nur für die Überprüfung (*Analyse*) des Regelkreisverhaltens hinsichtlich der Stabilität, sondern auch für den Entwurf (*Synthese*) stabiler Regelsysteme.

Die charakteristische Gleichung geht für $s = j\omega$ ($\delta = 0$) in einen Ausdruck über, der die Stabilitätsgrenze kennzeichnet

$$1 + G_0(j\omega) = 0; \quad G_0(j\omega) = -1. \tag{12}$$

Bei mit wachsender Frequenz ω monoton steigendem Phasenwinkel $\varphi(\omega)$ leitet sich die Stabilitätsaussage aus dem Betrag des Frequenzganges $|G_0(j\omega)|$ bei einer Phasendrehung von –180° ab. Nach der Schließung des Regelkreises kehrt sich bei dieser Phasendrehung die ihm ursprünglich zugrundeliegende Gegenkopplung in die Mitkopplung um, wodurch bei gleichzeitiger Energieeinspeisung die Voraussetzung zur Schwingungsentstehung und damit zur Instabilität gegeben ist. Die Stabilitätsbedingung lautet:

$|G_0(j\omega)| 60; 1$ bei $\varphi = -180°$: der Regelkreis ist stabil;

$|G_0(j\omega)| \geq 1$ bei $\varphi = -180°$: der Regelkreis ist instabil.

Anschaulicher ist in der komplexen Ebene (**Bild 5**) der Verlauf der Ortskurve in Beziehung zu dem *kritischen Punkt* (–1; j 0) zu sehen. Zeigt der Frequenzgang $G_0(j\omega)$ z. B. einen Ver-

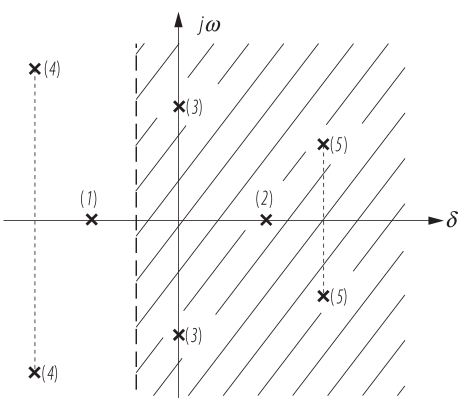


Bild 4. Komplexe Wurzelebene

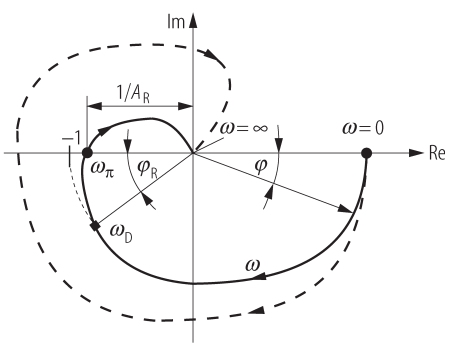


Bild 5. Nyquist-Ortskurven

lauf mit P–T_3-Verhalten wie die durchgezogene Kurve, die den Punkt $(-1; j0)$ nicht umschließt, so ist der Regelkreis nach Schließung stabil. Erhält man aber einen Frequenzgang $G_0(j\omega)$ entsprechend der gestrichelten Kurve (P–T_4-Verhalten), wobei mit steigender Frequenz der Punkt $(-1; j0)$ umfaßt wird und auf der rechten Seite der Kurve erscheint, so führt dies zu einem instabilen Regelkreis. Die zusätzlich eingetragenen Frequenzpunkte bedeuten:

ω_D: Durchtrittskreisfrequenz $[|G_0(j\omega_D)| = 1]$;

ω_π: Phasenschnittkreisfrequenz $[\varphi(\omega_\pi) = -180°]$.

Für die Beurteilung des Einschwingverhaltens und damit der Güte einer Regelung können zwei Kenngrößen dienen.
Die *Betragsreserve* (Amplitudenreserve) A_R ist der reziproke Wert des Amplitudengangs des aufgeschnittenen Regelkreises bei der Phasenschnittkreisfrequenz ω_π;
die *Phasenreserve* φ_R ist die Differenz des Phasengangs des aufgeschnittenen Regelkreises zu $-180°$ bei der Durchtrittskreisfrequenz ω_D.
Je höhere Werte diese beiden im Prinzip austauschbaren Kenngrößen haben, desto größer ist die Dämpfung der Regelgröße.

5.3 Optimierung von Regelkreisen
Control loop optimization

5.3.1 Güte der Regelung. Control loop performance

Durch die Regelgüte wird beurteilt, in welchem Maße eine Regelung die gestellten Anforderungen tatsächlich erfüllt. In **X 5.2** ist die Stabilität des Regelsystems als notwendige Forderung begründet worden. Die Regelgüte geht darüber hinaus und ist hinsichtlich der gestellten Aufgabe eine *hinreichende* Forderung; sie schließt die Stabilität ein. Zur Beurteilung der Güte einer Regelung können die eingeführten Kenngrößen dienen (**Bild 3**).
Die Aufgabe besteht aber nicht nur in der Beurteilung des Regelergebnisses, sondern vor allem in der Schaffung der Voraussetzungen, die zum Erreichen dieses Ergebnisses erforderlich sind. Der *Entwurf* oder die *Synthese* der Regelung läßt sich für den Eingrößen-Regelkreis folgendermaßen beschreiben. An einer Maschine oder technischen Anlage, welche die Regelstrecke bildet und deren Eigenschaften als vorgegeben zu betrachten sind, ist eine Größe selbsttätig zu regeln, wobei die Kenngrößen (z. B. die Überschwingweite $x_{ü}$) bestimmte Werte einhalten sollen. Mit der Vorgabe der Regelstrecke einerseits und dem vom Regelkreis zu erbringenden Ergebnis andererseits sind die Anforderungen zum *Reglerentwurf* definiert.
Der Reglerentwurf selbst untergliedert sich in zwei Teile, die nur nacheinander bearbeitet werden können. Zuerst ist seine *Struktur* festzulegen; darunter versteht man das *qualitative* Reglerverhalten, wofür bisher der Begriff der Reglerarten (z. B. *P*-, *PI*- oder *PID*-Regler) verwendet worden ist. Erst nach der Festlegung der Reglerstruktur kann im zweiten Teil des Entwurfes die *quantitative* Fixierung der Einstellwerte bzw. *Parameter* K_{PR}, T_n und T_v erfolgen.
Im Zusammenhang mit der Behandlung des Stabilitätskriteriums nach Nyquist sind bereits Entwurfsansätze genannt worden. Von weiteren Methoden und Verfahren, die meist auch zur rechnergestützten Nutzung als Software vorliegen, seien genannt:
– das Frequenzkennlinienverfahren,
– das Wurzelortsverfahren,
– die Parameteroptimierung mittels Integralkriterien,
– die Betragsoptimierung,
– die Verwendung von Einstellregeln.

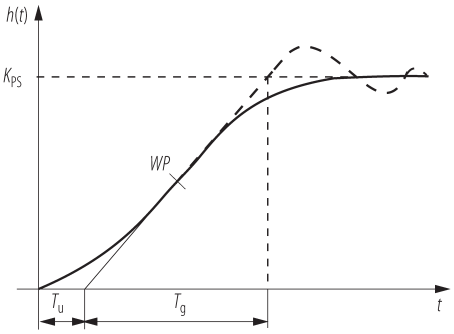


Bild 6. Auswertung der Übergangsfunktion. T_u Verzugszeit, T_g Ausgleichszeit

5.3.2 Einstellregeln für Regelkreise
Rules for control loop optimization

In der Praxis haben sich Einstellregeln als Erfahrungswerte sehr bewährt. Die günstige Reglereinstellung hängt vom Anwendungsfall ab. Bei manchen Vorgängen – z. B. bei Positionieraufgaben an Werkzeugmaschinen und Robotern im Rah-

Tabelle 1. Einstellregeln nach *Ziegler* und *Nichols* (Methode der Stabilitätsgrenze)

Reglertyp	Reglerparameter		
	K_{PR}	T_n	T_v
P-Regler	$0{,}5 \cdot K_{PRkrit}$	–	–
PI-Regler	$0{,}45 \cdot K_{PRkrit}$	$0{,}85 \cdot T_{krit}$	–
PID-Regler	$0{,}6 \cdot K_{PRkrit}$	$0{,}5 \cdot T_{krit}$	$0{,}12 \cdot T_{krit}$

Tabelle 2. Einstellregeln nach *Chien, Hrones* und *Reswick*

Reglertyp	Aperiodischer Regelvorgang mit kürzester Dauer		Periodischer Regelvorgang mit 20% Überschwingweite	
	bei Führung	bei Störung	bei Führung	bei Störung
P	$K_{PR} = \frac{0{,}3}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$	$K_{PR} = \frac{0{,}3}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$	$K_{PR} = \frac{0{,}7}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$	$K_{PR} = \frac{0{,}7}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$
PI	$K_{PR} = \frac{0{,}35}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = 1{,}2 \cdot T_g$	$K_{PR} = \frac{0{,}6}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = 4 \cdot T_u$	$K_{PR} = \frac{0{,}6}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = T_g$	$K_{PR} = \frac{0{,}7}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = 2{,}3 \cdot T_u$
PID	$K_{PR} = \frac{0{,}6}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = T_g$ $T_v = 0{,}5 \cdot T_u$	$K_{PR} = \frac{0{,}95}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = 2{,}4 \cdot T_u$ $T_v = 0{,}42 \cdot T_u$	$K_{PR} = \frac{0{,}95}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = 1{,}35 \cdot T_g$ $T_v = 0{,}47 \cdot T_u$	$K_{PR} = \frac{1{,}2}{K_{PS}} \cdot \frac{T_g}{T_u}$ $T_n = 2 \cdot T_u$ $T_v = 0{,}42 \cdot T_u$

men flexibler Fertigungsprozesse – wird meist ein aperiodischer Einschwingvorgang verlangt. Bei anderen Aufgaben – z. B. bei Druck- und Durchflußregelungen – fallen dagegen Schwingungen der Regelgröße weniger oder nicht ins Gewicht, aber die Regelung muß schnell genug reagieren.

Beispiel 1: Einstellregeln von *Ziegler* und *Nichols*

Die Einstellung des Reglers nach der *Methode der Stabilitätsgrenze* basiert auf einem Experiment am Regelkreis. Zunächst wird der vorhandene Regler als *P*-Regler betrieben (d. h.: $T_n \to \infty$, $T_v \to 0$). Dann wird die Reglerverstärkung K_{PR} so lange vergrößert, bis nach einer sprungförmigen Störung am Streckeneingang die Regelgröße ungedämpfte Dauerschwingungen ausführt; der dabei eingestellte K_{PR}-Wert wird als *kritische Reglerverstärkung* $K_{PR\,krit}$ abgelesen. Außerdem wird die Periodendauer der Dauerschwingung gemessen. Sie bildet als *kritische Periodendauer* T_{krit} die zweite Ergebnisgröße des Experimentes. Die Einstellwerte für einen *P*-, *PI*- oder *PID*-Regler ergeben sich dann nach **Tabelle 1**.

Beispiel 2: Einstellregeln nach *Chien, Hrones* und *Reswick*

Das Verfahren basiert auf der Aufnahme der Übergangsfunktion der Regelstrecke, wobei eine P–T_1–T_t-Struktur gemäß **Bild 6** angenommen wird. Der wesentliche Anwendungsvorteil dieser Einstellregeln besteht darin, daß die Reglerparameter einerseits getrennt für günstiges Führungs- oder Störungsverhalten und andererseits nochmals unterteilt für einen aperiodischen oder periodischen Regelvorgang mit 20% Überschwingweite ablesbar sind (**Tabelle 2**).

6 Spezielle Formen der Eingrößen-Regelung
Special monovariable control

6.1 Mehrschleifige Regelung
Multi-loop control

Bei einer Eingrößen-Regelung kann trotz sorgfältigster Wahl der Einstellwerte der Fall eintreten, daß die gewünschten Gütekennwerte des Einschwingvorganges nicht erreicht werden. Die Ursache dafür liegt im Widerspruch zwischen der Kompliziertheit der gegebenen Regelstrecke und dem angestrebten Regelergebnis. So stellt sich z. B. die *Regelbarkeit* von Strecken mit mehrfachen Verzögerungsanteilen (Strecken höherer Ordnung) oder mit einem Totzeitanteil als ungünstig dar; das Verhältnis T_u/T_g ist dann relativ groß.

Wenn auf dem Wege der Parametrierung keine Ergebnisverbesserung mehr zu erzielen ist, muß dies auf der Grundlage einer veränderten *Struktur* geschehen. Der Regelkreis, der bisher nur aus *einer* Schleife bestand, wird durch die Hinzunahme einer zweiten Schleife strukturell erweitert; es entsteht eine *mehrschleifige Regelung*.

6.1.1 Regelung mit Störgrößenaufschaltung
Feedforward control loop

Sie wird eingesetzt, um bei Festwertregelungen die Störbelastung der Hauptschleife zu reduzieren und auf diesem Weg die Regelgüte zu erhöhen. Die Aufschaltung der Störgröße folgt dem Prinzip der Steuerung (**Bild 1**). Die gemessene Störgröße, die im verallgemeinerten Fall zwischen den Teilen $S_1(s)$ und $S_2(2)$ in die Regelstrecke einmündet, wird in einem *Steuerglied* mit der Übertragungsfunktion $R_z(s)$ multipliziert und als Ausgangsgröße der nun zusätzlich entstandenen Schleife dem Regler $R(s)$ zugeführt. Die gezeichnete Art der Einmündung konkretisiert sich bei praktischen Anwendungen in die Zuführung am Eingang oder am Ausgang des Reglers. Damit ist ein zusätzlicher Informationsweg entstanden, dessen Wirkung den Originaleinfluß der Störgröße auf die Regelgröße durch Kompensation aufheben kann.

Beispiel: Dampfbeheizter Wasserdurchlauferhitzer. Die Temperatur T des Entnahmewassers ist konstant zu halten (**Bild 2**). Neben anderen Störeinflüssen (z. B. schwankende Vorlauftemperatur des Kaltwassers, Wärmeverluste des Systems) wirkt vor allem die unterschiedliche Wasserentnahmemenge (Durchfluß F) als *dominierende Störgröße*. Auf Grund der dynamischen Eigenschaften der Regelstrecke, die eine P–T_i–T_t-Struktur aufweist, ist diese Hauptstörgröße nicht schnell genug ausregelbar. Mit ihrer Messung und der daraus folgenden Zusatzbetätigung des Stellgliedes für den Dampfstrom wird der Temperaturänderung entgegengewirkt und eine höhere Regelgüte erzielt.

6.1.2 Kaskadenregelung. Cascade control

Die Kaskadenregelung (**Bild 3**) oder *Regelung mit Hilfsregelgröße* wird zur Erfüllung hoher Güteansprüche bei einer trägen oder totzeitbehafteten Regelstrecke verwendet. Sie beruht auf der zusätzlichen Messung einer *Hilfsregelgröße* x_h, die über den verzögerungsarmen Streckenteil $S_1(s)$ rascher auf die Stellgröße y reagiert als die Regelgröße x selbst. Damit kann mittels eines *Folgereglers* $R_1(s)$ ein relativ schneller

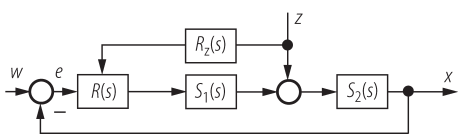


Bild 1. Regelkreis mit Störgrößenaufschaltung

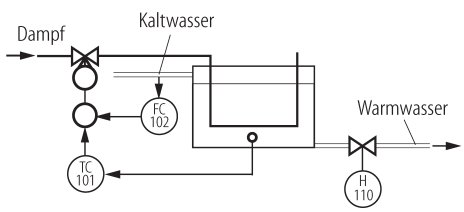


Bild 2. Temperaturregelung mit Durchflußaufschaltung

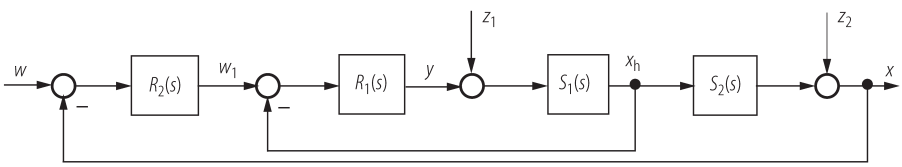


Bild 3. Regelkreis mit Hilfsregelgröße (Kaskadenregelung)

X

Hilfsregelkreis betrieben und die äußere Schleife mit dem *Führungsregler* $R_2(s)$ wesentlich entlastet werden. Auf diese Weise sind für das Gesamtsystem eine Stabilitätsverbesserung und ein günstigeres dynamisches Verhalten erzielbar. Dies gilt insbesondere für eine Eingangsstörung wie z_1; durch die Tätigkeit des Hilfsregelkreises gelangt der Störeinfluß gar nicht mehr durch den Streckenteil $S_2(s)$ bis zur Regelgröße x, sondern wird „auf kurzem Wege" aufgehoben.

Beispiel: Antriebsregelung. Für die Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Gleichstromantrieben ist die Einführung *unterlagerter Regelkreise* ein bewährtes Hilfsmittel; typisch ist die Positionierung (*Lageregelung*) mit unterlagerter Drehzahl- und nochmals unterlagerter Ankerstromregelung.

6.2 Zweipunkt-Regelung. Two-position control

Im Gegensatz zu hohen Güteanforderungen (s. **X 6.1**) sind bei vielen regelungstechnischen Aufgaben die gestellten Anforderungen vergleichsweise gering. Für solche Anwendungen, die überwiegend Festwertregelungen sind, kann aus Gründen der Kosteneinsparung ein *unstetiger* oder *nichtlinearer Regler* eingesetzt werden. Seine Stellgrößenänderung überstreicht nicht wie beim linearen (stetigen) Regler einen zu durchfahrenden Wertebereich, sondern beschränkt sich auf lediglich zwei Werte (**X 2 Bilder 3 c, d**). Infolge der ein- und ausschaltenden Stellgröße erreicht auch die Regelgröße keinen Beharrungszustand, sondern führt um ihn herum ständige Schwankungen aus, die sog. *Arbeitsbewegung*. Diese Pendelungen gehören zum Wesen einer Zweipunktregelung und sind nicht als Instabilität im Sinne des linearen Regelkreises zu bewerten. Es ist charakteristisch für die Amplitude der Arbeitsbewegung, daß sie relativ klein gegenüber dem Sollwert ist und praktisch oft gar nicht bemerkt wird.

Beispiele: Zweipunktregelungen

- Drehzahlregelung mit Fliehkraft-Kontakt-Regler (z. B. bei Notstromaggregaten zur Erzeugung konstanter Spannung trotz schwankender Belastung);
- Standregelung in Behältern mit diskreter (Grenzwert-) Standmessung (z. B. durch den Einsatz von kapazitiven, induktiven oder berührungsempfindlichen Sensoren).

Bild 4 zeigt den Regelgrößenverlauf beim Einsatz eines Zweipunktreglers mit Schaltdifferenz an einer I–T_t-Strecke, die im mittleren Zeit- und Frequenzbereich näherungsweise zugleich eine P-Strecke mit Verzögerung abbildet.

Die Amplitude und die Periodendauer der Arbeitsbewegung lassen sich leicht berechnen, wenn der nachstehende Betrag der Änderungsgeschwindigkeit von x zugrundegelegt wird

$$|\dot{x}| = K_{IS} \cdot \frac{1}{2} Y_h.$$

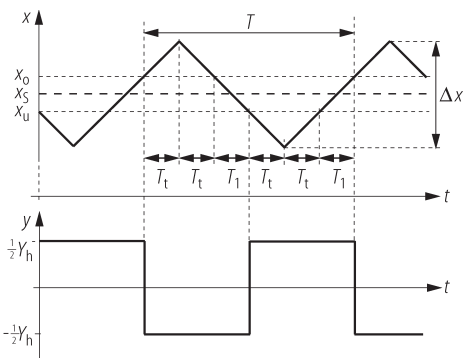


Bild 4. Regelgrößenverlauf beim Einsatz eines Zweipunktreglers mit Schaltdifferenz an einer I–T_t-Strecke

Die Amplitude der Arbeitsbewegung ergibt sich aus der Schaltdifferenz zuzüglich der aus der Totzeit resultierenden Überschwingbewegung. In die Periodendauer T geht die Totzeit vierfach ein; hinzu kommt zweimal die Zeitspanne T_1, die sich durch die Schaltdifferenz und die Änderungsgeschwindigkeit ausdrücken läßt

$$\Delta x = x_d + 2 \cdot K_{IS} \cdot \frac{1}{2} Y_h \cdot T_t = x_d + K_{IS} \cdot Y_h \cdot T_t, \tag{1}$$

$$\begin{aligned} T &= 4 \cdot T_t + 2 \cdot T_1 = 4 \cdot T_t + 2 \frac{x_d}{K_{IS} \cdot \frac{1}{2} Y_h} \\ &= 4 \left(T_t + \frac{x_d}{K_{IS} \cdot Y_h} \right). \end{aligned} \tag{2}$$

Die Ergebnisse verdeutlichen, daß die Amplitude und die Periodendauer der Arbeitsbewegung sowohl von Streckenparametern als auch von der Schaltdifferenz des Reglers und seinem Stellbereich abhängig sind. Bei gegebener Regelstrecke leiten sich daraus Möglichkeiten zum Entwurf von Zweipunktregelungen ab. So kann z. B. mit einer Grundlast der Stellgröße gearbeitet werden; die Zweipunktregelung hat nur noch die Restarbeit zu erbringen, womit sich die Arbeitsbewegung wesentlich verkleinert. Weiterhin lassen sich zur Erzielung einer höheren Schaltfrequenz zusätzliche *Rückführungen* (bei Temperaturregelungen z. B. die thermische Rückführung) mit Erfolg einsetzen.

6.3 Adaptive Regelung. Adaptive control

Bisher waren konstante Eigenschaften der Regelstrecke vorausgesetzt worden. Diese Annahme trifft normalerweise auch zu, wenn auch niemals vollständig; z. B. existiert immer ein Einfluß der Temperatur auf die mechanischen und elektrischen Kennwerte technischer Systeme. Kleine Parameterschwankungen der Strecke werden vom Regler mit ausgeglichen und fallen gegenüber der eigentlichen Belastung des Regelkreises durch Störgrößen- und Führungsgrößenänderungen nicht ins Gewicht. Nur wenn die Änderungen der Regelstreckenparameter so groß sind, daß sie der nach dem Entwurf fest eingestellte Regler nicht mehr in akzeptabler Weise ausgleichen kann, ist zur Regelung mit *selbstanpassendem* bzw. *adaptivem* Verhalten überzugehen.

Das Prinzip der adaptiven Regelung (**Bild 5**) basiert auf der ständigen Erfassung der schwankenden Streckeneigenschaften. Dabei ist vorausgesetzt, daß sich deren Änderung im Vergleich zur Dynamik des Regelkreises nur langsam vollzieht. Das *Self-Tuning-Verfahren* als Beispiel einer adaptiven Regelung enthält zunächst einen Block zur *Identifikation* der Streckenparameter. Dazu werden die Eingangs- sowie Ausgangsgrößen meßtechnisch erfaßt und im Realtime-Betrieb durch *Parameterschätzverfahren* ausgewertet. Auf der Basis der identifizierten Parameteränderungen der Strecke wird die erforderliche *Modifikation* der Reglerparameter (im Ausnahmefall gar der Reglerstruktur) errechnet und realisiert.

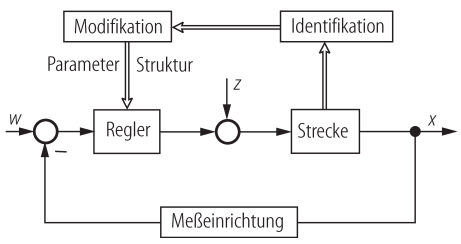


Bild 5. Adaptive Regelung mit dem Self-Tuning-Verfahren nach Föllinger

Eine andere Art der adaptiven Regelung stellt das *Modell-Referenz-Verfahren* dar, das nach dem Prinzip des *Parallelmodells* arbeitet.

Beispiel: Robotersteuerung. Die Nichtkonstanz der Streckenparameter ist bei Roboterachsen mit lagegeregelten Positionierantrieben sehr augenfällig. Wenn die „Hand" an seinem Ende auf einen weit entfernten Punkt eingestellt werden soll, sind die mechanischen Verhältnisse andere als bei eingefahrenem Arm. In Abhängigkeit von der Stellung des Roboterarms und von der Belastung kann sich die mechanische Streckenzeitkonstante um mehr als eine Zehnerpotenz verändern. Bei der adaptiven Regelung nach **Bild 6** wird sowohl ein Differenzsignal x aus der realen und der modellbasierten Regelgröße als auch ein Signal der Geschwindigkeitsabweichung ω (ω als Hilfsregelgröße nach dem T_1-Streckenteil) gewonnen und unter Berücksichtigung eines P-Gliedes K_1 und einer Kompensationszeitkonstante T_K auf den Eingang der Regelstrecke aufgeschaltet. Damit werden Differenzen zwischen der Strecke und dem Streckenmodell auf dem Wege der Signaladaption ausgeregelt.

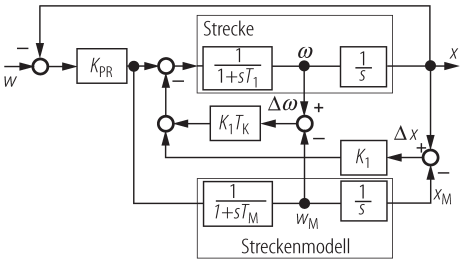


Bild 6. Adaptive Regelung einer Roboterachse mit dem Modell-Referenz-Verfahren nach Schönfeld

7 Regelung und Steuerung von Mehrgrößensystemen

Automatic control of the multivariable systems

7.1 Mehrgrößensysteme. Multivariable systems

7.1.1 Beispiele. Examples

Bisher ist die Regelungstechnik von Eingrößen-Systemen behandelt worden. Bei modernen Maschinen treten aber in zunehmendem Maße innerhalb eines technischen Systems *mehrere* Regelgrößen und damit Regelkreise auf, die miteinander in Zusammenhang stehen und deshalb nicht als unabhängige Einzelsysteme behandelt werden können. Zwei Beispiele sollen ihre multivariable Struktur veranschaulichen.

Beispiel 1: Klimaregelung. Bei der Klimaregelung in einem geschlossenen Wohnraum werden zwei Größen auf vorgegebenen Werten konstant gehalten, und zwar die Lufttemperatur und die relative Luftfeuchtigkeit. Dazu werden zwei Regler benötigt. Die beiden Regelkreise sind aber nicht voneinander unabhängig, weil sich aufgrund physikalischer Gesetzmäßigkeiten mit der Änderung der einen Größe auch die andere verändert. So steigt bei konstantem Wassergehalt der Luft die relative Luftfeuchtigkeit mit sinkender Temperatur an; andererseits sinkt durch den Verdunstungseffekt die Temperatur bei Befeuchtung. Zwischen beiden Regelkreisen bestehen Wechselwirkungen, die *Kopplungen* genannt werden.

Beispiel 2: Industrieroboter. Bei fertigungstechnischen Prozessen ist speziell der *Gelenkroboter* als ein Mehrgrößensystem zu betrachten, wenn man die Raumkoordinaten als einzelne Regelgrößen versteht. Zum Erreichen eines bestimmten Punktes im Raum mit den kartesischen Koordinaten x, y und z werden bei einem Gelenkroboter mehrere Antriebe gleichzeitig gesteuert (**Bild 1**), wodurch die Enden der Roboterarme kreisförmige Bewegungen um ihre Gelenke ausführen und dabei jeweils *zwei* Koordinaten einer Ebene gleichzeitig verändern. Um beispielsweise die Bewegung des Gestängeendpunktes längs der x-Koordinate in der x–y-Ebene ($y = \text{const} = y_0$) zu erreichen, müssen durch koordinierte Stelleingriffe die dafür notwendigen Änderungen der Winkel α, β und γ zwischen den Roboterarmen realisiert werden.

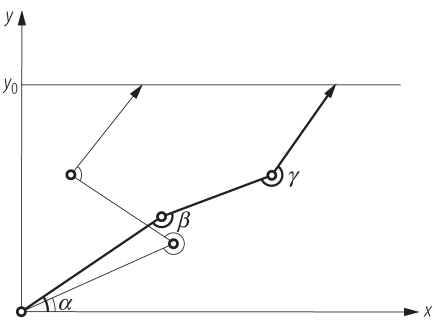


Bild 1. Schematisierte Bewegung des Robotergestänges in einer Ebene

7.1.2 Definition. Definition

Ein Mehrgrößensystem (MGS), das man auch als *multivariable Regelstrecke* bezeichnen kann, ist ein System mit *mehreren* Ausgangs- bzw. Regelgrößen, die jeweils von *mehreren* Eingangs- bzw. Stellgrößen beeinflußt werden. Seine allgemeine Form mit den Eingangsgrößen $y_j(t)$ ($j = 1, 2, \ldots, p$) und den Ausgangsgrößen $x_i(t)$ ($i = 1, 2, \ldots, r$) zeigt **Bild 2**.
In vereinfachter Form sind im **Bild 3** die Wirkungen der Eingangsgrößen $y_j(t)$ auf die Ausgangsgrößen $x_i(t)$ nicht durch Blöcke mit eingetragener Übertragungsfunktion, sondern durch Linien dargestellt; außerdem wird die Anzahl der Eingänge (Stellgrößen) identisch der Anzahl r der Ausgänge (Regelgrößen) angenommen.
Die horizontalen Verbindungen zwischen einander zugeordneten Stell- und Regelgrößen sind die *Hauptregelstrecken*; sie entsprechen den Regelstrecken getrennter Eingrößen-Systeme. Alle anderen Wirkungen der Stell- auf die Regelgrößen, die im **Bild 3** nicht horizontal verlaufen, charakterisieren

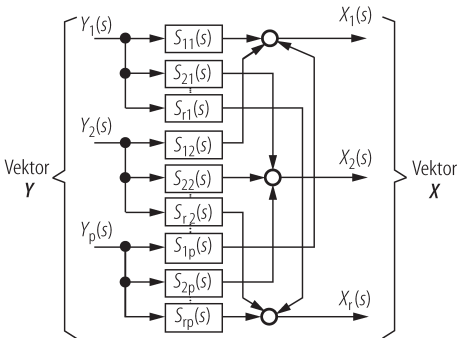


Bild 2. Blockdarstellung eines Mehrgrößensystems

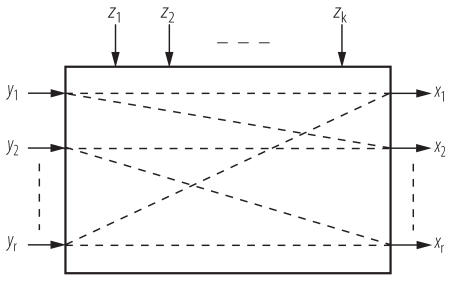


Bild 3. Liniendarstellung eines Mehrgrößensystems

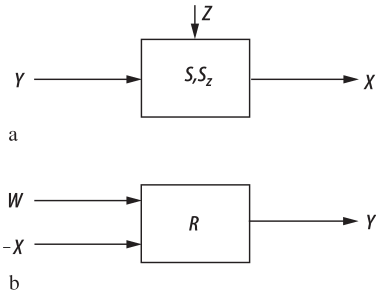


Bild 4 a, b. Vereinfachte Darstellung **a** eines Mehrgrößensystems; **b** des zugehörigen Mehrkanal-Reglersystems

den zweiten Bestandteil der MGS-Definition und heißen *Kopplungen* (auch „Koppelstrecken" oder „Verkopplungen"). Im Gegensatz zu den Hauptregelstrecken sind bei vielen MGS nicht alle theoretisch möglichen Kopplungen auch wirklich vorhanden. Die Voraussetzung für die Existenz eines MGS besteht dann darin, daß sich die Wirkungen der vorhandenen Kopplungen in geschlossener Weise fortsetzen können (wie z. B. in **Bild 3** eingezeichnet!).

7.1.3 Mathematische Beschreibung von Mehrgrößensystemen

Mathematical description of the multivariable systems

Unter der Annahme der vollständigen Verkopplung innerhalb des MGS kann nach **Bild 3** folgendes Gleichungssystem aufgestellt werden

$$\begin{aligned}
X_1(s) &= S_{11}(s)Y_1(s) + S_{12}(s)Y_2(s) + \ldots S_{1r}(s)Y_r(s) \\
&\quad + S^z_{11}(s)Z_1(s) + S^z_{12}(s)Z_2(s) + \ldots S^z_{1k}(s)Z_k(s), \\
X_2(s) &= S_{21}(s)Y_1(s) + S_{22}(s)Y_2(s) + \ldots S_{2r}(s)Y_r(s) \\
&\quad + S^z_{21}(s)Z_1(s) + S^z_{22}(s)Z_2(s) + \ldots S^z_{2k}(s)Z_k(s), \qquad (1) \\
&\vdots \quad \vdots \\
X_r(s) &= S_{r1}(s)Y_1(s) + S_{r2}(s)Y_2(s) + \ldots S_{rr}(s)Y_r(s) \\
&\quad + S^z_{r1}(s)Z_1(s) + S^z_{r2}(s)Z_2(s) + \ldots S^z_{rk}(s)Z_k(s).
\end{aligned}$$

Darin sind die Übertragungsfunktionen der Hauptregelstrecken und der Kopplungen als $S_{ij}(s)$ (i: Zählvariable der Regelgrößen, j: Zählvariable der Stellgrößen) geschrieben. Es bedeutet

$$S_{ij}(s) = \frac{X_i(s)}{Y_j(s)}. \qquad (2)$$

Die ebenfalls mit Übertragungsfunktionen bezeichneten Wirkungen der Störgrößen auf die Regelgrößen besitzen zur Kennzeichnung zusätzlich ein hochgestelltes „z". Zur vereinfachten Schreibweise werden im folgenden *Matrizen* verwendet.
Die *Stellmatrix* $\boldsymbol{S}$ mit den Stellübertragungsfunktionen und die *Störmatrix* $\boldsymbol{S_z}$ mit den Störübertragungsfunktionen des MGS werden folgendermaßen definiert

$$\boldsymbol{S} = \begin{pmatrix} S_{11}(s) & S_{12}(s) & \cdots & S_{1r}(s) \\ S_{21}(s) & S_{22}(s) & \cdots & S_{2r}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{r1}(s) & S_{r2}(s) & \cdots & S_{rr}(s) \end{pmatrix};$$

$$\boldsymbol{S_z} = \begin{pmatrix} S^z_{11}(s) & S^z_{12}(s) & \cdots & S^z_{1k}(s) \\ S^z_{21}(s) & S^z_{22}(s) & \cdots & S^z_{2k}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ S^z_{r1}(s) & S^z_{r2}(s) & \cdots & S^z_{rk}(s) \end{pmatrix}. \qquad (3)$$

Für die r Regel- und Stellgrößen sowie für die k Störgrößen werden *Vektoren* eingeführt

$$\boldsymbol{X} = \begin{pmatrix} X_1(s) \\ X_2(s) \\ \vdots \\ X_r(s) \end{pmatrix}; \quad \boldsymbol{Y} = \begin{pmatrix} Y_1(s) \\ Y_2(s) \\ \vdots \\ Y_r(s) \end{pmatrix}; \quad \boldsymbol{Z} = \begin{pmatrix} Z_1(s) \\ Z_2(s) \\ \vdots \\ Z_k(s) \end{pmatrix}. \qquad (4)$$

Damit vereinfacht sich Gl. (1) zu der in **Bild 4 a** veranschaulichten Form

$$\boldsymbol{X} = \boldsymbol{SY} + \boldsymbol{S_z Z}. \qquad (5)$$

Die Übertragungsfunktionen $S_{ii}(s)$ der *Hauptregelstrecken* bilden in der Matrix $\boldsymbol{S}$ die Elemente der Hauptdiagonale. Alle anderen Elemente $S_{ij}(s)$ mit $i \neq j$ stellen somit *Kopplungen* dar.
In analoger Weise gilt für das System der Regler bzw. Regelalgorithmen die *Reglermatrix* $\boldsymbol{R}$ und für die r Führungsgrößen der Vektor $\boldsymbol{W}$ in folgender Form

$$\boldsymbol{R} = \begin{pmatrix} R_{11}(s) & R_{12}(s) & \cdots & R_{1r}(s) \\ R_{21}(s) & R_{22}(s) & \cdots & R_{2r}(s) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ R_{r1}(s) & R_{r2}(s) & \cdots & R_{rr}(s) \end{pmatrix}; \quad \boldsymbol{W} = \begin{pmatrix} W_1(s) \\ W_2(s) \\ \vdots \\ W_r(s) \end{pmatrix}. \qquad (6)$$

Man erhält die in **Bild 4 b** dargestellte Vereinfachung

$$\boldsymbol{Y} = \boldsymbol{RW} - \boldsymbol{RX}. \qquad (7)$$

In der Reglermatrix $\boldsymbol{R}$ sind die zu den einzelnen Regelstrecken gehörigen (Haupt-)Regler $R_{ii}(s)$ wiederum als Elemente der Hauptdiagonale zu sehen.

7.2 Leittechnik für Mehrgrößensysteme

Control technology for multivariable systems

7.2.1 Regelung von Mehrgrößensystemen

Closed loop control of the multivariable systems

Bild 5 zeigt die Struktur des so entstandenen *Mehrgrößenregelungssystems* (MGRS). Seine Berechnung ergibt

$$\boldsymbol{X} = [\boldsymbol{I} + \boldsymbol{SR}]^{-1}\boldsymbol{SRW} + [\boldsymbol{I} + \boldsymbol{SR}]^{-1}\boldsymbol{S_z Z}. \qquad (8)$$

Darin ist $\boldsymbol{I}$ die Einheitsmatrix. Durch Aufspaltung ergeben sich die *Führungsmatrix* $\boldsymbol{G_w}$ und die *Störungsmatrix* $\boldsymbol{G_z}$ zu

$$\boldsymbol{G_w} = [\boldsymbol{I} + \boldsymbol{SR}]^{-1}\boldsymbol{SR}; \; \boldsymbol{G_z} = [\boldsymbol{I} + \boldsymbol{SR}]^{-1}\boldsymbol{S_z}. \qquad (9)$$

Hinweis: Für $r = 1$ und Störungsangriff am Streckeneingang erhält man die entsprechenden Gleichungen für den Eingrößen-Regelkreis, denn dieser ist ein Sonderfall des MGRS.

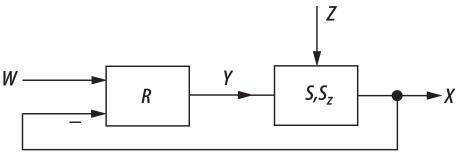


Bild 5. Regelung eines Mehrgrößensystems (Rückführungsprinzip)

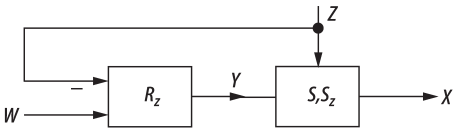


Bild 6. Steuerung eines Mehrgrößensystems (modellierte Vorwärtssteuerung)

Die Anwendbarkeit des (reinen) Regelungsprinzips, das die Entstehung von Regeldifferenzen abwartet, bevor es diese zu beseitigen versucht, ist auf relativ einfache MGS beschränkt.

7.2.2 Steuerung von Mehrgrößensystemen

Feedforward control of the multivariable systems

Bei der (Vorwärts-)Steuerung eines MGS (**Bild 6**) wird versucht, statisch oder sogar dynamisch *Invarianz* zu erreichen, d. h., die Unabhängigkeit der Regel- von den Störgrößen. Dazu wird der Störgrößenvektor $\boldsymbol{Z}$ gemessen und nach Vorzeichenumkehr einem Block mit der *Steuergliedermatrix* $\boldsymbol{R_z}$ zugeführt. (Der allein interessierende Vektor $\boldsymbol{X}$ wird selbst nicht gemessen!) Das Arbeitsprinzip beruht auf der *Kompensation* der Originalwirkung von $\boldsymbol{Z}$ auf $\boldsymbol{X}$ durch die über $\boldsymbol{R_z}$ zusätzlich geschaffene Gegenwirkung.

Der mathematische Ansatz führt ausgehend von der Invarianzbedingung $\boldsymbol{X}=\boldsymbol{W}$ auf die Bestimmungsgleichung für die Steuergliedermatrix $\boldsymbol{R_z}$

$$\boldsymbol{Y} = \boldsymbol{S}^{-1}\boldsymbol{W} - \boldsymbol{S}^{-1}\boldsymbol{S_z}\boldsymbol{Z} = \boldsymbol{S}^{-1}[\boldsymbol{W} - \boldsymbol{S_z}\boldsymbol{Z}]. \tag{10}$$

In dieser Gleichung sind die Matrizen $\boldsymbol{S_z}$ und S die *mathematischen Modelle* für das Stell- und Störverhalten des MGS. Es liegt eine *modellbasierte Vorwärtssteuerung* vor, deren praktische Anwendbarkeit an die Erfüllung von drei Voraussetzungen geknüpft ist:

- Kenntnis und Meßbarkeit *aller* Störgrößen,
- Vorhandensein *vollständiger* und *fehlerfreier* mathematischer Modelle für das Stell- und Störverhalten des zu steuernden MGS,
- Realisierbarkeit der Steuerungsalgorithmen im *Realtime-Betrieb*.

In der Praxis ist deshalb auch die Anwendung des Prinzips der (reinen) Steuerung auf relativ einfache MGS beschränkt.

7.2.3 Kombinierte Steuerung und Regelung von Mehrgrößensystemen

Joint feedforward and closed loop control of the multivariable systems

Beide Grundprinzipien der Steuerungs- und Regelungstechnik sind zur Beherrschung von MGS anwendbar, aber jeweils nur für relativ einfache Aufgaben. Bei komplizierteren MGS der Industriepraxis besteht in Ermangelung weiterer Grundprinzipien der ebenso simple wie wirkungsvolle Ausweg in der gemeinsamen Anwendung des Regelungs- und des Steuerungsprinzips nach **Bild 7**.

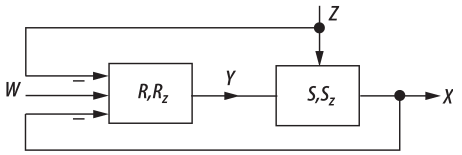


Bild 7. Kombinierte Regelung und (Vorwärts-)Steuerung eines Mehrgrößensystems

Die Berechnung führt zu

$$\boldsymbol{X} = [\boldsymbol{I}+\boldsymbol{SR}]^{-1}\boldsymbol{SRW} + [\boldsymbol{I}+\boldsymbol{SR}]^{-1}[\boldsymbol{S_z} - \boldsymbol{SR_z}]\boldsymbol{Z}. \tag{11}$$

Die jetzt entstandene Störungsmatrix kann für den Fall, daß

$$\boldsymbol{R_z} = \boldsymbol{S}^{-1}\boldsymbol{S_z} \tag{12}$$

ist, zu Null werden.

Die kombinierte Regelung und Steuerung von MGS, deren Arbeitsprinzip dem einer Eingrößen-Regelung mit *Störgrößenaufschaltung* (s. **X 6.1.1**) entspricht, bewirkt eine gegenseitige Entlastung der beiden Komponenten. Für viele Anwendungen ist charakteristisch, daß weder alle Störgrößen noch alle Regelgrößen gemessen werden; es werden nur die *wesentlichen* Größen einbezogen. So wird einerseits die Regelungskomponente entlastet, weil die Wirkung *dominierender* Störgrößen von vornherein abgeschwächt ist. Andererseits braucht die kompensierende Wirkungsaufhebung der Störgrößen durch die Steuerungskomponente nicht 100%ig zu sein, da bei den *wichtigsten* Regelgrößen die verbliebenen Restfehler ausgeregelt werden.

Diese Anwendungsvorteile haben dazu geführt, daß die meisten Automatisierungslösungen für industrielle Mehrgrößensysteme auf dem Prinzip der kombinierten Regelung und Steuerung basieren.

Beispiel: Strossenendbetrieb einer Abraumförderbrücke im Braunkohlenbergbau. Für eine spezielle Baggerfahrweise im Strossenendbetrieb sind die Verfahrgeschwindigkeiten mehrerer Eimerkettenbagger in Abhängigkeit von ihren Strossenstandorten in koordinierter Weise zu steuern. Um die mit dem Zeitintegral der Geschwindigkeitsfehler einhergehenden Standortabweichungen zu minimieren, werden die tatsächlich erreichten Baggerstandorte gemessen und die ermittelten Sollwertabweichungen durch Geschwindigkeitskorrekturen ausgeregelt.

Die Erfüllung der Forderung nach *Stabilität* kann bei MGRS problematisch sein, und zwar im wesentlichen aufgrund der Kopplungen zwischen den Einzelregelkreisen. Dabei hat es sich aber z. B. für Zweipunktregelungen als wertvoll erwiesen, wenn die Einzelregelkreise stabil sind und der Wirkungssinn der Verkopplung negativ ist.

Die Beseitigung der Kopplungen selbst ist in der Regel nicht ursächlich möglich (s. Beispiel Klimaregelung); zumindest näherungsweise realisierbar ist aber die *wirkungsmäßige* Aufhebung von Kopplungen auf dem Wege der *Kompensation*. Es ist außerdem zumindest theoretisch möglich, die Einzelregelkreise voneinander unabhängig so zu dimensionieren, daß sie die gewünschte *Regelgüte* zeigen. Dies kann im Einzelfall allerdings zu komplizierten Algorithmen führen, deren Realisierung im *Realtime-Betrieb* dann ggf. problematisch ist.

Y | Elektronische Datenverarbeitung
Electronic data processing

R. Anderl, Darmstadt, und **H. Grabowski**, Karlsruhe

Allgemeine Literatur

Bücher: *Anderl, R.; Trippner, D.:* STEP, Standard of the Exchange of Product Model Data. Stuttgart: Teubner 2000. – *Goos, G.:* Vorlesungen über Informatik, Band 1–4. Berlin: Springer 1997–2001. – *Kunwoo, L.:* Principles of CAD/CAM/CAE Systems. Addison-Wesley 1999. – *Rembold, U.; Levi, P.:* Einführung in die Informatik für Naturwissenschaftler und Ingenieure. München: Hanser 2002.

Zeitschriften: CAD-CAM Report. Heidelberg: Dressler. – CADplus. Baden-Baden: Göller. – Digital Engineering Magazin. Vaterstetten: WIN. – Informatik-Spektrum. Berlin: Springer. – Objektspektrum. Troisdorf: SIGS-DATACOM. – Zeitschrift für wissenschaftlichen Fabrikbetrieb. München: Hanser.

1 Einführung. Introduction

Der Einsatz leistungsfähiger Informations- und Kommunikationstechniken ist integraler Bestandteil moderner Unternehmensstrategien. Ausgehend von der elektronischen Datenverarbeitung hat sie sich zu einer leistungsstarken, modernen Informations- und Kommunikationstechnik entwickelt und ist zu einer Einflussgröße geworden, die das Innovations- und Leistungsprofil des Produktentstehungsprozesses nachhaltig prägt. Damit geht auch ein Wandel in den Geschäfts- und Arbeitsabläufen wie auch der Arbeitskultur einher. Unterstützt von modernen Informations- und Kommunikationstechniken können neue Arbeits- und Kooperationsmethoden bereitgestellt werden, die es erlauben, neue Produktinnovationen wie auch neue Prozessinnovationen zu erschließen. Diese resultieren aus

- der schnellen Informationsgewinnung aus
- weltweit verfügbaren Quellen,
- der Verfügbarkeit von neuen, rechnerbasierten Methoden zur Produktentwicklung und -konstruktion (engl.: Computer Aided Design, kurz CAD), zur Auslegungs- und Nachweiserechnung (über Finite Elemente Methoden, kurz FEM, Mehrkörpersimulationen, kurz MKS, Strömungssimulationen, engl.: Computational Fluid Dynamics, kurz CFD), zur schnellen Validierung und Verifikation (z.B. über Digital Mockups, kurz DMU), zur schnellen Prototypherstellung (Rapid Prototyping) sowie den Methoden zur Weiterverarbeitung von Produktdaten in Prozessketten (sogenannte CAx-Prozessketten) und
- der Abbildung aufbau- und ablauforganisatorischer Strukturen in Produktdatenmanagementsysteme (PDM) mit der Bereitstellung der Produktentwicklungs- und Konstruktionsergebnisse per Mausklick.

Arbeitsmethoden und -abläufe basieren im Produktentstehungsprozess sehr stark auf Dokumenten. Dokumente (wie technische Zeichnungen, Schemapläne, Stücklisten etc.) erfüllen dabei mehrere Aufgaben. Besonders wichtig ist die eindeutige, genormte graphische oder textuelle Darstellung technischer Sachverhalte zur Dokumentation technischer Lösungen, deren Weitergabe, deren Wiederverwendung und deren Archivierung. Mit dem zunehmenden Einsatz der Informations- und Kommunikationstechnik werden jedoch modellbasierte Methoden immer wichtiger. Dies bedeutet, dass zunehmend mehr digitale Daten, sogenannte digitale Modelle, erstellt werden. Diese digitalen Daten werden gespeichert, archiviert und auch ausgetauscht. Darüber hinaus werden über Algorithmen graphische oder textuelle Darstellungen nach den Regeln bzw. Normen für die Erstellung der jeweiligen Dokumente berechnet und ausgegeben. Dieser Ansatz ermöglicht die vollständig virtuelle Produktentstehung.
Grundlage der Methoden zur virtuellen Produktentstehung bilden die Methoden der Informatik und ihre Anwendung im Rahmen der Informations- und Kommunikationstechnik für die virtuelle Produktentstehung.

2 Informationstechnologie
Information technology

2.1 Grundlagen und Begriffe
Fundamentals and terms

Die zentrale Aufgabe der Informationstechnologie ist die Verarbeitung und Bereitstellung von Daten. Als Daten bezeichnet man im weitesten Sinne Informationen, die sich durch Zeichen in einem Code darstellen lassen, wobei sich der Begriff Daten auf Zahlen, Text oder auch physikalische Größen beziehen kann.
Daten werden heute fast ausschließlich in Digitalrechnern verarbeitet. Zur Darstellung von analogen physikalischen Größen in einem Digitalrechner ist daher zunächst eine Umwandlung in eine diskretisierte Darstellung notwendig, d.h. die unendlich vielen Werte in endlich viele Werte abzubilden. Werden die endlich vielen Werte der diskretisierten Wertebereiche durch Symbolfolgen codiert, wird dies als Digitalisierung bezeichnet und das Ergebnis ist eine digitale Darstellung (**Bild 1**).
Die Verarbeitung von Daten in einem Digitalrechner beruht auf der Fähigkeit zur Ausführung von Operationen. Die Operationen wirken auf Daten. Es werden arithmetische Operationen, logische Operationen und organisatorische Operationen unterschieden.

Arithmetischen Operationen sind die vier Grundrechenarten Addition, Subtraktion, Multiplikation und Division. Zusätzli-

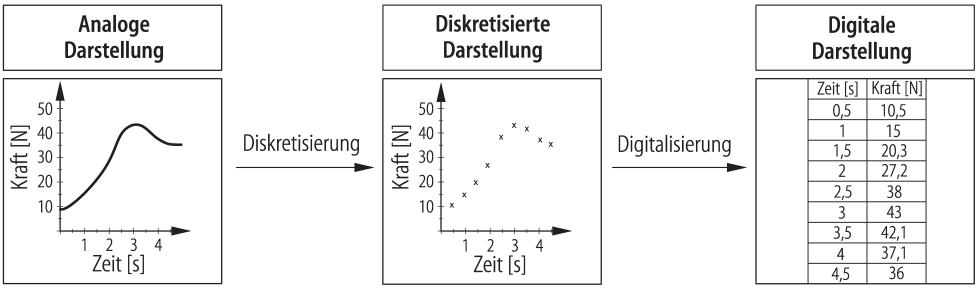


Bild 1. Diskretisierung und Digitalisierung einer Temperatur-Zeit-Darstellung [1]

che Operationen vereinfachen die Programmierung, sie können jedoch auf die Grundrechenarten zurückgeführt werden.

Logische Operationen sind Vergleichen und Entscheiden. Durch sie kann ein Verarbeitungsvorgang abhängig von Zwischenresultaten in seinem Ablauf gesteuert werden.

Organisatorische Operationen dienen zum Daten- und Befehlstransport zwischen den Funktionseinheiten einer Datenverarbeitungsanlage.
Entsprechend den Operationen stehen die dazu erforderlichen Befehle in bestimmten Programmiersprachen, die ein zentrales Teilgebiet der Informationstechnik darstellen, zur Verfügung.

2.1.1 Zahlendarstellungen und arithmetische Operationen

Number representation and arithmetic operations

Zur Zahlendarstellung werden Zahlensysteme mit unterschiedlichen Basen und einem charakteristischen Ziffernvorrat zu dieser Basis verwendet. Der Wert einer Ziffer hängt von der Stelle in der Ziffernreihe ab. Im Umfeld der elektronischen Datenverarbeitung sind neben $p = 10$ besonders die Basen 2, 8 und 16 gebräuchlich. Die entsprechenden Zahlensysteme heißen Dezimalsystem, Dualsystem, Oktalsystem und Hexadezimalsystem. Da im Hexadezimalsystem die Dezimalziffern nicht ausreichen, werden die fehlenden Ziffern für die Werte 10 bis 15 durch die Großbuchstaben A bis F repräsentiert.
Zahlen lassen sich damit darstellen im Dezimalsystem

$$a_{10} = 257_{10} = 2 \cdot 10^2 + 5 \cdot 10^1 + 7 \cdot 10^0$$

im Dualsystem

$$a_2 = 110101_2 = 1 \cdot 2^5 + 1 \cdot 2^4 + 0 \cdot 2^3 + 1 \cdot 2^2 + 0 \cdot 2^1 + 1 \cdot 2^0$$

oder allgemein

$$a = \sum_{i=0}^{n-1} a_i \cdot p^i = a_{n-1} \cdot p^{n-1} + \ldots + a_1 \cdot p^1 + a_0 \cdot p^0$$

mit $0 \le a_i < p$.
p ist die Basis des Zahlensystems, a_i der Ziffernvorrat zu einer Basis $p_i \in \{0, 1, \ldots, p-1\}$. Die Darstellung wird p-adische Darstellung von a genannt. Zahlen lassen sich mit Hilfe verschiedener Methoden von einem Zahlensystem in ein anderes Zahlensystem konvertieren. Konvertierungsmethoden finden sich in [3, 4].
Für die *arithmetischen Operationen* Addieren, Subtrahieren und Multiplizieren gelten die in **Tab. 1** aufgeführten Rechenregeln. Wird bei der Anwendung der Operationen der Übertrag (das „Borgen") mit in die Rechnung einbezogen, so gelten die gleichen Regeln wie im Dezimalsystem.
Die Subtraktion lässt sich durch Verwenden von Komplementen auf die Addition zurückführen. Die Bildungsgesetze für Komplemente lauten: $\overline{k} = p^n - a$ für das p-Komplement und $\overline{k} = p^n - 1 - a$ für das p-1-Komplement mit der Basis p des Zahlensystems, der Stellenzahl n des Betrags von k, und k als beliebige negative Zahl.

Tabelle 1. Rechenregeln für Dualoperationen [3]

Operation	Ergebnis	Übertrag auf nächsthöhere Stelle
$0+0$	0	0
$0+1$	1	0
$1+0$	1	0
$1+1$	0	$+1$ = Übertragbit
$0-0$	0	0
$0-1$	1	-1 = „Borgbit"
$1-0$	1	0
$1-1$	0	0
$0 \cdot 0$	0	0
$0 \cdot 1$	0	0
$1 \cdot 0$	0	0
$1 \cdot 1$	1	0

Bei negativen Zahlen muss eine Stelle für das Vorzeichen mitgeführt werden, wie das folgende Beispiel verdeutlicht:

$+168 \rightarrow 010101000$
$-168 \rightarrow 101011000$ bei der p-Komplementdarstellung
$-168 \rightarrow 101010111$ bei der p-1-Komplementdarstellung

Die p-1-Komplementbildung einer Dualzahl geschieht durch Umwandlung der 0 in 1 und umgekehrt in jeder Stelle. Multiplikation und Division werden in Rechenwerken unter Verwendung besonderer Befehle auf die Addition mit zum Teil besonderen Verfahren zur Verkürzung der Operationszeiten zurückgeführt [5, 6].
In Digitalrechnern werden z. B. aufgrund des schaltungstechnischen Aufwands Daten und Befehle als Kombination von Binärzeichen dargestellt. Die Menge der Binärzeichen ist in Worten mit fester Länge zusammengefasst. Üblich sind Wortlängen mit 8, 16, 32 und 64 Bits.
Die Zahlendarstellung unterscheidet weiterhin zwischen der Stellenschreibweise, auch Festkommaschreibweise genannt, und der Gleitkommaschreibweise, auch Gleitpunktschreibweise genannt. Bei der Zahlendarstellung in *Stellenschreibweise* ist der betragsmäßig größte darstellbare Wert durch die Wortlänge begrenzt. Beispielsweise bei einem 16-Bit-Wort-Format $(2^{15} - 1) = 32767$. Wird ein größerer Zahlenbereich benötigt, so können Doppelwörter aus zwei Worten gebildet werden. Ein Vorzeichenbit kann für Markierungen z. B. negativer Zahlen oder für andere Zahlendarstellungen benutzt werden. Bei der Zahlendarstellung in *Gleitkommaschreibweise* z. B. $Z = m \cdot 10^q$ ist die Anzahl der Bits der Mantisse m verantwortlich für die Genauigkeit der Zahl, die des Exponenten q für die Größe des Zahlenbereichs [2].

Technisch-wissenschaftliche Rechnungen werden meist mit Zahlen in normierter Gleitkommadarstellung ausgeführt. Bei den Grundrechenarten in der Gleitkommadarstellung (Gleitkomma-Arithmetik) werden beide Teile der Zahl, Mantisse und Exponent getrennt verarbeitet.
Zahlen der Form $Z = mp^q$ heißen normiert, wenn

$$|m| = Z_1 p^{-1} + Z_2 p^{-2} + ... + Z_m p^{-m}$$

mit $Z_i \in \{0, 1, ..., p-1\}$ und $Z_1 \neq 0$.
Die Verarbeitung erfolgt nach den Prinzipien der Festkommatechnik. Bei der Addition dürfen nur Zahlen mit gleichen Exponenten q verarbeitet werden. Die Exponentenangleichung erfolgt derart, dass die Zahl mit dem kleineren Exponenten an die mit dem größeren angeglichen wird. Danach erfolgt die Addition der Mantissen.
Zur Darstellung von Texten werden den Buchstaben, den Ziffern und weiteren Symbolen, den sog. Sonderzeichen je eine Nummer zugeordnet und jedes Zeichen einzeln in Form der zugeordneten Nummer gespeichert. Ein Text wird dann gespeichert, indem die Kodenummern der Zeichen hintereinander im Speicher abgelegt werden. Dieses Prinzip gilt für alle Rechenanlagen. Unterschiede bestehen nur in der Anzahl der Bits, die für die Kodierung eines einzelnen Zeichens verwendet werden, und in den Kodetabellen, nach denen die Zuordnung zwischen den Zeichen und ihren Nummern erfolgt.
Die heute am weitesten verbreitete Kodetabelle ist die ASCII-Kodierung (ASCII: American Standard Code for Information Interchange). Jedem Zeichen dieser Tabelle wird jeweils eine Dual-, Dezimal- Oktal- und Hexadezimaldarstellung der zugehörigen Kodenummer zugeordnet. Ursprünglich wurden im ASCII nur sieben Bits pro Zeichen definiert, ein achtes Bit wurde als Paritätsbit reserviert. In der ISO-Norm 8859 wurde die Tabelle auf acht Bits ausgedehnt und damit der Zeichenvorrat verdoppelt. Damit konnten auch nationale Besonderheiten im ASCII umgesetzt werden. Für den europäischen Raum ist insbesondere der Teil ISO 8859-1 von Bedeutung, der die lateinische Schrift repräsentiert. Entsprechend dieser Tabelle wird beispielsweise dem Schriftzeichen „Ä“ die Dualdarstellung 11000100 und die Dezimaldarstellung 196 zugewiesen.
Durch das UNICODE-Konsortium wurde ein variables Kodierungsformat zur sprach-, plattform- und programmunabhängigen Darstellung von Textdaten entwickelt, das Zeichen mit 8 Bit (UTF-8), 16 Bit (UTF-16) oder 32 Bit (UTF-32) kodiert. UTF steht dabei für „UNICODE Transformation Format“. Die ersten 8 Bit des UNICODES sind mit ISO-Latin-1 identisch. Der aktuelle Standard umfasst 95 221 Zeichen aus verschiedenen Sprachalphabeten oder Symboltabellen und findet sich in zahlreichen modernen Softwareprodukten z. B. Java.

2.1.1 Datenstrukturen und Datentypen
Data structures and data typers

Datenstrukturen sind Datenelemente, die zu einem höheren Ganzen zusammengefasst und in verschiedene Datentypen aufgeteilt werden. Diese umfassen jeweils einen begrenzten Wertebereich. Datenstrukturen werden ausführlich z. B. in [7, 8] behandelt. Von der Seite der Programmiersprachen werden Datenstrukturen in [9] näher besprochen.

Einfache Datentypen und Skalare

Einfache Datentypen und Skalare sind eine geordnete Menge von Werten eines festen Wertebereichs. Sie repräsentieren einen einzelnen Wert aus diesem Wertebereich. In der Regel werden folgende skalare Datentypen angeboten:
– *integer:* ganze Zahlen, deren Wertebereich von der Programmiersprache oder auch Hardware abhängt,
– *real:* reelle Zahlen in Gleitkommadarstellung, deren Wertebereich ebenfalls von der Programmiersprache und auch Hardware abhängt,
– *boolean:* logischer Typ mit den Werten false und true und
– *char:* ein einzelnes Zeichen, z. B. Buchstaben, Ziffern oder Sonderzeichen.

Strukturierte Datentypen

Strukturierte Datentypen ermöglichen es, eine Anzahl von Werten zu einer übergeordneten Menge zusammenzufassen und sie als Gesamtheit oder einzeln zu bearbeiten. Die grundlegenden strukturierten Datentypen sind:
array (Feld): Ein- oder mehrdimensionale Felder, deren Elemente alle denselben skalaren Datentyp haben und durch Indizierung der Variable angesprochen werden.
record (Verbund): Ein hierarchischer Datentyp, dessen Bestandteile aus verschiedenen Datentypen aufgebaut sein können. Der Zugriff auf einzelne Werte erfolgt durch Angabe des Weges durch die Hierarchie zum gewünschten Element.
file (Datei): Eine Reihe von Daten gleichen Typs, wobei es sich dabei auch um Verbunde oder Felder handeln darf. Im Unterschied zu den anderen Datentypen muss eine Datei zusätzlich zur Deklaration noch geöffnet und nach der Bearbeitung wieder geschlossen werden.

Abstrakte Datentypen

Komplexere Datenmodelle besitzen Strukturen, die oberhalb der Abstraktionsebene von strukturierten Datentypen angesiedelt sind. Diese Strukturen lassen sich in Klassen einteilen, zu denen jeweils ein generischer Datentyp definiert werden kann, auf den dann alle in einer Klasse vorkommenden Strukturen zurückgeführt werden können. Solche generischen Datentypen können als abstrakte Datentypen (ADT) realisiert werden, auf denen eine definierte Menge von Operationen anwendbar sind.
Ein wichtiger abstrakter Datentyp ist der Graph (**Bild 2**). Es werden ungerichtete und gerichtete Graphen unterschieden. Ein ungerichteter Graph G besteht aus zwei Mengen: Einer Menge N von Knoten (Punkten, engl. nodes) und einer Menge V von Kanten (engl. vertices), d. h. $G = (N, V)$. Eine Kante a aus V verbindet stets zwei Knoten A und B aus N miteinander. Es gilt $a = \{A, B\} = \{B, A\}$. Die Anzahl der Kanten, die mit dem Knoten verbunden sind, wird der Grad eines Knotens genannt. Neben den ungerichteten Graphen existieren auch gerichtete Graphen, deren Kanten mit einer Vorzugsrichtung versehen sind. Ihnen sind die Kanten $a = \{A, B\}$ und $a' = \{B, A\}$ verschieden. Dies wird in der graphischen Darstellung durch einen Pfeil gekennzeichnet.
Wesentliche Operationen auf Graphen sind das Erzeugen von Knoten, das Erzeugen einer Kante, das Entfernen einer Kante und das Traversieren des Graphen, d. h. das Besuchen aller Knoten. Das Traversieren von Knoten wird z. B. genutzt, um auf den Nutzinformationen jedes Knotens des Graphen Operationen auszuführen.

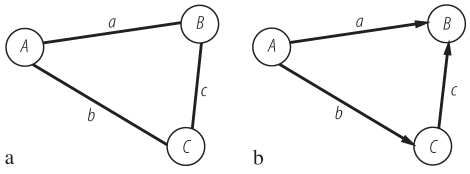


Bild 2. a Ungerichteter Graph mit den Knoten A, B, C und den Kanten $a = \{A, B\} = \{B, A\}$, $b = \{A, C\} = \{C, A\}$, $c = \{B, C\} = \{C, B\}$. **b** gerichteter Graph mit den Knoten A, B, C und den Kanten $a = \{A, B\}$, $b = \{A, C\}$, $c = \{C, B\}$

Die *Liste* (engl. list) ist ein vereinfachter Graph, denn jeder Knoten, außer die beiden Endknoten ist mit genau zwei anderen Knoten über je eine Kante verbunden. Von den beiden Listenenden geht jeweils nur eine Kante ab.
Der *Stapel* (engl. stack, bzw. last in first out, LIFO) oder auch Keller ist eine einfach verkettete Liste, bei der ein Knoten nur am Listenkopf eingefügt oder entfernt werden kann.
Die (Warte-)*Schlange* (engl. queue bzw. first in first out, FIFO) ist eine doppelt verkettete Liste, bei der Knoten nur an dem einen Ende eingefügt und an dem anderen Ende entfernt werden.
Ein *Baum* ist ein gerichteter Graph mit Knoten, auf die nur jeweils eine Kante zeigt. Eine Ausnahme stellt die Wurzel des Baumes dar, sie besitzt keine eingehende Kante. Von den Knoten eines Baumes weisen ein oder mehrere Kanten zu weiteren Knoten, deren ausgehende Kanten wiederum auf Knoten verweisen können. Knoten, von denen keine Kanten ausgehen, werden Blätter genannt, alle anderen Knoten heißen innere Knoten. Spezielle Bäume sind binäre Bäume, dessen Knoten genau zwei ausgehende Kanten besitzen. Daneben sind auch Vierbäume (engl.: quadtrees) und Achterbäume (engl.: Octrees) gebräuchlich. Allgemein werden Bäume, die mehr als zwei ausgehende Kanten besitzen, B-Bäume oder Vielweg-Bäume genannt.
Die Operationen, die auf einen binären Baum ausgeführt werden können, sind das Erzeugen eines Baumknotens, das Einfügen eines Knotens in einen Baum anhand des eingetragenen Schlüssels und der auf ihm definierten Ordnungsrelation, das Löschen eines Knotens aus dem Baum, das Suchen nach einem Knoten anhand eines Schlüssels und das Traversieren des Baumes.

2.1.3 Algorithmen. Algorithms

Ein Algorithmus ist eine vollständig festgelegte endliche Folge von Vorschriften, nach denen aus zulässigen Eingangsgrößen eines Systems gewünschte Ausgangsgrößen erzeugt werden [10]. Somit ist ein Algorithmus entsprechend seiner Semantik ein Verfahren zur Lösung einer bestimmten Aufgabe. Die formale Spezifikation von Algorithmen ist beispielsweise in [8] zu finden.
Die Komplexität eines Algorithmus ist der Aufwand, den Algorithmus auf einem Rechner auszuführen. Die Komplexität hängt vom Umfang der zu bearbeitenden Daten, der sog. Problem- oder Aufgabengröße ab. Sie ist ein wesentliches Kriterium zur Auswahl eines Algorithmus. Zur Quantifizierung der Komplexität wird ein abstraktes Kostenmaß, eingeteilt in Ordnungsklassen (*O-Notation*) [11], verwendet. Diese Kosten können sich einerseits auf die Ausführungszeit (*Zeitkomplexität*) oder auf den Speicherplatzbedarf (*Platzkomplexität*) beziehen. Die Komplexität von verschiedenen Algorithmen wird beispielsweise in [12] näher behandelt.
Algorithmen, die bei Einhalten der Vorbedingung die Nachbedingung einer Semantik erfüllen, können zu Klassen zusammengefasst werden. Zu den wichtigsten Algorithmen bzw. Algorithmenklassen gehören die Sortieralgorithmen, Suchalgorithmen, rekursive Algorithmen, Graphenalgorithmen, kryptographische, genetische und numerische Algorithmen.

Sortieralgorithmen

Insbesondere Zahlen, jedoch auch beliebige andere Objekte, auf denen eine sog. Ordnungsrelation definiert werden kann, können mit Sortierverfahren sortiert werden. Eine Ordnungsrelation $\leq$ setzt jeweils zwei Objekte der Menge M der zu sortierenden Objekte in eine Beziehung, für die das Idempotenzgesetz (für alle i aus M gilt: $i \leq i$) und das Transitivgesetz (für alle a, b, c aus M gilt: $a \leq b \wedge b \leq c \Rightarrow a \leq c$) gilt. Eine tiefergehende Darstellung von Sortieralgorithmen ist in [12] und [8] zu finden.

Suchalgorithmen

Als Beispiel seien hier das sequentielle und das binäre Suchen genannt.
Mit dem *sequentiellen Suchen* kann in sequentiellen Dateien und in Feldern gesucht werden, indem die Suchbedingung vom Beginn der Datei oder Feldes an nacheinander auf alle Objekte angewendet wird, bis sie erfüllt ist.
Das *binäre Suchen* auf Feldern macht sich die Ordnung des Feldes zunutze, indem ein Objekt zufällig ausgewählt und über die Suchbedingung entschieden wird, ob das Objekt schon gefunden wurde. Ist dies nicht der Fall, so kann anhand der Ordnungsrelation für das Sortieren herausgefunden werden, ob das zu suchende Objekt links oder rechts vom aktuellen Objekt liegt.

Rekursive Algorithmen

Benutzt ein Algorithmus während seiner Durchführung sich selbst, um einen Teil der gestellten Aufgabe zu lösen und dann diese Teillösung zur Lösung der gesamten Aufgabe zu verwenden, nennt man ihn *rekursiv*. Damit ein rekursiver Algorithmus korrekt arbeitet, muss er eine *Abbruchbedingung* besitzen, die das Selbstaufrufen in bestimmten Fällen unterbindet, und das dynamische Verhalten des Algorithmus muss so gestaltet sein, dass die Abbruchbedingung in endlicher Zeit erfüllt werden kann.

Graphenalgorithmen

Probleme, die sich auf Graphen abbilden lassen sind algorithmisch lösbar, beispielsweise das Traversieren zur Tiefen- und Breitensuche. Dem gewichteten Graphen kommt in vielen Fällen eine besondere Rolle zu, da die Kanten mit Gewichten versehen werden, welche die problemzugehörigen Gewichtungen (Kosten, Längen, ...) für den Lösungsalgorithmus verfügbar machen. Häufige Problemstellungen, bei denen gewichtete Graphen zum tragen kommen, sind die Suche nach der kürzesten Verbindung zwischen zwei Punkten (z. B. automatische Fahrplanerstellung) oder die Suche nach der kostengünstigsten Möglichkeit, alle Punkte miteinander zu verbinden (Traveling Salesman Problem).

Genetische Algorithmen

Genetische Algorithmen (GA) werden vorwiegend zur Lösung komplexer Optimierungsprobleme eingesetzt, indem informationstechnische Prinzipien der Evolution, wie z. B. Vererbung, Selektion oder Adaption zur Lösungsfindung herangezogen werden. Eingesetzt werden genetische Algorithmen zur Lösung von Problemen, deren Lösung von mehreren Parametern abhängig ist (nichtlineare Probleme). Das Ergebnis ist ein Lösungsraum, dessen Lösungen bewertet werden. Anwendungsbereiche für Genetische Algorithmen ist u. a. die Mustererkennung oder die Optimierung von Neuronalen Netzen.

Kryptographische Algorithmen

Ziel der *Kryptographie* (griech.: verborgen schreiben) ist es zum einen die Chiffrierung, d. h. Nachrichten vor Lauschangriffen durch Verschlüsselung zu schützen und die Authentisierung, d. h. dem Empfänger zu ermöglichen, dass er feststellen kann, ob die Nachrichten in der Tat von dem erwarteten Sender kommen oder durch einen Fälscher eingespielt wurden [13]. Auf die Methoden der Kryptographie wird in **2.4** eingegangen.

2.1.4 Numerische Berechnungsverfahren
Numerical methods

Numerische Berechnungsverfahren nutzen Algorithmen zur Lösung mathematischer Probleme unter vorwiegender Verwendung der Grundrechenarten mit den zur Verfügung stehenden mathematischen Funktionen. Die existierenden nume-

rischen Algorithmen sind so vielfältig, dass hier nur ein grober Überblick in Form einer Klasseneinteilung gegeben werden kann. Die Klasseneinteilung orientiert sich an der Struktur von [14].

Numerische Verfahren zur Lösung algebraischer und transzendentaler Gleichungen

Mit Hilfe des Newtonschen Verfahrens, des Regula-Falsi-Verfahrens, des Verfahrens von Steffensen oder des Pegasus-Verfahrens kann man transzendentale Gleichungen wie z. B. $\cos(x) - x = 0$ numerisch lösen. Algebraische Gleichungen kann man z. B. mit dem Horner-Schema, dem Verfahren von Muller dem Verfahren von Bauhuber oder dem Verfahren von Jenkins und Traub lösen.

Numerische Verfahren zur Lösung linearer Gleichungssysteme

Es werden direkte und iterative Methoden zur Lösung linearer Gleichungssysteme eingesetzt. Der Gauß-Algorithmus und das Verfahren von Cholesky sind die bekanntesten Vertreter direkter Verfahren. Sie haben die Eigenschaft, dass sie lineare Gleichungssysteme theoretisch exakt lösen können. In der Praxis spielen jedoch Rundungsfehler eine große Rolle. Daher werden bei großen linearen Gleichungssystemen oft iterative Verfahren verwendet, die zwar die Lösung nur annähern, jedoch sehr schnell arbeiten. Das Gauß-Jordan-Verfahren ist ein Beispiel für solche iterativen Verfahren.

Numerische Verfahren zur Lösung von Systemen nichtlinearer Gleichungen

Systeme nichtlinearer Gleichungen werden meist mit dem Newtonschen Verfahren gelöst. Weitere Verfahren sind Regula Falsi, das Gradientenverfahren und das Verfahren von Brown.

Verfahren zur Berechnung von Eigenwerte und Eigenvektoren von Matrizen

Um Eigenwerte und Eigenvektoren von Matrizen näherungsweise zu berechnen, gibt es z. B. das Iterationsverfahren nach Mises. Direkte Methoden wie z. B. das Verfahren von Krylov oder das Verfahren von Martin, Parlett, Peters, Reinsch und Wilkinson können zwar Eigenwerte theoretisch exakt berechnen, werden aber in der Praxis meist als iterative Methoden benutzt.

Numerische Approximation stetiger Funktionen

Die Fehlerquadrat-Methode nach Gauß ist eines der bekanntesten Verfahren, um Funktionen zu approximieren. Falls die zu approximierenden Funktionen Polynome sind, bieten sich für die Approximation die sogenannten Tschebyscheff-Polynome an. Die Fourier-Transformation benutzt man hingegen eher für die Approximation von Signalen.

Numerische Interpolation

Bei der numerischen Interpolation geht es darum, zu gegebenen Funktionswerten Funktionen (meist Polynome oder sog. Splines) zu finden, die an den gegebenen Stellen genau die gewünschten Funktionswerte besitzen. Bekannte Verfahren sind die Interpolation nach Lagrange, das Interpolationsschema von Aitken, oder die Interpolation nach Newton. Bei der Spline-Interpolation werden Polynom-Splines dritten Grades, Hermite-Splines fünften Grades oder Bezier-Splines verwendet. Auch rationale Funktionen werden für die Interpolation benutzt, deren Verfahren werden Rationale Interpolation genannt.
In CAD-Systemen sind Interpolationsverfahren von besonderer Wichtigkeit. Zum Beispiel kann ein Anwender sog. Stützpunkte definieren, aus denen die Algorithmen mit Hilfe von Interpolationsmethoden Kurven oder Flächen generieren.

Numerische Verfahren zur Lösung partieller Differentialgleichungen

Die meisten numerischen Probleme, die in der Praxis entstehen, resultieren daraus, dass partielle Differentialgleichungen zwar bei der Modellierung von technischen Systemen entstehen, jedoch nur mit numerischen Näherungsverfahren gelöst werden können. Im Maschinenbau gehören z. B. die Methode der Finiten Elemente, aber auch sog. Differenzenverfahren, die Linienmethode oder Finite Volumen Verfahren zur Klasse der Verfahren für die Behandlung partieller Differentialgleichungen. Bei der Lösung komplexer partieller Differentialgleichungen werden oft auch Verfahren aus den anderen Klassen verwendet. So müssen z. B. für die Methode der Finiten Elemente große lineare Gleichungssysteme gelöst werden.

2.1.5 Programmiermethoden. Programming methods

Bedingt durch eine zunehmende Komplexität des Softwareentwicklungsprozesses erfordert die Realisierung von Projekten in der Planung und Konzeption eine genaue Analyse und Strategie. Zur Durchführung von Softwareprojekten existieren viele Hilfsmittel, die zum Teil jedoch nicht konsistent über alle Phasen des Software-Lebenszyklus (s. **Y 2.1.8**) anwendbar sind und deshalb entsprechend einem Vorgehensmodell ausgewählt werden müssen. Daneben stehen auch sog. Basistechniken zur Verfügung.

Vorgehensmodelle beschreiben die Vorgehensplanung und umfassen die Einteilung in verschiedene Entwicklungsstadien und die Organisation des gesamten Ablaufes. Typische Vorgehensmodelle sind das klassische Wasserfallmodell, die Prototyp-Entwicklung und das Spiralmodell.
Dem klassischen Wasserfallmodell [16] liegt die Vorstellung zugrunde, dass die Phasen der Softwareentwicklung in einem flussorientierten Ablauf durchlaufen werden. Am Ende jeder Phase steht ein Teilergebnis, das den nachfolgenden Phasen als Eingangsmaterial zur Weiterbearbeitung übergeben wird. Jede einzelne Phase kann wieder in Planung, Realisierung und Überprüfung eingeteilt werden.
Das Vorgehensmodell der Prototyp-Entwicklung [15] sieht vor, dass für verschiedene Teilbereiche innerhalb kurzer Zeit unter Vernachlässigung der Qualitätseigenschaften Prototypen erstellt werden, anhand derer sich die wichtigsten Problemstellungen erkennen und klären lassen. Wenn alle Prototypen eines Projektes in ihren Funktionen den Ansprüchen genügen, ist die Wahrscheinlichkeit nicht erkannter Fehlerquellen gering.
Das Spiralmodell [17] stellt eine Weiterentwicklung der Prototypen-Entwicklung dar. Mit jedem Durchlauf durch eine Windung der Spirale (von innen nach außen) wird ein iterativer Zyklus mit jeweils denselben Schritten durchgeführt. So werden immer wieder neue Prototypen entwickelt, Risikoanalysen gemacht und Anforderungslisten erstellt, bis am Ende der Spirale die fertige Neuentwicklung steht. Durch die sich wiederholenden Entwicklungsschritte wächst das Softwareprodukt iterativ, inkrementell bei stetig wachsendem Funktionsunfang.

Basistechniken sind Beschreibungsmechanismen, die für den Kernbereich der Software-Entwicklung, Analyse-Planung-Entwurf, vorgeschlagen werden. Sie umfassen die Methoden wie Programmablaufpläne, Struktogramme oder die Pseudo-Sprache sowie Methoden zur Daten-, Funktions- und Informationsmodellierung.
Der *Programmablaufplan* (PAP) nach DIN 66001 [18] (oder Flussdiagramm) stellt ein relativ einfaches Mittel dar, um strukturiert Lösungen darzustellen. Die Norm umfasst eine gewisse Anzahl von Symbolen, die mit Hilfe von Pfeilen den Informationsfluss abbildet. Bei der darauf folgenden Umsetzung in einer Programmiersprache hält sich die Programm-

struktur streng an den vorher erarbeiteten Ablaufplan, so dass bei der Umsetzung nur noch programmiertechnische Fragen beachtet werden müssen. Größere Probleme werden in kleinere, unabhängige Teilabschnitte zerlegt.

Der Nachteil von Programmablaufplänen ist, dass bei komplexeren Programmen leicht eine nicht mehr zu durchschauende Programmstruktur herauskommen kann, so dass heute *Struktogramme* (oder Nassi-Schneidermann-Diagramme) favorisiert werden. Die drei Hauptelemente sind Sequenz, Wiederholung und Auswahl [25].

Diese Hauptelemente werden auch bei der Darstellung eines strukturierten Programmablaufs mit Hilfe eines *Pseudo-Codes* (Pseudo-Sprache) eingesetzt, der unabhängig von der jeweils verwendeten Programmiersprache die logische Struktur des Programms darstellt.

Zu den Daten- und Funktionsmodellierungsmodellen gehören z. B. das *Entity-Relationship-Modell* und die *Structured Analysis and Design Technique (SADT)*.

Durch das Entity-Relationship-Modell (ERM) lassen sich die statischen Relationen zwischen Entitäten (Objekten) beschreiben. Diese Technik, die ursprünglich für den Datenbank-Entwurf entwickelt wurde, wird in der Definitionsphase für Systeme mit komplexen Daten eingesetzt.

Die SADT-Methode dient der allgemeinen Analyse von bestehenden und dem Entwurf geplanter Systeme. Ein System ist eine Verkettung datenverarbeitender Funktionen, Prozesse, Aktivitäten oder Tätigkeiten. Durch geeignete Modellbildung lassen sich die verschiedenen Funktionen und die dazwischen fließenden Daten untersuchen. Die Übersichtlichkeit des Modells wird durch die Top-Down-Zerlegung sichergestellt, die ein System zuerst als Ganzes betrachtet und danach schrittweise ins Detail geht. Zu beachten ist, dass im SADT-Diagramm keine zeitlichen Abläufe, sondern logische Verknüpfungen dargestellt werden (**Bild 3**).

Die „Ereignisgesteuerte Prozesskette (EPK)“ ist eine Methode, die zur Geschäftsprozessmodellierung im Rahmen der Architektur integrierter Informationssysteme (ARIS) entwickelt wurde. Sie hat die Darstellung der zeitlich-logischen Abfolge von Funktionen zum Gegenstand. Die wesentlichen Konstrukte zur Prozessmodellierung sind die Funktion und das Ereignis, d.h. Prozesse werden als Abfolge von ressourcen- und zeitverbrauchenden Funktionen dargestellt, die durch Ereignisse miteinander verknüpft werden. Eine erweiterte Darstellung der EPK umfasst sowohl die Beziehung zwischen den Konstrukten der Daten- und Funktionssicht als auch der Organisationssicht und ist in der so genannten eEPK (erweiterte EPK) dokumentiert [19, 20]. Eine Darstellung des Grundmodells der Ereignisgesteuerten Prozesskette findet sich in **Bild 4**. Die Grundelemente und deren Verknüpfungsoperationen sind in **Anh. Y2 Tab. 1** und **Tab. 2** aufgeführt.

Die *Unified Modeling Language* (UML) hat sich als Quasi-Standard zur Informationsmodellierung in objektorientierten Softwaresystemen durchgesetzt. Sie ist in erster Linie die Beschreibung einer einheitlichen Notation und die Definition eines Metamodells. Den Entwicklern wird in der UML ein Satz von Notationen zur Verfügung gestellt, die in der Regel in verschiedenen Diagrammtypen je nach Entwicklungsstand der Software zur Anwendung kommen [21].

Ein Anwendungsfall ist die Beschreibung einer typischen Interaktion zwischen dem Anwender und dem System. Das *Anwendungsfalldiagramm* zeigt die Beziehungen zwischen Akteuren und Anwendungsfällen, d. h. es stellt das Systemverhalten aus Sicht des Anwenders dar. Akteure, die in der Regel eine Gruppe von Benutzern eines Systems, die eine spezifische Rolle spielen, darstellen, sind eine Klasse, die mit dem betrachteten System Daten austauschen können.

Klassendiagramme beschreiben die Typen von Objekten im System und die verschiedenen Arten von statischen Beziehungen zwischen diesen. Eine Klasse enthält die Beschreibung der Struktur und des Verhaltens von Objekten, die sie erzeugt oder mit ihr erzeugt werden können. Objekte werden von Objekten aus vorhandenen Klassen produziert und sind die in einer Anwendung agierenden Einheiten. Die Definition einer Klasse setzt sich aus Attributen und Operationen zusammen.

Die *Generalisierung* ist ein Konzept, bzw. ein Umsetzungsmechanismus, in dem die Relation zwischen Ober- und Unterklasse hergestellt wird (**Bild 5**). Die Unterscheidung in Ober- und Unterklassen erfolgt häufig aufgrund eines Diskriminator genannten Unterscheidungsmerkmals, d. h. eines Charakteristikums. Der Diskriminator bezeichnet den für die hierarchische Strukturierung der Eigenschaften maßgeblichen Aspekt.

Die *Assoziation* ist eine bi-direktionale Beziehung. Sie beschreibt als Relation zwischen Klassen die gemeinsame Semantik und die Struktur einer Menge von Objektverbindungen. Assoziationen ermöglichen die Kommunikation der Objekte miteinander. Spezielle Varianten von Assoziationen stellen die Aggregation und die Komposition dar.

Eine *Aggregation* ist eine Assoziation, deren beteiligte Klassen eine Ganzes-Teile-Hierarchie darstellen. Unter der Aggregation versteht man die Zusammensetzung eines Objektes aus einer Menge von Einzelteilen.

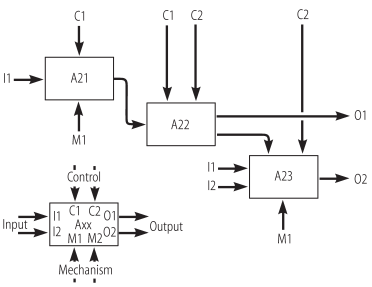


Bild 3. Notation und Beispiel für ein SADT-Diagramm

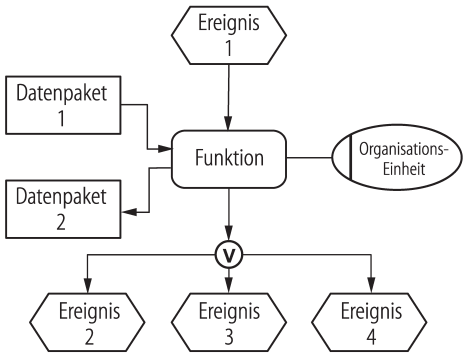


Bild 4. Grundmodell der Ereignisgesteuerten Prozesskette

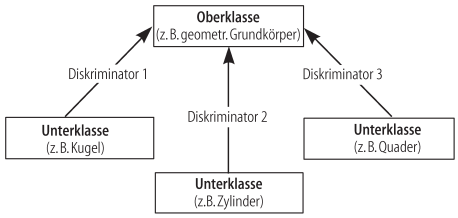


Bild 5. Generalisierung

Y

Eine *Komposition* ist eine strenge Form der Aggregation, bei der Teile vom Ganzen existenzabhängig sind. Es gelten die meisten Aussagen über die Aggregation auch für die Komposition. Allerdings kann die Kardinalität (Anzahl der Elemente) auf der Seite des Aggregats nur 1 sein. Jedes Teil ist nur Teil genau eines Kompositionsobjektes, sonst würde die Existenzabhängigkeit widersprüchlich.

Zur Darstellung dynamischer Sachverhalte werden in der Unified Modeling Language Verhaltens- oder Interaktionsdiagramme verwendet. Derartige Notationen werden eingesetzt, wenn das Verhalten von einigen Objekten in genau einem Anwendungsfall betrachtet werden soll (Zusammenarbeit zwischen mehreren Objekten aufzeigen). Im Folgenden werden das Kollaborationsdiagramme, das Sequenzdiagramm und das Zustandsdiagramm kurz zusammengefasst erläutert.

Eine Kollaboration ist eine Menge von Interaktionen zwischen ausgewählten Objekten in einer bestimmten begrenzten Situation unter Betonung der Beziehungen zwischen Objekten und ihrer Topographie. Ein Kollaborationsdiagramm zeigt im Grunde die gleichen Sachverhalte wie das unten beschriebene Sequenzdiagramm, jedoch aus einer anderen Perspektive. Beim Kollaborationsdiagramm stehen die Objekte und ihre Zusammenarbeit untereinander im Mittelpunkt. Der zeitliche Verlauf der Kommunikation zwischen den Objekten, der beim Sequenzdiagramm im Vordergrund steht, wird beim Kollaborationsdiagramm durch Nummerierung der Nachrichten verdeutlicht [22, 23].

Beim Sequenzdiagramm (engl. Sequence Diagram) steht der zeitliche Verlauf der Nachrichten im Vordergrund (**Bild 6**). Eine Sequenz zeigt eine Reihe von Nachrichten, die eine ausgewählte Menge von Objekten in einer zeitlich begrenzten Situation austauschen.

Die Folgen von Zuständen, die ein Objekt im Laufe seiner Existenz einnehmen kann, werden in einem Zustandsdiagramm (engl. State Chart) aufgezeigt. Zustandsdiagramme werden für eine einzelne Klasse entworfen, um das Verhalten während der Lebenszeit eines Objektes aufzuzeigen. Eine Notationsübersicht zur Unified Modeling Language findet sich in **Anh. Y2 Tab. 3.**

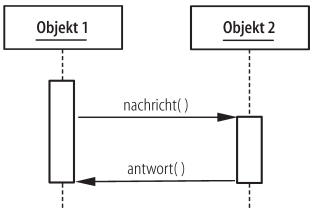


Bild 6. Sequenzdiagramm

2.1.6 Programmiersprachen. Programming languages

Die Menge aller Anweisungen zur Beschreibung von Algorithmen bilden eine algorithmische Programmiersprache, auch als prozedurale Sprache bezeichnet. Höhere Anforderungen an Datenverarbeitung und bestimmte Anwendungsgebiete, wie z.B. Künstliche Intelligenz (KI, engl.: AI) haben zu deklarativen Sprachen geführt. Mit ihnen lassen sich Denkprozesse und die Wissensverarbeitung des Menschen in geeigneter Weise formulieren. Bei den algorithmischen Programmiersprachen unterscheidet man maschinenorientierte und problemorientierte Sprachen (**Bild 7**) [24].

Maschinenorientierte Programmiersprachen bestehen aus Anweisungen, die die gleiche oder eine ähnliche Struktur wie die Befehle einer bestimmten Datenverarbeitungsanlage besitzen. Die Befehle können vom Prozessor direkt ausgeführt werden. Operations- und Adressteil der Befehle werden in Binärform als eine Folge von Binärzeichen (Maschinensprache) oder durch mnemotechnische Symbole (symbolische Maschinensprache) dargestellt. Symbolische Maschinensprachen werden auch Assemblersprachen genannt. Maschinenorientierte Programmiersprachen finden Anwendung, wenn hohe Ansprüche bezüglich der Ausführungszeit oder der erforderlichen Speicherkapazität zu erfüllen sind.

Problemorientierte Programmiersprachen, unterschieden nach prozeduralen und deklarativen Sprachen, orientieren sich in ihren Anweisungen und syntaktischem Aufbau an bestimmten Anwendungen (Fachsprachen), z. B. mathematisch-naturwissenschaftliche oder graphische Anwendungen. Programme in diesen Sprachen müssen vor ihrer Ausführung in ein Maschinenprogramm umgewandelt werden.

Deklarative Sprachen lassen sich unterteilen in funktionale, logikorientierte und objektorientierte Sprachen.

Funktionale Sprachen basieren auf dem sog. Lambda-Kalkül der Mathematik; einer Notationsform für Funktionen und Ausdrücke, die aus Funktionen gebildet und ausgewertet werden können. Logikorientierte Sprachen basieren auf der Prädikatenlogik erster Ordnung, einem Teil der mathematischen Logik, bei der Aussagen (Fakten und Regeln) spezifiziert werden. Sie werden vom System benutzt um eine Benutzeranfrage durch eine Beweisführung zu bestätigen und den in den Regeln und Fakten enthaltenen Variablen Werte zuzuweisen.

Objektorientierte Sprachen basieren auf gekapselten Objekten, die aus Datenstrukturen und den darauf definierten Operationen (Methoden) bestehen. Die in einem Objekt gekapselten Informationen können nur durch die zu einer Objektklasse definierten Methoden von außerhalb manipuliert werden. Um eine Methode eines Objekts auszuführen wird dem Objekt eine Nachricht geschickt (Name und Parameter der Methode). Das Zuordnen einer Operation zu einer Nachricht geschieht erst zur Laufzeit des Programms.

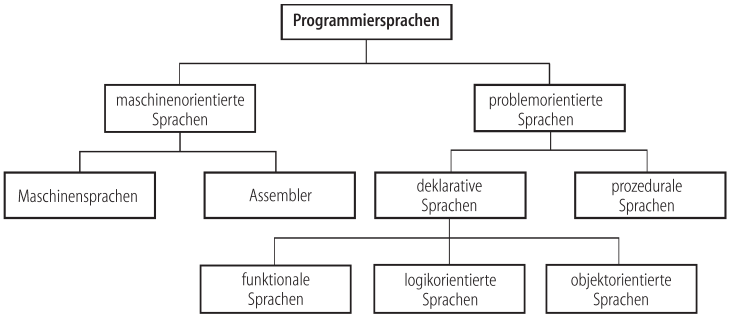


Bild 7. Einteilung der Programmiersprachen

Höhere Programmiersprachen müssen zu ihrer Ausführung im Rechner übersetzt werden. Dies erfolgt durch einen sog. Übersetzer (compiler). Das in einer höheren Programmiersprache geschriebene Quellprogramm (source program) wird in ein bedeutungsgleiches Maschinenprogramm (object program) übersetzt. Dabei müssen die im Programm aufgerufenen Unterprogramme an das Hauptprogramm gebunden werden.
Eine andere Form der Programmbearbeitung ist die Interpretation. Von einem Interpretierer (interpreter) wird jede Anweisung des Quellprogramms übersetzt und sofort ausgeführt. Der Vorteil der Übersetzung ist, dass die Transformation der höheren Programmiersprache in die Maschinensprache nur einmal erfolgen muss und das Maschinenprogramm beliebig oft abgearbeitet werden kann. Bei der Interpretation ist dagegen die Übersetzung bei jedem Programmlauf neu zu leisten. Dadurch können sich Zeitverluste ergeben. Andererseits werden aber nur die durch den Steuerfluss vorgegebenen Programmteile durchlaufen.

2.1.7 Objektorientierte Programmierung
Object oriented programming

Das Prinzip der objektorientierten Programmierung ist eine Kombination von imperativem Programmieren und Konzepten der begrifflichen Datenabstraktion. Objektorientierte Programmierung versteht sich im Allgemeinen als die Identifizierung von (dynamischen) Objekten (-klassen) eines Problems, die jedes für sich eine bestimmte Rolle im Programm spielen und die in vordefinierter Weise miteinander interagieren [26].
Ein Objekt besteht aus Daten und den Operationen. Die Speicherung und Bearbeitung von Daten erfolgt über die dazu zugeschnittenen Operationen. Objektinhalte sind nur für die im Objekt definierten und nur ihm zugänglichen Prozeduren und Funktionen (=Operatoren) erreichbar. Über diese Methoden wird das Verhalten von Objekten beschrieben. Eine Methode kann als eine Anweisung gesehen werden, die die Reaktion eines Objektes auf den Erhalt einer bestimmten Nachricht beschreibt.
In der Regel werden zwei Arten von Objekten unterschieden: Klassen und Instanzen (Exemplare). Klassen können Instanzen von sich selbst erzeugen. Jedes Objekt ist Instanz genau einer Klasse („.... ist Element einer Menge“) und weiß auch, welcher Klasse es angehört. Die Erzeugung von Instanzen einer Klasse erfolgt durch den Versand von Nachrichten mit einer speziellen Kennung. In jeder Nachricht muss ein Empfänger, d.h. die Angabe der Klasse, an die die Nachricht gerichtet ist, und ein Selektor zur Bezeichnung der beim Empfänger auszulösenden Operation enthalten sein.
Der Begriff der Klasse ergibt sich durch das Zusammenfassen von Objekten zu Objektfamilien, die bestimmte Eigenschaften gemeinsam haben. Dabei werden sowohl die innere Struktur als auch die Reaktionsfähigkeiten der Objekte berücksichtigt. Allgemeinere Klassen heißen Oberklassen und speziellere heißen Unterklassen. Bei der Konstruktion einer solchen Generalisierung erbt die Unterklasse alle Eigenschaften, der Oberklasse, zusätzlich können neue Eigenschaften definiert und ererbte Eigenschaften verändert werden.

2.1.8 Softwareentwicklung. Software engineering

Die Softwareentwicklung lässt sich in einem Phasenmodell beschreiben. Eine Phase ist die Zusammenfassung von Einzelaktivitäten zu Tätigkeitsgruppen, die zu einem oder mehreren Teilergebnissen führen [27, 28]. Es werden die Phasen Planung, Definition, Entwurf, Implementierung, Abnahme und Einführung, Anwendung, Wartung und Pflege sowie Migrations- und Stilllegung unterschieden. Insgesamt beschreibt man durch die Phasen die Lebenszeit des gesamten Softwareproduktes, den Software-Lebenszyklus („Software Life Cycle“) (**Bild 8**).

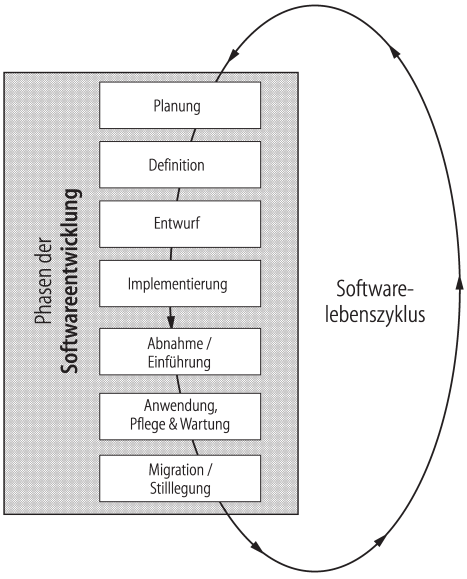


Bild 8. Phasen des Softwarelebenszyklus

In der Planungsphase wird eine Analyse des Problems durchgeführt, alle Teilaspekte gesammelt und eine Abschätzung der Durchführbarkeit aus wirtschaftlicher, technischer und personeller Sicht durchgeführt.
Aufgabe der Definitionsphase ist es, eine konsistente und vollständige Anforderungsdefinition (ein Pflichtenheft) zu erstellen. Dabei sind die Schritte Definition, Beschreibung und Bewertung der Anforderungen auszuführen.
Das Ergebnis der Entwurfsphase ist eine komplette Beschreibung für eine software-technische Lösung ohne auf eine konkrete Programmiersprache einzugehen. Zur Beschreibung einzelner Algorithmen und Programme können die in **Y 2.1.5** angesprochenen Basistechniken verwendet werden.
Die Vorgänge bei der Implementierung lassen sich im Durchlaufen des Zyklus Codieren, Übersetzen/Laden/Ausführen (oder Interpretieren) und Testen beschreiben.
In der Abnahme- und Einführungsphase wird das Softwareprodukt in die Zielumgebung übertragen, d.h. installiert, in Betrieb genommen und freigegeben. Zu der Abnahme gehören auch die Benutzerdokumentation sowie die Benutzerschulung.
In der Anwendungsphase erfolgen der Einsatz des Softwareprodukts, aber auch Wartungs- und Pflegemaßnahmen. Die Begriffe Wartung und Pflege sind in Bezug auf die Software als Fehlerbehebung bzw. Anpassung, Änderung und Weiterentwicklung zu verstehen. Der Zustand eines Softwareproduktes wird mit einer Versionsnummer definiert.
Die Stilllegung eines Softwareproduktes entspricht der Außerbetriebnahme und eventuell der Inbetriebnahme eines neuen Nachfolgeproduktes. Werden Elemente aus dem Vorgängerprodukt übernommen und mit neuen Elementen verknüpft, spricht man von Migration.

2.2 Digitalrechnertechnologie. Digital computing

2.2.1 Hardwarekomponenten. Hardware

Den Aufbau von Digitalrechnern unterscheidet man nach den zentralen Komponenten, der Rechnereinheit und den peripheren Geräten.

Rechnereinheit

Die Rechnereinheit enthält die datenverarbeitenden Komponenten des Rechners.

Prozessor. Die zentrale Komponente eines Digitalrechners ist der Prozessor, engl: central process unit (CPU). Aufgabe des Prozessors ist es, Maschineninstruktionen von Programmen auszuführen, die in den Programmen festgelegten Daten zu verarbeiten und in Interaktion mit anderen Rechnerkomponenten zu treten.
Aus Sicht des Hardwareentwicklers gliedert sich ein Prozessor funktionell in ein *Steuerwerk* und ein *Rechenwerk*. Das Steuerwerk liefert Steuerbefehle in bestimmter Reihenfolge an das Rechenwerk und trifft Entscheidungen nach den eintreffenden Bedingungen und Eingabedaten, während das Rechenwerk die gewünschten Operationen auf Daten ausführt.
Bei den Prozessorausführungen unterscheidet man die RISC-Architektur (RISC Reduced Instruction Set Computer), bei der der Befehlssatz des Prozessors stark reduziert ist, und die CISC-Architektur (CISC Complex Instruction Set Computer), bei der der Befehlssatz umfangreicher ist und in der Komplexität höheren Programmiersprachen angenähert wird.
Leistungsparameter von Prozessoren sind die Anzahl pro Zeiteinheit ausführbare Instruktionen (MIPS Mega Instructions Per Second) oder spezielle Rechenoperationen (MFLOPS Mega Floating Point Operation Per Second).

Speicher. Speicher haben die Aufgabe der Aufbewahrung von Daten und Befehlen. Aufgrund der Anforderungen aus der Verarbeitung der Befehle (schnelle Ausführung) und Daten (große Datenmengen, kurze Zugriffszeit) sowie der Kosten, ergibt sich eine Aufteilung von Speichern (Speicherhierarchie). Register sind Speicher zur Aufnahme der aktuell in einem Verarbeitungsschritt benötigten Daten. Ihre Zugriffszeiten sind auf die Verarbeitungsgeschwindigkeit der Verarbeitungseinheiten, z. B. des Prozessors, ausgelegt. In der Nähe des Prozessors werden schnelle, in der Kapazität jedoch begrenzte Speicher, sog. Pufferspeicher (Cache memory), eingesetzt. Der Hauptspeicher (Main memory) hat die Aufgabe, Befehle und Daten für das Rechenwerk bereitzuhalten. Er besteht aus Speicherzellen für die Speicherung eines Bytes oder Wortes. Jede Speicherzelle des Hauptspeichers hat eine eigene Adresse und steht in wahlfreiem (direktem) Zugriff (RAM Random Access Memory).
Hauptspeicher, Pufferspeicher und Register werden als Halbleiterspeicher unterschiedlicher Technologie [29] hergestellt. Sie werden unterschieden in Nur-Lese-Speicher (ROM Read Only Memory) und in Schreib-Lese-Speicher (RAM Random Access Memory). Bei den Nur-Lese-Speichern wird weiter unterschieden in PROM (Programmable Read Only Memory) als Festwertspeicher, der mit einem Programmiergerät einmal elektrisch programmiert werden kann; EPROM (Erasable Programmable Read Only Memory) als löschbarer programmierbarer Festwertspeicher; REPROM (REProgrammable ROM), der nach Löschen des Inhalts erneut programmiert werden kann, und EAROM (Electrically Alterable Read Only Memory) als elektrisch veränderbarer Festwertspeicher [30].
Zur Speicherung großer Datenmengen werden periphere Speicher unterschiedlicher Bauform als sog. Hintergrundspeicher verwendet.

Peripheriebausteine. Die Verbindung zu Hardwarekomponenten außerhalb der Rechnereinheit erhält der Prozessor über Peripheriebausteine. Sie sind einerseits an den Prozessorbus angeschlossen und besitzen andererseits eine Anschlussmöglichkeit für Peripheriegeräte, die sog. Schnittstellen (engl.: interface). Die Eigenschaften des Peripheriebausteins hängen vom Typ der Schnittstelle ab, die er anbietet.

Peripheriegeräte

Die nicht in der Zentraleinheit enthaltenen Funktionseinheiten zur Erfassung, Übertragung, Speicherung sowie Ein- und Ausgabe von Daten lassen sich in periphere Geräte zusammenfassen. Die Daten müssen in einer für die peripheren Geräte verarbeitbaren Form vorliegen. Man verwendet standardisierte Codes (z. B. ASCII-Code, usw.). Die Übertragung von Daten zwischen dem Hauptspeicher und den peripheren Geräten erfordert neben der eigentlichen Übertragungsleitung technische Einrichtungen z. B. für Abstimmung der unterschiedlichen Arbeitsgeschwindigkeiten, Entschlüsselung des Übertragungswunsches, Codesicherung usw., die Kanäle genannt werden.

Periphere Speicher haben die Aufgabe der Lagerung der nicht im Hauptspeicher unterzubringenden Daten und Programme. Sie unterscheiden sich hinsichtlich des Speicherverfahrens und damit des Datenträgers und der Geräte, sowie des Zugriffs und der Transport- und Übertragungseinheiten [29, 30].
Magnetomotorische Speicherverfahren beruhen auf dem Prinzip der Erzeugung gerichteter, magnetischer Dipole in magnetisierbarem Material. Die zwei Magnetisierungseinrichtungen der Dipole stellen die digitalen Signale Null und Eins dar. Als Datenträger dienen Magnetplatten (z. B. Festplatten), Magnetbänder sowie biegsame Magnetfolien (z. B. Floppy-Disk).
Optische Speicherverfahren beruhen auf dem Einbringen von kleinen Löchern in eine Materialschicht mittels Laserstrahl. Eine logische Eins wird durch ein Loch, eine logische Null durch das Fehlen eines Loches repräsentiert. Trägermaterial ist eine rotierende Scheibe über der senkrecht zur Rotationsachse ein Schreib-/Lesekopf bewegt wird. Beispiele: CD-ROM (Compact Disc Read Only Memory), DVD+RW (Digital Video Disc ReWritable) usw.
Das Magneto-optische Speicherverfahren (MO) basiert auf der Kombination des magnetischen Verfahrens für das erstmalige Aufzeichnen und Wiederbeschreiben eines Speichers mit den optischen Verfahren für das Lesen [31, 32].

Eingabegeräte und Ausgabegeräte haben die Aufgabe, eine Benutzerschnittstelle zur Ein- und Ausgabe von Daten in eine Rechenanlage zu ermöglichen. Die Einteilung erfolgt nach unterschiedlichen Gesichtspunkten, z. B. der Form der Daten (codiert, uncodiert) oder der Art der Daten (alphanumerisch, graphisch).
Zu den Eingabegeräten gehören z. B. Tatstatur, Klarschrift- oder Barcodeleser und Scanner. Die Maus und das Grafiktablett sind typische 2-D Eingabegeräte und Spacemouse sowie Spaceball 3-D Eingabegeräte.
Die wichtigsten Ausgabegeräte für alphanumerische und graphische Daten sind Bildschirmgeräte (Monitore, Display), Drucker, Laser- oder Tintenstrahlplotter sowie 3D-Drucker.
Peripheriegeräte, in der Eingabe- und Ausgabegerät eine Einheit darstellt, nennt man Ein-/Ausgabegeräte. Hierzu zählen der Touchscreen oder auch Bestrebungen der Virtual Reality-Systeme. In diesen Anlagen wird eine generierte, fiktive Welt erzeugt, die drei dimensionale visuelle Reize an die Sinne des VR-Nutzers vermittelt (z.B. über Projektoren) und über ein 3-D Eingabegerät (z. B. Datenhandschuh) gesteuert werden kann.

2.2.2 Hardwarearchitekturen. Hardware architecture

Digitalrechner werden in verschiedenen Größen- und Leistungsklassen hergestellt. Sie unterscheiden sich in den mechanischen Abmessungen ihrer Gehäuse, dem Aufbau und der Leistungsfähigkeit ihres Prozessors, der Verfügbarkeit und Leistungsfähigkeit von Zusatzprozessoren (z. B. FPU, MMU), der Größe und Zusammensetzung (z. B. RAM, ROM, EPROM) des Hauptspeichers, der Anzahl und Art der eingebauten Schnittstellen, der Verfügbarkeit und Größe von Mas-

senspeichern, der Verfügbarkeit von Peripheriegeräten und in ihrer elektrischen Leistungsaufnahme.

Palmtops, PDAs (personal digital assistant) und *Notebooks* (oder früher auch Laptops) sind Personal Computer, die in ihren mechanischen Abmessungen und in der Verfügbarkeit und Größe von Eingabe-, Ausgabe- und Massenspeichergeräten begrenzt sind. Sie besitzen Akkumulatoren zur Stromversorgung, die dem Benutzer ein vom Stromnetz unabhängiges Arbeiten ermöglicht. Das Palmtop wird in der Hand gehalten und bietet sich für Aufgabenplanung wie Terminplanung, Kalender, Telefonverzeichnis an (engl.: palm, Handfläche). Das Notebook hingegen ist größer und kann als vollwertigen Ersatz für einen Standard PC fungieren. Diese Geräte werden unter dem Begriff „mobile computing" zusammengefasst.
Eine Digitalrechnerklasse, die in weiten Bereichen noch Gegenstand der Forschung ist, stellt der Körpercomputer (engl.: wearable computer) dar. Körpercomputer bestehen typischerweise aus mehreren Hardwarekomponenten, die an verschiedenen Stellen des Körpers getragen werden, beispielsweise am Kopf, am Handgelenk oder in der Kleidung, z. B. im Gürtel, in der Jacke oder auch in einem Rucksack untergebracht sind. Die Dateneingabe ist über Sensoren oder Touchpads möglich, die mittels Spracherkennung bzw. einfachen Handbewegungen Befehle empfangen. Eine Datenausgabe ist beispielsweise über Datenhelme oder Displays möglich.

Personal Computer (PCs) sind Digitalrechner, die speziell für einen einzelnen Benutzer für übliche Office Anwendungen abgestimmt sind. Die in der Regel leistungsstärkeren *Arbeitsplatzrechner* (engl.: workstations) sind Digitalrechner, die ebenfalls für einen Benutzer konzipiert (engl.: single user) aber üblicherweise miteinander vernetzt sind und über einen Zugriff auf Servern dem Benutzer zusätzliche Dienste anbieten (vgl. **Y 2.2.4** Client-Server-Modell).

Server sind leistungsfähige Rechner, die über ein Netzwerk anderen Rechnern und deren Benutzern Dienstleistungen anbieten. Sie besitzen meist keine eigenen Ein- und Ausgabegeräte zur Kommunikation mit Benutzern, da sie ihre Dienste ausschließlich über das Netzwerk zur Verfügung stellen. Typische Dienste sind die Nutzung Dateidienste, Eingabe-Ausgabe-Dienste, Informationsdienste und die Inanspruchnahme von Rechendienst (engl.: compute service).

Auf *Großrechnern* können mehrere Benutzer (engl.: multi user) mehrere Programme (engl.: multi tasking) laufen lassen. Die Benutzer sind über Terminals oder über ein Netzwerk am Rechner angemeldet und teilen sich Ressourcen wie Rechenzeit, Hauptspeicher, Massenspeicher und Ein-/Ausgabegeräte. Großrechner werden zunehmend durch Kombinationen aus Arbeitplatzrechnern und Servern ersetzt, die bei gleicher oder höherer Leistung kostengünstiger in der Anschaffung und im Betrieb sind.
Eine besondere Art von Computer-Servern (Rechenzeit anbietende Server-Rechner) stellen die *Supercomputer* dar. In der Supercomputer-Technologie werden im Wesentlichen die Verfahren zur Vektorisierung und Parallelisierung verwendet, um die Rechenleistung zu erhöhen. Die Vektorisierung betrifft insbesondere das Rechenwerk, die Parallelisierung hat Einfluss auf die Architektur des gesamten Rechners.
Eine besondere Rechnergruppe stellen die *Prozessrechner* dar. In ihrem Kern sind es Digitalrechner, ihre Umgebung setzt sich allerdings ausschließlich aus analogen Signalen zusammen, die registriert und mit Sollwerten verglichen werden müssen. Prozessrechner steuern und regeln Motoren und Stellglieder. Daher werden an einen Prozessrechner besondere Anforderungen bezüglich seiner Ein-/Ausgabe gestellt.

Hybridrechner verbinden die Ablaufsteuerung von Digitalrechnern mit der parallelen Rechenfähigkeit von Analogrechnern. Der Prozessor eines Hybridrechners besteht aus einem digitalen Steuerwerk und einem analogen Rechenwerk.

2.2.3 Rechnernetze. Computer networks

Als Rechnernetz werden räumlich verteilte Systeme von Rechnern, Steuereinheiten und peripheren Geräten bezeichnet, die durch Datenübertragungseinrichtungen miteinander verbunden sind [33]. Die Datenübertragungseinrichtung sorgt für die Kommunikation zwischen Sender, Empfänger und Übertragungsmedium. Hierbei kommt dem Übertragungsmedium die horizontale Kommunikation zu und die vertikale Kommunikation wird auf die sog. Kommunikationsprotokolle verteilt [34].
Kommunikationsprotokolle sind Regeln, nach denen zwei Kommunikationspartner (Sender-Empfänger) eine Verbindung zwischen sich aufbauen, Informationen austauschen und die Verbindung wieder abbauen. Ein allgemeines abstraktes Kommunikationsprotokoll ist das ISO/OSI Referenzmodell (OSI: Open Systems Interconnection) (ISO 7498/1-4) [36–39] . Ein typisches Protokoll, das auf dem OSI Schichtenmodell aufbaut, ist die TCP/IP Protokollfamilie, FTP [35].
Bild 9 stellt die 7 Schichten des OSI-Referenzmodells dar [40]. Das Übertragungsmedium und die Anwenderfunktionen sind nicht Bestandteil der Standardisierung. Aufgaben der Schichten sind: Schicht 1: Herstellen der rein physikalischen Verbindung zur Bitübertragung; Schicht 2: Sichern der Übertragung auf den einzelnen Teilstrecken, Bitübertragungsfehler werden erkannt und behoben; Schicht 3: Festlegen des Verbindungsweges, Auf- und Abbau der Verbindung auf den Teilstrecken der Übertragung und Verknüpfung der Teilstrecken; Schicht 4: Kontrollieren des vollständigen Datentransfers zwischen zwei Teilnehmern; Schicht 5: Regeln des Ablaufs der Kommunikation; Schicht 6: Anpassen unterschiedlicher Formen der Informationsdarstellung; Schicht 7: Regeln der technischen Randbedingungen für die Anwendungsprogramme der Benutzer [40].
Netzwerkkomponenten sind Sender und Empfänger, Übertragungsmedien und Kopplungseinheiten. Sender/Empfänger

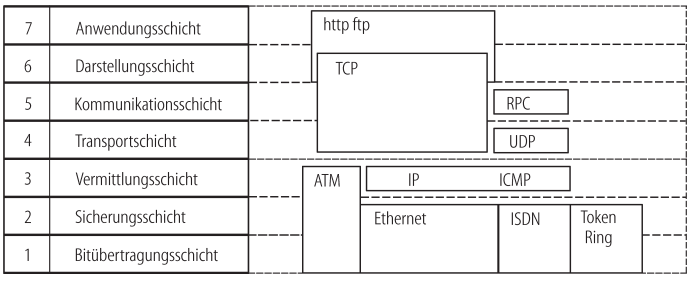


Bild 9. OSI-Referenzmodell mit Zuordnung der Netzprotokolle

werden über ein Datenaustauschprotokoll und mittels eines Übertragungsmediums verbunden. Die Sender (in der Regel Rechner), wie auch die Empfänger, werden als Dienstbenutzerknoten bezeichnet. Als Übertragungsmedien werden in Rechnernetzen üblicherweise verdrillte Kupferkabel, Koaxialkabel, Glasfaserkabel und Richtfunkstrecken verwendet.
Kopplungseinheiten wie z. B. Repeater, Bridge, Router, Gateway ermöglichen ein Verbinden von Netzen von unterschiedlicher Struktur und Aufbau [41]. Die Aufgabe von Kopplungseinheiten ist die Adressumwandlung, Wegewahl, Flusskontrolle, Fragmentierung und Reassemblierung von Datenpaketen, Zugangskontrolle und das Netzwerkmanagement. Kopplungseinheiten werden auch als Vermittlungsknoten bezeichnet und arbeiten je nach ihrer Aufgabe auf unterschiedlichen OSI Schichten.
Die Struktur eines Rechnernetzes, d. h. die Anordnung der Knoten im Netz, wird als Netzwerktopologie bezeichnet. Knoten sind miteinander kommunizierende Datenstationen und Einheiten. Die wichtigsten Netztopologien sind: Stern-Topologie, Ring-Topologie, Bus-Topologie, Baum-Topologie (typisch für MAN- und LAN-Netzwerke) und Netze *unbeschränkter* Topologie (WAN Netzwerke) [42] .
Rechnernetze werden üblicherweise nach ihrer geographischen Ausprägung klassifiziert. Lokale Netzwerke (LAN, Local Area Network) mit einer Ausdehnung bis zu 10 km sind unabhängig von öffentlichen Netzträgern. MAN-Netzwerke (MAN, Metropolitan Area Network) haben eine größere Ausdehnung (bis zu 100 km), benutzen aber weitgehend die gleiche Technologie wie LAN-Netzwerke. Weitverkehrsnetze (WAN, Wide Area Network) hat eine geographische Ausdehnung, die weit über 100 km betragen kann und die Übertragungseinrichtungen der Netzanbieter benutzt [33].
Als Netzwerktechnologien sind vor allem ATM (Asynchronous Transfer Mode), Ethernet, ISDN und ADSL zu nennen. ATM steht für eine sehr schnelle (bis zu 622 Mbps), verbindungsorientierte, mit Breitbandverfahren arbeitende Netztechnologie und stellt eine Technologie vorwiegend im WAN und MAN dar. Ethernet, welches in der Regel im LAN über kurze Strecken eingesetzt wird, kann von 10 Mbps mit Koaxialkabel (IEEE 802.3 u) bis 1000 Mbps (Gigabit-Ethernet) mit einem Lichtwellenleiter (IEEE 802.3 z) Daten übertragen. ISDN steht für *Integrated Service Digital Network* und arbeitet mit einer Übertragung von 64KBit/s pro Kanal. Bei ISDN handelt es sich um ein Netz, das verschiedene Dienste zur Breitbandkommunikation bietet: Telefonieren, Faxen, Datenübertragung und Bildübertragung. ADSL (*Asynchronous Digital Subscriber Line*) ist eine Standleitungstechnologie, die durch geeignet hohe Frequenzkanäle bis zu 8 MBit/s durch nicht abgeschirmte Kupferkabel über kurze Strecken übertragen kann. ISDN und ADSL finden überwiegend zur Anbindung privater Netzte an öffentliche Telefonnetze Anwendung.

2.2.4 Client-/Serverarchitekturen
Client-/Server architecture

Bei einem Client-Server wird die Verarbeitung von Prozessen über die Anforderung von einem Dienstleistungsprozess auf zwei funktionale Einheiten verteilt, wobei die Kommunikation über ein Netzwerk erfolgt (**Bild 10**). Werden dabei unterschiedliche Betriebssysteme eingesetzt, handelt es sich um eine sog. heterogene Umgebung.
Ein typisches Client-Server-System ist beispielsweise der *Filesserver*. Es handelt sich dabei um einen Rechner, dessen Aufgabe in der Verwaltung eines Dateisystems besteht. Die Verarbeitung der auf dem Fileserver gespeicherten Daten geschieht nicht auf diesem selbst, sondern auf Arbeitsplatzrechnern. Dadurch werden die Daten an mehreren Arbeitsplätzen simultan verfügbar. Weitere Beispiele für Client-Server-Systeme sind der Timesserver zur Zeitsynchronisation und der *Applikationsserver*, der den Clients den Aufruf von Anwendungsprogrammen ermöglicht.
Für die Verwaltung größerer Datenbestände werden in verteilten Anwendungen *Datenbankserver* oder auch *SQL-Server* eingesetzt. Die Funktion eines solchen Rechners besteht in der Bearbeitung von Anfragen (von einem Client) an eine Datenbank (Server), wobei für die Beschreibung der Anfragen die eigens für diesen Zweck entwickelte *Structured Query Language* (SQL) benutzt wird.
Das X-Window-System dient dazu, die Verwaltung von Ein- und Ausgabegeräten, z. B. Tastatur, Maus und Bildschirm, durch einen Server erledigen zu lassen, der seine Aufträge von einer Anwendung (einem Client) erhält. Es kann sich z.B. beim Client um ein Programm auf einem Hochleistungsrechner und beim Server um ein spezielles X-Window-Terminal handeln.

2.2.5 Betriebssysteme. Operating systems

Das Zusammenspiel der Funktionseinheiten eines Digitalrechners während des Ablaufs von Rechenprozessen wird durch das Betriebssystem realisiert. Das Betriebssystem besteht aus Programmen (Software). Die allgemeine Aufgabe eines Betriebssystems besteht in der wirtschaftlichen Nutzung der Betriebsmittel und der Bereitstellung einer zugänglichen Umgebung für die Anwenderprogramme. [43, 44]
Für die verschiedenen Anwendungsfälle der Datenverarbeitung haben sich im Laufe der Entwicklung bestimmte Arten von Betriebssystemen herauskristallisiert, bei denen funktionelle Eigenschaften der Prozessverarbeitung besonders hervorgehoben und zur Namensgebung verwendet werden.
Ein heutiges Betriebssystem eines Digitalrechners kann schematisch in den Schichten Hardware-Ressourcen (elektronische Bauteile z. B. Prozessoren, Arbeitsspeicher), Kernel als Kern des Betriebsystems (Speicherverwaltung, der Prozess- und Thread-Scheduler, die Gerätetreiber, Dateisysteme und die Kommunikations- und Programmierschnittstellen) und User-Space oder Benutzerschicht (Systemprozesse, Benutzerprozesse und Benutzerapplikationen) eingeteilt werden.
Eine Klassifizierung lässt sich nur unter gleichzeitiger Berücksichtigung mehrerer Merkmale durchführen. Man unterscheidet Merkmale, die durch den Prozessablauf und durch die Benutzung geprägt sind:

Rechnerausnutzung

Beim Einprogrammbetrieb (single programming) befindet sich jeweils nur ein Anwendungsprogramm im Hauptspeicher. Es belegt ausschließlich sowohl den Hauptspeicher als auch alle anderen Betriebsmittel. Bei Ein- und Ausgabevorgängen steht der Prozessor ungenutzt im Wartezustand. Beim heute üblichen Mehrprogrammbetrieb (präziser: Mehrprozessbetrieb, multiprocessing) sind mehrere Anwenderprogramme gleichzeitig im Hauptspeicher. Sie beanspruchen zu einem bestimmten Zeitpunkt die jeweilig freien Betriebsmittel, insbesondere den Prozessor. Bei der Bearbeitung mehrerer Programme entsteht das Problem der optimalen Ausnutzung des Hauptspeichers für das mehrere Methoden der Hauptspeicherverwaltung existieren. Bei der festen Einteilung des Hauptspeichers in Speicherzonen (partition) werden Benutzerprogramme entsprechend ihrer Größe den Speicherzonen zugewiesen.
Eine Methode ist die Seitenadressierung (paging). Hierbei wird der Hauptspeicher in eine große Zahl gleich langer Seiten (pages) unterteilt. Aus mehreren diskontinuierlichen, verteilten Seiten kann ein kontinuierlicher Adressraum zusammengesetzt werden. Ein Anwenderprogramm, das in mehrere Seiten unterteilt wird, kann dann in beliebigen Seiten des Hauptspeichers abgelegt werden. Ist der Hauptspeicher zu klein, erfolgt eine Erweiterung des Hauptspeichers durch ex-

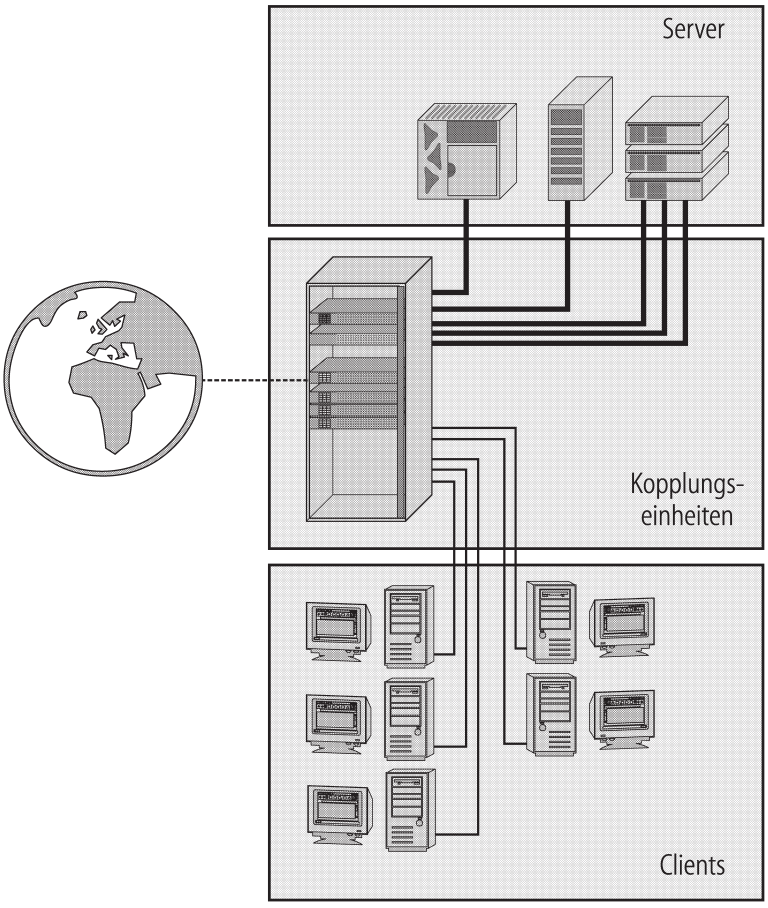


Bild 10. Beispiel für eine Client-/Serverinstallation

terne Speicher (Hintergrundspeicher, z. B. Magnetplatten). Im Hintergrundspeicher befindliche Programme müssen bei Bedarf in den Hauptspeicher gebracht werden. Bei DV-Anlagen ohne Seitenadressierung erfolgt dies durch Speichertausch (swapping), bei solchen mit Seitenadressierung durch das bedarfsweise Einlagern der jeweils benötigten Seiten in den Hauptspeicher (demandpaging). Die Speicherverwaltung mit Seitenadressierung erlaubt auf diese Weise die Verarbeitung von Anwenderprogrammen, die größer sind als der (real vorhandene) Hauptspeicher. In voller Länge steht das Anwenderprogramm dann nie im realen Hauptspeicher, sondern im sog. virtuellen Speicher.

Betriebsarten

Stapelbetrieb oder Stapelverarbeitung (batch processing): Beim Stapelbetrieb stehen die Anwenderprogramme in einer Warteschlange und werden nacheinander bearbeitet. Die Bearbeitung eines Stapels kann im Ein- oder Mehrprogrammbetrieb erfolgen. Beim Mehrprogrammbetrieb lässt sich die Bearbeitungsfolge über Strategien steuern, z. B. der kürzeste Auftrag wird als nächster bearbeitet usw.
Zeitscheibenbetrieb (time sharing): Er beruht auf der dynamischen Verwaltung des Prozessors, der einem Anwenderprogramm nicht bis zum Ende der Bearbeitung zur Verfügung steht, sondern ihn einem noch aktiven (d. h. laufenden) Prozess entzieht, um ihn einem anderen zuzuteilen (auch Multitasking genant). Erfolgt die Zuteilung des Prozessors und der anderen Betriebsmittel an mehrere Anwenderprogramme periodisch in festen Zeitspannen (Zeitscheibe), so spricht man vom Zeitscheibenbetrieb.
Echtzeitbetrieb (real time processing): Bei diesem wird der Prozessor und die anderen Betriebsmittel beim Eintritt bestimmter Ereignisse (Alarm, Interrupt) an vorbestimmte Prozesse zugeteilt. Die Zuteilung des Prozessors erfolgt durch Errechnen von Prioritäten für den jeweils dringlichsten Prozess (Vorrangsteuerung). Echtzeitbetrieb ist bei Prozessrechnern anzutreffen.

Kommunikationsart

Indirekte Kommunikation. Bei einer indirekten Kommunikation zwischen Anwender und DV-Anlage erfolgt eine von der Verarbeitung getrennte Datenerfassung. Die Bearbeitung erfolgt im Stapelbetrieb.
Direkte Kommunikation (Dialog). Bei der direkten Kommunikation erfolgt eine Eingabe direkt durch den Anwender, die Ausgabe erfolgt unmittelbar. Man unterscheidet zwischen programmgeführtem und benutzergeführtem Dialog.
Die Kombination beider Kommunikationsarten wird bei der Dateneingabe im Dialog zur Vorbereitung eines Programmlaufs, der dann im Stapelbetrieb abgearbeitet wird, benutzt. Diese Art der Datenverarbeitung wird häufig bei Datenfernverarbeitung unter der Bezeichnung Auftragsferneingabe (re-

mote job entry) angetroffen. Dialogbetrieb erfolgt in Verbindung mit Echtzeit- oder Zeitscheibenbetrieb.
Zu den Betriebssystemfunktionen gehört oft die Möglichkeit der Gestaltung von Bedienoberflächen, z. B. Menü- und Objektorientierte Oberflächen, sowie Mehrfenstertechnik (Window-Technik) [45]. Bei der Menütechnik wird der Programmierer durch die Menge der Funktionen eines Programms geführt. Objekte bei objekt-orientierten Oberflächen sind Dateien mit den auf ihnen zulässigen Operationen. Sowohl Menüs als auch Objekte werden auf graphischen Bildschirmen angeboten und können mit einem Positionsgeber (Maus) angesprochen werden.
Die Mehrfenstertechnik erlaubt es, mehrere, voneinander unabhängige Vorgänge gleichzeitig am Bildschirm zu verfolgen und zu steuern. Sie ist eine Erweiterung des bisherigen Mechanismus aus der Auftragssteuerung, bei der jeweils nur ein Auftrag im Vordergrund bearbeitet werden kann (z. B. X-Windows [46]).

2.3 **Internet.** Internet

Das Internet kann als ein einziges, großes, weltweites Netzwerk mit unbeschränkter Topologie verstanden werden, welches bestehende physische Netzwerke über Router miteinander verbindet. Als Protokoll wird TCP/IP verwendet [35]. Auf das Internet setzen verschiedene Protokollanwendungen und Dienste auf (Schicht 5-7 des OSI-Schichtenmodells), die die Datenübertragung im Internet ermöglichen.
Das *World Wide Web* ist ein skalierbarer Informationsdienst innerhalb des Internets. D. h. jeder der am Internet angeschlossen ist und über einen WWW-Server verfügt, kann Informationen im Netz verbreiten. Das WWW ist ein hypermediales System, d. h. es werden neben Informationen in Textgestalt auch grafik-, audio- und videofähige Daten über das Internet übertragen. Die Daten werden von einem Client beim WWW-Server abgerufen und auf dem lokalen Arbeitsplatzrechner (Client) dargestellt. Als Protokollanwendung wird *http* (hyper text transfer protocol) verwendet. Um eine WWW-Information abrufen zu können, muss die sog. http-Adresse oder URL (uniform resource locater) bekannt sein [35].
E-Mail (Electronic Mail) dient zum Senden und Empfangen elektronischer Post; dazu werden das Simple Mail Transfer Protocol (SMTP) und das Post Office Protocol (POP) verwendet. In Newsgroups können Internetnutzer an Diskussionen über unterschiedlichste Themen teilnehmen. Die Diskussionsgruppen sind in einer Baumstruktur in Themen und Unterthemen, gegliedert.
Erforderliche Methoden und Werkzeuge sind HTML, Browser und Editoren. Die *Hyper Text Markup Language* (HTML) ist eine sog. Auszeichnungssprache, die bei der Erstellung von plattformunabhängigen Hypertext-Dokumenten angewendet wird. Die HTML Dokumente sind im Prinzip Standard Generalized Markup Language Dokumente (SGML: ISO-Standard 8879) mit genereller Semantik, die sich für die Darstellung von Texten, Hypertexten, News, Mails, Hypermedias (Audio, Video), Menüs, Datenbank-Suchergebnissen sowie einfach strukturierte Dokumente mit eingebetteten Grafiken, Tabellen und mathematischen Symbolen eignet.
XML (extensible markup language) ist eine Metasprache, die auf der Grundlage des ISO-Standards SGML entwickelt wurde. XML enthält im Gegensatz zu HTML keine vordefinierten Auszeichnungselemente (Tags) und vereinfacht dadurch die Erlernbarkeit. Charakteristisch für XML ist die Trennung der Daten von ihrer Repräsentation und Präsentation, z. B. die Darstellung im Browser.
Ein Browser ist ein Hilfsmittel zur Darstellung von WWW Text-, Grafik- und Videoinformationen. Er kann aber auch für die Dateiübertragung per file transfer protocol (FTP) genutzt werden. Für Browser gibt es Erweiterungen, die als sog. plug-in bezeichnet werden. Ein Beispiel für ein plug-in ist ein 3 D-Visualisierer, dem es möglich ist, 3 D-Grafiken darzustellen und Operationen, wie Rotieren oder Verschieben, auf 3 D-Objekte anzuwenden.

2.4 **Sicherheit.** Security

Technische Sicherheit

Unter technischer Sicherheit wird die Ausfallsicherheit eines Rechnernetzes bei Störung oder Ausfall eines Knotens bzw. des Übertragungsmediums aufgefasst. Je nach Topologie (s. **2.2.3**) sind Teile oder das gesamte Netz gefährdet bzw. betroffen [33, 42].

Organisatorische Sicherheit

Da Netzwerke oftmals über öffentliche Einrichtungen (Telefonnetz) zugänglich sind, müssen die Daten, die sich innerhalb eines Netzes in den Datenquellen befinden, gegen Missbrauch geschützt werden. Ein Missbrauch ist zum einen möglich durch Einbruch in ein System, zum anderen durch Dazwischenschalten zwischen zwei Systeme und Herausleiten von Daten, deren Missbrauch und Weiterleiten zum Empfängersystem. Im Folgenden werden einige Konzepte für Aufbau und Verfahren von organisatorischen Sicherheitssystemen vorgestellt.
Beim *firewall-Konzept* werden Rechner im internen Netzwerk integriert, über die die Kommunikation mit der „Außenwelt“ stattfindet. Diese erlauben einen Kontakt mit anderen Rechnern oder Netzen wenn sie als vertrauenswürdig eingestuft sind. Wird eine Adresse oder Datei als unsicher eingestuft, so wird die Verbindung blockiert. Kann keine Entscheidung über sicher oder unsicher gefällt werden, so wird ein Zugriff verweigert.
Kryptographie ist die Chiffrierung einer Nachricht mit einem Verschlüsselungsverfahren. Die Kryptomethoden sind Sicherheitskonzepte für den gesicherten Austausch von Daten zwischen Rechnern. Es gibt folgende Verschlüsselungsverfahren:
Asymmetrische Verfahren (Public-Key-Verfahren): Jede der am Austausch beteiligten Stationen besitzt ein Schlüsselpaar bestehend aus einem öffentlichen und geheimen Schlüssel. Der Absender benötigt zur Verschlüsselung den öffentlichen Schlüssel des Empfängers. Eine derart kodierte Nachricht kann nur mit dem zugehörigen geheimen Schlüssel gelesen werden. Nach Versenden einer asymmetrisch verschlüsselten Nachricht, ist der Absender nicht in der Lage diese zu lesen. Nachteilig ist bei asymmetrischer Verschlüsselung die vergleichsweise langsame Verarbeitung beim Chiffrieren und Dechiffrieren. Dies ist eine Folge der hohen Komplexität des Verfahrens [47].
Beim *Symmetrischen Verfahren* benutzen Sender und Empfänger den gleichen Ver- und Entschlüsselungsalgorithmus. Die Implementierung solcher Algorithmen ist effizient. Nachteilig ist, dass Sender und Empfänger über einen geheim zu haltenden Schlüssel verfügen, und diesen über einen sicheren Kanal austauschen müssen. Zudem wächst die Schlüsselmenge des Systems quadratisch mit der Teilnehmerzahl. Blockchiffren verschlüsseln eine bestimmte Anzahl von Bits. Die einfachste Verschlüsselungsmethode ist die Block-zu-Block-Verschlüsselung. Die Komplexität des Verfahrens ist nicht sehr groß. Abhilfe bringt die Rückkopplung von einem chiffrierten Block auf den Nächsten, dadurch wird die Blockgröße reduziert und/oder die Sicherheit erhöht. Stromchiffren arbeiten mit einem kontinuierlichen Bitstrom, d. h. es wird bitweise chiffriert. Hierbei wird ein Klartextbit mit einem Schlüsselbit verknüpft. Der Schlüssel-Bitstrom muss von einem geeigneten Algorithmus aus dem Schlüssel generiert werden.
Der Data Encryption Standard (DES) beruht auf einer symmetrischen Block-Chiffrierung. Hierbei wird ein 64-Bit-Block 16-mal in Folge durchmischt. Aufgrund der hohen

Komplexität des Mischungsprozesses gilt der DES als sicher [47].
Das One-Time-Pad-Verschlüsselungsverfahren arbeitet mit einem symmetrischen Bitstrom. Die Sicherheit ist auf die Zufälligkeit des Schlüssels zurückzuführen. Der Schlüssel muss mindestens genauso lang sein wie der Klartext und darf nur ein einziges Mal verwendet werden. Der One-Time-Pad gilt als unhandlich, ist aber ein sehr sicheres Verschlüsselungsverfahren. One-Time-Pad ist das einzig bekannte Verfahren, das nicht entschlüsselt werden kann.

3 Virtuelle Produktentstehung
Virtual product creation

3.1 Produktentstehungsprozess
Product creation process

Der Produktentstehungsprozess ist Teil des Produktlebenszyklus und umfasst die Produktlebensphasen Produktplanung, Produktentwicklung und Konstruktion, Arbeitsvorbereitung und Produktherstellung. Kennzeichnend für den Produktentstehungsprozess ist, dass es sich dabei insbesondere auch um einen informationsverarbeitenden Entscheidungsprozess handelt. Im Rahmen des Produktentstehungsprozesses werden sowohl das Produkt mit allen seinen Eigenschaften wie auch dessen Herstellung erdacht, konstruiert, geplant, berechnet, analysiert, simuliert und optimiert. In **Bild 1** wird der Produktentstehungsprozess in den Produktlebenszyklus eingeordnet.
Im Produktentstehungsprozess werden rechnerunterstützte Systeme eingesetzt, um sowohl das Produkt wie auch dessen Herstellung mit ingenieurwissenschaftlichen Methoden zu entwickeln. Dabei steht das methodische Erarbeiten, Berechnen und Optimieren der Produkt- und Herstellungsmerkmale sowie das Absichern dieser Eigenschaften durch Analyse und Simulationsverfahren im Vordergrund.
Erfolgt eine durchgängig digitale Informationsverarbeitung im Produktentstehungsprozess, so wird dieser auch als virtuelle Produktentstehung bezeichnet [1, 2].
Zur digitalen Informationsverarbeitung im Produktentstehungsprozess werden verschiedene Anwendungssoftwaresysteme eingesetzt. Es sind dies hauptsächlich CAD- (Computer Aided Design), CAS- (Computer Aided Styling), CAE- (Computer Aided Engineering), DMU- (Digital Mockup), CAM- (Computer Aided Manufacturing), CAQ- (Computer Aided Quality Assurance) und CAT-Systeme (Computer Aided Testing). Der Einsatz dieser Anwendungssoftwaresysteme wurde bereits in mehreren Richtlinien behandelt [3–10].
Darüber hinaus werden zur Datenverwaltung und zur Steuerung von Informationsflüssen durch den Produktentstehungsprozess, PDM- (Produktdatenmanagement) bzw. PLM-Systeme (Produktlebenszyklusmanagement) eingesetzt [11, 12]. Im Bereich der Herstellung werden zur betriebswirtschaftlichen Informationsverarbeitung ERP-Systeme (Enterprise Ressource Planning) verwendet.
Den Anwendungssoftwaresystemen liegt der prinzipielle Architekturansatz zugrunde, Daten digital zu speichern, Methoden zur Verarbeitung der Daten bereitzustellen und über eine Benutzungsoberfläche sowohl die Methoden einfach und effizient zu nutzen wie auch auf die Daten zuzugreifen. Die digitale Speicherung der Daten wird nach einem Schema durchgeführt, das auch als Produktdatenmodell bezeichnet wird. Den Methoden zur Verarbeitung der Produktdaten sind vielfältig, die wichtigsten werden zu Basismethoden zusammengefasst. Die Benutzungsoberflächen bauen auf interaktiven Funktionen der Computergrafik auf.

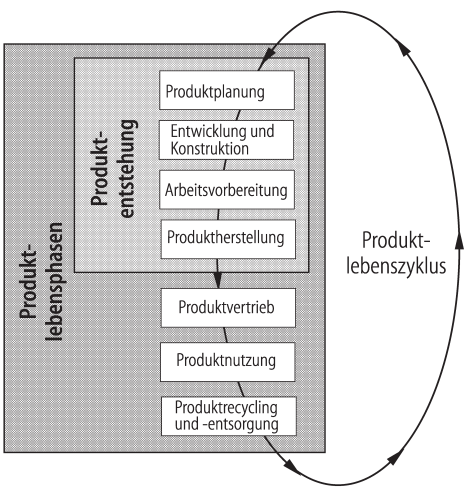


Bild 1. Produktentstehungsprozess, eingeordnet in den Produktlebenszyklus

3.2 Basismethoden. Fundamental methods

Basismethoden dienen zur Verarbeitung von Produktdaten und umfassen Methoden der Geometrischen Modellierung, der Featuremodellierung, der Parametrik, der wissensbasierten Modellierung und der Dokumentenerstellung.

3.2.1 Geometrische Modellierung. Geometric modeling

Die geometrische Modellierung dient dazu, die Gestalt von Bauteilen über die Geometrie zu beschreiben. Die Methoden zur geometrischen Modellierung werden in 2D- und 3D-Methoden unterschieden [13].
2D-Methoden zur geometrischen Modellierung umfassen planare geometrische Beschreibungen mit Hilfe von Linien und Flächen. Linien sind Strecken, Kreise und Kreisbögen, Ellipsen, Hyperbeln, Parabeln und die sogenannten Freiformkurven (wie Hermite, Bezier- und Splinekurven). Als Fläche wird bei 2D-Methoden der geometrischen Modellierung nur die Ebene genutzt.
3D-Methoden umfassen die räumliche geometrische Beschreibung einer Bauteilgestalt. Es werden die Methoden Linien-, Flächen- und Volumenmodellierung unterschieden.
Eine wichtige Methode der geometrischen Modellierung ist Transformation geometrischer Objekte, durch die sowohl die Positionierung wie auch die Orientierung geometrischer Objekte beschrieben wird [14]. Die Transformation wird durch 4×4 Matrizen für die Translation und die Rotation definiert.
Die Translationsmatrix verschiebt einen Punkt $P(x, y, z)$ in einen Punkt $P'(x', y', z')$ über die Translationsanteile T_x, T_y, T_z. Die Translation wird damit über

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ T_x & T_y & T_z & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}$$

beschrieben.

Die Rotation ist jeweils als die Drehung um eine Koordinatenachse definiert. Da Rotation nicht kommutativ ist, muss auf die Reihenfolge der auszuführenden Rotationen geachtet werden.

Für die Rotation um die x-Achse gilt:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta_x & -\sin\theta_x & 0 \\ 0 & \sin\theta_x & \cos\theta_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Für die Rotation um die y-Achse gilt:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_y & 0 & \sin\theta_y & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\theta_y & 0 & \cos\theta_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Für die Rotation um die z-Achse gilt:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_z & -\sin\theta_z & 0 & 0 \\ \sin\theta_z & \cos\theta_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Die Repräsentation der durch Modellierungsmethoden erzeugten geometrischen Daten bilden eine Grundlage, um verschieden leistungsfähige Weiterverarbeitungsfunktionen zu unterstützen (**Bild 2**).

Der *Linienmodellierung* (engl.: wireframe modelling) liegen lediglich Linienelemente zur Beschreibung der Bauteilgestalt zugrunde. Dies können sowohl analytische Linien (wie Strecke, Kreis und Kreisbogen, Kegelschnittkurven, Durchdringungskurven) wie auch Freiformkurven (z. B. Hermitekurven, Bezierkurven, Splinekurven) sein. Linienmodelle sind zwar einfach beschreibbar und benötigen nur vergleichsweise geringe Datenumfänge, bieten jedoch keine ausreichenden Geometriedaten für wichtige Berechnungen wie für das Ausblenden verdeckter Kanten, der Bestimmung von Umrisslinien, der Bestimmung von Durchdringungen oder physikalischer Daten wie Schwerpunkt oder Gewicht.

Der *Flächenmodellierung* (engl.: surface modelling) liegt die Beschreibung und digitale Speicherung von Flächen zugrunde. Wichtig ist dabei die mathematisch möglichst exakte Beschreibung von Flächen, da die Flächenbeschreibung in nachfolgenden Prozessen weiterverwendet werden soll. So z. B. zur Herstellung der Flächen über numerisch gesteuerte Fertigungsverfahren. Flächen können dabei analytische Flächen (wie Ebene, Zylinder-, Kegel- und Kugelmantelfläche sowie durch eine Erzeugungsvorschrift definierte Regelflächen) und Freiformflächen (wie Gordon-Coons-, Bezier- und Basis-Splineflächen) sein. Zur Modellierung von Flächen wird die mathematische Flächenbeschreibung um die Beschreibung der Verknüpfung der verschiedenen Flächen ergänzt. Daraus entsteht ein topologischer Zusammenhang zwischen den Flächen. Dieser topologische Zusammenhang wird z. B. durch Kanten, die aus der Durchdringung zweier Flächen entstehen, ausgedrückt.

Bei der Flächenmodellierung spielt auch die Vereinfachung von Flächendarstellungen durch Approximation eine wichtige Rolle. Diese Approximation führt zu einer sogenannten Facettendarstellung. Wesentliches Merkmal der Facettendarstellung ist die Approximation von Flächen durch mehrere zueinander angeordnete Ebenen. Zur Bestimmung der Approximation wird das Verfahren der Tesselierung angewendet. Tesselierung bedeutet, eine beliebige Fläche durch ein Netz von geometrisch einfachen Elementen (hier Ebenen) anzunähern. Diese Ebenen werden durch Polygone (Vielecke) begrenzt. Häufig werden als Polygone Dreiecke verwendet. Das Verfahren eine beliebige Fläche durch Dreiecke anzunähern wird Triangulation genannt (**Bild 3**). Hierzu liegen verschiedene Algorithmen vor, wie z. B. Delaunay-Algorithmus [15] oder Watson-Algorithmus[15].

Die *Volumenmodellierung* (engl.: solid modelling) basiert auf der Abbildung des Volumens eines Körpers. Um die Volumenmodellierung zu ermöglichen, ist eine Betrachtung der Repräsentation der Daten zur geometrischen Beschreibung von Volumina von Bedeutung. Dazu werden drei Kategorien unterschieden, die generative Repräsentation, die akkumulative Repräsentation und die hybride Repräsentation.

Der generativen Repräsentation liegt die Beschreibung einer Erzeugungslogik zugrunde. Es werden dabei die Verknüpfungsmodelle (engl. constructive solid geometry, kurz CSG), die Produktionsmodelle (engl.: sweep representation) und die

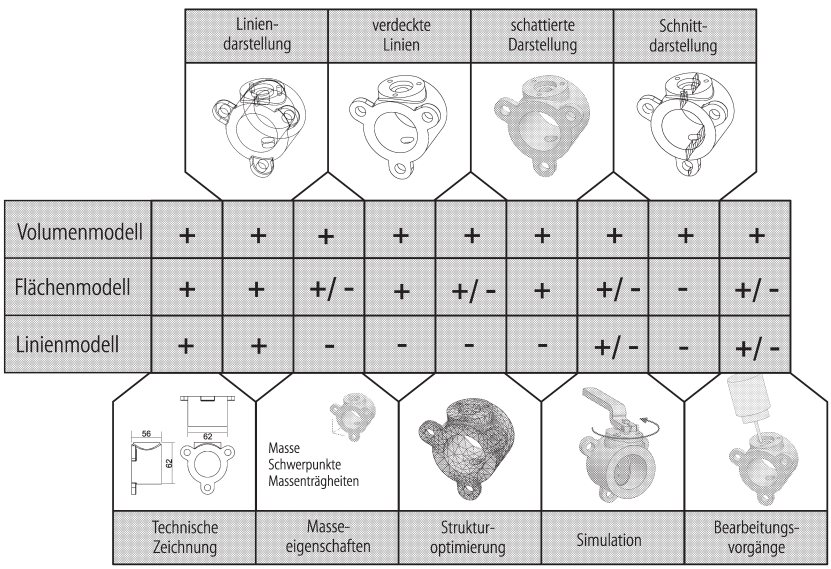


Bild 2. Weiterverarbeitung von Geometriemodelldaten

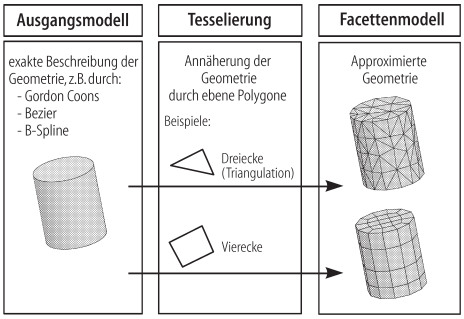


Bild 3. Tesselierung und Triangulation

Elementfamilienmodelle (engl.: feature representation) unterschieden (**Bild 4**).

Der akkumulativen Repräsentation liegt die Abbildung des Volumens durch eine Datenstruktur zugrunde. Dieser Kategorie werden die topologisch-geometrischen Strukturmodelle (engl.: boundary representation, kurz B-Rep), die Binären Zellmodelle (engl. binary cell decomposition) und die Finite Elemente Modelle (engl.: finite element representation) zugeordnet (**Bild 5**).

Die hybride Repräsentation stellt eine Kombination aus den generativen und akkumulativen Repräsentationsverfahren dar. Die hybride Repräsentation baut meist auf einer Kombination aus Verküpfungs-, Produktions-, Elementfamilien- und topologisch-geometrischem Strukturmodell auf (**Bild 6**) und wird als Grundlage der geometrischen Modellierung verwendet. Auf der hybriden Repräsentation bauen die meisten Implementierungen der Volumenmodellierungsfunktionen auf.

Ein weiteres Gebiet der geometrischen Modellierung stellt die sogenannte *Baugruppenmodellierung* (engl.: assembly modeling) dar. Dabei geht es nicht um die Beschreibung und Repräsentation geometrischer Elemente, sondern vielmehr um die Anordnung von Bauteilen zueinander. Dazu werden grundle-

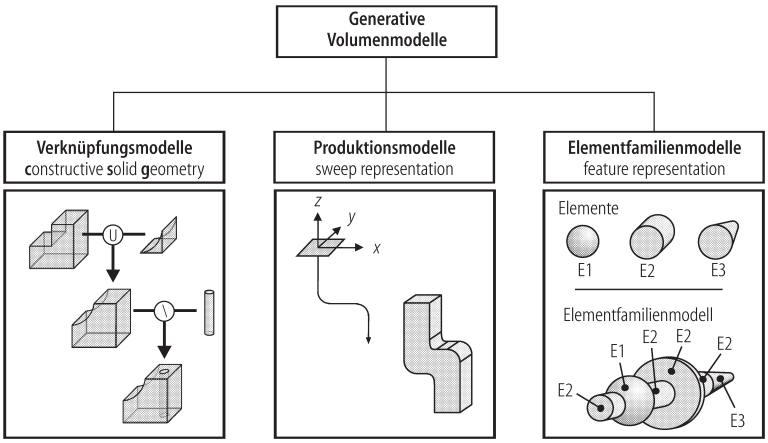


Bild 4. Generative Volumenmodelle

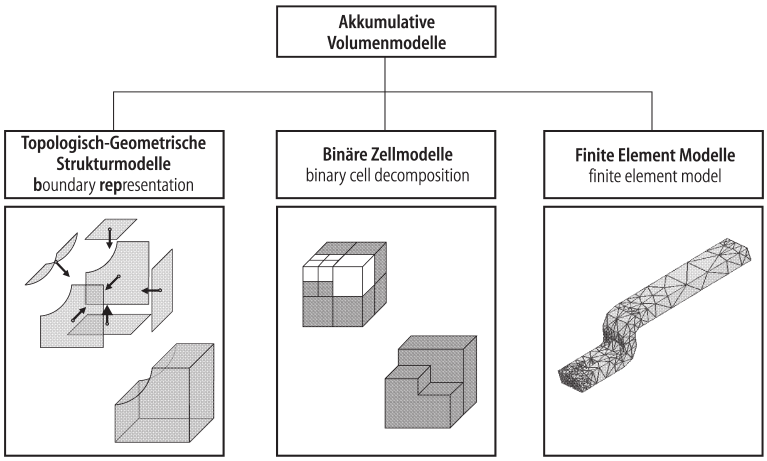


Bild 5. Akkumulative Volumenmodelle

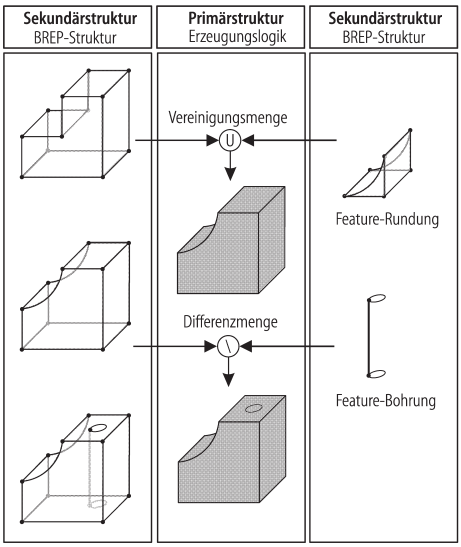


Bild 6. Hybrides Volumenmodell

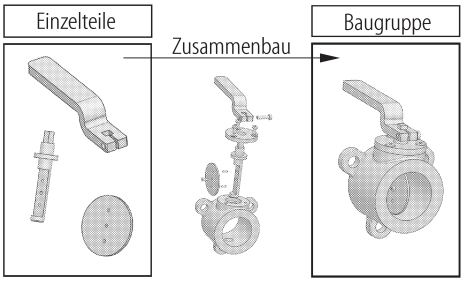


Bild 7. Beispiel für eine Baugruppenmodellierung

gende Funktionen zur Positionierung und Orientierung aber auch geometrisch-technische Anordnungsfunktionen verwendet. Die Positionierung legt den geometrischen Ort im Raum fest, während die Orientierung die Ausrichtung eines Bauteils im Raum definiert. Geometrisch-technische Anordnungsfunktionen dienen dazu, Anordnungen durch geometrisch-technische Begriffe zu beschreiben und die Anordnungsbedingungen digital abzubilden. Zu diesen geometrisch-technischen Begriffen zählen z. B. fluchtend, passgenau (mit Angabe der Passung) etc. **Bild 7** zeigt ein Beispiel für die Baugruppenmodellierung.

Eine wichtige Anforderung wird an die geometrische Modellierung durch die Forderungen gestellt, Änderungen schnell und konsistent durchführen zu können wie auch Varianten einfach bilden zu können. Dazu dienen die Verfahren der *Modellierung mit Zwangsbedingungen* (engl.: constraint modeling). Modellierung mit Zwangsbedingungen bedeutet, dass zwischen den Parametern der geometrischen Elemente Beziehungsnetze aufgebaut werden, wobei in diesen Beziehungs-

Tabelle 1. Lösungsweg für die simultane Lösungsgleichung

gegeben:	$D_1, x_1, z_1 = 1$	aus (f_6, f_9, f_8)
sequentielle Lösung	$D_2, z_2 = 1$	aus (f_7, f_{10})

reduziertes System für die simultane Gleichungslösung

$(1')$ $(x_4-1)\cdot(x_3-x_2)+(z_4-1)\cdot(z_3-1)-\sqrt{(x_4-1)^2+(z_4-1)^2}\cdot\sqrt{(x_3-x_2)^2+(z_3-1)^2}=0$

$(2')$ $(x_2-1)\cdot(x_3-x_4)-\sqrt{(x_2-1)^2}\cdot\sqrt{(x_3-x_4)^2+(z_3-z_4)^2}=0$

$(3')$ $(x_2-1)\cdot(x_4-1)=0$

$(4')$ $(x_2-1)^2-1=0$

$(5')$ $(x_4-1)^2\cdot(z_4-1)^2-1=0$

mathematisch korrekte Lösungsalternativen:

Lösungen durch numerische Iteration:	**Lösungen durch symbolische Berechnungen:**			
A	**A**	**B**	**C**	**D**
$x_2=2$	$x_2=2$	$x_2=0$	$x_2=0$	$x_2=2$
$x_3=2$	$x_3=2$	$x_3=0$	$x_3=0$	$x_3=2$
$x_4=1$	$x_4=1$	$x_4=1$	$x_4=1$	$x_4=1$
$z_3=2$	$z_3=2$	$z_3=2$	$z_3=0$	$z_3=0$
$z_4=2$	$z_4=2$	$z_4=2$	$z_4=0$	$z_4=0$

Tabelle 2. Aufbau von Gleichungssystemen aus der Skizzeninterpretation

(f_1)	$\overrightarrow{P_1P_4} \,\|\|\, \overrightarrow{P_2P_3} \Leftrightarrow \|\overrightarrow{P_1P_4}\| \cdot \|\overrightarrow{P_2P_3}\| - \overrightarrow{P_1P_4} \cdot \overrightarrow{P_2P_3} = 0$	**parallel**
	$(x_4 - x_1) \cdot (x_3 - x_2) + (z_4 - z_1) \cdot (z_3 - z_2) - \sqrt{(x_4 - x_1)^2 + (z_4 - z_1)^2} \cdot \sqrt{(x_3 - x_2)^2 + (z_3 - z_2)^2} = 0$	
(f_2)	$\overrightarrow{P_1P_2} \,\|\|\, \overrightarrow{P_4P_3} \Leftrightarrow \|\overrightarrow{P_1P_3}\| \cdot \|\overrightarrow{P_4P_3}\| - \overrightarrow{P_1P_2} \cdot \overrightarrow{P_4P_3} = 0$	**parallel**
	$(x_3 - x_2) \cdot (x_3 - x_4) + (z_2 - z_1) \cdot (z_3 - z_4) - \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (z_2 - z_1)^2} \cdot \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (z_3 - z_4)^2} = 0$	
(f_3)	$\overrightarrow{P_1P_2} \perp \overrightarrow{P_1P_4} \Leftrightarrow \overrightarrow{P_1P_2} \cdot \overrightarrow{P_1P_4} = 0$	**orthogonal**
	$(x_2 - x_1) \cdot (x_4 - x_1) + (z_2 - z_1) \cdot (z_4 - z_1) = 0$	
(f_4)	$(x_2 - x_1)^2 + (z_2 - z_1)^2 - D_1^2 = 0$	**Bemaßung D_1**
(f_5)	$(x_4 - x_1)^2 + (z_4 - z_1)^2 - D_2^2 = 0$	**Bemaßung D_2**
(f_6)	$D_1 - 1 = 0$	**gewünschter Wert für D_1**
(f_7)	IF $D_1 \leq 2$	**logische Bedingung**
	$D_2 - D_1 = 0$	**Querschnitt soll quadratisch sein**
	ELSE	**logische Bedingung**
	$D_2 - (1.4142 \cdot D_1) = 0$	**Querschnitt soll rechteckig sein**
(f_8)	$z_1 - 1 = 0$	**Positionierung des Querschnitts durch $P_1(x_1, z_1)$**
(f_9)	$x_1 - 1 = 0$	**Positionierung des Querschnitts durch $P_1(x_1, z_1)$**
(f_{10})	$z_2 - z_1 = 0$	**Orientierung des Querschnitts, horizontale Kante**

netzen Berechnungsvorschriften integriert sind. Wird ein Parameterwert geändert, so wird diese Änderung dann auf alle Parameter übertragen, die in diesem Beziehungsnetz eingebunden sind. Die Formulierung von Zwangsbedingungen erfolgt meist über den Zusammenhang zwischen der digitalen Repräsentation der Parameter und der Darstellung der Parameter bzw. der Parameterwerte in einer Darstellung (Präsentation), z. B. als Maßzahl in einer technischen Zeichnung. Dabei liegt eine sogenannte bi-direktionale Assoziativität zwischen geometrischer Parameterrepräsentation und Maßzahl vor. Das heißt, bei Änderung der Maßzahl ändert sich die Bauteilgeometrie und umgekehrt. Diese Art der Modellierung wird auch als parametrische Modellierung bezeichnet.

Der *parametrischen Modellierung* liegt die bidirektionale Assoziativität zwischen der Repräsentation geometrischer Parameter und der Parameterdarstellung, z. B. als Maßzahl, zugrunde. Zur Verarbeitung der bi-direktionalen Assoziativität werden Zwangsbedingungen in Gleichungssysteme abgebildet. Grundlage der Verarbeitung der entstehenden Gleichungssysteme bilden mathematische Verfahren zur Gleichungslösung [16, 17].

Die Verfahren der Gleichungslösung arbeiten mit dem Aufbau und der Lösung von Gleichungssystemen, die konstruktive Lösungen mathematisch repräsentieren. Der Aufbau und die Lösung von Gleichungssystemen wird auch Conceptual Design genannt. Für die Lösung der Gleichungssysteme gibt es verschiedene Vorgehensweisen, die auf unterschiedlichen Formen von Gleichungssystemen aufbauen. Explizit dargestellte Gleichungssysteme werden sequentiell gelöst, implizit dargestellte Gleichungssysteme werden simultan gelöst (**Tab. 1** und **Tab. 2**). **Bild 8** veranschaulicht den Unterschied zwischen expliziter und impliziter Formulierung einer konstruktiven Aufgabenstellung.

Der Vorgang der Gleichungslösung erfolgt bei explizit dargestellten Gleichungssystemen gerichtet, d. h. in einer ganz bestimmten Reihenfolge. Die Berechnung der parametrischen Zusammenhänge ergibt sich dabei aus der Folge der Lösung von Gleichungen.

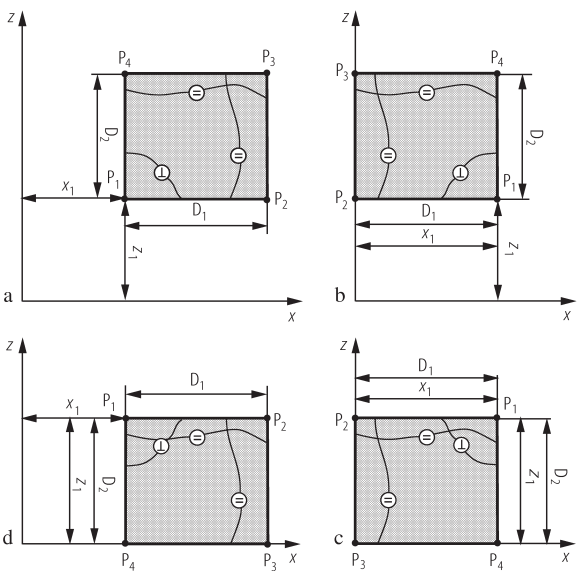


Bild 8 a-d. Unterschied zwischen einer expliziten und impliziten Aufgabenstellung

Der Vorgang der Gleichungslösung erfolgt bei implizit dargestellten Gleichungssystemen simultan. Zum simultanen Lösen von Gleichungssystemen werden Verfahren der symbolischen oder der numerischen Gleichungslösung eingesetzt.

Aufbauend auf den Verfahren der Gleichungslösung werden die parametrischen Modellierungsverfahren bereitgestellt. Es existieren unterschiedliche Verfahren zur parametrischen Modellierung, die auf der Verarbeitung von Parametern und/oder Zwangsbedingungen mit Hilfe verschiedener mathematischer Prinzipien basieren. Die wichtigsten Verfahren sind die Verfahren zur Skizzeninterpretation, Featureverarbeitung und Verarbeitung von Zwangsbedingungen.

Die *Skizzeninterpretation* ist die Grundlage von Skizziersystemen (engl.: sketcher) (**Tab. 2**). Skizziersysteme dienen der schnellen Eingabe von Geometrien. Dabei handelt es sich um das Skizzieren ungenauer Geometrien, die anschließend durch die Skizzeninterpretation analysiert und modifiziert werden. Die Analyse basiert dabei auf der Auswertung einer Reihe von Regeln, die dazu dienen, exakte Geometrieelemente aus einer Skizze zu bestimmen. Dabei werden ungenau skizzierte Linien (z. B. parallel oder orthogonal zueinander) als exakte Linien (z. B. parallel oder orthogonal) erkannt und repräsentiert, und es werden die entsprechenden geometrischen Zwangsbedingungen in der digitalen Repräsentation aufgebaut. Solche Skizzen bilden häufig auch den Ausgangspunkt zur Erstellung von Zwangsbedingungen für eine Bauteilkonstruktion. **Bild 9** veranschaulicht die über Skizzeninterpretation gewonnenen Zwangsbedingungen in einer 3-dimensionalen Bauteilbeschreibung.

Um Regeln auf eine Skizze anwenden zu können bedarf es geeigneter Algorithmen. Hier finden meist solche Algorithmen Anwendung, die auf der Basis der Pixeldarstellung der Skizze am Bildschirm arbeiten. Den einzelnen Geometrieelementen der Skizze (Punkte, Linien, Kreissegmente etc.) werden dabei umschreibende Pixelfelder (engl.: bounding boxes) zugeordnet. Diese Pixelfelder dienen dazu, die genaue Lage der Elemente zueinander zu bestimmen. Weiterhin werden

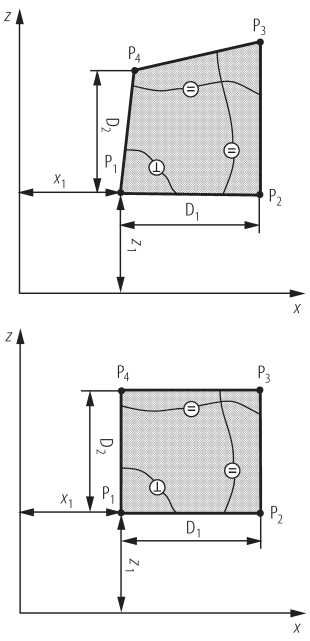


Bild 9. Zwangsbedingungen aus Skizzeninterpretation

auch Winkel und Längen in der Skizze daraufhin untersucht, ob Parallelität, Orthogonalität, Äquidistanz etc. zwischen Elementen vorliegt. Diese Zwangsbedingungen werden dann zugewiesen, wenn die analysierten Winkel und Längen innerhalb gewisser Toleranzen liegen.

3.2.2 **Featuretechnologie.** Feature modeling

Die Methoden der *Featureverarbeitung* erlauben anwendungsbezogene Modellierungs- und Verarbeitungsverfahren. Der Begriff Feature bedeutet dabei, dass komplexe, meist anwendungsbezogene Objekte definiert werden können. Features werden deshalb oft als anwendungsbezogene Bibliotheken (z. B. Featurebibliotheken für Rotationsteile, Frästeile, Blechteile etc.) bereitgestellt. Features können beliebig komplexe Strukturinformationen in sich tragen, d. h. sie können aus mehreren einfachen Komponenten aufgebaut sein, die ihrerseits wiederum Features darstellen. Features werden häufig aus geometrischen Elementen aufgebaut, die als Gesamtheit eine technische Bedeutung ausdrücken, wie z. B. eine Bohrung, eine Passfedernut, eine Fase und andere mehr. Eine einfache Klassifizierung von Features umfasst:

- Formelemente (engl.: form features) entsprechen Formelementen wie Bohrung, Nut etc.
- Volumenprimitive (engl.: body features) wie z. B. Block, Zylinder.
- Bearbeitungselemente (engl.: Operation Features) hängen mit einem Bearbeitungsschritt zusammen, z. B. Rundungen und Fasen.
- Musterelemente (engl.: Enumerative Features) stellen kreisförmig oder rechteckig mehrfach angeordnete Elemente dar.

Die Repräsentation der Gestalt eines Features kann einerseits direkt durch die Geometrieelemente erfolgen, aus denen das Feature aufgebaut ist (explizite Repräsentation), oder durch eine parametrische Darstellung (implizite Repräsentation). Die parametrische Repräsentation von Features hat den Vorteil, dass darüber Varianten der Featureausprägungen repräsentiert werden können.

3.2.3 **Parametrik.** Parametric modeling

Die parametrische Beschreibung von Bauteilen basiert auf Parametern und Zwangsbedingungen, um die geometrische Bauteilbeschreibung in Abhängigkeit von Einflussgrößen variieren zu können. Die geometrische Bauteilrepräsentation basiert dabei meist auf einer hybriden Repräsentation, um die *Verarbeitung der Zwangsbedingungen* konsistent durchführen zu können. Die Zwangsbedingungen wirken sich dabei sowohl auf die B-Rep-Struktur der einzelnen Features (z. B. parallele Kanten) aus, als auch auf die Anordnung der Features zu Bauteilen und zu Baugruppen. Die Unterteilung erfolgt dabei in geometrische Zwangsbedingungen (sie beziehen sich nur auf geometrische Elemente wie z. B. Parallelität, Orthogonalität) und in Engineering-Zwangsbedingungen. Die Engineering-Zwangsbedingungen stellen z. B. Verknüpfungen von Geometrieelementen und Auslegungsgleichungen (funktionale Beziehungen) oder logische Bedingungen, z. B. an die Feature-Struktur, dar. So wird beispielsweise ein bestimmtes Feature nur dann in die Struktur eingefügt, wenn gewisse Bedingungen erfüllt sind. **Bild 10** zeigt Parameter, Zwangsbedingungen und die Feature-Struktur (History of Features) als Elemente der parametrischen Bauteilbeschreibung.

3.2.4 **Wissensbasierte Modellierung**
Knowledge based modeling

Die wissensbasierte Modellierung baut auf der Verarbeitung von Zwangsbedingungen und insbesondere auch der Parametrik auf und nutzt deren Funktionalität, um Konstruktionswis-

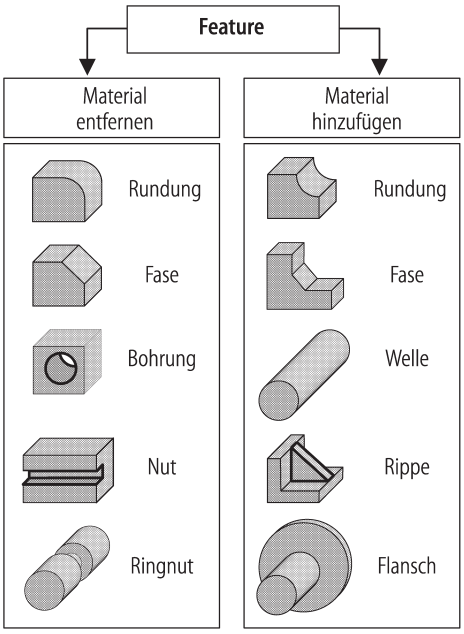


Bild 10. Features zur Beschreibung einer Bauteilgeometrie

sen und -logiken in die digitale Repräsentation von Bauteilen abzubilden. Dabei werden insbesondere Methoden zur Abbildung von Konstruktionsrichtlinien und -regeln unterstützt. Die dabei verwendeten Prinzipien sind Macros, Skripte, Regeln, User Defined Features, Tabellen und Tabellenkalkulationen.

Macros

Macros sind Zusammenfassungen von Gestaltkomplexen, die meist über parametrische Beziehungen und Zwangsbedingungen die Bestimmung von Varianten zulassen.

Skripte

Skripte enthalten Erzeugungslogiken, die in einer Skriptsprache programmiert werden. Der Vorteil von Skripten liegt in der Möglichkeit, Ablauflogiken formulieren zu können.

Regeln

Regeln dienen zur Formulierung von „wenn ..., dann ...“-Bedingungen. Dies ist besonders wichtig, wenn in einer Konstruktionslogik alternative Konstruktionswege aufgrund von Klassifikationen auszuwählen sind.

User Defined Features

User Defined Features sind Kopien von Erzeugungslogiken, die bei der interaktiven Beschreibung von Konstruktionen mitprotokolliert werden. Der Vorteil liegt darin, dass komplexe und umfangreiche Konstruktionsabläufe einfach beschrieben werden, und in der Beschreibung Änderungen, z. B. von Parameterwerten, vorgenommen werden können, die dann zur jeweiligen Variante führen.

Tabellen

Tabellen dienen der Abbildung von Parameterwerten für zulässige Varianten ausgewählter Bauteilparameter. Durch Tabellen werden die Bauteilvarianten auf zulässige Abmessungen begrenzt und die Auswahl von Bauteilparameterwerten wird auf vorher definierte, standardisierte Parameterwerte reduziert.

Tabellenkalkulation

Gerade die Tabellenkalkulation erlaubt es, Methoden der Auslegungs- und Dimensionierungsrechnung mit der parametrischen Modellierung der Bauteilgeometrie zu verbinden. Die Auslegungs- und Dimensionierungsvorschriften werden dabei im Tabellenkalkulationssystem modelliert und auf Parameter bezogen. Die Parameter werden dabei als Spalten der Tabelle angeordnet. Die Zeilen der Tabellen führen dann die jeweiligen Ausprägungen der Varianten. Die Parameter der Spalten werden mit den Parametern der Bauteilgeometrie verknüpft. Somit wird bei Auswahl einer Tabellenzeile der entsprechende Parameterwert als Parameterwert der Bauteilgeometrie übertragen und dann die entsprechende Geometrie ausgeprägt (**Bild 11**).

3.2.5 Strukturmodellierung. Structure representation

Neben der geometrischen Modellierung hat sich die Strukturmodellierung zu einer wichtigen Basismethode herausgebildet. Methoden der Strukturmodellierung zielen darauf ab, beliebige Strukturen digital zu repräsentieren. Dazu gehören insbesondere die Produktstruktur, die Featurestruktur und die Modellstruktur (**Bild 12**). Die Struktur wird dabei meist als

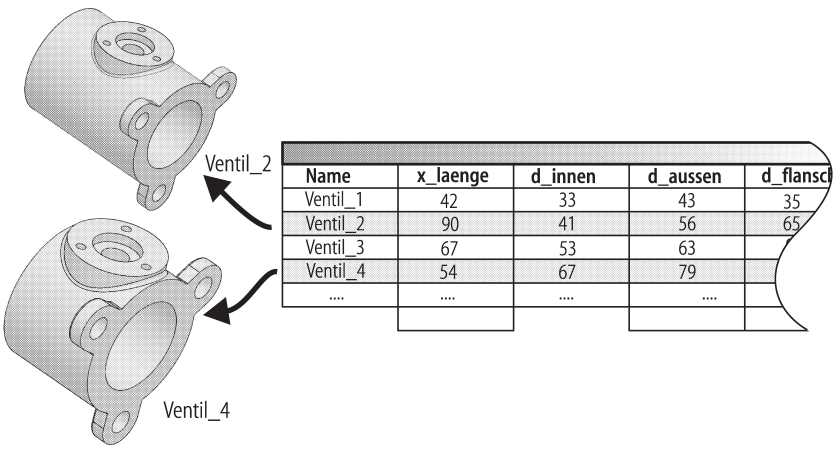


Bild 11. Verknüpfung parametrischer Bauteilgeometrie mit Tabellenkalkulation

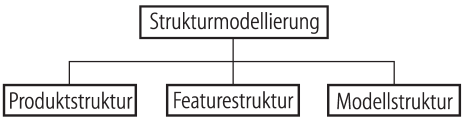


Bild 12. Produktstruktur, Featurestruktur und Modellstruktur

hierarchische Struktur abgebildet. Eine Liste stellt einen Sonderfall einer hierarchischen Struktur dar.
Die *Produktstruktur* bildet den Aufbau eines Produktes in Form einer hierarchischen Struktur ab. Vielfach wird die Produktstruktur auch als Erzeugnisstruktur bezeichnet. Grundlage einer Produktstruktur stellt der sogenannte Stammbaum dar (**Bild 13**).
Ein Nachteil der Darstellung einer Produktstruktur als hierarchische Struktur liegt in der redundanten Abbildung mehrfach vorkommender Bauteile. Um dies zu vermeiden, erfolgt die digitale Repräsentation meist als Netzwerkstruktur, woraus die übersichtliche Darstellung als hierarchische Struktur (Baumdarstellung) abgeleitet wird.
Die *Featurestruktur* wird als sogenannter Featurebaum dargestellt. Ein Featurebaum enthält die logische Abfolge der für eine Bauteilmodellierung verwendeten Features und zeigt die untereinander bestehenden Abhängigkeiten zwischen Features auf.
Die *Modellstruktur* bildet Modellierungsfunktionen in eine hierarchische Struktur ab. Der daraus resultierende Strukturbaum zeigt übersichtlich den Aufbau der digitalen Repräsentation des oder der Bauteile (**Bild 14**).
Sie bietet den Vorteil, dass damit der Aufbau der digitalen Repräsentation schnell erfasst werden kann und eine Navigation durch den Aufbau der digitalen Repräsentation möglich ist. Darüber hinaus können Modellierungsschritte selektiert und gezielt manipuliert werden.

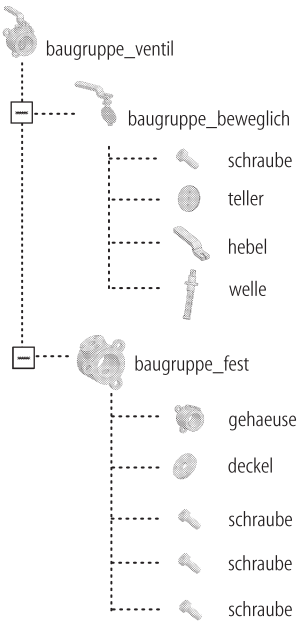


Bild 13. Stammbaum und Produktstruktur

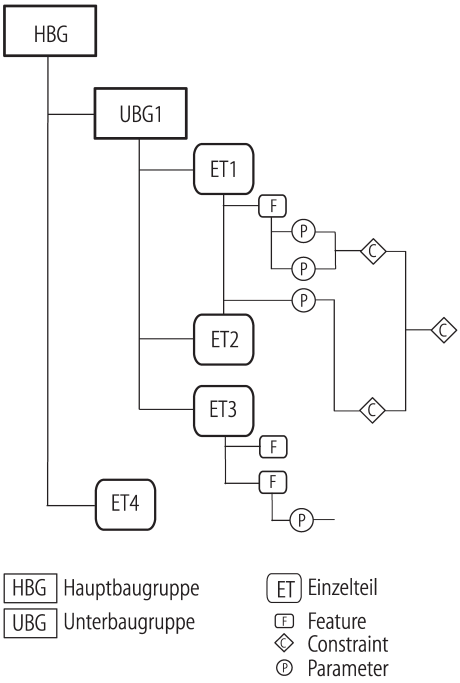


Bild 14. Beispiel einer Modellstruktur

3.2.6 Erstellung von Dokumenten

Technical product documentation

Ähnlich der geometrischen Modellierung werden Methoden zur Erstellung von Dokumenten bereitgestellt. Diese Methoden beziehen sich auf die verschiedenen Dokumentarten, wie z. B. Erstellung von technischen Zeichnungen, Stücklisten, Arbeitspläne und andere mehr. Die Methoden zur Erstellung von Dokumenten bauen dabei auf Funktionen der Computergrafik und der Textverarbeitung auf.
Zur Erstellung von technischen Zeichnungen werden Funktionen zur Geometriebeschreibung in Ansichten, Schnitten und Einzelheiten verwendet. Darüber hinaus stehen Funktionen zur Bemaßung wie auch zur Beschreibung von Toleranzen, Passungen, Oberflächenangaben, Werkstoffen, Fertigungsvorschriften und allgemeinen Angaben zur Verfügung. Eine besondere Bedeutung haben Funktionen zur normgerechten Darstellung von Formelementen und Normteilen, da sie es erlauben, diese komplexen Bauteile normgerecht in technische Zeichnungen einzufügen. Ergänzt werden diese Funktionen durch Funktionen zur Erstellung des Zeichnungsrahmens und des Zeichnungskopfes und dem Eintrag von administrativen und organisatorischen Daten.
Vielfach werden technische Zeichnungen direkt auch aus der digitalen Bauteilrepräsentation abgeleitet. Dies bedeutet, dass insbesondere Ansichten, Schnitte und Einzelheiten eines Bauteils, das als Volumenmodell vorliegt, berechnet und in der technischen Zeichnung dargestellt werden können. Das Maßbild muss in der Regel nach den Normen für technische Zeichnungen noch ergänzt werden.
Die Erstellung von Stücklisten kann direkt aus der Produktstruktur erfolgen. Entsprechend der Stücklistenart können Mengenübersichts-, Struktur- oder Baukastenstücklisten bzw. auch als Kombination, die Baukastenstrukturstückliste erzeugt werden.

3.3 Systeme der rechnerunterstützten Produktentstehung

Application systems for product creation

Im Produktentstehungsprozess werden verschiedene rechnerunterstützte Systeme eingesetzt. Gemeinsam ist diesen Systemen, dass sie aufgrund von Modellierungs- oder Programmierungsverfahren eine digitale Repräsentation aufbauen, mit deren Hilfe dann Visualisierungen, Analysen, Simulationen, Optimierungen oder Steuerdaten berechnet werden.
Die wichtigsten Systeme der rechnerunterstützten Produktentwicklung sind:

CAD-Systeme

Der Begriff CAD steht für *computer aided design* und bedeutet rechnerunterstütztes Konstruieren. Darunter werden einerseits CAD-Systeme für die rechnerunterstützte Zeichnungserstellung verstanden (engl.: computer aided drafting) und andererseits CAD-Systeme für die 3-dimensionale Produktmodellierung. Gerade die CAD-Systeme zur 3-dimensionalen Produktmodellierung beinhalten Funktionen zur Modellierung mit Zwangsbedingungen und insbesondere zur parametrischen Modellierung, zur Baugruppenmodellierung und zum Aufbau von sogenannten CA-Prozessketten.

CAE-Systeme

Der Begriff CAE bedeutet *computer aided engineering* und bezeichnet die Rechnerunterstützung zur Berechnung, Analyse, Simulation und Optimierung. Bezogen auf die disziplinenbezogene Auslegungs- und Nachweisrechnung (z. B. Mechanik, Elektrik, Elektronik, Optik etc.) existieren umfangreiche CAE-Systeme. Die wichtigsten sind dabei die *FEA*-Systeme und die *MKS-Systeme*. FEA steht für *finite element analysis* und bezeichnet die Rechnerunterstützung für die Nachweisrechnung auf der Basis der Methode der finiten Elemente. **Bild 15** zeigt eine FEM-Analyse einer Vorderradschwinge eines Fahrzeugs.
So werden sie z. B. zur Berechnung des Festigkeitsnachweises von Bauteilen über die Berechnung der Spannungsverteilung oder der Verformung (Deformation) eingesetzt. Darüber hinaus können mit Hilfe der FEA-Systeme aber auch Wärmeverteilung und Akustikanalysen gerechnet werden. Der Begriff MKS bedeutet Mehrkörpersimulation (engl.: multi body simulation). MKS-Systeme dienen der Analyse und der Simulation des kinematischen und dynamischen Verhaltens von Produkten. **Bild 16** veranschaulicht die Kinematiksimulation am Beispiel der Bewegung einer Vorderradschwinge.
Häufig wird der Begriff CAE auch verwendet um in Elektrotechnik und Elektronik die Rechnerunterstützung zur Berechnung von elektrischen und elektronischen Schaltungen auszudrücken.

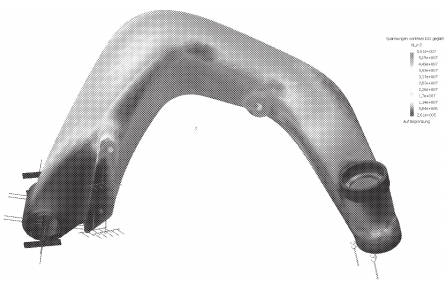


Bild 15. FEM-Analyse

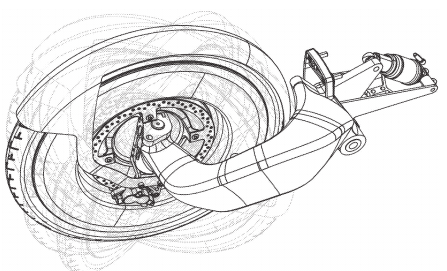


Bild 16. Mehrkörpersimulation

CAP-Systeme

Der Begriff CAP steht für *computer aided planning* und bezeichnet die Rechnerunterstützung in der Arbeitsplanung. CAP-Systeme werden zur Fertigungs-, Montage- und Prüfplanung eingesetzt.

CAR-Systeme

Die Bezeichnung CAR bedeutet *computer aided robotics* und umfasst die Planung von automatisierten Montagevorgängen für Roboter- und Handhabungssysteme sowie das Generieren der Steuerdaten.

CAM-Systeme

Der Begriff CAM bedeutet *computer aided manufacturing* und steht für die Rechnerunterstützung in der Produktion. Darunter wird insbesondere die Erstellung von Steuerdaten für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen (engl.: numerically controlled machine tools) verstanden.

CAT-Systeme

Der Begriff CAT steht für *computer aided testing* und bezeichnet die Rechnerunterstützung in der Qualitätssicherung, insbesondere für das Prüfen von elektrischen und elektronischen Produkten.

CAI-Systeme

Der Begriff CAI bedeutet *computer aided inspection* und bezeichnet den Einsatz rechnerunterstützter Systeme in Wartung, Instandhaltung und Sevice.

DMU-Systeme

Der Begriff DMU bedeutet *digital mockup* (im Deutschen auch digitale Attrappe genannt) und bezeichnet die Rechnerunterstützung zur Berechnung von Zusammenbauten (engl.: packaging) sowie zur Analyse und Simulation von Ein- und Ausbauvorgängen und zur Kollisionsuntersuchung. Die digitale Repräsentation von Bauteilen in DMU-Systemen erfolgt hauptsächlich durch die Produktstruktur sowie eine vereinfachte Geometrie der Einzelteile und Baugruppen auf der Basis von tesselierten bzw. triangulierten Volumen- und Flächengeometrien. Wurden auch Materialeigenschaften zum Volumen zugewiesen, so sind Gewicht, Schwerpunktslagen sowie Trägheitsmomente und -tensoren berechenbar.

VR-/AR-Systeme

VR bedeutet *Virtuelle Realität* (engl.: Virtual Reality) und beschreibt eine vom Computer generierte virtuelle Umgebung, die als Benutzerschnittstelle dient und durch *Immersion*, d. h. dem Einbezogensein des Benutzers in die virtuelle Umgebung, *Interaktion*, d. h. der Möglichkeit mit der Umgebung in Echtzeit zu interagieren und *Imagination*, d. h. der Illusion des Vorhandenseins manipulierbarer Objekte, gekennzeichnet ist [18].
AR steht für *Augmented Realitiy* und bezeichnet die Erweiterte Realität. Bei dieser Technik wird eine reale Szene, die durch ein halb-transparentes Display eines Datenhelms weiterhin sichtbar bleibt, mit computer-generierter Information

angereichert. Anwendungen von AR sind heute vor allem im Bereich Training und Wartung zu finden [19], neuere Anwendungsbereiche der AR-Technik zielen auf das Marketing sowie auf den Bildungsmarkt.

RPT-Systeme

RPT bedeutet *rapid prototyping technology* und bezeichnet sogenannte generative Fertigungsverfahren. Diese generativen Fertigungsverfahren bauen auf einer 3-dimensionalen Geometrie, meist des Bauteilvolumens auf, woraus Steuerdaten für das generative Fertigungsverfahren berechnet werden. Zu generativen Fertigungsverfahren zählen z.B. die Stereolithographie, Solid Ground Curing und Lasersintern.
Darüber hinaus werden die Daten von Anwendungssoftwaresystemen zur Rechnerunterstützung im Produktentstehungsprozess über TDM-/PDM-/PLM-Systeme und ERP-Systeme verwaltet.

TDM-/PDM-/PLM-Systeme

Den Begriffen TDM, PDM und PLM ist gemeinsam, dass sie Produktdaten im Produktentwicklungsprozess verwalten und Produktdatenflüsse durch Prozessketten steuern. TDM steht dabei für *team data management* und bezeichnet das CAD-System nahe Management von Produktdaten. Ein besonderer Fokus liegt dabei auf der Unterstützung von Projektteams und kooperativer Produktentwicklung, meist vor der Freigabe von Produktdaten. PDM steht für *product data management* und bezeichnet das Management von Produktdaten im Produktentwicklungsprozess, meist nach einer Freigabe von Produktdaten. PLM steht für *product lifecycle management* und erweitert das Management von Produktdaten über den Produktentwicklungsprozess hinaus auf alle Produktlebensphasen. In der Praxis bezeichnet der Begriff PLM auch oft die integrierte Anwendung von CAD-, TDM/PDM- und DMU-Systemen.

ERP-Systeme

Der Begriff ERP steht für *enterprise resource planning* und bezeichnet den Einsatz von Rechnersystemen für betriebswirtschaftliche Aufgaben. ERP-Systeme übernehmen auch die Verwaltung von Produktdaten.

3.4 Produktdatenmanagement

Product data management

Das Produktdatenmanagement stellt Methoden bereit, um Produktdaten im Produktentwicklungsprozess zu verwalten und Produktdatenflüsse durch die Prozessketten der Produktentwicklung zu steuern [20, 32]. Die *Methoden des Produktdatenmanagements* zielen dabei auf die Repräsentation von strukturellen Produktmerkmalen und bilden diese auf ablauf- und aufbauorganisatorische Strukturen ab.
Zu den Methoden des Produktdatenmanagements zählen
- die Produktstrukturierung,
- die Produktkonfiguration,
- die Produktidentifikation und -klassifikation,
- das Freigabe- und Änderungswesen und
- das Metamodell zur Abbildung von Produktdaten.

Die *Produktstrukturierung* umfasst Methoden zur Abbildung der Erzeugnisstruktur. Die Erzeugnisstruktur führt in der analytischen Betrachtung (aus welchen Bauteilen besteht ein Produkt) zunächst zu einer hierarchischen Struktur. Soll darüber hinaus auch die synthetisierende Betrachtung einer Produktstruktur (in welchen Baugruppen wird mein Einzelteil verwendet) unterstützt werden, so ist ein allgemeiner Graph (Netzwerkmodell) erforderlich. Aus der Repräsentation der Produktstruktur werden für die analysierende Betrachtung Stücklisten (Mengenübersichts-, Struktur- und Baukastenstückliste) erzeugt. Die synthetisierende Betrachtung führt zu den entsprechenden Teileverwendungsnachweisen.

Die *Produktkonfiguration* zielt sowohl auf die Abbildung von Varianten in die Produktstruktur als auch auf die Abbildung von logischen Abhängigkeiten in eine Produktstruktur, wie dies z.B. für die Bauteilauswahl bei Ausstattungsalternativen und -varianten wie auch bei der Auswahl von Zukaufteilen erforderlich ist. Dies bedeutet, dass Produktkonfigurationen vielfach „wenn ..., dann ...“ -Bedingungen enthalten müssen.
Für die *Produktidentifikation und -klassifikation* spielt die Sachnummerung, also das Abbilden der Identifikation und der Klassifikation in einer Nummer, eine bedeutende Rolle. Eine Identifikationsnummer dient dazu, z.B. Bauteile und Unterlagen eindeutig (unverwechselbar) zu bezeichnen, während die Klassifikationsnummer Ähnlichkeitsmerkmale ausdrückt. Identifikations- und Klassifikationsnummern gehen dann in die sogenannte Sachnummer ein. Sachnummern werden dabei nach dem Prinzip der Parallelnummer und dem Prinzip der Verbundnummer unterschieden. Die Parallelnummer unterscheidet strikt zwischen identifizierendem und klassifizierendem Nummernanteil, während die Verbundnummer den identifizierenden auf den klassifizierenden Anteil, der z.B. eine Produktstruktur abbildet, bezieht.
Neben der Sachnummerung hat auch die Klassifikation über die sogenannte Sachmerkmalleiste (nach DIN 4000) eine hohe Bedeutung gewonnen. Danach werden Teilefamilien tabellarisch abgebildet und der Zugriff auf Teilevarianten kann über die Selektion von Teilemerkmalen erfolgen.
Das *Freigabe- und Änderungswesen* ist ganz besonders wichtig, weil dadurch die Ablauforganisation in den Prozessketten bestimmt wird. Das Freigabewesen gibt dabei vor, welchen Genehmigungszustand (Freigabestatus, z.B. in Arbeit, vorfreigegeben, freigegeben, in Änderung, in Prüfung) entwickelte Bauteile und erarbeitete Dokumente zugeordnet bekommen. Das Änderungswesen legt fest, nach welchen Arbeitsschritten und Entscheidungsinstanzen das Ändern von Bauteilen und Dokumenten durchgeführt wird, wie Änderungen dokumentiert werden und welche Auswirkungen Änderungen haben (Mitteilungswesen).
Metamodell zur Abbildung von Produktdaten bedeutet, dass ein für ein Unternehmen einheitliches Datenmodell zur administrativen und organisatorischen Verwaltung von Produktdaten spezifiziert wird. Als Vorlage dient dazu häufig das auf der Basis der internationalen Norm ISO 10303 definierte PDM-Schema (**Bild 17**).
Die Vorlage des PDM-Schemas muss in einem systematischen Anpassungsprozess (dieser Anpassungsprozess wird als „Mapping“ bezeichnet) dann so modifiziert werden, dass die administrativen und organisatorischen Besonderheiten eines Unternehmens einfließen. Die Anpassung des gesamten Produktdatenmanagementsystems, also neben seinem Metamodell auch dessen Funktionen an die Anforderungen eines Unternehmens, werden als „Customizing“ bezeichnet.
Die Komponenten des Produktdatenmanagements können in die vier Bausteine
- Elementverwaltung,
- Privilegienverwaltung,
- Ablaufverwaltung und
- Dateiverwaltung unterschieden werden.

Die *Elementverwaltung* übernimmt die Verwaltung verschiedener Objektklassen, wie die der Artikel, der digitalen Modelle und Dokumente sowie der Projekte. Sie erlaubt dazu die zustandsorientierte, d.h. unter Berücksichtigung von Freigabe- und Änderungsstatus, Verwaltung dieser Elementen und deren gegenseitigen Abhängigkeiten. Die Verwaltung der Elemente erfolgt durch die sogenannten Stammdaten. Stammdaten beziehen sich dabei jeweils auf eine Objektklasse und beschreiben sie unabhängig von strukturellen Abhängigkeiten.
Der Begriff Privileg bedeutet Vorrecht oder Sonderrecht. In PDM-Systemen dient die Privilegienverwaltung der Zuwei-

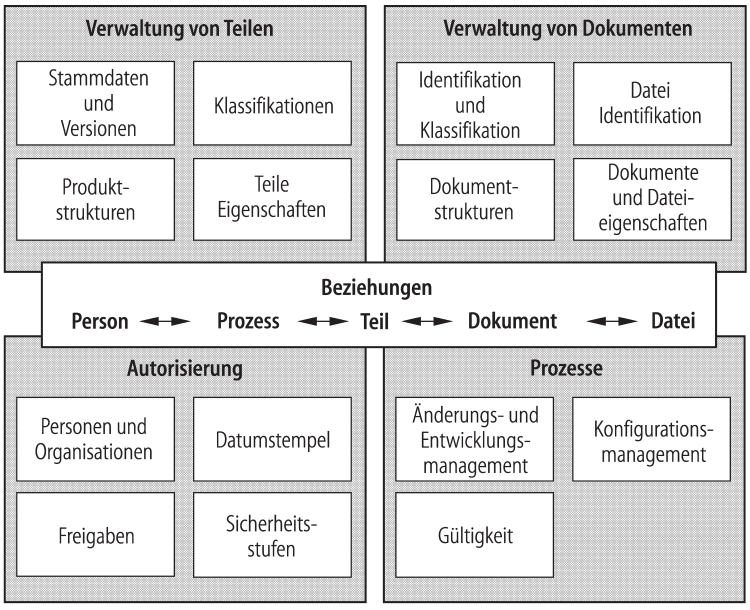


Bild 17. Informationsbereiche des PDM-Schemas in Anlehnung an [21]

sung von Zugriffsrechten auf die Datenbestände an Benutzergruppen (z. B. Konstruktionsleiter, Konstruktionsteam, Konstrukteur).
Mit Hilfe der *Privilegienverwaltung* werden zunächst Benutzergruppen definiert. Die Benutzergruppen werden dabei neben dem Systemadministrator in Besitzer (englisch „owner"), Gruppen (englisch „group") und Sonstige (in der angelsächsischen Terminologie als „world" bezeichnet) eingeteilt. Zugriffsrechte sind kein Zugriff, Lesen, Schreiben und Löschen.
Die *Ablaufverwaltung* erlaubt die Verwaltung von Konstruktionsabläufen und die Darstellung der Entwicklungsgeschichte. Die Ablaufverwaltung enthält darüber hinaus zunehmend Methoden des Workflow-Managements. Ein Workflow ist ein abgegrenzter, definierter Prozess unter besonderer Berücksichtigung seines logischen und strukturierten Ablaufs, von seiner Initiierung bis zu seinem Abschluss.
Die *Dateiverwaltung* erlaubt die Verwaltung der Elemente der PDM-Systeme unter Wahrung der Datensicherheit. Dies bedeutet, dass auf vom PDM-System angelegte Dateien nur über das PDM-System selbst wieder zugegriffen werden kann. Dazu verwenden PDM-Systeme codierte Dateiverzeichnisse (Electronic Vault), deren Namen durch die PDM-Systeme verschlüsselt und auch wieder entschlüsselt werden. Der Begriff Electronic Vault wird auch mit dem Begriff elektronischer Aktenschrank oder elektronischer Tresor übersetzt.
Bezogen auf den geregelten Zugriff im Produktentwicklungsprozess wird die Organisation des Zugriffs über Transaktionskonzepte gesteuert (Check-In und Check-Out Mechanismen). Diese Transaktionsmechanismen verhindern, dass inkonsistente Zustände in Dateien auftreten können, was z. B. möglich sein könnte, wenn Dateien (z. B. die Datei einer technischen Zeichnung) gleichzeitig mehreren Benutzern zur Änderung bereitgestellt wären.

3.5 Schnittstellen. Interfaces

Schnittstellen sind für den Rechnereinsatz im Produktentwicklungsprozess von besonderer Bedeutung. Sie zielen einerseits auf die Softwareintegration (systeminterne Schnittstellen) wie auch auf die Kopplung von Anwendungssoftwaresystemen (Schnittstellen zum Produktdatenaustausch) [22– 24].
Systeminterne Schnittstellen werden insbesondere zur Ergänzung der Anwendungssoftware durch zusätzliche Programme angeboten. Sie werden deshalb auch als API (*Application Programming Interface*) bezeichnet.

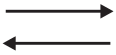
Schnittstellen zum Produktdatenaustausch definieren Datenformate und Datenstrukturen zum Austausch von Produktdaten. Dazu zählen insbesondere:
– IGES (Initial Graphics Exchange Specification) [25], dient dem Austausch von technischen Zeichnungen und Geometriemodellen,
– VDAFS (VDA-Flächenschnittstelle) [26], dient dem Austausch von Freiformkurven und -flächendaten, sowie
– DXF (Drawing Exchange File) [27], dient dem Austausch von technischen Zeichnungen und Geometriemodellen.

Darüber hinaus wird die internationale Norm ISO 10303 „Product Data Representation and Exchange", die auch unter ihrem Arbeitstitel STEP „Standard for the Exchange of Product Model Data" bekannt wurde, eingesetzt [28]. Sie deckt neben dem Produktdatenaustausch auch die Systemintegration über Datenbanken (Product Data Sharing) ab. Industrielle Bedeutung haben die STEP Anwendungsprotokolle (kurz AP) gewonnen [29]. Die wichtigsten STEP-Anwendungsprotokolle sind
– AP 203 Configuration Controlled Design [30],
– AP 212 Electrotechnical Design and Installation [31] und
– AP 214 Core Data for Mechanical Automotive Design Processes [32].

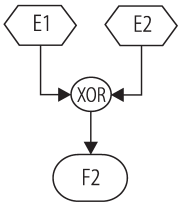
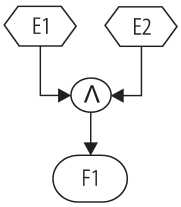
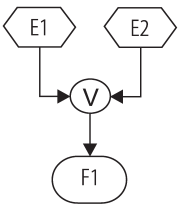
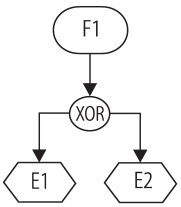
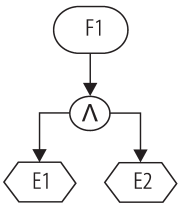
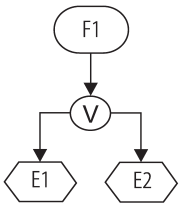
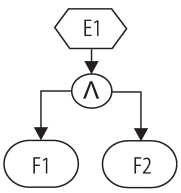
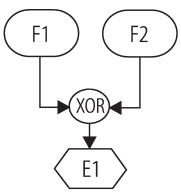
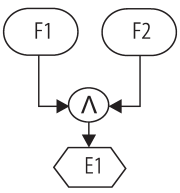
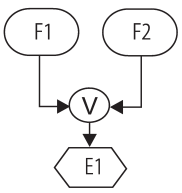
Damit stellt STEP für Prozessketten die Plattform für die Integration von Anwendungssystemen dar und deckt unter anderem den Austausch von Geometriemodellen, technischen Zeichnungen, Featuremodellen und Produktstrukturen ab. Produktmodelle können jedoch noch nicht parametrisch ausgetauscht werden.
Native Schnittstellen sind jeweils bezogen auf ein bestimmtes Anwendungssoftwaresystem. Sie sind also abhängig vom Hersteller bzw. Anbieter des Anwendungssoftwaresystems.

4 Anhang Y: Diagramme und Tabellen
Appendix D: Diagrams and tables

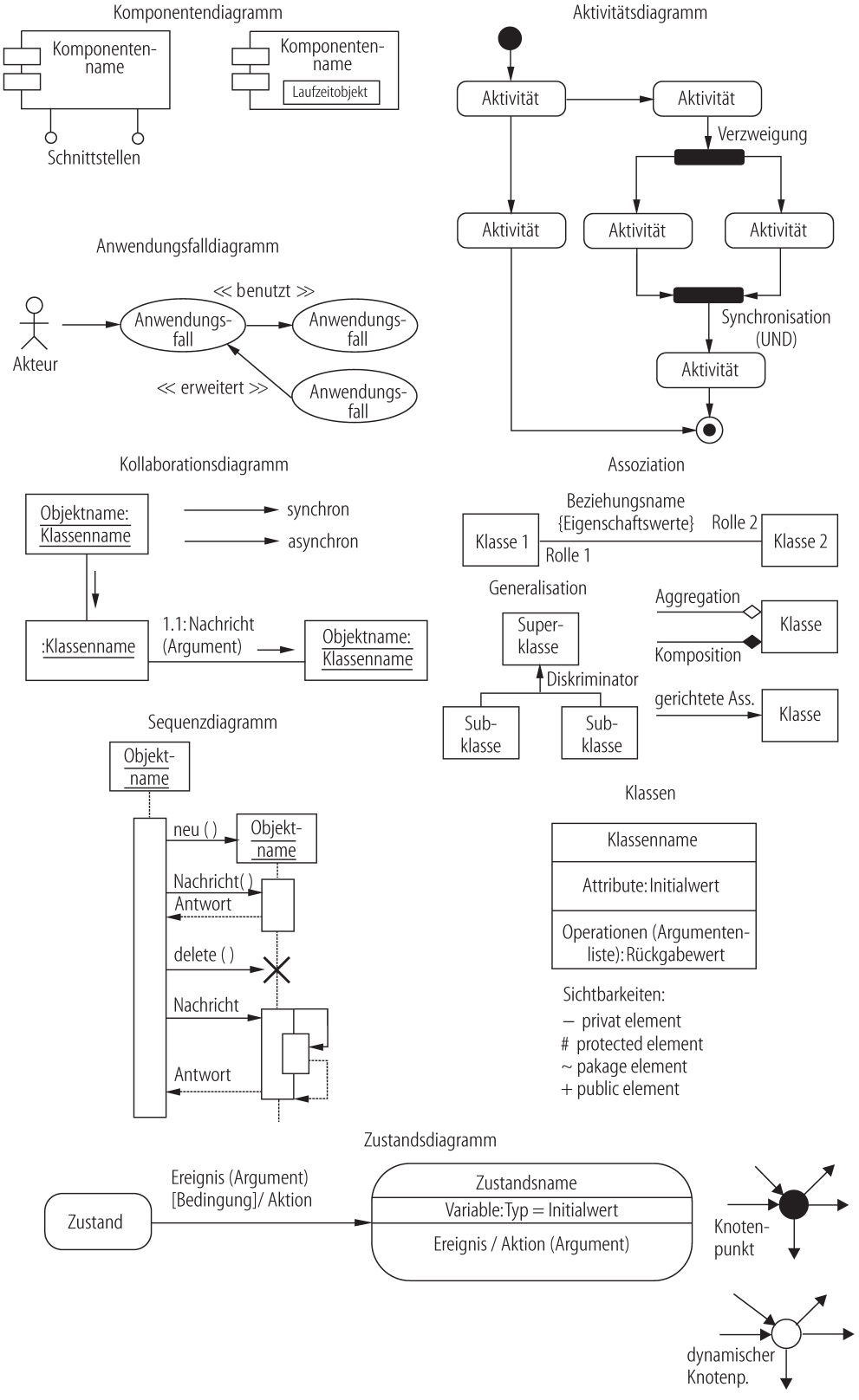
Anh. Y 2 Tabelle 1. Die Grundelemente der ereignisgesteuerten Prozesskette

Elemente	Definition	Zusätzliche Bemerkung
	Das *Ereignis* beschreibt das Eintreten eines betriebswirtschaftlichen Zustandes, der eine Handlung (Funktion) auslöst bzw. das Ergebnis einer Funktion sein kann.	Jeder Geschäftsprozess beginnt mit einem Start-/Auslöseereignis und endet mit einem End-/Ergebnisereignis.
	Die *Funktion* beschreibt, was nach einem auslösenden Ereignis gemacht werden soll.	Funktionen verbrauchen Ressourcen und Zeit. Bei der Beschreibung der Funktionen sollten Verben verwendet werden.
	Die *Organisationseinheit* beschreibt die Gliederungsstruktur eines Unternehmens. Sie gibt an, welche Person (Personenkreis) die bestimmte Funktion ausführt.	Die Organisationseinheit kann nur mit Funktionen verbunden werden.
	Das *Informationsobjekt* ist eine Abbildung eines Gegenstandes der realen Welt. Sie kann nur mit Funktionen verbunden werden.	Mit dem Informationsobjekt werden die für die Durchführung der Funktion benötigten Daten angegeben. Sie kann nur mit Funktionen verbunden werden.
	Ein *Dokument* ist ein Informationsträger, der Informationsobjekten zugeordnet werden kann.	Schriftliche Dokumente, die durch das Unternehmen „wandern" bzw. in den Betrieb gelangen oder nach außen gesendet werden.
	Die 3 verschiedenen logischen *Operatoren* beschreiben die Verknüpfungen zwischen Ereignis und Funktion.	∧ = UND ∨ = ODER XOR = exklusives Oder
	Der *Prozesswegweiser* zeigt die Verbindung zwischen einzelnen Prozessen.	Der Prozesswegweiser (Unterprozess) ermöglicht es einzelne Geschäftsprozesse miteinander zu verbinden.
	Der *Kontrollfluss* beschreibt die zeitlich-logische Abhängigkeit von Ereignissen und Funktionen.	Der Kontrollfluss gibt alle möglichen Durchgänge durch eine EPK wieder. Der Kontrollfluss kann mittels der Operatoren aufgespaltet werden.
	Der *Informations-/Materialfluss* gibt an, ob von einer Funktion gelesen, geändert oder geschrieben wird.	Der Informations-/Materialfluss zeigt den Datenfluss zwischen Informationsobjekt und Funktion auf.
	Die *Zuordnung* zeigt den Zusammenhang zwischen Organisationseinheit und Funktion.	Die Zuordnung beschreibt welche Person (Personenkreis) die Funktion bearbeitet.

Anh. Y 2 Tabelle 2. Übersicht über die Verknüpfungsoperationen

Verknüpfungsart \ Verknüpfungsoperatoren		Exklusives ODER	UND	ODER
Ereignisverknüpfung	Auslösende Ereignisse (AE)			
	Erzeugte Ereignisse (EE)			
Funktionsverknüpfung	Auslösende Ereignisse (AE)			
	Erzeugte Ereignisse (EE)			

Anh. Y 2 Tabelle 3. Übersicht über die wichtigsten Diagramme der Unified Modeling Language (UML)



5 Spezielle Literatur
Special bibliography

zu Y 2 Informationstechnologie

[1] *Rechenberg, P.:* Was ist Informatik? München: Hanser 1994. – [2] *Kuck, D. J.:* The structure of computers and computations. New York: Wiley 1978. – [3] *Rembold, U. (Hrsg):* Einführung in die Informatik für Ingenieure und Naturwissenschaftler. München: Hanser 1987. – [4] *Lange, W. et al.:* Mathematische Grundlagen in der Datenverarbeitung. Frankfurt a. M.: Deutsch 1977. – [5] *Zuse, K.:* Rechnen im Dualsystem. Bad Hersfeld: Zuse KG 1950. – [6] *Anderson, S. F. et al.:* The IBM-System 360 Model 91 floating point execution unit. IBM J. Res. Dev. 11 (1967) Nr. 1. – [7] *Mehlhorn, K.:* Datenstrukturen und effiziente Algorithmen, Bd1: Sortieren und Suchen. Stuttgart: Teubner 1988. – [8] *Sedgewick, R.:* Algorithmen. Bonn, Paris, Reading, Mass.: Addison-Wesley 1991. – [9] *Louden, K. C.:* Programming Languages – Principles and Practice. Boston: PWS Publishing Company 1993. – [10] *DIN 19226-1:* Leittechnik; Regelungstechnik und Steuerungstechnik; Allgemeine Grundbegriffe. Berlin: Beuth 1994. – [11] *Graham, R. L.; Knuth, D. E.; Patashnik, O.:* Concrete Mathematics. Reading, Mass.: Addison-Wesley 1988. – [12] *Wirth, N.:* Algorithmen und Datenstrukturen in Modula-2. Stuttgart: Teubner 1986. – [13] *Beth, T.; Heß, P.; Wirl, K.:* Kryptographie. Stuttgart: Teubner 1983. – [14] *Engeln-Müllges, G.; Reutter, F.:* Formelsammlung zur Numerischen Mathematik mit MODULA-2-Programmen. Mannheim: BI-Wissenschaftsverlag 1988. – [15] *Budde, R.; Kuhlenkamp, K.; Mathiassen, L.; Zullinghoven H.:* Approaches to Prototyping. Belin: Springer 1984. – [16] *Boehm, B. W.:* Software Engineering Economics. Englewood Cliffs: Prentice-Hall 1981. – [17] *Boehm, B. W.:* A spiral model of software development and enhancement. Aus: IEEE Computer 21 (5), S. 61–72, 1988. – [18] *DIN 66001:* Informationsverarbeitung; Sinnbilder und ihre Anwendungen. Berlin: Beuth 1983. – [19] *Scheer, A.-W.:* ARIS-Modellierungsmethoden, Metamodelle, Anwendungen; 4. Aufl. Berlin: Springer 2001. – [20] *Scheer, A.-W.; Nüttgens, M.; Zimmermann, V.:* Objektorientierte Ereignisgesteuerte Prozesskette (oEPK) – Methode und Anwendung. In: Scheer, A.-W. (Hrsg.). Veröffentlichungen des Instituts für Wirtschaftsinformatik, Heft 141, Saarbrücken, 1997. – [21] *Oestereich, B.:* Objektorientierte Softwareentwicklung mit der Unified modeling language. Wien: Oldenbourg 1997. – [22] *Fowler, M.; Scott, K.:* UML konzentriert: die neue Standard-Modellierungssprache anwenden. Bonn: Addison-Wesley-Longman 1998. – [23] OMG Unified Modeling Language Specification Version 1.4. September 2001. – [24] *VDI-Richtlinie 2214:* Datenverarbeitung in der Konstruktion Programmentwicklung. Düsseldorf: VDI-Verlag 1980. – [25] *Schnupp, P.; Floyd, C.:* Software. Berlin: de Gruyter 1976. – [26] *Nguyen, T. H.:* Erkenntnistheoretische und begriffliche Grundlagen der objektorientierten Datenmodellierung Institut für Informatik, Uni Leipzig, 1999. – [27] *Balzert, H.:* Die Entwicklung von Softwaresystemen. Mannheim: BI-Wissenschaftsverlag 1982. – [28] *Balzert, H.:* CASE. Mannheim: BI-Wissenschaftsverlag 1993. – [29] *Bauer, F. L.; Goos, G.:* Informatik I u. II – Eine einführende Übersicht, 4. Aufl. Berlin: Springer 1991, 1993. – [30] *Steinbuch, K.; Weber, W. (Hrsg.):* Taschenbuch der Informatik, Bd. 2 u. 3. Berlin: Springer 1974. – [31] *Zabbak, P.:* Optische und magnetooptische Platten in File- und Datenbanksystemen. Informatik-Spectrum 13 (1990). – [32] *Hansen, H.:* Wirtschaftsinformatik I. Stuttgart: G. Fischer 1992. – [33] *Hansen, H.:* Wirtschaftsinformatik I. Stuttgart: G. Fischer 1992. – [34] *Lockemann, P.; Krüger, G.; Krumm, H.:* Telekommunikation und Datenhaltung. München: Hanser 1993. – [35] *Comer, D. E.:* Internetworking with TCP/IP. Englewood Cliffs (New Jersey): Prentice Hall 1995. – [36] *ISO/IEC 7498-1:* Informationstechnik; Kommunikation Offener Systeme; Basis-Referenzmodell. Berlin. Beuth, Ausgabe 1994-11. – [37] *ISO 7498-2:* Informationsverarbeitungssysteme; Kommunikation offener Systeme; Basis Referenzmodell, Teil 2: Sicherheits-Architektur. Berlin: Beuth, Ausgabe 1989-02. – [38] *ISO/IEC 7498-3:* Informationstechnik; Kommunikation Offener Systeme; Basis-Referenzmodell: Benennung und Adressierung. Berlin: Beuth, Ausgabe 1997-04. – [39] *ISO/IEC 7498-4:* Informationsverarbeitungssysteme; Kommunikation Offener Systeme; Basis-Referenzmodell, Teil 4: Rahmenangaben für das Management. Berlin: Beuth, Ausgabe 1989-11. – [40] *Hales, H. L.:* The importance of standards. In: Savage, Ch.M. (ed.): A program guide for CIM-implementation. CASA of SME. Michigan: Dearborn 1985. – [41] *Kerner, H.:* Rechnernetze nach OSI. Massachusetts: Addison-Wesley 1995. – [42] *Conrads, D.:* Datenkommunikation. Braunschweig: Vieweg 1993. – [43] *Siegert, H.-J.:* Betriebssysteme: Eine Einführung. München: Oldenbourg 1989. – [44] *Caspers, P. G.:* Aufbau von Betriebssystemen. Berlin: de Gruyter 1974. – [45] *Domann, P.; Meyer, V.; Weng-Beckmann, U.:* Entwicklungstrends bei UNIX und im UNIX-Umfeld. Informatik-Spektrum 1988. – [46] *Scheifler, R.; Gettis, J.:* The X window system. ACM Trans. Graphics 1986. – [47] *Schneier, B.:* Angewandte Kryptographie. Massachusetts: Addison-Wesley 1996.

zu Y 3 Virtuelle Produktentstehung

[1] *Krause, F. L.; Tang, T.; Ahle, U. (Hrsg.):* Abschlussbericht zum Projekt iViP - integrierte Virtuelle Produktentstehung. PFT Schriftenreihe, Forschungszentrum Karlsruhe. München: Hanser 2002. – [2] *Spur, G.; Krause, F.-L.:* Das virtuelle Produkt. Management der CAD-Technik. München: Hanser 1997. – [3] *VDA/VDMA-Richtlinie 4955:* Umfang und Qualität von CAD/CAM-Daten. Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA); Verband deutscher Maschinen- und Anlagenbau e. V. (VDMA), Ausgabe 2 von 1999. – [4] *VDI-Richtlinie 2210:* Datenverarbeitung in der Konstruktion; Analyse des Konstruktionsprozesses im Hinblick auf den EDV-Einsatz. Berlin: Beuth 1975. – [5] *VDI-Richtlinien 2211, Blatt 1:* Datenverarbeitung in der Konstruktion. Methoden und Hilfsmittel; Aufgabe, Prinzip und Einsatz von Informationssystemen. Berlin: Beuth 1980. – [6] *VDI-Richtlinien 2211, Blatt 2:* Datenverarbeitung in der Konstruktion. Berechnungen in der Konstruktion. Berlin: Beuth 1999. – [7] *VDI-Richtlinien 2211, Blatt 3:* Datenverarbeitung in der Konstruktion. Methoden und Hilfsmittel; Maschinelle Herstellung von Zeichnungen. Berlin: Beuth 1980. – [8] *VDI-Richtlinien 2216:* Datenverarbeitung in der Konstruktion - Einführungsstrategien und Wirtschaftlichkeit von CAD-Systemen. Berlin: Beuth 1994. – [9] *VDI-Richtlinien 2217:* Datenverarbeitung in der Konstruktion; Begriffserläuterungen. Berlin: Beuth 1979. – [10] *VDI-Richtlinie 2218:* Feature-Technologie. Berlin: Beuth 1999. – [11] *VDI-Richtlinie 2219:* Informationsverarbeitung in der Produktentwicklung Einführung und Wirtschaftlichkeit von EDM/PDM-Systemen. Berlin: Beuth 2002. – [12] *Eigner, M.; Stelzer, R.:* Produktdatenmanagement-Systeme. Ein Leitfaden für Product Development und Life Cycle Management. Berlin: Springer 2001. – [13] *Lee, K.:* Principles of CAD/CAM/CAE Systems. Addison Wesley Longman, 1999. – [14] *Newman, W.; Sproull, R.:* Principles of Interactive Computer Graphics. New York: McGraw-Hill 1973. – [15] *Watson, D. F.:* Computing the n-dimensional Delaunay Tesselation with Application to Voronoi Polygons. Computer Journal, Vol. 24, 1981. – [16] *Anderl, R.; Mendgen, R.:* Modelling with Constraints – Theoretical Foundation and Application. Computer Aided Design, Vol. 28, No 3, Elsevier Science, 1996. – [17] *Shah, J.; Mäntylä, M.:* Parametric and Fea-

ture Based CAD/CAM: Concepts, Techniques and Applications. Wiley and Sons 1995. – [18] *Burdea, G.:* Force and Touch Feedback for Virtual Reality. Wiley Interscience 1996. – [19] *Azuma, R. T.:* A Survey of Augmented Reality. In Presence: Teleoperations and Virtual Environments 6, 4, pp. 355–385, August 1997. – [20] *Grabowski, H.; Lossack, R. S.; Weißkopf, J.:* Datenmanagement in der Produktentwicklung. Fackler 2002. – [21] *Machner, B.; Ungerer, M.:* Abbildung der Anwenderanforderungen aus der VDAORG mit dem STEP PDM-Schema. In: Produktdatenjournal (1998), Mai Nr.1. – [22] *Anderl, R.; Trippner, D.:* STEP-Standard for the Exchange of Product Model Data. Stuttgart: Teubner 2000. – [23] *Grabowski, H.; Rude, S.:* Informationslogistik. Stuttgart: Teubner 1999. – [24] *Grabowski, H.; Anderl, R.; Polly, A.:* Integriertes Produktmodell. Entwicklungen zur Normung von CIM. Berlin: Beuth 1993. – [25] IGES - Initial Graphics Exchange Specification. ANSI Standard Y14.26M, National Institute of Standards and Technology (NIST), 1995. – [26] VDA-Flächenschnittstelle (VDAFS) Version 2.0. Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA), 1987. – [27] *Rudolph, D.; Stürznickel, T.; Weissenberger, L.:* DXF Intern. CR/LF Verlag, 1998. – [28] *ISO 10303-1:* Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdatendarstellung und -austausch, Teil 1: Überblick und grundlegende Prinzipien. Berlin: Beuth 1995. – [29] *Schichtel, M.:* Produktdatenmodellierung in der Praxis. München: Hanser 2002. – [30] *ISO 10303-203:* Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdatendarstellung und -austausch, Teil 203: Anwendungsprotokoll: Konstruktion unter der Berücksichtigung der Produktstruktur. Berlin: Beuth 1994 (Technical Corrigendum 1, 1996, Technical Corrigendum 2, 1998, Änderung 1, 2000). – [31] *ISO 10303-212:* Industrial automation systems and integration – Product data representation and exchange, Part 212: Application protocol: Electrotechnical design and installation. Berlin: Beuth 2001. – [32] *ISO 10303-214:* Industrielle Automatisierungssysteme und Integration – Produktdatendarstellung und -austausch, Teil 214: Anwendungsprotokoll: Datenmodelle für die Prozesskette Mechanik in der Automobilindustrie. Berlin: Beuth 2001.

Z | Allgemeine Tabellen. General Tables

K.-H. Grote, Magdeburg

Die folgenden WEB-Seiten enthalten, wie auch weitere, nicht angeführte WEB-Seiten, Informationen zu diesem Kapitel:
www.bipm.org/en/si/
www.chemie.fu-berlin.de/chemistry/general
www.processassociates.com/process/tools.htm
www.ex.ac.uk/cimt/dictunit/dictunit.htm
www.martindalecenter.com/Calculators.html

Tabelle 1. Basiseinheiten des SI-Systems, siehe auch **W 2.1** und DIN 1301 T1

Basiseinheit	Symbol	Physikalische bzw. technische Größe
Meter	m	Länge
Kilogramm	kg	Masse
Sekunde	s	Zeit
Ampere	A	elektrische Stromstärke
Kelvin	K	thermodynamische Temperatur, Temperaturdifferenz
Mol	mol	Stoffmenge
Candela	cd	Lichtstärke

Tabelle 2. Abgeleitete Einheiten des SI-Systems, siehe auch DIN 1301 T1. Durch Kombination (Multiplizieren, Dividieren, Potenzieren) von Basiseinheiten entstehende SI-Einheiten.

Abgeleitete SI-Einheit Charakterisierung	Bildung der Bezeichnung für die abgeleitete SI-Einheit Beschreibung	Beispiele
(kombinierte) Einheit ohne eigene Bezeichnung	die Bezeichnung wird aus den Bezeichnungen der Basiseinheiten und der Bezeichnung für die Art der Kombination – z. B. mal, (und), je, Quadrat-, Kubik- – gebildet	m^2, m/s
(kombinierte) Einheit mit eigener Bezeichnung		Newton, Pascal, Joule, Watt, Ohm
(kombinierte) Einheit mit gemischter Bezeichnung	die Bezeichnung wird aus kombinierten Einheiten mit eigener Bezeichnung und der von Basiseinheiten gebildet, ggf. unter Verwendung der Bezeichnung für die Art der Kombination	Newtonmeter, Pascalsekunde

Tabelle 3. Vorsätze für Einheiten

Zehnerpotenz	Vorsatz	Vorsatzzeichen
10^{18}	Exa	E
10^{15}	Peta	P
10^{12}	Tera	T
10^{9}	Giga	G
10^{6}	Mega	M
10^{3}	Kilo	k
10^{2}	Hekto	h
10	Deka	da
10^{-1}	Dezi	d
10^{-2}	Zenti	c
10^{-3}	Milli	m
10^{-6}	Mikro	µ
10^{-9}	Nano	n
10^{-12}	Piko	p
10^{-15}	Femto	f
10^{-18}	Atto	a

Tabelle 4. Einheiten außerhalb des SI-Systems, siehe auch DIN 1301 T1

Charakterisierung der Einheit	Beispiele
allgemein anwendbare Einheiten	Liter, Stunde, Grad
Einheiten mit beschränktem Anwendungsbereich	Elektronenvolt

Tabelle 5. Überschlagswerte zur Umrechnung von m kp s- in das SI-System

1 kp ≈ 1 da N	1 at ≈ 1 bar	1 kp m ≈ 1 daJ
1 kp/cm ≈ 1 N/mm	1 PS ≈ 0,75 kW	
1 mm WS ≈ 0,1 mbar	1 kcal ≈ 4,2 kJ	

Tabelle 6. Namen und Abkürzungen englischer Einheiten

atm ≙	atmosphere	in ≙	inch
bbl ≙	barrel	lb ≙	pound
btu ≙	British termal unit	lbf ≙	pound force
bu ≙	bushel	ln tn ≙	long ton
cwt ≙	hundredweight	m ≙	mile
cal ≙	calorie	pdl ≙	poundel
deg F ≙	degree Fahrenheit	sh tn ≙	short ton
ft ≙	foot	yd ≙	yard
gal ≙	gallon	UK ≙	United Kingdom
hp ≙	horsepower	US ≙	United States of America

in/s ≙ inch per second; in^2 ≙ square inch; in^3 ≙ cubic inch
fps-system ≙ foot pound second-system

Tabelle 7. Umrechnung der wichtigsten Einheiten des fps- in das SI-System (englische Normen s. **Tab. 6**)

		fps	SI (m kg s)
Länge	Length/Distance	1 ft = $\frac{1}{3}$ yd = 12 in	1 ft = 0,3048 m; 1 mi = 1609,34 m
Fläche	Area	1 ft^2 = 144 in^2	1 ft^2 = 0,092903 m^2
Volumen	Volume	1 ft^3 = 1728 in^3 = 6,22882 gal (UK)	1 ft^3 = 0,0283169 m^3
		1 gal (US) = 0,83268 gal (UK)	1 bu (US) = 35,23931; 1 bbl (US) = 115,6271
Geschwindigkeit	Velocity	1 ft/s	1 ft/s = 0,3048 m/s
		1 knot = 1,150785 mile/h = 1,6877 ft/s	
Beschleunigung	Acceleration	1 ft/s^2	1 ft/s^2 = 0,3048 m/s^2
Masse	Weight/Mass	1 lb = cwt/112; 1 sh tn = 2000 lb	1 lb = 0,453592 kg
		1 slug = 32,174 lb; 1 ln tn = 2240 lb	1 slug = 14,5939 kg
Kraft	Force	1 lbf	1 lbf = 4,44822 N
		1 pdl = 0,031081 lbf	1 pdl = 0,138255 N
Arbeit	Work/Energy	1 lbf.ft = 0,32383 I. T. cal	1 lbf.ft = 1,35582 J
		1 btu = 251,995 I. T. cal = 778,17 lbf.ft	1 btu = 1,05506 kJ
Druck	Pressure	1 $lbf/ft^2 = 6{,}9444 \cdot 10^{-3}$ lbf/in^2	1 lbf/ft^2 = 47,88 N/m^2
		1 lbf/in^2 = 0,068046 atm	1 lbf/in^2 = 6894,76 N/m^2
		1 atm = 29,92 in Hg = 33,90 ft water	1 atm = 1,01325 bar
Dichte	Density	1 $lb/ft^3 = 5{,}78704 \cdot 10^{-4}$ lb/in^3	1 lb/ft^3 = 16,0185 kg/m^3
		1 lb/gal (UK) = 6,22889 lb/ft^3	1 lb/gal (UK) = 99,7633 kg/m^3
Temperatur	Temperature	$t_F = (1{,}8\ t_c + 32\,°C)$ °F/°C;	$t_c = 5/9\ (t_F - 32\,°F)$ °C/°F; 1 °F = −17,222 °C
		32 °F = 0 °C;	
		212 °F = 100 °C	
Leistung	Power	1 $ftlbf/s = 1{,}8182 \cdot 10^{-3}$ $hp_{(550\ lbf.ft/s)}$ $= 1{,}28592 \cdot 10^{-3}$ btu/s	1 ftlbf/s = 1,35582 W
spezif. Wärmekapazität	Specific heat capacity	1 btu/(lb deg F)	1 btu/(lb deg F) = 4,1868 kJ/(kg·K)
Wärmeleitfähigkeit	Thermal conductivity	1 btu/(ft h deg F)	1 btu/(ft h deg F) = 1,7306 W/(m·K)
Wärmeübergangs- (durchgangs-)koeffizient	Heat transfer coefficient	1 $btu/(ft^2$ h deg F)	1 $btu/(ft^2$ h deg F) = 5,6778 $W/(m^2 \cdot K)$
Viskosität	Viscosity		
kinematisch	kinematic	1 ft^2/s	1 ft^2/s = 0,092903 m^2/s
dynamisch	dynamic	1 lb/(ft s)	1 lb/(ft s) = 1,48816 kg/(m·s)

Verweise auf WEB-Seiten:
www.davidson.com.au/tools/convert www.onlineconversion.com http://dict.tu-chemnitz.de/calc.html

Tabelle 8. Römisches Zahlensystem

I ≙ 1 V ≙ 5 X ≙ 10 L ≙ 50 C ≙ 100 D ≙ 500 M ≙ 1000

1	I	10	X	100	C
2	II	20	XX	200	CC
3	III	30	XXX	300	CCC
4	IV	40	XL	400	CD
5	V	50	L	500	D
6	VI	60	LX	600	DC
7	VII	70	LXX	700	DCC
8	VIII	80	LXXX	800	DCCC
9	IX	90	XC	900	CM

Schreibweise von links beginnend, die Zahlen werden addiert.
Steht eine kleinere Zahl vor einer größeren, so wird diese hiervon subtrahiert.

V, L und D werden nur einmal geschrieben,
I, X und C können bis zu dreimal vorkommen

Beispiele

1496	MCDXCVI	1673	MDCLXXIII
1891	MDCCCXCI	1981	MCMLXXXI

Tabelle 9. Große Zahlenwerte

Quadrilliarde	10^{27}	Billion	10^{12}
Quadrillion	10^{24}	Milliarde	10^{9}
Trillion	10^{18}	Million	10^{6}
Billiarde	10^{15}		

in den USA: Quadrillion 10^{15}; Trillion 10^{12}; Billion 10^{9}

Tabelle 10. Raum und Zeit, siehe auch **W 2** und DIN 1304 T1, DIN 1301 T1

Einheit [a])	Symbol	Physikalische bzw. technische Gründe	Beschreibung durch Basiseinheiten
Meter	m	Länge	
Sekunde	s	Zeit	
Quadratmeter	m^2	Fläche	
Kubikmeter	m^3	Volumen	
Meter je Sekunde	m/s	Geschwindigkeit	
Meter je Quadratsekunde	m/s^2	Beschleunigung	
Kubikmeter je Sekunde	m^3/s	Volumenstrom	
Radiant	rad	ebener Winkel	1 rad = (1 m arc)/(1 m radius)
Steradiant	sr	Raumwinkel	1 sr = (1 m^2 Volumen Oberfläche)/(1 m^2 Volumen Radius)
Hertz	Hz	Frequenz	1 Hz = 1/s
Radiant je Sekunde	rad/s	Winkelgeschwindigkeit	
Radiant je Quadratsekunde	rad/s^2	Winkelbeschleunigung	
Liter	l	Volumen	$1\,l = 1 \cdot 10^{-3} m^3$
Grad	°	ebener Winkel	$1° = \pi/180$ rad
Minute	′	ebener Winkel	$1' = \pi/(180 \cdot 60)$ rad
Sekunde	″	ebener Winkel	$1'' = \pi/(180 \cdot 60 \cdot 60)$ rad
Minute	min	Zeit (Zeitdauer)	1 min = 60 s
Stunde	h	Zeit (Zeitdauer)	1 h = 60 min = 3600 s
Eins (Umdrehungen) je Sekunde	1/s (U/s)	Drehzahl	1/min = 1/60 1/s
Eins (Umdrehungen) je Minute	1/min (U/min)	Drehzahl	

[a]) SI-Einheit und auch Einheit außerhalb des SI-Systems, aber allgemein anwendbare Einheit

Tabelle 11. Mechanik, siehe auch **W 2** und DIN 1304 T1, DIN 1301 T1

Einheit [a])	Symbol	Physikalische bzw. technische Größe	Beschreibung durch Basiseinheiten
Kilogramm	kg	Masse	
Kilogramm je Sekunde	kg/s	Massestrom	
Kilogramm mal Quadratmeter	$kg \cdot m^2$	Massenmoment 2. Grades	
Kilogramm je Kubikmeter	kg/m^3	Dichte	
Kubikmeter je Kilogramm	m^3/kg	spezifisches Volumen	
Quadratmeter je Sekunde	m^2/s	kinematische Viskosität	
Newton	N	Kraft	$1\,N = 1\,kg \cdot m/s^2$
Pascal	Pa	Druck	$1\,Pa = 1\,kg/(m \cdot s^2)$
Joule	J	Arbeit, Energie	$1\,J = 1\,kg \cdot m^2/s^2$
Watt	W	Leistung	$1\,W = 1\,kg \cdot m^2/s^3$
Newtonmeter	$N \cdot m$	Kraftmoment	$1\,N \cdot m = 1\,kg \cdot m^2/s^2$
Newton je Quadratmeter	N/m^2	Spannung	$1\,N/m^2 = 1\,kg/(m \cdot s^2)$
Pascalsekunde	$Pa \cdot s$	dynamische Viskosität	$1\,Pa \cdot s = 1\,kg/(m \cdot s)$
Joule je Kubikmeter	J/m^3	Energiedichte	$1\,J/m^3 = 1\,kg/(m \cdot s^2)$
Tonne	t	Masse	$1\,t = 1 \cdot 10^3\,kg$
Gramm	g	Masse	$1\,g = 1 \cdot 10^{-3}\,kg$

[a]) s. Fußnote zu **Tab. 10**.

Tabelle 12. Wärme, siehe auch **D** und DIN 1304 T1

Einheit [a])	Symbol	Physikalische bzw. technische Größe	Beschreibung durch Basiseinheiten
Kelvin	K	thermodynamische Temperatur, Temperaturdifferenz	
Quadratmeter je Sekunde	m^2/s	Temperaturleitfähigkeit	
Joule Watt	J W	Wärmemenge Wärmestrom	$1\ J = 1\ kg \cdot m^2/s^2$ $1\ W = 1\ kg \cdot m^2/s^3$
Joule je Kilogramm Joule je Kelvin Joule je Kilogramm und Kelvin Watt je Quadratmeter Watt je Quadratmeter und Kelvin Watt je Meter und Kelvin Kelvin je Watt	J/kg J/K J/(kg · K) W/m^2 $W/(m^2 \cdot K)$ W/(m · K) K/W	spezifische innere Energie Wärmekapazität spezifische Wärmekapazität Wärmestromdichte Wärmeübergangskoeffizient Wärmeleitfähigkeit Wärmewiderstand	$1\ J/kg = 1\ m^2/s^2$ $1\ J/K = 1\ kg \cdot m^2/(s^2 \cdot K)$ $1\ J/(kg \cdot K) = 1\ m^2/(s^2 \cdot K)$ $1\ W/m^2 = 1\ kg/s^3$ $1\ W/(m^2 \cdot K) = 1\ kg/(s^3 \cdot K)$ $1\ W/(m \cdot K) = 1\ kg \cdot m/(s^3 \cdot K)$ $1\ K/W = 1\ K \cdot s^3/(kg \cdot m^2)$
Grad Celsius	°C	Celsius-Temperatur	1 °C = 1 K

[a]) s. Fußnote zu **Tab. 10**.

Tabelle 13. Elektrizität, siehe auch **V 1** und DIN 1304 T1

Einheit [a])	Symbol	Physikalische bzw. technische Größe	Beschreibung durch Basiseinheiten
Ampere	A	elektrische Stromstärke	
Ampere je Quadratmeter Ampere je Meter	A/m^2 A/m	elektrische Stromdichte elektrischer Strombelag	
Coulomb Watt Volt Farad Ohm Siemens	C W V F Ω S	elektrische Ladung (elektrische) Leistung elektrische Spannung elektrische Kapazität elektrischer Widerstand elektrischer Leitwert	$1\ C = 1\ A \cdot s$ $1\ W = 1\ kg \cdot m^2/s^3$ $1\ V = 1\ kg \cdot m^2/(A \cdot s^3)$ $1\ F = 1\ A^2 \cdot s^4/(kg \cdot m^2)$ $1\ \Omega = 1\ kg \cdot m^2/(A^2 \cdot s^3)$ $1\ S = 1\ A^2 \cdot s^3/(kg \cdot m^2)$
Coulomb je Quadratmeter Volt je Meter Farad je Meter Ohmmeter Siemens je Meter	C/m^2 V/m F/m Ω · m S/m	elektrische Flussdichte, Verschiebungsdichte elektrische Feldstärke Dielektrizitätskonstante, elektrische Feldkonstante spezifischer elektrischer Widerstand elektrische Leitfähigkeit	$1\ C/m^2 = 1\ A \cdot s/m^2$ $1\ V/m = 1\ kg \cdot m/(A \cdot s^3)$ $1\ F/m = 1\ A^2 \cdot s^4/(kg \cdot m^3)$ $1\ \Omega \cdot m = 1\ kg \cdot m^3/(A^2 \cdot s^3)$ $1\ S/m = 1\ A^2 \cdot s^3/(kg \cdot m^3)$

[a]) s. Fußnote zu **Tab. 10**.

Tabelle 14. Magnetismus, siehe auch **V 1** und DIN 1304 T1

Einheit [a])	Symbol	Physikalische bzw. technische Größe	Beschreibung durch Basiseinheiten
Ampere	A	magnetische Spannung	
Ampere je Meter	A/m	magnetische Feldstärke, Magnetisierung	
Weber Tesla Henry	Wb T H	magnetischer Fluss magnetische Induktion, magnetische Flussdichte Induktivität, magnetischer Leitwert	$1\ Wb = 1\ kg \cdot m^2/(A \cdot s^2)$ $1\ T = 1\ kg/(A \cdot s^2)$ $1\ H = 1\ kg \cdot m^2/(A^2 \cdot s^2)$
Henry je Meter 1 je Henry	H/m 1/H	Permeabilität, magnetische Feldkonstante magnetischer Widerstand	$1\ H/m = 1\ kg \cdot m/(A^2 \cdot s^2)$ $1\ 1/H = 1\ A^2 \cdot s^2/(kg \cdot m^2)$

[a]) s. Fußnote zu **Tab. 10**.

Tabelle 15. Lichtstrahlung, siehe auch **W 2.8** und DIN 1304 T1

Einheit [a])	Symbol	Physikalische bzw. technische Größe	Beschreibung durch Basiseinheiten
Candela	cd	Lichtstärke	
Candela je Quadratmeter	cd/m^2	Leuchtdichte	
Lumen Lux	lm lx	Lichtstrom Beleuchtungsstärke	$1\ lm = 1\ cd \cdot sr$ $1\ lx = 1\ cd \cdot sr/m^2$
Lumensekunde Luxsekunde	$lm \cdot s$ $lx \cdot s$	Lichtmenge Belichtung	$1\ lm \cdot s = 1\ cd \cdot sr \cdot s$ $1\ lx \cdot s = 1\ cd \cdot sr \cdot s/m^2$

[a]) s. Fußnote zu **Tab. 10**.

Tabelle 16. Physikalische Konstanten (siehe auch www.tcaep.co.uk/science/constant/index.htm)

Gravitationskonstante	$G = 6{,}6720\ 10^{-11}\ N\ m^2/kg^2$	Lichtgeschwindigkeit im Vakuum	$c = 2{,}9979\ 10^8\ m/s$
Normfallbeschleunigung	$g_n = 9{,}8067\ m/s^2$	Planck-Wirkungsquantum	$h = 6{,}626\ 10^{-34}\ J\ s$
Gaskonstante	$R = 8314{,}41\ J/(kmol\ K)$	Wellenwiderstand des Vakuums	$\Gamma = 376{,}731\ \Omega$
molares Normvolumen	$V_m = 22{,}414\ m^3/kmol$ bei 1,01325 bar 0 °C	Stefan-Boltzmann-Strahlungskonstante	$\sigma = 5{,}6703\ 10^{-8}\ W/(m^2\ K^4)$
		Planck-Strahlungskonstanten	$c_1 = 3{,}741\ 10^{-16}\ W\ m^2$
Avogadro-Konstante	$N_A = 6{,}0221\ 10^{26}\ kmol^{-1}$		$c_2 = 1{,}438\ 10^{-2}\ m\ K$
Loschmidt-Konstante	$N_L = 2{,}6868\ 10^{25}\ m^{-3}$	Wien-Konstante	$K = 2{,}8978\ 10^{-3}\ m\ K$
Boltzmann-Konstante	$k = 1{,}3807\ 10^{-23}\ J/K$	Rydberg-Konstante	$R = 1{,}09737 \cdot 10^7 m^{-1}$
elektrische Feldkonstante	$\varepsilon_0 = 8{,}8542\ 10^{-12}\ F/m$	Ruhemasse des Elektrons	$m_e = 9{,}109\ 10^{-31}\ kg$
magnetische Feldkonstante	$\mu_0 = 1{,}2566\ 10^{-6}\ H/m$	Elektronenradius	$r_e = 2{,}8178\ 10^{-15}\ m$
elektrische Elementarladung	$e = 1{,}6022\ 10^{-19}\ C$	atomare Masseneinheit	$u = 1{,}6606\ 10^{-27}\ kg$
Faraday-Konstante	$F = 9{,}6485\ 10^7\ C/kmol$		

Tabelle 17. Grundbegriffe und Grundgrößen der Kernphysik

Lichtgeschwindigkeit $c_0 = 2{,}998 \cdot 10^8$ m/s
Avogadrosche Zahl $N_A = 6{,}0221 \cdot 10^{26}$ 1/kmol
Elementarladung des Elektrons $e = 1{,}6022 \cdot 10^{-19}$ C

Ruhemassen
Elektron $m_{e0} = 9{,}110 \quad 10^{-31}$ kg
Proton $m_{p0} = 1{,}6606 \quad 10^{-27}$ kg
Neutron $m_{n0} = 1{,}675 \quad 10^{-27}$ kg

M = Molmasse
λ = Zerfallskonstante

Bezeichnung	Definition	Einheit	Gesetz	Bemerkungen
atomare Masse	als Einheit gilt die relative Masse des Nuklids C_{12}	$u = 1{,}6603 \cdot 10^{-27}$ kg	$u = m_{C12}/M_{C12} = 1/N_A$	Atomzahl für 1 g $^{226}_{88}$Ra
	Atomzahl		$N = \frac{m}{M} N_A$	$N = \frac{10^{-3}\,\text{kg}}{226\,\text{kg/kmol}} \cdot 6{,}0221 \cdot 10^{26}\,\text{1/kmol} = 2{,}665 \cdot 10^{21}$
Halbwertszeit	Zeit für den Zerfall der Hälfte der ursprünglich vorhandenen Atome	s, min, d, a	$T_{1/2} = \ln 2/\lambda$	$^{238}_{92}$U $T_{1/2} = 4{,}5 \cdot 10^9 a$ γ- und α-Strahlung $^{3}_{1}$H $T_{1/2} = 2{,}3$ a β-Strahlung
atomare Energie	als Einheit gilt die Energie, die ein Elektron beim Durchlaufen der Spannung 1 V aufnimmt	Elektronenvolt $1\,\text{eV} = 1{,}6022 \cdot 10^{-19}$ J	$W = eU$	s. Kernspaltung des Urans
Elektronenmasse	aus der Äquivalenz von Energie und Masse nach Einstein	$1\,\text{MeV} \triangleq 1{,}782 \cdot 10^{-33}$ g	$m = \frac{E}{c_0^2}$ $m = \frac{m_0}{\sqrt{1-(c/c_0)^2}}$	$m \triangleq \frac{E}{c_0^2} = \frac{1{,}6022 \cdot 10^{-19}\,\text{J}}{(2{,}998 \cdot 10^8\,\text{m/s})^2} = 1{,}782 \cdot 10^{-33}$ g
Energiedosis	pro Masseneinheit des durchstrahlten Stoffes absorbierte Energie	Gray $1\,\text{Gy} = 1\,\text{J/kg}$	$D = W/m$	
Äquivalentdosis	Maß der biologischen Strahleinwirkung die von einer γ-Strahlung von 10^{-2} Sv im menschlichen Körper absorbierte Energie	Sievert $1\,\text{Sv} = 1\,\text{J/kg}$	$H = DQ_F$	Röntgen-, β-, $_{-1}^{0}e$-, $_{+1}^{0}e$-Strahlen Qualitätsfaktor Q_F thermische Neutronen 3 Alpha-Strahlen 10 Schwere-Rückstoßkerne 30 zulässige Werte[a])
Aktivität	Maß der Intensität einer radioaktiven Strahlung Anzahl der Zerfallsakte pro Zeiteinheit	Becquerel $1\,\text{Bq} = 1/\text{s}$	A	
Wirkungsquerschnitt	Maß für die Ausbeute bei Kernreaktionen Gedachter Querschnitt der bestrahlten Atome	m^2	σ	Kernreaktionen Spaltung (fission) σ_f Einfang (absorption) σ_a Streuung (scattering) σ_s

[a]) Dosisgrenzwerte lt. Strahlenschutzverordnung StrlSchV. vom 1. 4. 1977 für eine Person: allgemeine Bevölkerung 30 mrem/a=0,3 mSv/a, berufliches Personal 5 rem/a = 50 mSv/a.

Erläuterungen zur Tabelle:

$^{A}_{Z}$Ke Ke = Kern, Z = Kernladungs- bzw. Protonenzahl,
A = Massenzahl, $N = A - Z$ Neutronenzahl

Kernspaltung des Urans:

$$^{235}_{92}\text{U} + ^{1}_{0}n \rightarrow ^{89}_{36}\text{Kr} + ^{144}_{56}\text{Ba} + 3\,^{1}_{0}n + 200\,\text{MeV}$$

Energie aus 1 g Uran:

$$Q = \frac{m}{M} N_A W = \frac{1\,\text{g} \cdot 6{,}0221 \cdot 10^{23}\,\text{1/mol} \cdot 200\,\text{MeV} \cdot 1{,}6022 \cdot 10^{-13}\,\text{Ws/MeV}}{235\,\text{g/mol} \cdot 3600\,\text{s/h}} = 22\,810\,\text{kWh}.$$

Isotope sind verschiedene Nuklide des gleichen chemischen Elements. Ihre Kerne enthalten also die gleiche Protonenzahl, unterscheiden sich aber durch die Massenzahl,

z. B. $^{12}_{6}$C, $^{13}_{6}$C, $^{14}_{6}$C und $^{234}_{92}$U, $^{235}_{92}$U, $^{238}_{92}$U.

Ein Nuklid ist ein Kern mit bestimmter Protonen- und Neutronenzahl.

Arten der Strahlung:

α-Teilchen $^{4}_{2}\alpha$ Kerne des Heliumatoms
β-Teilchen Elektronen bzw. Positronen
γ-Strahlen Kurzwellige, energiereiche, durchdringende elektromagnetische Strahlung, bei der sich weder die Kernladungs- noch die Massenzahl des strahlenden Kerns ändert

Neutronen $^{1}_{0}n$ Positronen $^{0}_{+1}e$ Elektronen $^{0}_{-1}e$

Z

Tabelle 18. Grundgrößen der Lichttechnik

Größe	Definition	Einheit	Gesetz	Bemerkungen, Anhaltswerte
Lichtstrom	von einer Lichtquelle nach allen Richtungen ausgestrahlte Energie	Lumen lm	$\phi = \mathrm{d}Q/\mathrm{d}t$	Lichtmenge pro Zeiteinheit
Lichtstärke	Intensität der Lichtstrahlung innerhalb des elementaren Raumwinkels[a]) 1 cd ist die Strahlung eines schwarzen Körpers senkrecht zu seiner Oberfläche $(1/(6 \cdot 10^6)\,\mathrm{m}^2)$ bei 2042,5 K (erstarrendes Platin) und 1,0133 bar	Candela cd = lm/sr SI-Grund-Einheit	$I = \mathrm{d}\phi/\mathrm{d}\omega$	Stearinkerze ≈1 cd Glühlampe 40 W 35 cd
Beleuchtungs-stärke	Verhältnis des senkrecht auf der Fläche auftreffenden Lichtstromes zu dieser Fläche	Lux lx $\mathrm{lx} = \mathrm{lm/m}^2$	$E = \phi/A = I\omega/A = I/r^2$	Sonnenlicht Sommer 10^5 lx Wohnräume 10 ... 150 lx Vollmondnacht 0,2 lx mondlose Nacht $3 \cdot 10^{-4}$ lx
Leuchtdichte	Lichtstärke pro Einheit der leuchtenden Fläche	$\mathrm{cd/m}^2$		Vollmond 2500 $\mathrm{cd/m}^2$ Kerze 7500 $\mathrm{cd/m}^2$ Glühlampe $2 \cdot 10^7$ $\mathrm{cd/m}^2$ Sonne $2{,}2 \cdot 10^9$ $\mathrm{cd/m}^2$
Lichtausbeute	Lichtstrom pro Einheit der elektrischen Leistung	lm/W	$\eta = \phi/P$	Leuchtröhre 44 lm/W Lampe 1000 W 19 lm/W Lampe 40 W 11 lm/W
Lichtmenge	Produkt aus Lichtstrom und der Zeitdauer der Strahlung	lm · s	$Q = \int \phi \, \mathrm{d}t$	

[a]) Die Einheit Steradiant (sr) gilt für den Raumwinkel, bei dem das Verhältnis der Fläche einer Kugelkappe zum Quadrat ihres Radius gleich 1 ist. Diese Einheit darf durch 1 ersetzt werden. Ist α der Öffnungswinkel des Kegels der Kugelkappe mit der Oberfläche $A = 2\pi rh$, so folgt mit ihrer Höhe $h = r[1 - \cos(\alpha/2)] = 2r \sin^2(\alpha/4)$ für den Raumwinkel $\omega = A/r^2 = 4\pi \sin^2(\alpha/4)$. Speziell gilt: $\omega = 1$ sr bei $\alpha = 4$ arcsin $(0{,}5/\sqrt{\pi}) = 65{,}54°$, Kugel $\alpha = 360°$ und $\omega = 4\pi$ sr, für $\alpha = 120°$ ist $\omega = \pi$ sr.

Tabelle 19. Die wichtigsten Größen der Schalltechnik

a_0	Amplitude	A	Fläche	P	Leistung	$\varkappa$	Isentropenexponent
f	Frequenz	E	Elastizitätsmodul	R	Gaskonstante	υ	Poisson-Zahl
		G	Gleitmodul	T	abs. Temperatur	ϱ	Dichte
						χ	Kompressibilität

Größe	Definition	Gesetz	Einheit	Bereiche, Anhaltswerte	
Schall-geschwindigkeit	feste Stoffe				
	Longitudinalwellen in großen Körpern	$c_L = \sqrt{\frac{2G(1-\upsilon)}{\varrho(1-2\upsilon)}}$	m/s	1000 ... 5000 m/s	
	Transversalwellen in großen Körpern	$c_T = \sqrt{G/\varrho}$		500 ... 3500 m/s	
	Dehnwellen in Stäben	$c_D = \sqrt{E/\varrho}$		Gummi 50 m/s Stahl 5000 m/s	
	Flüssigkeiten	$c = \sqrt{\chi/\varrho}$		Wasser 1485 m/s	
	Gase	$c = \sqrt{\varkappa RT}$		Luft Wasserstoff	331 m/s } 1 bar 1280 m/s } 0 °C
Schallschnelle	Wechselgeschwindigkeit der schwingenden Teilchen	$u = a_0\,\omega$ $= 2\pi a_0 f$	m/s	$5\cdot10^{-8}$... 1 m/s	
Schalldruck	statischer und dynamischer Druck bei elastischen Medien	p	N/m^2 µbar	10^{-2}... 10^2 N/m^2 Hörschwelle Klavier Sirene	 $2\cdot10^{-5}$ N/m^2 0,2 N/m^2 35 N/m^2
Schallleistung	Schallenergie pro Zeiteinheit, die durch eine bestimmte Fläche geht	P	W	10^{-12}... 10^5 W Hörschwelle Stimme Sirene	 $=10^{-12}$ W $\sim10^{-3}$ W $\sim10^3$ W
Schallintensität, Schallstärke	Schallleistung pro Flächeneinheit	$I = P/A$ $= p^2/(cp)$	W/m^2	10^{-11}...10^3 W/m^2 Hörschwelle	 10^{-12} W/m^2
Schallpegel	logarithmisches Maß für den Schalldruck	$L = 10\,\lg(P/P_0)$ $= 10\,\lg(I/I_0)$ $= 20\,\lg(p/p_0)$	 Bel B, dB	0...140 dB $P_0 = 10^{-12}$ W $P_0 = 2\cdot10^{-5}$ N/m^2	 $I_0 = 10^{-12}$ W/m^2
Lautstärke	Maß der subjektiven Empfindung der Schallintensität für das Ohr	s. O3 Bild 1 bei 1000 Hz $A = 10\,\lg(I/I_o)$	phon	0...130 phon Hörschwelle Unterhaltung Schmerzgrenze	 0 phon 50 phon 130 phon
Schallabsorptions-grad	Maß für die Umwandlung der Schallenergie in Wärme durch Reibung Index a und r auftreffend und reflektierend	$\alpha = (P_a - P_t)/P_t$ $= (p_a^2 - p_t^2)/p_t^2$	1	für 500 Hz Beton Glas Schlackenwolle	 0,01 0,03 0,36
Schalldämmmaß	logarithmisches Maß für die Luftschall-dämmung einer Wand, Index 1 davor, Index 2 dahinter	$R = 10\lg(I_1/I_2)$	dB	Stahlblech 1 mm	29 dB
Akustischer Wirkungsgrad	Verhältnis der akustischen zur mechanischen Leistung	$\eta = P_{aku}/P_{mech}$	1	s. Tab. 20	

Tabelle 20. Angenäherte akustische Wirkungsgrade

Δp	Pressung	P_{aku}	akustische Leistung	$\eta = P_{aku}/P_{mech}$	
Ma	Machzahl	P_{mech}	mechanische Leistung		
Sirene			Dieselmotor		
mit Anpassungstrichter		$(3...7)10^{-1}$	Motorenblock bei 800 min^{-1}		$4{,}0\cdot10^{-7}$
ohne Anpassungstrichter		$1{,}0\cdot10^{-2}$	Motorenblock bei 3000 min^{-1}		$5{,}0\cdot10^{-6}$
rotierende Scheibe		$2{,}5\cdot10^{-1}$	Auspuff mit Abgasturbine		$1{,}0\cdot10^{-4}$
mit Überschallgeschwindigkeit					
Schmidt-Rohr		$2{,}0\cdot10^{-2}$	Getriebe		
Ventilator Optimalpunkt			Sonderklasse		$3{,}0\cdot10^{-8}$
$\Delta p < 2{,}5$ mbar		$1{,}0\cdot10^{-6}$	geräuscharm		$2{,}0\cdot10^{-7}$
$\Delta p > 2{,}5$ mbar		$4{,}0\cdot10^{-8}$	normal		$1{,}0\cdot10^{-6}$
Ausströmgeräusche			schlecht		$3{,}0\cdot10^{-6}$
$Ma < 0{,}3$		$8(10^{-6}...10^{-5})\,(Ma)^3$	Elektromotor		
$0{,}4 < Ma < 1{,}0$		$1{,}0\cdot10^{-4}\,(Ma)^5$	geräuscharm		$2{,}0\cdot10^{-8}$
$Ma > 2{,}0$		$2{,}0\cdot10^{-3}$	normal		$2{,}0\cdot10^{-7}$
Propellerflugzeug		$5{,}0\cdot10^{-3}$	Elektrodynamischer Lautsprecher		$5{,}0\cdot10^{-2}$
2700 kW im Stand					
Motorrad 250 cm^3		$1{,}0\cdot10^{-3}$	Menschliche Stimme		$5{,}0\cdot10^{-4}$
ohne Auspuff					
Kleingasturbine			Schiffsschraube, Wasserschall		
Ansaugen		$1{,}0\cdot10^{-4}$	ohne Kavitation		$10^{-9}...10^{-8}$
Auspuff		$1{,}0\cdot10^{-5}$	mit Kavitation		$1{,}0\cdot10^{-7}$
Gehäuse		$1{,}0\cdot10^{-6}$	Orgel		$10^{-3}...10^{-2}$

Tabelle 21. Periodisches System der Elemente mit Ordnungszahl, Symbol, Namen und relativer Atommasse.

[] Atommasse des stabilsten Isotops; H und N: Haupt- und Nebengruppe; * Lanthaniden; ** Aktiniden

Periode	1. Gruppe		2. Gruppe		3. Gruppe		4. Gruppe		5. Gruppe		6. Gruppe		7. Gruppe		8. Gruppe	
	H	N	H	N	H	N	H	N	H	N	H	N	H	N	H	N
1.	1 **H** Wasserstoff 1,008														2 **He** Helium 4,003	
2.	3 **Li** Lithium 6,941		4 **Be** Beryllium 9,012		5 **B** Bor 10,81		6 **C** Kohlenstoff 12,01		7 **N** Stickstoff 14,01		8 **O** Sauerstoff 16,00		9 **F** Fluor 19,00		10 **Ne** Neon 20,18	
3.	11 **Na** Natrium 22,99		12 **Mg** Magnesium 24,31		13 **Al** Aluminium 26,98		14 **Si** Silicium 28,09		15 **P** Phosphor 30,97		16 **S** Schwefel 32,06		17 **Cl** Chlor 35,45		18 **Ar** Argon 39,95	
4.	19 **K** Kalium 39,10	29 **Cu** Kupfer 63,55	20 **Ca** Calcium 40,08	30 **Zn** Zink 65,38	31 **Ga** Gallium 69,72	21 **Sc** Skandium 44,96	32 **Ge** Germanium 72,59	22 **Ti** Titan 47,90	33 **As** Arsen 74,92	23 **V** Vanadium 50,94	34 **Se** Selen 78,96	24 **Cr** Chrom 52,00	35 **Br** Brom 79,90	25 **Mn** Mangan 54,94	36 **Kr** Krypton 83,80	26 **Fe** Eisen 55,85 / 27 **Co** Kobalt 58,93 / 28 **Nl** Nickel 58,70
5.	37 **Rb** Rubidium 85,47	47 **Ag** Silber 107,9	38 **Sr** Strontium 87,62	48 **Cd** Cadmium 112,4	49 **In** Indium 114,8	39 **Y** Yttrium 88,91	50 **Sn** Zinn 118,7	40 **Zr** Zirkonium 91,22	51 **Sb** Antimon 121,8	41 **Nb** Niob 92,91	52 **Te** Tellur 127,6	42 **Mo** Molybdän 95,94	53 **J** Jod 126,9	43 **Tc** Technetium [97]	54 **Xe** Xenon 131,3	44 **Ru** Ruthenium 101,1 / 45 **Rh** Rhodium 102,9 / 46 **Pd** Palladium 106,4
6.	55 **Cs** Cäsium 132,9	79 **Au** Gold 197,0	56 **Ba** Barium 137,3	80 **Hg** Quecksilber 200,6	81 **Tl** Thallium 204,4	57 **La** Lanthan 138,9	*	72 **Hf** Hafnium 178,5	83 **Bi** Wismut 209,0	73 **Ta** Tantal 180,9	84 **Po** Polonium [209]	74 **W** Wolfram 183,9	85 **At** Astat [210]	75 **Re** Rhenium 186,2	86 **Rn** Radon [222]	76 **Os** Osmium 190,2 / 77 **Ir** Iridium 192,2 / 78 **Pt** Platin 195,1
7.	87 **Fr** Francium [223]		88 **Ra** Radium [226]			89 **Ac** Aktinium [227]	* *	104 **Ku** Kurtschatovium [260]		105 [261]		106 [263]				

*	58 **Ce** Cer 140,1	59 **Pr** Praseodym 140,9	60 **Nd** Neodym 144,2	61 **Pm** Promethium [145]	62 **Sm** Samarium 150,4	63 **Eu** Europium 152,0	64 **Gd** Gadolinium 157,3	65 **Tb** Terbium 158,9	66 **Dy** Dysprosium 162,5	67 **Ho** Holmium 164,9	68 **Er** Erbium 167,3	69 **Tm** Thulium 168,9	70 **Yb** Ytterbium 173,0	71 **Lu** Lutetium 175,0
*	90 **Th** Thorium 232,0	91 **Pa** Protaktinium [231]	92 **U** Uran 238,0	93 **Np** Neptunium [237]	94 **Pu** Plutonium [244]	95 **Am** Americium [243]	96 **Cm** Curium [247]	97 **Bk** Berkelium [247]	98 **Cf** Kalifornium [251]	99 **Es** Einsteinium [254]	100 **Fm** Fermium [257]	101 **Md** Mendelevium [258]	102 **No** Nobelium [259]	103 **Lr** Lawrencium [260]
**															

Tabelle 22. Die wichtigsten Schadstoffe und ihre Kennwerte

	Chem. Formel	MAK-Wert ppm	Relative Dichte Luft = 1	Siedepunkt °C	Dampfdruck[a] mbar	Flammpunkt	Explosionsgrenzen[b] untere Vol %	Explosionsgrenzen[b] obere Vol %	Zündtemp. °C	H.S-Werte	Kemlerzahl	Gefahrenbez.
Aceton	C_3H_6O	500	2,01	6,5	233	<−20	2,5	13,0	540		33	F
Ammoniak R717[c]	NH_3	50	0,59	− 33,4	8,7		15,4	33,6	630		268	T
Benzol	C_6H_6	canc	2,7	80,1	101	−11	1,2	8,0	555	H	33	F, T, R39
Bleitetraethyl	$C_8H_{20}Pb$	0,01	11,2	198,9	0,2	80	1,8		–	H	663	T, R (Körp)
Chlorbenzol	C_6H_5Cl	50	3,89	131,7	11,7	28	1,3	11,1	590		30	X_n
Chlorpikrin	CCl_3NO_2	0,1	5,68	111,9	25,3						–	T, R (Körp)
Chlorwasserstoff	HCl	5,0	1,26	− 85,0	43,4						286	C, R (Körp)
Dichlordifluormethan R12[c]	CF_2Cl_2	1000	4,18	− 29,8	5,3						20	
Dichlorfluormethan R21[c]	$CHFCl_2$	10	3,56	8,92	1,6						20	X_n
Ethanol	C_2H_6O	1000	1,59	78,3	59,0	12,0	3,5	15,0	425		33	F
Ethylenglykol	$C_2H_6O_2$	10	2,14	197,4	0,1	111	3,2		410			
Fluorwasserstoff	HF	3,0	0,69	19,54	1,1							
Formaldehyd	H_2CO	0,5	1,04	− 21			7,3	73		S		
Kohlenoxid	CO	30	0,97	−191,5	–		11,0	77,0	605			F, T
Kohlendioxid	CO_2	5000	1,52	− 8,5	58,4						20	
Nikotin	$C_{10}H_{14}N_2$	0,07	5,6	125	0,53		0,7	4,0	240	H		T, R (Körp)
Propan	C_3H_8	1000	1,52	− 44,5	8,5		2,1	9,5	470		23	F
Quecksilber	Hg	0,01	6,93	356,7	0,00163							T
Schwefelkohlenstoff	CS_2	10	2,63	46,4	400	<−20	1,0	60	102	H	336	F, T
Schwefelwasserstoff	H_2S	10	1,18	− 60,4	18,3		4,3	45,5	270			F, T
Stickstoffdioxid	NO_2	5	1,59	21,1	960						265	T
Trichlorfluormethan R11[c]	$CFCl_3$	1000	4,75	24,9	889							
Wasserstoffperoxid	H_2O_2	1,0	1,17	150,2	1,86							

[a]) bei 20 °C.
[b]) bei 1,0133 bar 20 °C.
[c]) R11, R12, R21 und R717 sind Bezeichnungen für Kältemittel nach DIN 8962.

Erläuterungen zur Tabelle:
Besondere Wirkungsfaktoren. Siehe Mitteilung XXV der Senatskommission zur Prüfung gesundheitsschädlicher Arbeitsstoffe vom 16.6.1989.

H Hautresorption, schnelles Durchdringen der Haut, Vergiftungsgefahr größer als beim Einatmen
S Auslösung allergischer Reaktionen (Entzündungen) individuell sehr verschieden

Gefahrbezeichnungen. Nach der Arbeitsstoffverordnung (ArbStoffV) vom 11.2.1982.

E	explosionsgefährlich		
O	brandfördernd	C	ätzend
F	leicht entzündlich	X_n	gesundheitsschädlich
T	giftig (toxisch)	X_i	reizend

Besondere Hinweise:
R 39 ernste Gefahr eines irreversiblen Schadens
R 40 Möglichkeit eines irreversiblen Schadens
R (Körp) umfasst Hautschäden: Reizung, Giftigkeit und Verätzung
R 24, R 27, R 34, R 35 und R 38

Kemler-Zahl. Sie befindet sich auf der orangenen Warntafel der Transportgefäße. Die erste Ziffer bezeichnet die Hauptgefahr, die zweite und dritte Ziffer zusätzliche Gefahren.

Erste Ziffer

2	Gas	6	giftiger Stoff
3	entzündbare Flüssigkeit	7	ätzender Stoff
4	entzündbarer fester Stoff	0	ohne Bedeutung
5	entzündend wirkender Stoff bzw. organisches Peroxid		

Zweite und dritte Ziffer

1	Explosion	6	Giftigkeit
2	Entweichen von Gas	8	Ätzbarkeit
3	Entzündbarkeit	9	Gefahr einer heftigen Reaktion durch Selbstzersetzung oder Polymerisation
5	oxidierende Eigenschaften	0	ohne Bedeutung

MAK-Wert. Die maximale Arbeitsplatzkonzentration (MAK) eines Stoffes in der Luft (Index L) beeinträchtigt nach den derzeitigen Erkenntnissen bei einer Einwirkung von acht Stunden die menschliche Gesundheit nicht. Die Konzentration wird als x_m in ppm oder ml/m^3 oder als C in mg/m^3 beim Zustand 1,0133 bar und 20 ° C angegeben. Dann folgt

$$C = x_m \varrho_L = x_m \frac{M p_L}{(MR) T_L} = x_m M / V_m$$

mit dem Molvolumen

$$V_m = \frac{(MR) T_L}{p_L} = \frac{8315 \frac{N \cdot m}{kmol \cdot K} 293 K}{1{,}0133 \cdot 10^5 N/m^2} = 24{,}04 m^3/kmol.$$

TRK-Wert. Technische Richtkonzentration (TRK) für cancerogene (krebserregende) Stoffe, z. B.

Benzol C_6H_6	2,5 ppm,	Arsensäure H_3AsO_4	0,1 mg/m^3,
Asbeststaub	2,0 mg/m^3,	Hydrazin N_2H_4	0,1 ppm,
Beryllium Be	0,005 mg/m^3,	Venylchlorid C_2H_3Cl	2 ppm.

BAT-Wert. Biologische Arbeitsstofftoleranz (BAT) für die zulässige Quantität eines Arbeitsstoffes im Menschen (z. B. im Blut) für

Aluminium	200 µg/dl,	Kohlenmonoxid CO	5%,
Blei Pb	300 bis 700 µg/l,	Methanol CH_3OH	30 mg/l,
Fluorwasserstoff	7 mg/g,g/l,	Styrol	2 g/l
Quecksilber Hg	50 µg/l,	Toluol CH_5-CH_3	1,7 µg/dl.

Besondere Arbeitsstoffe. Hierfür können wegen der stark schwankenden chemischen Zusammensetzung oft keine Richtwerte erstellt werden z. B.

Benzin, Produkte der Pyrolyse (Zersetzung durch Hitze), Auspuffgase, gebrauchte Motorenöle und Kühlschmieröle.

Mineralöl 5 mg/m^3 und Terpentinöl: MAK = 100 ml/m^3 als Anhalt.

Stäube. Sie sind disperse (feine) Verteilungen fester Stoffe in Gasen, die durch mechanische Prozesse (z. B. Schleifen) oder durch Aufwirbelung entstehen und durch die Atmung in den Körper eindringen. Hier gelangen sie je nach Teilchengröße in den Nasenrachenraum, in die Bronchien bzw. in die Alveolen (Lungenbläschen).

Funktionsbestimmende Kenngröße ist der aerodynamische Durchmesser (aD). Für ein beliebiges Teilchen ist er der Durchmesser einer Kugel der Dichte 1 g/cm^3 mit der gleichen Sinkgeschwindigkeit in ruhender bzw. laminar strömender Luft.

Gesamtstaub ist der Anteil des Staubes, der eingeatmet werden kann. Er wird bei einer Ansauggeschwindigkeit von 1,25 m/s gemessen und ist der Bezug für den MAK-Wert. Feinstaub dringt bis in die Alveolen ein. Der Durchlassgrad des Vorabscheiders beträgt für Feinstaubteilchen mit dem aerodynamischen Durchmesser 1,5 µm 95%, 3,5 µm 75%, 5 µm 50% und 7,1 µm 0%. Fibrogene Stäube verursachen Staublungenerkrankungen wie Asbestose und Silikose. So beträgt der MAK-Wert für Quarz 0,15 mg/m^3, bei Feinstaub für Asbest ist der TRK-Wert 0,05 mg/m^3. Inerte Stäube wirken weder toxisch noch fibrogen. Zum Schutz der Atemwege beträgt ihr MAK-Wert 6,0 mg/m^3 für Feinstaub.

Sättigungskonzentration. Sie ist die Masse eines Stoffes, die eine Volumeneinheit der Luft (Index L) bei dessen Sättigungszustand, also beim Verdampfungsdruck p_S und der Temperatur T_S , aufnimmt

$$C_S = M \varrho_S = \frac{M p_S}{(MR) T_S} = \frac{M p_S T_L}{V_m p_L T_S}.$$

Relative Dichte. Sie ist das Verhältnis der Dichte eines Stoffes zur Luftdichte

$$\delta = \varrho / \varrho_L = M / M_L.$$

Für die Luft gilt $M_L = 28{,}96$ g/mol und $\varrho_L = 1{,}205$ kg/m^3 bei 1,0133 bar und 20 ° C.

Beispiel: Chlorbenzol C_6H_5Cl. Nach **Tab. 22** ist der Dampfdruck $p_S = 11{,}7$ mbar bei 20 °C und MAK 50 ppm.

Molmasse: Nach **Tab. 21** ist

$$M = \left(6 \cdot 12{,}01 + \frac{5}{2} 2{,}016 + 35{,}45\right) g/mol = 112{,}5 g/mol.$$

Dichte:

$$\varrho = \frac{Mp}{(MR)T} = \frac{112{,}5 g/mol \cdot 1{,}0133 \cdot 10^5 N/m^2}{8{,}315 N \cdot m/(mol \cdot K) \cdot 293 K} = 4679 g/m^3.$$

MAK-Wert:

$$C = X_m \varrho = 50 \cdot 10^{-6} m^3/m^3 \cdot 4679 g/m^3 \cdot 10^3 mg/g = 234 mg/m^3.$$

Sättigungskonzentration:

$$C_S = \frac{Mp_S}{(MR)T_S} = \frac{112{,}5 g/mol \cdot 11{,}7 \cdot 10^2 N \cdot m^2}{8{,}315 Nm/(mol \cdot K) \cdot 293 K} = 54{,}03 g/m^3.$$

Relative Dichte:

$$\delta = M/M_L = \varrho/\varrho_L = \frac{112{,}5 g/mol}{28{,}96 g/mol} = \frac{4{,}679 kg/m^3}{1{,}205 kg/m^3} = 3{,}88.$$

Quellen und Gesetze zur **Tab. 22**: Bundes-Immisionschutzgesetz BImSchG vom 15. 3. 1974. Verordnung über gefährliche Arbeitsstoffe ArbStoffV vom 11. 2. 1982. Technische Regeln für gefährliche Arbeitsstoffe TRgA vom 2. 83. Deutsche Forschungsgemeinschaft: MAK- und BAT-Werte, 1993, Mitteilung 29 der Senatskommission zur Prüfung gesundheitsschädlicher Arbeitsstoffe. EWG-Richtlinie 67/548. Auer-Technikum 9 (1979). EN 149: Filtrierende Halbmasken zum Schutz gegen Partikeln (2001); s. a. www.auer.de, www.umweltbundesamt.de und www.bmu.de (→ Gesetze, → Umwelt) und www.europa.eu.int (→ Tätigkeitsbereiche, → Umwelt).

Hommel, G. (Hrsg.): Hommel Interaktiv – Handbuch der gefährlichen Güter, CD-ROM. Berlin: Springer 2003.

Hommel, G. (Hrsg.): Merkblätter. Berlin: Springer 2002/2003.

Tabelle 23. Umrechnung von dB in Druck- oder Leistungs-(Druckquadrat-)verhältnisse und umgekehrt

dB	p/p_0	p^2/p_0^2	dB	p/p_0	p^2/p_0^2	dB	p/p_0	p^2/p_0^2
0	1,000	1,000	0	1,000	1,000	0	1,000	1,000
0,1	1,012	1,023	1	1,122	1,259	10	3,162	10
0,2	1,023	1,047	2	1,259	1,585	20	10,00	10^2
0,3	1,035	1,072	3	1,413	1,995	30	31,62	10^3
0,4	1,047	1,096	4	1,585	2,512	40	100,0	10^4
0,5	1,059	1,122	5	1,778	3,162	50	316,2	10^5
0,6	1,072	1,148	6	1,995	3,981	60	1000	10^6
0,7	1,084	1,175	7	2,239	5,012	70	3162	10^7
0,8	1,096	1,202	8	2,512	6,310	80	10000	10^8
0,9	1,109	1,230	9	2,818	7,943	90	31620	10^9
1,0	1,122	1,259	10	3,162	10,000	100	100000	10^{10}

Beispiel: Druck- und Leistungsverhältnis für $L = 92{,}5$ dB? Es gilt $L = 20 \text{ dB} \lg \frac{p}{p_0} = 10 \text{ dB} \lg \frac{p^2}{p_0^2} = 92{,}5$ dB. Das Druckverhältnis ist danach $p/p_0 = 10^{92{,}5 \text{ dB}/20 \text{ dB}} = 10^{90/20} \cdot 10^{2/20} \cdot 10^{0{,}5/20}$.

Hiernach folgt aus der **Tab. 23** für 90; 2 und 0,5 dB der Wert $p/p_0 = 31\,620 \cdot 1{,}259 \cdot 1{,}06 = 4{,}216 \cdot 10^4$. Für das Leistungsverhältnis gilt $P/P_0 = p^2/p_0^2 = 10^{92{,}5 \text{ dB}/10 \text{ dB}} = 10^{90/10} \cdot 10^{2/10} \cdot 10^{0{,}5/10}$. Nach der **Tab. 23** ergibt sich entsprechend: $p^2/p_0^2 = 10^9 \cdot 1{,}585 \cdot 1{,}122 = 1{,}78 \cdot 10^9$.

„Pegeladdition" $L_{ges} = 10 \lg(\Sigma 10^{L_i/10\,dB})$ dB.

Beispiel: Addition der Pegel $L = 93$; 90; 88; 88; 85 und 82 dB! Nach der oben aufgeführten Gleichung ist:

$$\begin{aligned} L_{ges} &= 10 \lg(10^{9{,}3} + 10^{9{,}0} + 10^{8{,}8} + 10^{8{,}8} + 10^{8{,}5} + 10^{8{,}2}) \text{ dB} \\ &= 10 \lg[10^8 (20 + 10 + 2 \cdot 6{,}3 + 3{,}1 + 1{,}6)] \text{ dB} \\ &= 10 \lg(47{,}3 \cdot 10^8) \text{ dB} \\ &= 96{,}7 \text{ dB}. \end{aligned}$$

Pegelerhöhung um 6 dB bewirkt doppelten Schalldruck bzw. vierfache Schallleistung.

Quelle zu den **Tab. 19**, **20** und **23**: *Heckl, M.; Müller, H. A.* (Hrsg.): Taschenbuch der Technischen Akustik. Berlin: Springer 1975.

Siehe auch: *Müller, G.; Möser, M.* (Hrsg.): Taschenbuch der Technischen Akustik. Berlin: Springer 2004.

Technische Regelwerke, die in den Textteilen und in den Anhängen auszugsweise als Hinweise enthalten sind, können entweder über die genannten Verlage oder direkt von den bearbeitenden Institutionen, Verbänden bzw. Vereinen bezogen werden.

- DIN-Normen und -Publikationen (**D**eutsches **I**nstitut für **N**ormung), www.din.de; z. B. über: Beuth-Verlag GmbH, Burggrafenstr. 6, 10787 Berlin, www.beuth.de – hier auch Nachweis für in Deutschland zu beachtende technische Regeln
- LN-Normen (**L**uft- und Raumfahrt-**N**ormen; Deutsches Institut für Normung)
- VDI-Richtlinien und -Handbücher (**V**erein **D**eutscher **I**ngenieure), www.vdi.de
- VDMA-Einheitsblätter (**V**erband **D**eutscher **M**aschinen- und **A**nlagenbau bzw. Verband der Investitionsgüterindustrie), www.vdma.de
- REFA-Publikationen (Verband für Arbeitsgestaltung, Betriebsorganisation und Unternehmensentwicklung), www.refaly.de
- AWF-Publikationen (**A**usschuss für **w**irtschaftliche **F**ertigung)
- DGQ-Publikationen (**D**eutsche **G**esellschaft für **Q**ualität), www.dgq.de
- RKW-Schriftenreihen (**R**ationalisierungs**k**uratorium, bzw. Rationalisierungs- und Innovationszentrum der Deutschen **W**irtschaft), www.rkw.de
- DVS-Schriftenreihen (**D**eutscher **V**erband für **S**chweißen und verwandte Verfahren), www.schweissen.de
- DVGW-Publikationen (**D**eutsche **V**ereinigung des **G**as- und **W**asserfaches), www.dvgw.de
- DSTV-Publikationen (**D**eutscher **St**ahlbau-**V**erband bzw. Stahl-Zentrum), www.stahl-online.de
- **S**tahl-**E**isen-**P**rüfblätter (SEP) (**V**erein **D**eutscher **E**isen**h**üttenleute VDEh), www.vdeh.de
- **S**tahl-**E**isen-**W**erkstoffblätter (SEW) (Verein Deutscher Eisenhüttenleute VDEh), www.stahleisen.de
- VDG-Merkblätter (**V**erein **D**eutscher **G**ießereifachleute) VDG-DOK, www.vdg.de
- RAL-Publikationen (Deutsches Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung), www.ral.de
- GfT-Arbeitsblätter (**G**esellschaft **f**ür **T**ribologie, Ernststraße 12, 47443 Moers; Tel. 02841-54213, Fax 02841-59478)
- VDA-Blätter (**V**erband **d**er **A**utomobilindustrie), www.vda.de
- Arbeitsstättenrichtlinien (Bundesminister für Wirtschaft und Arbeit), www.bmwi.de
- Sicherheitstechnische Regeln des KTA (**K**ern**t**echnischer **A**usschuß), www.bmu.de
- Technische Regeln für gefährliche Arbeitsstoffe (Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung), www.bmwi.de
- **T**echnische **R**egeln für **b**rennbare **F**lüssigkeiten (TRbF) (Bundesminister für Wirtschaft und Arbeit), www.bmwi.de und www.bmu.de
- VBG-Vorschriften des Haupt**v**erbandes der gewerblichen **B**erufs**g**enossenschaften, www.vbg.de
- NC-Richtlinien: NC-Gesellschaft – Anwendung neuer Technolgien, ULM, www.ncg.de

VdTÜV-Merkblätter und Informationen: **V**erband **d**er **T**echnischen **Ü**berwachungs-**V**ereine e.V. (VdTÜV), Postfach 10 38 34, 45038 Essen, www.vdtuev.de:

- AD-Merkblätter (**A**rbeitsgemeinschaft **D**ruckbehälter im VdTÜV)
- Technische Regeln Druckgase (VdTÜV)
- TRD-**T**echnische **R**egeln für **D**ampfkessel (Deutscher Dampfkessel- und Druckgefäßausschuss DDA im VdTÜV)
- Technische Regeln Druckbehälter (VdTÜV)
- Technische Regeln für Aufzüge (VdTÜV)
- Technische Regeln für Gashochdruckleitungen (VdTÜV)

VDE-Verlag GmbH, Bismarckstr. 33, 10625 Berlin, www.vde.de:

- VDE-Bestimmungen (**V**erband **D**eutscher **E**lektrotechniker)

Die wichtigsten ausländischen Normen und ihre Bezugsquellen

Auslandsabteilung des Beuth-Verlages,
Burggrafenstr. 4–10, 10787 Berlin:

– AGMA	American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, VA 22314-2730, USA; www.agma.org
– ANSI	American National Standard Institution; www.ansi.org
– ASME	American Society of Mechanical Engineers; www.asme.org
– ASTM	American Society for Testing and Materials; www.astm.org
– API	American Petroleum Institute; www.api.org
– BSI	British Standard Institution
– CEN	Comité Européen de Normalisation
– CENELEC	Comité Européen de Normalisation Electrotechniques
– GOST	USSR-Standards
– IEC	International Electrotechnical Commission
– ISO	International Organization for Standardisation; www.iso.org
– NF	Normes Françaises
– NEN	Niederländische Normen; www.nen.nl
– ÖNORM	Österreichische Normen
– SAE	Society of Automotive Engineers; www.sae.org
– SME	American Society of Manufacturing Engineers; www.sme.org
– SNV	Schweizerischer Normenverband; www.snv.ch
– UNI	Unificazione Nazionale Italiana

Anmerkung: DIN ISO bzw. DIN IEC sind Deutsche Normen, in denen Normen bzw. Empfehlungen der ISO bzw. der IEC übernommen wurden.
DIN EN ist eine Europäische Norm, deren deutsche Fassung den Status einer Deutschen Norm erhalten hat.

Lieferanten für technische Erzeugnisse:
Wer liefert was?: www.wer-liefert-was.de
Wer baut Maschinen in Deutschland:
Herausgeber Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. (VDMA). Darmstadt: Hoppenstedt, www.hoppenstedt.de
Weitere WEB-Seiten ermöglichen die Suche nach Maschinenbauprodukten, z.B. www.maschinenbau.de oder in den USA www.thomasregister.com.

Sachverzeichnis

Die Seitenangaben sind auf die Kapitel bezogen. Sie enthalten also den Buchstaben des Kapitels und die betreffende Seitenzahl.

Abbe-Refraktometer W 22
Abbesches Komparatorprinzip W 7
Abbrems-Kinematik G 65
Abdichten des Arbeitsraumes P 11
Abfluggewicht Q 94
Abformprozesse S 89
Abgasanalysen W 24
Abgasemission P 76, Q 3
Abgasgesetze in Kalifornien Q 3
Abgasrückführung P 78
Abgasturbolader R 93
Abgrenzungsverfahren E 27
Abkühlung, einer ebenen Platte D 31
–, feuchter Luft D 26
Ablauf einer maschinenakustischen Berechnung O 34, O 35
Ablaufstelle B 17
Ablaufverwaltung Y 24
Abluftdurchlässe M 47
Abmaß F 32
–, Grundabmaß F 32
–, oberes F 32
–, unteres F 32
Abreißdurchmesser D 34
Abreißen der Strömung B 63
Abrichtringe T 100
Abriebverschleiß G 135
Abrollumfang Q 18
ABS I 18, Q 10
Abschätzverfahren O 29
abscheiden aus Flüssigkeiten N 7
–, Auspressen N 7
–, Eindicken N 7
–, Filtrieren N 7
–, Sedimentieren N 7
–, Zentrifugen N 7
abscheiden aus Gasen N 6
–, elektrische Abscheider N 7
–, Filter N 6
–, Fliehkraftabscheider N 6
–, Nassabscheider N 6
absolute Feuchte W 24
Absorber N 11
Absorbieren N 11
Absorption N 11, N 12, N 13, N 14
Absorptionsgrad W 21
Absorptionskälteanlage M 8
Absorptionszahl D 34
Absperr- und Regelorgane B 53
Absperrvorrichtung M 50
Abspritzform S 92
Abstrahieren F 5
Abstrahlmaß O 30
abstrakte Datentypen Y 3
Abstreiffestigkeit G 49
Abtragen S 39, S 60, S 86
–, chemisches Abtragen S 64
–, elektrochemisches Abtragen S 64
Abtragen, funkenerosives Abtragen S 60
Abtragen durch Strahl G 24
Abwasserschlamm B 55
Abwurfgeschwindigkeit B 20
Abwurfwinkel B 20
Achshalter G 37
Achsschubausgleich R 43
–, Anordnung von Laufrädern R 43
–, Axialkraft R 43
–, Axiallager R 43
–, Axialschub R 43
–, Doppelkolben R 43
–, Entlastungsbohrungen R 43
–, Entlastungskolben R 43
–, Entlastungsscheibe R 43
–, Rückenschaufeln R 43
Ackeret-Keller-Prozess D 21
Ackermann-Gesetz Q 31
Acrylnitril-Butadien-Styrol-Polymerisate ABS E 78
Ad- und Desorption N 18
Additionsstelle X 2
Additivtechniken S 91
Adiabate, reversible D 15
Adiabatenexponent D 12
adiabatische Kalorimeter W 20
Admittanz V 8
Adsorbens N 16
–, Makroporen N 17
–, Mikroporen N 17
Adsorbieren N 16
Adsorption N 11, N 16, N 17
–, Adsorptionswärme N 17
–, Adsorptiv N 16
–, Flüssigphasenadsorption N 16
–, Gasphasenadsorption N 16
–, Kondensationswärme N 17
Ähnlichkeitsgesetz von Fourier B 66
Ähnlichkeitsgesetz von Froude B 65
Ähnlichkeitsgesetz von Newton-Bertrand B 65
Ähnlichkeitsgesetz von Nußelt B 66
Ähnlichkeitsgesetz von Péclet B 66
Ähnlichkeitsgesetz von Prandtl B 66
Ähnlichkeitsgesetz von Reynolds B 65
Ähnlichkeitsgesetz von Weber B 66
Ähnlichkeitsgesetze F 27
Ähnlichkeitsmechanik D 31, R 37
Änderungsgeschwindigkeit X 6, X 11
Änderungswesen Y 23
Äquivalentdosis W 23
Äquivalente Geschwindigkeit Q 94
Aerodynamik Q 100
aerodynamische Gestaltung Q 37
Ätzraten S 92
äußere Belastungen C 8
äußere Kräfte B 1
Äußere Struktur Q 95
äußere virtuelle Arbeit C 26
äußerlich C 32
agglomerieren N 5
–, Agglomeratfestigkeit N 5
–, Aufbaugranulation N 6
–, Bindemechanismen N 5
–, Pressagglomeration N 6
Aggregation Y 6
Airbag Q 40
Airysche Spannungsfunktion C 36
Akkumulatoren V 59
aktive Bauweise F 21
Aktivierungsanalyse W 23
Aktivität W 23
Aktivitätsgrad M 5
Aktivitätsstufe M 5
Aktor I 3
–, Energiesteller I 3
–, Energiewandlung I 4
Aktoren W 6
Aktuator-Sensorwerkstoffe F 21
Akustik, Wirkungsgrade Z 8
akustische Messtechnik W 23
Algen N 38
allgemeine Bewegung des starren Körpers B 22
allgemeine ebene Bewegung starrer Körper B 34
allgemeine räumliche Bewegung B 35
Allgemeintoleranzen F 34
Allrad, Verteilergetriebe Q 10
Allradantrieb Q 5
Allradsysteme Q 5
alternative Kraftstoffe P 63
Aluminieren E 42
Aluminium Q 37
Aluminiumlegierungen Q 114
Aluminiumoxid E 69
Aminoplaste MF, UF, MPF E 79
Ammoniak D 42
Amperemeter W 26
Amplitude B 38
Amplituden- und Phasengang O 11
–, Amplituden-Frequenzgang O 12
–, Frequenzgänge O 12
–, harmonische Systemantworten O 12
–, periodische Systemantworten O 12
–, Phasen-Frequenzgang O 12
Amplitudenfrequenzgang X 5
Analog-Digital-Umsetzer W 29
analoge elektrische Messtechnik W 26
Analyse X 16, F 4
Analyse der Einheiten (Dimensionsanalyse) und Π-Theorem. B 66
Analyse der Regelung X 16
analytische Verfahren O 3
–, Kurbelfolgen O 4
–, Massenkräfte O 5, O 6
–, Reihenmaschinen O 3
–, Reihenmotor O 5
–, V-Maschinen O 4

–, V-Reihenmaschinen O 5
–, Zylinderanordnungen O 6
Anergie D 8, D 9
Anfangsbedingungen B 38
Anfangswertproblem A 6
Anforderungen F 11
–, Forderungen F 11
–, Wünsche F 11
Anforderungsliste F 11
angetriebene Achsen Q 24
Angezeigte Geschwindigkeit Q 94
angreifende Belastungen G 14
anisotrope Siliciumätztechnik S 91
anisotrope Struktur F 22
Anisotropie S 26
–, ebene Anisotropie S 26
–, senkrechte Anisotropie S 26
Anlagen zur Nutzung der Sonnenenergie L 28
–, Kompressions-Wärmepumpen L 30
–, Kraft-Wärme-Kopplung L 30
–, Photovoltaik L 28
–, Solarthermie L 28
–, solarthermische Kraftwerke L 30
–, Solarzellen L 28
–, Wärmepumpen L 30
–, Zellkennlinien L 29
Anlagencharakteristik R 23
anlassen E 40
Anlaufzeit P 81
Anodic-Bonding S 92
Anordnungsfaktor D 33
anorganisch-chemische Analytik W 24
Anpassungskonstruktion F 15
Anregelzeit X 15
Anregungsdetektoren W 23
Ansaugdrosselung P 64
Anschlagseile U 7
Anstauchen S 36
Anstellwinkel B 63
Anstiegsfunktion X 4
Anstrengungsverhältnis nach Bach C 6
Antialiasing-Filter W 30
Antiblockiersystem ABS Q 46
Antoine-Gleichung D 11
–, Konstanten D 36
Antrieb Q 3
–, fluidischer H 1, H 2, H 3, H 4, H 5, H 6, H 8, H 10, H 11, H 12, H 14, H 15, H 16, H 18, H 19, H 20, H 21, H 22, H 24, H 26
Antriebe Q 72, T 5
–, Werkzeugmaschinen T 5
Antriebsarten Q 5
Antriebschlupfregelung (ASR) Q 46
Antriebsgrenzen Q 6
Antriebskräfte Q 20
Antriebsleistung, des Verdichters D 24
–, Hubwerke U 19
Antriebsmaschine H 16
Antriebsräder Q 9
Antriebsstrang Q 5
Antriebssystem F 39
Antriebstechnik, digitale T 10
–, elektronische I 12
–, ± 10 V-Schnittstelle T 10
–, SERCOS-Interface T 10
Antriebswiderstand Q 5
Anwenderprogramme X 14
Anwendung der Bernoullischen Gleichung für den instationären Fall B 49
Anwendungen S 85, S 87
Anwendungen der Bernoullischen Gleichung für den stationären Fall B 49
Anwendungsbeispiele für Maschinenschwingungen O 23
Anwendungsfall Y 6
Anwendungsfalldiagramm Y 6
Anziehdrehmoment G 43
Anziehverfahren G 43
Anzucht der Impfkultur N 41
Anzugsmoment V 25
Apparatebau, Konstruktionselemente K 5
Applikationsserver Y 11
Approximation Y 15
Aquaplaning Q 22
Arbeit D 4
–, elektrische D 5
–, magnetische D 5
–, maximal gewinnbare D 8
–, maximale technische D 8
–, mechanische D 4
–, technische D 4
–, verrichtete D 5
Arbeit des wirklichen Motors P 52
Arbeitgebundene Pressmaschinen T 67
Arbeits- und Energiesatz B 28, B 29
Arbeitsablaufplanung S 105
Arbeitsaufnahmefähigkeit G 53
Arbeitsbereiche Verdichter R 70
Arbeitsbewegung X 19
Arbeitsdiagramm F 41
Arbeitsfluid R 6
Arbeitsmaschine R 1
–, Pumpe R 1
–, Ventilator R 1
–, Verdichter R 1
Arbeitsmaschinen P 3
Arbeitsmethodik F 4
Arbeitsorgan F 40
Arbeitsplan S 105
Arbeitsplanerstellung S 107
Arbeitsplanverwaltung S 106
Arbeitsprozess P 50, P 91
Arbeitsprozesse vollkommener Maschinen P 2
Arbeitsschritte F 11
Arbeitssicherheit (Pressen) T 72
arbeitssicherheitsgerecht F 20
Arbeitsspielfrequenz P 50
Arbeitssystemplanung S 107
Arbeitsverfahren P 50
Arbeitsvorbereitung S 105
Arbeitswissenschaft S 115
Arbeitszyklus P 32
–, Realprozessrechnung P 32
–, Rückexpansionsexponent P 33
arithmetische Operationen Y 1
Armaturen, Bauarten K 19
–, Druckverluste K 20
–, Hähne K 22
–, Hähne oder Drehschieber K 19
–, Klappen K 19, K 22
–, Schieber K 19, K 21
–, Stellventile K 20
–, Stellventilkennlinien K 20
–, Ventile K 19, K 20
–, Werkstoffe K 19
–, Widerstandszahl K 34
ASCII-Code W 30
ASCII-Kodierung Y 3
Aspektverhältnisse S 91
Aspirationspsychrometer D 25
Assoziation Y 6
Asynchron-Kleinmotoren V 30
Asynchronmaschine, doppelgespeiste V 50
Asynchronmaschinen V 24
–, Kurzschlussläufer V 24
–, Schleifringläufer V 24
Asynchronmotor T 6
–, feldorientierte Regelung T 6
–, Käfigläufer T 6
–, Kennlinie T 7
–, Schleifringläufer T 6
Atomabsorptionsspektrometrie W 25
Audi-Aluminium-Spaceframe-Konzept Q 37
Aufbau Q 37
Aufbaudämpfung Q 41
Aufbauschneide S 40
Aufbauschwerpunkt Q 24
Aufbautechnik S 92
Aufgaben der Montage und Demontage S 97
Aufgabengröße X 8
Aufgabenteilung F 15
Aufladung von Motoren P 60
–, Abgasturboaufladung P 60
–, Abgasturboladerwirkungsgrad P 61
–, Aufladeverfahren P 60
–, Comprex-Verfahren P 60
–, Pumpgrenze P 62
–, Schwingsaugrohraufladung P 60
–, Stauaufladung P 61
–, Stoßaufladung P 61
–, Turbo-Compound P 63
Auflagerreaktionen C 8
Auflaufstelle B 17
Aufpunktkoordinate x C 51
Auftragsmanagementsysteme S 107
Auftragsschweißen S 94
Auftreffgeschwindigkeit B 37
Auftrieb B 47, Q 98, Q 100
Auftriebsbeiwert Q 99
Augenblicklicher Wirkungsgrad B 27
Auger-Elektronenspektroskopie W 26
augmented Reality Y 22
ausarbeiten F 12
Ausbiegung beim Knicken C 44
Ausdehnung, von Bauteilen F 18
ausdehnungsgerecht F 18
Ausdehnungskoeffizient, thermischer D 33
Ausdehnungsthermometer W 20
Ausflussfunktion D 16
Ausgangsgeschwindigkeit Q 94
Ausgangsgrößen X 3
Ausgangswiderstand I 9
ausgebogene Gleichgewichtslage C 43
ausgeführte Motorkonstruktionen P 87
Ausgleichs-(Differential-)getriebe Q 9
Ausgleichskupplungen G 67

–, Auslenkwinkel G 67
–, Drehschwingungsverhalten G 67
–, Federlamellenkupplung G 67
–, Federlaschenkupplung G 67
–, Federscheibenkupplung G 67
–, Federstegkupplungen G 69
–, Gleichlaufgelenke G 67
–, Gleichlauf-Kugelgelenke G 67
–, Klauenkupplung G 67
–, Kreuzgelenk G 67
–, Kreuzgelenkwelle G 67
–, Kreuzschlitz-Kupplung G 67
–, Membrankupplung G 69
–, Metallbalgkupplungen G 69
–, Parallelkurbelkupplung G 67
–, Polypodengelenk G 67
–, Ringspann-Ausgleichskupplung G 67
–, Tripodegelenke G 67
–, Wellenverlagerungen G 67
–, Wellenversatz G 67
Ausgleichssperre Q 9
Auslassschalldämpfer H 20
Auslegung G 48, P 21, P 35
–, asymmetrische Profile P 37
–, Ein- und Auslasssteuerung P 38
–, Einzelringventil P 39
–, Flüssigkeitsringverdichter P 37
–, Hubkolbenverdichter P 35
–, konzentrische Ventile P 39
–, Öleinspritzkühlung P 36
–, Ringplattenventile P 39
–, Roots-Gebläse P 38
–, Rotationsverdichter P 37
–, Schraubenverdichter P 36
–, Trockenläufer P 36
–, Überverdichtung P 37
–, Unterverdichtung P 37
–, Ventilauslegung P 40
–, Ventile P 38
–, Wegsteuerung P 38
Auslegung von Industrieturbinen R 69
Auslegung von Radialverdichtern R 80
Auslösekennlinien V 58
Auslösesysteme für Airbag, Gurtstraffer, Überrollbügel Q 46
Ausregelzeit X 15
Ausreißerkontrolle W 5
Ausschlagmethoden W 1, W 6
Ausströmen, aus einem Druckbehälter D 16
Austauschvariable D 7
Austauschvorgänge D 6
Austenitformhärten E 43
Auswahlkriterien G 77
–, Einflächenkupplungen G 77
–, Einscheibenkupplungen G 77
–, Konuskupplung (Kegelkupplung) G 78
–, Lamellenkupplungen G 77
Auswahlverfahren F 7
Auswerferkraft S 67
Auswertung von Messungen W 4
Außengeräusch Q 49
Außenluftrate M 4
Außenrundschleifmaschinen T 95
Autogentechnik G 23
Autoklav-Prepreg-Technik F 23
Automatikgetriebe Q 5, Q 6, Q 9
automatisch geschaltete mechanische Getriebe Q 48
automatisierte Montage S 100
Automobil Q 2, Q 47
Autotelefon Q 46
Avalanche-Effekt I 9
Avogadro, Gesetz von D 10
Avogadro-Konstante D 10
(axiale) Widerstandsmomente C 13
axiale Hauptträgheitsmomente B 33
axiales Flächenmoment 2. Grades C 13
axiales Flächenmoment 2. Ordnung B 46
axiales Massenträgheitsmoment B 32
Axialgleitlager G 100
–, hydrostatische G 105
–, Kippsegmentlager G 100
–, Segmentlager mit fest eingearbeiteten Keil- und Rastflächen G 100
Axialkolbenmaschine H 5, H 6
–, Axialkolbenpumpe H 9
–, Blockzylinder H 9
–, Gleitschuh H 9
–, Kolben H 9
–, Radialkolbenpumpe H 9
–, Schrägachsenpumpe H 9
–, Schrägscheibenpumpe H 9
–, Schwenkwinkel H 10
–, Servokolben H 9
–, Servostellung H 9
Axialluft G 89
Axialventilatoren M 57
Axialverdichter R 70

Bahnkurve B 18
Bakterien N 37
Balkenbiegungstheorie C 13
Balkenverbindungen, Richtlinien für die Gestaltung G 47
Bandbremse B 17, U 18, U 19
Bandförderer U 73
Bandgießen S 7
Bandschleifmaschinen T 95, T 97
Bankiturbine R 32
barotrope Flüssigkeit B 57
Basismethoden Y 14
Basisstrom I 9
Basistechniken Y 5
batch-processing S 91
Batterien V 59
–, Bleiakkumulatoren V 59
–, Blei-Gel-Akkumulatoren V 60
–, Nickel-Cadmiumbatterien V 60
Bauausführungen T 104
–, Impulsstromquellen T 104
–, Primär getaktete Gleichstromquelle T 104
–, Sekundär getaktete Gleichstromquelle T 104
–, Stromquellen für Rechteckwechselstrom T 105
Bauformen P 43, P 83
Baugruppen P 22, P 43
–, Höchstdruck-Kolbenverdichter P 45, P 47
–, Hubkolbenverdichter P 43
–, Kolbenstangen P 44
–, Kolbenstangendichtung P 46
–, Kreuzkopf P 44
–, Labyrinthkolbenverdichter P 46, P 47
–, Laufringprinzip P 49
–, Membranverdichter P 47
–, öleinspritzgekühlter Schraubenverdichter P 47
–, Öleinspritzkühlung P 48
–, Rotationsverdichter P 49
–, Schraubenverdichter P 47
–, trockenlaufender Rotationsverdichter P 48
–, trockenlaufender Schraubenverdichter P 48, P 49
Baugruppenmodellierung Y 16
Baukasten F 29
Baum Y 4
Baumaschinen U 84
Baumusterpläne F 30
Bauprogramme F 30
Bauraumleistung P 76
Baureihe F 26
–, geometrisch ähnliche F 28
–, halbähnliche F 28
Bauschinger-Effekt C 53
Baustruktur F 3
Bauteilbeanspruchung R 25, R 28
Bauteile R 25
Bauteileigenschaften E 2
Bauteilkühlung P 13
Bauteilverbindungen G 3
Bauvorschriften Q 90
Bauweisen F 21
Bauzusammenhang F 3
BCD-Code W 30
Beanspruchung P 82
–, bei Leistungssteigerung P 82
–, geometrische Ähnlichkeit P 82
–, mechanische Ähnlichkeit P 82
–, mechanische Beanspruchung P 82
–, thermische Beanspruchung P 82
Beanspruchungsart, Dehnwechselbeanspruchung E 3
–, Entspannungsbeanspruchung E 3
–, Spannungswechselbeanspruchung E 3
–, Zeitstandbeanspruchung E 3
Beanspruchungsarten E 2
beanspruchungsgerecht F 18
Bearbeitungszentren S 109, T 90
–, Bauformen T 90
–, Werkzeugsysteme T 90
Becherwerke U 53
Becquerel W 23
Bedampfen S 86, S 89
Bedienung M 96
Bedingungen, einschränkende F 3
Befestigungsschrauben G 40
begleitendes Dreibein B 18
behinderte Verwölbung C 30
Beiwerte Q 99
Belastungsfunktion C 50
Belastungskennlinien V 25
Belastungszustände E 2
Beleuchtungsstärke I 15, W 21, S 117
Belichtung M 5
Beltramische Gleichung C 35
BEM A 6, O 34
Bemessungsgeschwindigkeiten Q 94

benetzter Umfang B 51
Benzin-Direkteinspritzung Q 46
Bequemlichkeit Q 2
Berechnung G 14
Berechnung der Flächenmomente C 15
Berechnung der Massenträgheitsmomente B 34
Berechnung von Rohrströmungen B 55
Berechnungsgrundlagen P 15
–, Antriebsleistung P 16
–, Blasenspeicher P 17
–, Blenden P 17, P 18
–, Förderhöhe der Anlage H_A P 15
–, Förderhöhe einer Pumpe P 15
–, Förderhöhen, Geschwindigkeiten und Drücke P 15
–, Förderleistung P 16
–, Förderleistung P_u P 16
–, Gesamtwirkungsgrad P 16
–, instationäre Strömung P 16
–, Kavitation P 16
–, Pulsationsdämpfer P 18
–, Pulsationsdämpfung P 17
–, Resonator P 17
–, Resonatoren P 18
–, Windkessel P 17, P 18
Bernoullische Gleichung für den Stromfaden B 48
Bernoullische Gleichung mit Verlustglied B 50
Bernoullische Höhen B 48
Bernoullische Hypothese C 12
Berücksichtigung der Federmasse B 39
Berührungsspannung V 58
Beschaufelung R 20
Beschichten S 86, S 88, S 93
–, Auftragsschweißen S 94
–, CVD-Verfahren S 93
–, Ionenplattieren S 93
–, PVD-Verfahren S 93
–, Sputtern S 93
Beschichtungen S 52
Beschleunigung B 18
Beschleunigungseffektivwert Q 42
Beschleunigungsmesstechnik W 13
Beschleunigungsreserve Q 7
Beschleunigungsvektor B 18
Beschleunigungswiderstand Q 5
Besselsche Differentialgln. B 45
Besselsche Funktion nullter Ordnung C 47
Besselsche Funktionen erster Art B 44
Beton E 70
Betragsreserve X 17
Betriebsabrechnungsbogen (BAB) S 113
Betriebsarten V 22, Y 12
Betriebsbelastungen G 48
Betriebsbremsanlage Q 11
Betriebsfestigkeit G 14, G 20
Betriebsfestigkeitsnachweis C 57
Betriebsflüssigkeit H 3
–, FZG-Laststufe H 3
–, HL-Öl H 3
–, HLP-Öl H 3
–, Kompressibilität H 2
–, Kompressionsmodul H 3
–, Korrosion H 3
–, Korrosionsschutz H 3
–, Lasttragevermögen H 3
–, Luftabgabevermögen H 3
–, Mineralöl H 3
–, Neutralisationszahl H 3
–, Oxydation H 3
–, Pflanzenöl H 3
–, Polyglykol H 3
–, Rapsöl H 3
–, schwer entflammbare Flüssigkeit H 3
–, synthetisches Esteröl H 3
–, Viskosität H 3
–, Viskositätsklasse H 3
–, Viskositäts-Temperatur-Diagramm H 22
–, VI-Verbesserer H 3
–, Wasser H 3
–, Wasser-Öl-Emulsion H 3
Betriebslast G 45
Betriebssystem Y 11
Betriebsverhalten P 41, P 43, R 22
–, abgelöste, umlaufende Zone R 23
–, Maschinencharakteristiken R 22
–, Pumpe R 23
Beulen Q 113
Beulen von Platten C 46
Beulen von Schalen C 47
Beulspannungen C 47
Beulspannungen im unelastischen (plastischen) Bereich C 48
Beulung C 5
beurteilen von Lösungen F 7
Beurteilungsunsicherheiten F 9
bewegtes Gitter mit unendlicher Schaufelzahl B 64
Bewegungsgleichungen B 35, O 9, O 19
–, Systemparameter O 9
Bewegungsgleichungen von Navier-Stokes B 59
Bewegungsschraube B 17, G 40
Bewertung, technisch-wirtschaftliche F 8
Bewertungskriterien Q 34
Bewertungskurven O 28
Bewertungsverfahren F 7
bezogenes Spannungsgefälle C 7
Bezugsflügeltiefe Q 96
Bezugsprofil F 31
Bezugssystem, Lagrange D 1
–, Euler D 1
biaxiales Flächenmoment I_{yz} C 13
bi-direktionale Assoziativität Y 18
Biegebruchfestigkeit C 5
Biegedrillknicken C 43, C 45, Q 113
Biegeeigenfrequenz B 41
Biegefedern G 57
Biegefestigkeit E 29
Biegefließgrenze E 29
Biegelinie B 43
Biegemoment C 8
Biegemomentenlinie B 43
Biegemomentenvektoren C 15
Biegen S 33
biegeschlaffe Rotationsschalen und Membrantheorie für Innendruck C 40
biegeschlaffe Schalen C 40
Biegeschwingungen O 25
Biegeschwingungen und kritische Drehzahlen mehrfach besetzter Wellen B 43
Biegeschwingungen von Platten B 44
Biegeschwingungen von Stäben B 43
Biegespannungen in geraden Balken C 12
Biegespannungen in stark gekrümmten Trägern C 19
biegesteife Schalen C 41
Biegesteifigkeit C 20
Biegeverfahren S 34
–, Biegen im U-Gesenk S 34
–, Biegen im V-Gesenk S 34
–, freies Biegen S 34
–, Schwenkbiegen S 34
Biegeversuch E 29
Biegung C 5
Biegung mit Längskraft sowie Schub und Torsion C 32
Biegung und Längskraft C 31
Biegung und Schub C 31
Biegung und Torsion C 31
Bilanz, Produkt N 53
–, Substrat N 53
–, Zellmasse N 53
Bildaufnahmesensoren W 11
Bildverarbeitung W 11
Bimetallthermometer W 20
Binärcodierung W 30
Binäre Zellmodelle Y 16
Binäreis M 78
Binärsignale W 30
Binärzeichen Y 2
Bingham-Medium B 55
Binormale B 21
Binormalenrichtung B 18
biologisch schnell abbaubare Flüssigkeit H 3
Biologisch schnell abbaubare Flüssigkeit, Wassergefährdungsklasse H 3
Bioreaktor N 42, N 44
–, Messgrößen N 48
–, Regelgrößen N 48
Biot-Zahl D 30, D 31
Bioverfahrenstechnik N 36
Bipotentialgleichung C 35, C 36
Bistabilität F 18
Blasensieden D 34
Blattfedern G 55, Q 26
–, geschichtete G 56
–, Rechteckfeder G 55
Blechbearbeitungszentren T 61
bleibende Dehnung C 5
bleibende Regeldifferenz X 15
Bleiverbindungen P 63
Blende H 14
Blends E 76
Blindleistung V 9
Blindleistungsbedarf V 39
Blindleistungskompensation V 42
Blindniete G 39
Blindnietformen G 38
Block X 2
Blockgießverfahren S 5
–, Bodenguß S 5
–, Kopfguß S 5
Blockzylinderkopf P 86

Bode-Diagramm X 5
Bodenkolonnen N 11, N 12, N 14
–, Böden N 12
–, disperse Phase N 11
–, fluten N 11
–, kohärente Phase N 11
–, Trennstufen N 11
–, Volumenstromdichte N 11
Böenlastvielfache Q 112
Bohren S 45, S 85
Bohrmaschinen T 22, T 80
–, Bohrglocke T 82
–, Einteilung T 80
–, Feinbohrmaschinen T 84
–, Gelenkspindel-Bohrmaschinen T 82
–, Hochgeschwindigkeitsbohrmaschine T 85
–, Koordinatenbohrmaschinen T 82
–, Leiterplattenbohrmaschine T 85
–, Mehrspindelbohrmaschinen T 82
–, Plattenbohrmaschine T 85
–, Revolverbohrmaschinen T 84
–, Säulenbohrmaschinen T 81
–, Schwenkbohrmaschinen T 82
–, Sonderbohrmaschinen T 85
–, Ständerbohrmaschinen T 81
–, Tiefbohrmaschinen T 85
–, Tischbohrmaschinen T 81
–, Waagerecht-Bohr- und -Fräsmaschinen T 88
–, Wand-Schwenkbohrmaschinen T 82
Bohrungsdurchmesser P 83
Bohrungskühlung P 82
Bolzenverbindungen, Gelenk G 35
Bordcomputer Q 46
borieren E 42
Boundary Element Method A 6
Boundary-Elemente-Methode O 33
Boundary-Element-Method C 50
Bourdonfeder W 17
Brainstorming F 5
Brechungszahl W 22
1. Bredtsche Formel C 30
2. Bredtsche Formel C 30
Bredtsche Formeln C 30
Breguet Q 106
Breitenkreisrichtung C 40
Breitkeilriemen G 115
Bremsanlagen für Nkw Q 15
Bremsassistent Q 46
Bremsdruckregelung Q 13
Bremse Q 75
–, Bremsprozente Q 78
–, Reibwertverlauf Q 79
Bremsen G 65, G 78, Q 11, U 15
–, Backenbremsen G 78
–, Bandbremsen G 78, U 18
–, Bauarten U 16
–, Haltebremsen G 78, U 15
–, Kupplungs-Brems-Kombination G 78
–, Leistungsbremsen G 78, G 79
–, Magnetpulverbremse G 79
–, Regelbremsen G 78
–, Scheibenbremsen G 78, U 17
–, Sicherheitsbremsen U 15
–, Sperren (Richtungskupplung) G 78
–, Stopbremsen U 15
–, Trommelbremsen U 16
–, Werkstoffe U 15
Bremsenbauarten Q 13
Brems-Kinematik G 65
Bremskraft Q 11
Bremsleuchte Q 46
Bremsregelung Q 13
Bremsverzögerung Q 12
Brennbohren G 24
Brennflämmen G 24
Brennfugen G 24
Brenngase L 11
Brennkammer D 18, R 86
Brennräume von Ottomotoren P 65
Brennschneiden G 23
Brennstoffarten M 32
Brennstoffe D 17, D 46
–, feste D 46
Brennstoffflagerung M 34
Brennstoffzelle L 24, D 20
–, Elektrolyten L 24
–, Typen L 24
Brennverlauf P 54
Brennwert D 18
B-Rep Y 16
Brinellhärte E 29
Browser Y 13
Bruchgrenze C 4
bruchmechanische Prüfungen E 31
Bruchzähigkeit E 112
Brückenschaltung V 4
Brüdenverdichtung N 15
–, Gegenstromprinzip N 15
–, Gleichstromprinzip N 15
Bulk-Technik S 90
Bunker, Brückenbildung N 10
–, Dimensionierung N 10
–, Kernfluss N 10
–, Massenfluss N 10
–, Schachtbildung N 10
Bunkern N 9
Bussystem W 31
Bussysteme I 5, I 6, X 14
–, CAN-Bus I 6
–, INTERBUS-S I 6
–, PROFIBUS I 6

CAD Y 22
CAE Y 22
CAI Y 22
CAM Y 22
CAP Y 22
CAQ-Systeme S 104
CAR Y 22
Carnot-Faktor D 9
Carnot-Prozess D 20
–, der Wärmekraftmaschine D 21
CAT Y 22
CCD-Empfängersystem W 11
Celluloseabkömmlinge CA, CP und CAB E 78
Centerpoint Q 31
Cetanzahl P 64
charakteristische Gleichung X 16
chemische Thermodynamik N 20
chemische Verfahren S 89
chemisches Gleichgewicht N 21
Chemoformung S 23
Chemostat N 53
Cholesky-Zerlegung A 4
Chromatografie N 11
chromieren E 42
Clapeyronsche Dreimomentengleichung C 33
Clausius-Clapeyron D 12
Clausius-Rankine-Prozess D 22
Clausiussche Ungleichung D 8
Client-Server Y 11
closed-loop-Versuche Q 34
CMOS-Inverter I 11
CMOS-Schaltungstechnik I 11
COC E 79
Concurrent Engineering F 13
constraint modeling Y 17
Containerkrane U 37
continuous dressing S 57
Cordier-Diagramm R 21
Coriolisbeschleunigung aC B 24
Cornish-Bowden N 50
corporate average fuel economy Q 48
Couette-Strömung B 59
Couette-Viskosimeter W 19
Coulombsche Gleitreibungsgesetz B 16
Coulombsches Gesetz V 2
Coulometrie W 25
CPU X 14
Cremonaplan B 11
Culmannsche Hilfsgerade B 9
CVT-Getriebe G 117, Q 6

Dachaufsatzlüftung M 39
Dachfunktionen C 52
Dämpfe D 10, D 12
Dämpfung V 11, Q 28
Dämpfung durch konstante Reibungskraft B 39
Dämpfungsfaktor G 53
Dämpfungsgrad X 7, X 10
Dämpfungskonstante *k* B 39
Dämpfungsvermögen G 53
d'Alembertsche Hilfskraft B 28
D'Alembertsches Prinzip B 34
Dalton D 25
Damage-Tolerance-Philosophie Q 110
Dampfbefeuchter M 60
Dampfbeladung D 25, D 47
Dampfdruck, Gleichgewichtswasserstoff D 35
–, Helium D 35
Dampfdruckkurve D 10, D 12, D 14
Dampferzeuger L 49
–, Bauelemente L 56
–, Bensonkessel L 53
–, Betriebsverhalten L 56
–, Dampferzeugersysteme L 49
–, Dampfleistung L 50
–, Dampfluvo L 57
–, Drücke L 50
–, Eckrohrkessel L 51
–, Flammrohrkessel L 50
–, für Kernreaktoren L 55
–, Gleitdruckbetrieb L 53
–, Großwasserraumkessel L 50
–, Kesselwirkungsgrad L 58
–, Leistung L 50
–, Luftvorwärmer (Luvo) L 57
–, Nutzwärmeleistung L 58

–, Speisewasseraufbereitung L 58
–, Speisewasservorwärmer (Eco) L 57
–, Steilrohrkessel L 51
–, Strahlungskessel L 51
–, Strömungswiderstände L 59
–, Temperaturen L 50
–, Trommel L 56
–, Überhitzer L 56
–, Umwälzbetrieb L 53
–, Wärmeaufnahme im D 22
–, Zwangdurchlaufkessel L 53
–, Zwangumlaufkessel L 52
–, Zwischenüberhitzer L 56
Dampfgehalt D 11
–, feuchter Luft D 26
Dampfheizungen M 23, M 26
Dampfkraftanlagen D 22
Dampfnetzen M 33
Dampfprozesse L 17
–, CO_2-Abgaben L 17
–, Dampfzustände L 18
–, Druckwasserreaktor L 22
–, Frischwasserkühlung L 19, L 20
–, gasgekühlte Reaktoren L 22
–, HTR-Hochtemperaturreaktor L 22
–, Kesselwirkungsgrad L 19
–, Kraftwerksblock L 18
–, Kühlwassertemperatur und -menge L 20
–, Kühlwasserverhältnisse L 19
–, Leichtwasserreaktoren L 22
–, Nasskühltürme L 21
–, NO_x-Gehalt der Rauchgase L 21
–, Rückkühlung L 19
–, Säuretaupunkt L 19
–, Schwerwasserreaktor L 22
–, Siedewasserreaktor L 22
–, Speisewasservorwärmung L 18, L 20
–, Trockenkühltürme L 21
–, Zwischenüberhitzung L 18, L 20
Dampfstrahl-Luftpumpen K 30
Dampftafel für das Naßdampfgebiet M 100
Dampftafeln D 12
Dampfturbinen R 57
–, Anzapf- und Entnahmeturbinen R 63
–, Arbeitsverfahren R 57
–, Axialturbinen R 57
–, Bauarten R 57
–, Beschaufelung R 66
–, Gegendruckturbinen R 57, R 63
–, Hochdruckteile R 60
–, Kondensationsturbinen R 57, R 63
–, Konstruktionselemente R 65
–, Lager R 68
–, Mitteldruckteile R 60
–, Niederdruckteile R 60
–, Radialturbinen R 57
–, Sattdampfturbinen R 57
–, Überdruckturbinen R 57
–, Ventile und Klappen R 65
–, Wellendichtungen R 67
–, Zweidruckturbinen R 64
Darlington-Schaltung I 10
Darstellung der Schweißnähte G 12
–, Güte der Schweißverbindungen G 12
–, Schweißposition G 13
Dateiverwaltung Y 24
Daten Y 1
–, kritische D 36
Datenstrukturen Y 3
Dauerbremsanlage Q 11
Dauer-Bremsanlagen Q 15
Dauerbruch C 6
Dauerfestigkeit G 18
Dauerfestigkeitsberechnung G 48
Dauerfestigkeitsnachweis C 57
Dauerfestigkeitsschaubilder E 109
Dauerschwingbeanspruchung G 49
Dauerschwingfestigkeit G 14
de Lavalsche Scheibe C 42
Deadbeat-Regelalgorithmus X 14
Debye-Temperatur D 14
Debye-Temperaturen D 45
Deckenheizung M 28
Definitheit A 5
Dehnungen C 3, C 4, C 49
Dehnungsausgleicher B 52, K 18
–, Berechnung K 18
–, Festpunktkräfte K 18
–, Kompensatoren K 18
Dehnungsmessstreifen W 15
Dehnungsmesstechnik W 14
Dehnwechselbeanspruchung E 3
Demontageprozess S 100
Denken F 4
–, diskursives F 4
–, intuitives F 4
Dériazturbine R 34
Desorption N 11, N 17, N 18
destillieren N 11
Deviationsmomente B 32
Dezimalsystem Y 2
D-Glied X 6
Diac I 14
Diagnosetechnik Q 75
Dialyse N 11, N 19
–, Permeationskoeffizient N 19
Diaphragmatechnik F 23
diatherm D 2
Dichte D 45, B 46, H 1, W 14
Dichtungen K 23
–, an ruhenden Flächen K 22
–, Ausführungsformen K 23
–, Berührungsdichtungen K 22
–, Flachdichtungen K 23
–, Gleitringdichtungen K 24
–, Hochdruckdichtungen K 23
–, Kennwerte K 33
–, Profildichtungen K 23
–, Rundschnurdichtungen K 23
Dickschicht- und Dünnschicht-Technologie I 6
dickwandige Hohlkugel unter Innen- und Außendruck C 41
dickwandiger Kreiszylinder unter Innen- und Außendruck C 41
Dielektrizitätskonstante I 7, V 2
Dieselmotor D 19, P 81
–, Prozess des D 19
–, theoretischer Prozess des D 19
Dieselmotor für schwere Nutzfahrzeuge P 88
Differentialbauweise F 21, Q 63, Q 114
Differentialgleichung X 5
Differentialschutz V 58
Differentialtransformator-Wegaufnehmer W 12
Differenzierbeiwert X 6
Diffusionsglühen E 40
Diffusor D 17
Diffusorströmung D 17
Diffusstrahlung M 3
digitale Bildverarbeitung W 11
digitale elektrische Messtechnik W 29
digitale Messsignaldarstellung W 29
digitale Motorelektronik (Motronic) Q 46
digitale Zahlendarstellung W 29
Digitalisierung Y 1
Digitalmultimeter W 33
Digitalrechner Y 1, Y 8, Y 9
Digitalvoltmeter W 30, W 33
dilatante Flüssigkeiten B 55
Diode I 8
–, Diodenkennlinie I 8
–, Kennlinie einer Diode I 8
–, Leistungsdiode I 9
–, Schottky-Diode I 8
–, Z-Diode I 9
Dipolströmung B 58
Dirac-Delta Formalismus A 3
Dirac-Funktion C 52
Direkt-Croning-Verfahren S 15
direkte Benzin-Einspritzung P 69
–, Lambda = 1-Konzept P 69
–, Magerkonzept mit Ladungsschichtung P 69
–, Mitsubishi-Verfahren P 69
–, Renault-IDE-(Injection Directe Essence-)Motor P 70
–, VW-FSI-(Fuel Stratified Injection-) Motor P 70
Direkte Drehmomentregelung V 53
direkte Einspritzung DE P 66
direkte Selbstregelung V 53
Direkteinspritzung Q 48
direktes Problem O 12
–, Bewegungsgleichungen O 13
direktes Strangpressen S 37
Direktheizung L 34
Direktumrichter V 39
Dissipationsarbeit D 4
Dissipationsenergie D 9
Dissoziation D 18
Dissoziationswärme D 18
Distanzschutz V 58
Distribution A 3
DMU Y 22
DoE S 104
dominierende X 18
Doppelkreuzgelenke Q 10
Doppelte Biegung C 16
doppeltwirkende Mehrzylindermotoren P 92
Doppler-Effekt W 7
Dotiervorgang S 92
Drahterodieren S 87
Drahtgurte U 44
Drahtseile U 4
–, Anschlagseile U 7
–, Auswahl U 5
–, Dehnung U 5
–, Eigenschaften U 4

–, Herstellung U 4
–, Rechengrößen U 5
–, Seilbefestigungen U 8
–, Seildurchmesser U 6
–, Seilrollen U 9
–, Seilrollendurchmesser U 7
–, Seiltrommeldurchmesser U 7
–, Seiltrommeln U 9
–, Tragseile U 8
Drahtziehen S 29
Drain I 11
drainagegünstig Q 22
Drallachse B 36
Drallprinzip M 45
Drallsatz B 30
Drallvektors B 36
Drallwinkel S 46
Drehautomat T 76
Drehautomaten S 84
–, Mehrspindeldrehautomaten T 77
Drehbewegung B 22
Dreheisenmesswerk W 32
Drehen S 41
Drehfelder V 22
–, elliptische V 30
Drehführungen T 33
Drehimpulse B 29
drehkolbenartige Umlaufkolbenmaschinen P 2
Drehkolbenmaschinen P 2
Drehkraftdiagramm O 1
–, Arbeitsvermögen O 3
–, Drehmoment O 1
–, Drehmomentendiagramme O 1
–, Gesamtmoment O 1
–, mittleres Moment O 2
–, Trägheitsmoment O 2
–, Ungleichförmigkeitsgrade O 3
Drehmagnetmesswerk W 32
Drehmaschinen T 22, T 74
–, Flachbettausführung T 22
–, Frontbettdrehmaschinen T 22
–, Schrägbettbauweise T 22
–, Senkrechtdrehmaschine T 22
–, Senkrechtdrehmaschinen in Ständerbauweise T 22
Drehmoment D 5, P 80
Drehmomentmesstechnik W 14
drehnachgiebige, nicht schaltbare Kupplungen G 72
–, hydrodynamische Kupplung G 72
–, Induktionskupplung G 73
Drehschwinger O 23
Drehschwingung B 39
Drehschwingungen V 44
Drehschwingungen der mehrfach besetzten Welle B 43
Drehschwingungsdämpfer Q 6
Drehspulmesswerke W 32
Drehstabfedern G 58
drehstarre Ausgleichskupplungen, Zahnkupplungen G 67
Drehstoß B 37, B 38
Drehstrom V 9
Drehstrommotoren T 5
Drehstrom-Normmotoren V 22
Drehstromsteller V 37, V 49
Drehstromtransformatoren V 18
–, Dreischenkeltransformator V 18
–, Einphasentransformator V 18
–, Schaltgruppen V 18
Drehträgheit der Torsionsfeder B 39
Drehung D 5, B 22
Drehung um einen Punkt B 22
Drehzahldrückung P 80
Drehzahlmesstechnik W 12
Drehzahlregelung V 47
Drehzahlsensoren Q 13
Drehzahlverstellung V 43
Drehzahlwandler Q 6
Drehzelle T 80
dreiachsiger (räumlicher) Spannungszustand C 2
dreiachsiger Zug C 6
Dreibackenfutter T 74
Dreibereichsverfahren W 22
Dreidrahtmethode W 9
Dreieckschaltung V 9
Dreiecksfeder G 56
Dreieckslenker Q 24
Dreimomentengleichung C 33
Dreiphasenreaktionen N 27
Dreizonenmodell Q 22
Drill-/Biegedrillknicken Q 113
Drillknicken Q 113
Drillung C 27
drillungsfreie Querkraftbiegung C 18
Drossel V 8
Drosselgeräte B 53
Drosselklappen M 31
Drosselung D 6
–, adiabate D 5
Druck D 7, H 1
–, Druckdifferenz H 19
–, Drucksollwert H 13
–, Hochdruck H 2
–, Mitteldruck H 2
–, Niederdruck H 2
Druck auf ebene Wände B 46
Druck auf gekrümmte Wände B 47
Drucker W 34
Druckfestigkeit E 29
Druckgießen S 14
–, Druckgußmaschinen S 14
–, Kaltkammer-Verfahren S 14
–, Warmkammer-Verfahren S 14
Druckkabine Q 116
Druckluft H 3, H 21
–, Druckluftöler H 21
–, Mikroöler H 21
Druckluftkettenzug U 20
Druckmesstechnik W 17
Druckmittelpunkt B 46
Druckpunkt Q 100
Druckregler H 17, H 21
Drucksintern S 22
Drucksonden W 18
Drucksteuerung H 4
Druckventil H 13
–, direkt gesteuertes Druckbegrenzungsventil H 13
–, Druckschaltventil H 13
–, vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil H 13
–, 3-Wege-Druckregelventil H 13
Druckverhältnis, optimales, des Joule-Prozesses D 22
Druckverlust B 50, H 2, N 31
Druckverlust und Verlusthöhe B 50
Druckversuch E 29
Druckverteilung in der Flüssigkeit B 46
Druckwaagen W 17
Druckwiderstand B 60
D-Trigger V 68
Dualsystem Y 2
Dünnbrammengießen S 7
Dünnschichtchromatographie W 25
dünnwandige Hohlquerschnitte C 30
Düse D 17
Düsenströmung D 17
Dulong-Petitsche Regel D 14
Dunkelstrom I 15
Duo-Duplex-Bremse Q 14
Duplex-Bremse Q 14
Durchbiegung bei schiefer Biegung C 21
Durchbiegung schwach gekrümmter Träger C 21
Durchbiegung von Trägern C 20
Durchbruchskurve N 17
Durchbruchszeit N 17
–, Adsorptionswärme N 17
Durchdrücken S 30
Durchfluss W 18
Durchflussrate N 53
Durchflusszahlen für Normblenden W 35
Durchflusszahlen für Normdüsen W 36
Durchflutungsgesetz V 2
Durchlassrichtung I 8, I 12
durchlaufender Träger C 33
Durchlaufkokille S 6
–, Stranggießanlage S 6
Durchsatz N 11
–, fluten N 11
–, Gegenstrom N 11
–, Gleichstrom N 11
Durchschlagfestigkeit V 71
Durchschlagproblem C 47
Duroplaste E 76, E 79
–, BMC E 79
–, Harz-Faser-Verbundwerkstoffe E 79
–, SMC E 79
Dyname B 5
Dynamikfaktor G 62
dynamische Achslastverlagerung Q 5
Dynamische Ähnlichkeit B 65
dynamische Beanspruchung C 5
dynamische Dämpfer Q 28
Dynamische Kennlinie T 104
dynamische Kräfte Q 5
Dynamische Stabilität Q 99
dynamische Zähigkeit B 48, B 49
dynamischer Fremderregung B 40
dynamischer Reifenhalbmesser Q 18
dynamisches Betriebsverhalten H 16
Dynamisches Grundgesetz von Newton B 27
dynamisches Verhalten X 4

Eadie-Hofstee N 50
Earle-Viskosimeter W 19
Ebene Bewegung B 20

Ebene Bewegung in Polarkoordinaten B 20
ebene Flächen C 8
Ebene Kreisbewegung B 21
ebene Platte D 30
–, bei turbulenter Strömung D 32
–, Laminarströmung D 32
Ebene Starrkörpersysteme B 35
ebener Strahl M 24
Eckenwinkel S 41
EDX W 25
Effektivwert V 8, W 27
EFQM S 103
EG-Direktiven Q 3
Eichgeschwindigkeit Q 94
Eigen- bzw. Kreisfrequenz B 38
Eigenfrequenzen O 10
Eigenfrequenzen ungedämpfter Systeme B 43
Eigenfunktion B 43
Eigengewicht C 7
Eigenlenkverhalten Q 24, Q 31
Eigenschaften von Faserverbunden F 25
Eigenschwingungen O 16
Eigenspannung S 40, S 54
Eigenspannungen E 2
Eigenvektor A 5, O 10
Eigenwert A 5, C 43
Eigenwertgleichung C 43
Eigenwertproblem A 4
Ein- und Austrittsgehäuse R 20
einachsige Vergleichsspannung C 5
einachsiger Spannungszustand C 1
Einbauwiderstände B 50
einfach symmetrische Querschnitte C 45
einfache Biegung C 12
einfache Datentypen Y 3
Einfedern Q 23
Einfeldträger C 9
Einflankenwälzprüfung W 10
Einfluss der Schubverformungen auf die Biegelinie C 21
Einfluss des Ladungswechsels P 56
Einflussfunktion C 50
Eingabegeräte und Ausgabegeräte Y 9
Eingangsgrößen X 3
Eingangsproblem O 13
Eingangswiderstand I 9
eingeprägte Kräfte B 1
eingespannte Kreisplatte B 45
eingespannter Rahmen C 33
Eingriffslinie G 125
Eingriffsstrecke G 127
Eingriffswinkel G 127
Eingrößen-Regelkreis X 8
Eingrößen-Regelung, spezielle Formen X 18
Eingrößensystem X 8
Einheiten B 64, Z 1
–, Abkürzungen Z 2
–, Basis Z 1
–, Elektrizität Z 4
–, Lichtstrahlung Z 5
–, Magnetismus Z 4
–, Mechanik Z 3
–, Namen Z 2
–, Raum und Zeit Z 3
–, SI-System Z 1
–, Umrechnung Z 2
–, Vorsätze Z 1
–, Wärme Z 4
Einheitensystem W 6
Einheitsbohrung F 32
Einheits-Sprungfunktion X 4
Einheitsvektoren e_r B 20
Einheitsvektoren e_φ B 20
Einheitsverschiebungen C 48
Einheitswelle F 32
Einige Lösungen für kleine Reynoldssche Zahlen (laminare Strömung) B 59
Einkanalvariables Volumenstromsystem M 41
Einlegegeräte S 110
Einphasen-Kleinmotoren V 30
Einphasenströmung N 28
–, laminare N 28
–, turbulente N 28
Einprogrammbetrieb Y 11
Einrohrdämpfer Q 28
Einsatzhärten E 41
Einscheiben-Läppmaschinen T 100
Einscheiben-Trockenkupplung Q 6
einschnittig C 7
Einschraubenverbindung G 48
Einspritz-Kondensatoren K 29
Einspritzsystem Dieselmotor P 71
–, Common-Rail-Einspritzsystem (CRS) P 73
–, direkte Benzin-Einspritzung P 68
–, Düsenhalter P 73
–, Einspritzdüse P 73
–, Einspritzpumpen P 72
–, Einzeleinspritzpumpe P 72
–, Hubschieber-Reiheneinspritzpumpe P 72
–, Pumpe-Düse-Einheit P 73
–, Pumpe-Leitung-Düse P 71
–, Reiheneinspritzpumpe P 72
–, Steckpumpensystem P 72
–, Vielstoffmotor P 67
–, Zapfendüsen P 73
–, Zwei-Federn-Düsenhalter P 74
Einspritzsysteme (Jetronic) Q 46
Einspritzverlauf P 71
Einspurmodell Q 32
Einstellwerte für Regler X 12
Einstellwinkel S 41
Einteilung R 70
Einwellenverdichter, horizontale Teilfuge R 74
–, Maximale Stufenzahl R 76
–, Schaltung der Laufräder R 74
–, Stufengeometrie R 76
–, vertikale Teilfuge R 74
Einzelfehlerprüfung W 9
Einzelkräfte C 8
Einzelmomente C 8
Einzelradaufhängungen Q 24
Einzelzylinderkopf P 86
Einzylinder P 92
Eisenwerkstoffe E 36
Eisglätte Q 22
Eisnebel D 26
Eispunkt D 3
elastisch verfestigendes Material C 53
elastische Abstützung Q 25
elastische Formänderungskräfte B 26
elastische Linie des geraden Trägers C 20
elastische, nicht schaltbare Kupplungen, Anfahrstöße G 69
–, Auslegungsgesichtspunkte G 70
–, Dämpfung G 70
–, Drehmomentschwankungen G 69
–, Drehmomentstöße G 69
–, dynamischen Eigenschaften G 69
–, Elastizität G 69
–, Elastomerkupplungen G 71
–, Fluchtungsfehler G 69
–, Hysterese G 70
–, Klauenkupplungen G 71
–, metallelastische Kupplungen G 71
–, Nenndrehmoment G 70
–, Resonanzfrequenzen im Antriebsstrang G 69
–, Rollen-Kupplung G 72
–, Rückstellkräfte G 71
–, Scheibenkupplungen G 72
–, Schlangenfederkupplung G 71
–, Schwingungsverhalten G 70
–, Stoßanregungen G 69
–, verhältnismäßige Dämpfung G 70
–, verhältnismäßige Dämpfung ψ G 69
–, Wechseldrehmoment G 71
–, Wulstkupplungen G 72
elastische Rückfederung S 33
elastische Rückstell-Kräfte B 41
Elastizitäten Q 23
Elastizitätsmodul C 4, B 46
–, Kunststoffe E 82
elastohydrodynamische Schmierung, Schmierfilmdicke E 91
Elastomere E 76, E 80
Elastoviskose Stoffe B 55
elektrisch betätigte Kupplungen Q 7
elektrische Antriebstechnik V 42
elektrische Bremsung V 45
–, Gegenstrombremsen V 45
–, Nutzbremsen V 45
–, Widerstandsbremsen V 45
Elektrische Gasentladung G 24
elektrische Maschinen V 19
–, Achshöhen V 20
–, Bauformen V 20
–, Schutzarten V 20
elektrische Messtechnik W 26
elektrische Verbundnetze L 32
–, Blockausfälle L 32
–, Hochspannungs-Gleichstrom-Übertragung L 32
–, Höchstspannungsnetze L 32
–, Primärregelung L 32
–, Stromaustausch L 32
–, Überschussenergien L 32
–, westeuropäisches Verbundnetz L 32
elektrische Verfahren W 16
elektrischer Direktantrieb Q 6
Elektrizität, Einheiten Z 4
Elektrizitätswirtschaft L 3
elektrochemische Verfahren W 25
elektrodynamisches Messwerk W 32
Elektroerosion S 87
Elektrohängebahn-System U 77

Elektrohydraulische Bremse (EHB) Q 46
elektrohydraulischer Vorschubantrieb T 11
–, elektrohydraulische Motoren T 11
–, hydraulische Linearmotoren T 11
–, Verdrängerprinzip T 11
–, Widerstandssteuerung T 11
Elektrokettenzug U 20
Elektro-Lichtbogenofen E 38
Elektrolyse V 16
Elektrolytkondensator I 8
elektromagnetische Verträglichkeit V 45
Elektromechanische Bremse (EMB) Q 46
Elektromotor H 16
Elektromotorantrieb, Elektromotor R 38
–, frequenzgesteuerter Drehstromantrieb R 38
–, Spaltrohrmotor R 38
–, Tauchmotor R 38
–, Unterwassermotor R 38
Elektronenspektroskopie für die chemische Analyse W 26
Elektronenstrahl G 24
Elektronenstrahllithographie S 86, S 90
Elektronenstrahlmikroanalyse W 25
Elektronenstrahl-Oszilloskope W 33
Elektronenstrahlschreiber S 90
Elektronenstrahlverfahren S 86
Elektronik I 1, Q 13, Q 45
Elektronikanwendung Q 46
elektronische Datenverarbeitung Y 1
elektronische Dieselregelung Q 46
elektronische Differentialsperre (EDS) Q 46
elektronische Getriebesteuerung Q 9, Q 46
elektronische Sprachausgabe Q 46
elektronische Zündanlage P 71
elektronische Zündsysteme Q 46
elektronischer Regler P 81
elektronisches Gaspedal Q 46
elektronisches Stabilitätssystem (ESP) Q 46
Elektroschlackeumschmelzverfahren E 38
Elektroseilzug U 19
Elektrospeichergeräte M 25
elektrostatisches Feld V 2
Elektrostrahler M 26
Elektrowärme V 62
–, Lichtbogenerwärmung V 63
–, Widerstandserwärmung V 63
Elementfamilienmodelle Y 16
Elementfunktionen C 52
Elliptischer Hohlzylinder unter Innendruck C 41
Elysieren S 87
Emission W 22
Emissionszahl D 35, D 50
Emitterschaltung V 67
Empfänger, optoelektronischer I 15
Empfindlichkeit, spektrale I 15
Endtrocknungsgeschwindigkeit N 18
Energie Q 3
–, dissipierte D 7, D 9
–, gespeicherte D 4
–, innere D 4
–, kinetische, D 4
–, potentielle D 4
Energiebilanz L 13, N 25, P 54
Energiedosis W 23
Energieeinsparungsmöglichkeiten F 23
Energieformen D 4
Energieleitung F 42
Energiespeicherung L 33
–, Batteriespeicheranlagen L 34
–, Dampfspeicherung L 34
–, elektrische Heizung L 34
–, elektrische Speicher L 34
–, Energiedichte L 33
–, Gleichdruckspeicher L 34
–, Leistungsdichte L 33
–, Luftspeicherwerke L 34
–, Nutzungsgrad L 33
–, Pumpspeicherwerke L 33
Energietechnik L 1
–, CO_2-Emissionen L 1
–, Energieumwandlung L 1
–, Energiewirtschaft L 1
–, Primärenergieverbrauch L 1
–, Weltenergiebedarf L 1
Energietransport L 30
–, Vergleich L 30
Energieübertragung H 1, H 2, H 3, H 4
–, durch Flüssigkeiten H 1
–, durch Gase H 3
–, Fließprozess H 1
–, Massenstrom H 1
–, spezifische Enthalpie H 1
Energieumformer F 41
Energieumsatz F 1, P 3
Energieumsetzungsverluste P 50
Energieverbrauch M 93
Energieverlust beim Stoß B 37
Energieverluste B 28
Energiewandler F 41
Entfernungsbestimmung W 7
Enthalpie D 6
–, Änderung von D 12
–, feuchter Luft D 25
–, gesättigte feuchte Luft D 47
–, von Nassdampf D 12
Enthalpien, feuchter Luft D 26
Entmagnetisierungskennlinie V 7
Entropie D 7, D 12
Entropieerhöhung D 9
Entspannungsbeanspruchung E 3
Entspannungskästen M 41
Entwerfen F 12
Entwicklungsmethodik Q 49, Q 83
Entwicklungsteam F 14
Entwicklungstendenzen X 14
Entwurf X 17
Entwurfsproblem O 13
Entzinkung E 102
Enzyme N 49
–, anabolische N 49
–, heterotrop regulatorische N 51
–, homotrop regulatorische N 51
–, katalytisch aktive Zentrum N 49
–, regulatorische Zentrum N 49
Enzymkinetik N 49
Epoxidharze Q 115
Epoxidharze EP E 80
EPROM X 14
Erdbaumaschinen U 87
–, Bagger U 88
–, Baggerlader U 90
–, Grader U 92
–, Hydraulikbagger U 88
–, Kompaktlader U 90
–, Laderaupe U 90
–, Muldenkipper U 92
–, Planierraupe U 91
–, Raddozer U 92
–, Radlader U 89
–, Raupenlader U 90
–, Schaufellader U 89
–, Seilbagger U 88
–, Straßenhobel U 92
ereignisgesteuerte Prozesskette (EPK) Y 6
ergonomiegerecht F 20
ergonomische Schalttafel Q 38
Erhaltung der Masse D 16
Ericson-Prozess D 21, R 84
Erkennen von Bewertungskriterien F 8
ERM Y 6
Ermüdungsversuche E 28
Erosionskorrosion E 105, R 62
Erregerkräfte O 16
Ersatzbrennverlauf P 54
Ersatzflächenmoment C 44
Ersatzschaltbilder V 16, V 25
Ersatzspiegelhöhe B 46
Erstarrungspunkt D 35
–, Aluminium D 35
–, Gold D 35
–, Indium D 35
–, Kupfer D 35
–, Silber D 3, D 35
–, Zink D 35
–, Zinn D 35
Erwärmung V 21
erweiterte Ähnlichkeit B 64
erweiterte Schubspannungshypothese C 6
Erzeugung elektrischer Energie L 17
erzwungene Schwingungen B 45, O 16
erzwungene Schwingungen mit zwei und mehr Freiheitsgraden B 42
Euler-Hyperbel C 43
Eulersche Geschwindigkeitsformel B 22
Eulersche Gleichung für den Stromfaden B 48
Eulersche Knicklast C 43
Eulerscher Beschleunigungssatz B 23
Europäische Artikelnummerierung W 11
evolutionäre Algorithmen X 14
Evolventenverzahnung G 128
Excimerlaser S 85
Exergie D 8
–, einer Wärme D 8
–, eines geschlossenen Systems D 8
–, eines offenen Systems D 8
–, eines Stoffstroms D 8
Exergieverluste D 9, K 5
Expansion B 50
Expansionsarbeit H 20
Expansionsmaschine P 3

experimentelle Spannungsanalyse W 16
Exponentengleichungen F 28
externe Kunden Q 49
extrahieren N 11
Extraktion N 12
Extraktoren N 11
Extremalspannungen C 13
Extremwerte der Biegemomente C 9
Extrudieren S 17
Extrudieren und Blasformen E 86
Exzenterpressen, Stößelkraftgrenzen T 65
exzentrisch B 37
Exzentrischer Stoß B 38

FACTs V 55
Fahrbahn Q 12
Fahrdynamik Q 44
Fahrdynamikregelung (FDR) Q 46
Fahrenheit-Skala D 3
fahrerlose Flurförderzeuge U 68
fahrerloses Transportsystem U 77
Fahrgastwechselzeiten Q 51
Fahrgastzelle Q 37
Fahrgeschwindigkeit Q 49
Fahrgeschwindigkeitsregelung Q 46
Fahrkomfort Q 83
Fahrleistungsdiagramm Q 4
Fahrräder mit Hilfsmotor Q 43
Fahrstabilität Q 13
Fahrverhalten Q 2
Fahrwerk Q 23
Fahrwerkbauartprinzipien Q 59
Fahrwiderstände U 68
Fahrwiderstand Q 3, Q 72
Fahrwiderstandsleistung Q 3
Fahrzeugabgase Q 47
Fahrzeugantrieb P 80
Fahrzeugelektrik Q 45
Fahrzeuggeschwindigkeit B 24
Fahrzeugsicherheit Q 3
Fahrzeugsimulation Q 35
Fahrzeugvarianten Q 49
Fail-Safe Q 110
fail-safe-Verhalten F 16
Fallhöhe B 37
Fanggrad P 56
Farbmesstechnik W 21, W 22
Farbmetrisches Grundgesetz W 22
Farbvalenz W 22
Fasern F 22
Faserverbundbauweise Q 115, F 21
Faserverbundstrukturen F 22
Faserverbundwerkstoffe (FVW) Q 114
faserverstärkte Formteile E 86
Faserverstärkungen Q 115
FEA Y 22
Feature Y 19
Featurestruktur Y 21
Federal Motor Vehicle Safety Standards Q 3
Federkennlinie B 38
Federkennlinien G 53
Federkörper-Kraftmesstechnik W 14
Federkräfte B 26
Federmanometer W 17
Feder-Masse-Dämpfer-Modelle O 20
–, Modell einer Welle mit Laufrad O 21
–, ungefesselter Drehschwinger O 20
Feder-Masse-System B 38
Federn G 52, Q 25
–, Kenngrößen G 52
Federnachgiebigkeit G 52
Federrate B 38
Federrate c B 38
Federsteifigkeit G 52
Fehler W 4
Fehlerstrom-(FI-)Schutzschaltung V 58
Feilmaschine T 94
–, Bandfeilmaschine T 94
–, Hubfeilmaschine T 95
Feinbearbeitung S 84
Feinbearbeitung von Verzahnungen S 78
Feinbearbeitungsverfahren S 74
Feingießen S 12
Feinschneiden S 69
Feinwerktechnik I 1, S 84
Feinzeiger W 7
Feldbussysteme T 40
–, Antriebsbusse T 40
–, Ein-/Ausgabebusse T 40
–, Fabrikbusse T 40
–, Offene Kommunikation T 41
–, Schalterbusse T 40
–, Zellenbusse T 40
Feldeffekttransistoren I 11
Feldmomente C 33
Feldplatten W 12
Feldstärke, elektrische D 5
–, magnetische D 5
Felge Q 18
Felgenbett Q 18
Felgenhorn Q 18
Felgenschulter Q 18
FEM O 34
Fenster Q 64
Fensterlüftung M 38
Fermentation N 41, N 42
Fermentationsparameter N 48
Fermenter N 42
Fernheizung M 33
Fernwärmetransporte L 32
–, Anschlußwert L 33
Fernwärmewirtschaft L 6
–, Heizkraftwerke L 7
–, Heizwasser L 6
–, Heizwerke L 7
–, Kraft-Wärme-Kopplung L 6
–, Wärmelastdichten L 7
–, Wärmemarkt L 7
–, Wärmeverbrauch für Raumheizung L 6
Ferrit-Schalenkern I 8
Ferroelektrische Materialien I 16
Fertigen S 3
Fertigungs- und Fabrikbetrieb S 102
fertigungs- und kontrollgerecht F 20
Fertigungskosten F 9
Fertigungssysteme S 108
–, flexible S 109, S 111
–, wandlungsfähige S 112
Fertigungsverfahren S 4
festbetten N 17
–, Desorption N 17
–, Druckwechselverfahren N 17
–, Temperaturwechselverfahren N 17
Festbettreaktoren N 27
Feste Brennstoffe L 7
feste Stoffe D 13
feste und fluide Partikel N 28
–, nicht-kugelige N 28
–, Sinkgeschwindigkeit N 28
–, Steiggeschwindigkeit N 28
Fest-flüssig-Extrahieren N 16
–, festbetten N 16
–, Gegenstromapparate N 16
–, Gleichstromapparate N 16
–, Wanderbetten N 16
Fest-flüssig-Extraktion N 18, N 19
Festigkeit von Schweißverbindungen G 13
Festigkeitskennwerte, Kunststoffe E 81
Festigkeitsnachweis, statischer C 57
Festigkeitsprüfungen E 28
Festkörperlaser S 85
Festpunkt, thermometrischer D 35
Festpunktmethode W 3
Festschmierstoffe E 96, E 98
Feststellbremsanlage Q 11
Festwertregelung X 15
Festwiderstände I 7
–, Frequenzabhängigkeit I 7
–, Grenzwerte I 7
–, Konstanz des Widerstandswerts I 7
–, Präzisionswiderstände I 7
FETs I 11
Feuchte W 24
feuchte Luft D 25
–, Zustandsänderungen D 26, D 27
Feuchtegrad D 25
feuerfeste Steine E 69
Feuerungen, Bundes-Immissionsschutzgesetz L 36
–, Dampferzeuger L 35
–, Druckzustände L 36
–, Emissionen L 36
–, Entaschung und Ascheverwertung L 41
–, Feuerraumbelastung L 35
–, Flammenbelastung L 35
–, Gase L 36
–, Heizflächenleistung L 36
–, Kennzahlen L 35
–, Lärm L 37
–, Querschnittsbelastung L 35
–, Reaktionswiderstand L 35
–, Schadstoff L 36
–, Schmelzfeuerung L 35
–, Schwefeloxid-SO L 36
–, Smog-Alarm L 37
–, SO_2 L 36
–, Staub L 36
–, Stickoxide NO_x L 36, L 37
–, Umweltschutzauflage L 36
–, Verbrennungsvorgang L 35
–, Zwangsdurchlaufsystem L 35
Feuerungen für feste Brennstoffe L 37
–, Ascheeinflüsse L 40
–, Deckenfeuerung L 40
–, Entstaubung L 41
–, Frontfeuerung L 40
–, Kohlenstaubfeuerung L 38
–, Mahlanlagen L 39

–, Mahlfeinheit L 39
–, Mahltrocknung L 39
–, Mühlenbauarten L 39
–, Planrost L 37
–, Rostbelastung L 37
–, Rostfeuerungen L 37
–, Rückschubrost L 38
–, Schmelzfeuerungen L 40
–, Sichtertemperatur L 39
–, Tangentialfeuerung L 40
–, trockene Staubfeuerung L 40
–, Vorschubrost L 37
–, Walzenrost L 38
–, Wanderrost L 38
–, Wirbelfeuerungen L 41
–, Wirbelschichtkessel L 42
Feuerungen für flüssige Brennstoffe L 43
–, Brenner L 43
–, Brennstoffzufuhr L 44
–, Druckzerstäuber L 43
–, Hochtemperaturkorrosion L 43
–, Injektionszerstäuber L 44
–, Korrosionen bei Heizölfeuerungen L 43
–, Niedertemperaturkorrosion L 43
–, Rotationszerstäuber L 44
–, Zündung L 44
Feuerungen für gasförmige Brennstoffe L 44
–, Abfallbeseitigungsgesetz L 48
–, Entschwefelungsgrad L 46
–, Entsorgung der Kraftwerksnebenprodukte L 48
–, Gebläse L 44
–, Hochdruckbrenner L 44
–, Kalkwasch-Verfahren L 46
–, Nassverfahren L 47
–, Niederdruckbrenner L 44
–, Rauchgasentschwefelung L 46
–, Rauchgasentstaubung L 45
–, Rauchgasentstickung L 48
–, REA-Gips L 48
–, Schornstein L 45
–, SCR-Verfahren L 48
–, Trockenverfahren L 46
–, Umweltschutztechnologien L 45
Filesserver Y 11
Filmkondensation D 33
Filmströmung, turbulente D 33
Filter V 12, M 57, H 15, N 8
–, Filterfeinheit H 15
–, Filtrationsrate H 15
–, Reinheitsklasse H 15
Finite Elemente Modelle Y 16
Finite-Elemente-Methode O 33, T 26
–, Optimierungsstrategien T 26
–, Strukturanalyse T 26
Finite-Elemente-Modelle O 21
Finite-Element-Methode A 6
firewall Y 13
Fixpunkt D 3
Flachdruck S 89
Flachgewinde G 41
–, Bewegungsschrauben G 41
Flachkeil G 36
Flachkeilverbindung G 35
Flachriemengetriebe G 109
–, Kräfte G 109
Flachschleifmaschinen T 95
Flächendehnung D 14
Flächengeschwindigkeit B 29
Flächenmodellierung Y 15
Flächenmomente 2. Grades C 13
Flächensatz B 29
Flächenschwerpunkt B 13
Flächenverbrauch Q 49
Flächenwiderstand I 7
Flammenfrontgeschwindigkeit P 64
Flammhärten E 41
Flammstrahlen G 24
Flanschverbindungen K 16
–, Flanschformen K 17
Flaschenzug U 7
flattern Q 45, Q 112
Flexible Drehbearbeitungszentren T 79
flexible Fertigungssysteme (FFS) T 103
Flexible Fertigungszelle (FFZ) T 91
flexible Fertigungszellen (FFZ) T 103
flexible Transferstraßen T 102
Flexicoilfedern Q 58
Flicker V 45
Fliehkraft C 42, B 41
Fließbedingungen C 54, S 24
Fließbeiwert B 55
Fließgesetz S 25
Fließgrenze C 4, B 55
Fließkriterien S 24
Fließkurve E 29, S 25
Fließkurvenaufnahme S 25
Fließpressen S 30
Fließprozess D 5
Fließprozesse, offener Systeme D 6
Fließspannung C 5, S 24
Fließverhalten von Schüttgütern N 9
Flügelgrundriß Q 96
Flügelschränkung Q 96
Flügelzellenmaschine H 5, H 6
–, Flügel H 5, H 8
–, Flügelzellenpumpe H 5, H 8
–, Hubring H 5, H 8
flüssige Brennstoffe L 9
–, Abfallbrennstoffe L 10
–, Altöl L 10
–, Aromate L 9
–, Asphalte L 9
–, Flammpunkt L 10
–, fraktionierte Destillation L 9
–, Gefahrenklassen L 10
–, Heiz- und Brennwert L 10
–, Heizölsorten L 10
–, Naphtene L 9
–, natürliche flüssige Brennstoffe L 9
–, Olefine L 9
–, Paraffine oder Aliphate L 9
–, Raffinieren L 9
–, Schwelöl L 10
–, Siedebereich L 10
–, Siedebereiche L 9
–, Steinkohlen-Teeröl L 10
–, Stockpunkt L 11
–, Viskosität L 11
–, Zellstoffablauge L 10
–, Zündtemperatur L 10
flüssige Kraftstoffe P 63
Flüssig-flüssig-Extraktion N 12, N 13
Flüssigkeiten B 46
Flüssigkeitschromatographie W 25
Flüssigkeitskühlsätze M 107
Flüssigkeitskühlung P 13
Flüssigkeitsmanometer W 17
Flüssigkeitsreibung B 16
Flüssigkeitsschall W 23
Flüssigkeitsstandmessungen W 18
Flugdauer Q 107
Fluggeschwindigkeiten Q 94
Fluggewicht Q 94
Flugmechanik Q 92, Q 96
Flugphysik Q 100
Flugstabilitäten Q 99
Flugzeug Q 87
Flugzeugpolare Q 101, Q 102
Flugzeugpropeller R 50
Flugzustandsgleichungen Q 103
Fluid R 1
–, ideale Flüssigkeit R 6
–, ideales Gas R 7
–, reales Fluid R 7
fluidisches Längenmessverfahren W 9
Fluiditätsfaktor B 55
Fluidkräfte P 6
fluorhaltige Kunststoffe E 79
fluorhaltige Thermoplaste E 79
Flurförderer U 61
–, Gabelstapler U 63
–, Hubwagen U 61
–, Karren U 61
–, Portalhubwagen U 67
–, Portalstapler U 67
–, Quergabelstapler U 66
–, Roller U 61
–, Schlepper U 63
–, Schubmaststapler U 65
–, Spreizenstapler U 65
–, Vierwegestapler U 66
–, Wagen U 61, U 62
Flutpunktdiagramm N 11
FMEA S 104
FMVSS Q 3
Förderelemente U 72
Fördergüter U 2
Fördermittel U 2
–, Durchsatz U 2
–, Stromstärke U 2
Fördertechnik U 1
–, Begriffsbestimmungen U 2
Föttinger-Getriebe R 51
–, Abtriebswelle R 53
–, Auslegung R 53
–, Dieselantrieb R 53
–, Drehmoment R 53
–, Drehmomentenzahl R 53
–, Füllpumpe R 53
–, hydraulische Leistung R 53
–, Leistung R 53
–, Leistungszahl R 53
–, Leitrad R 51
–, Primärwelle R 53
–, Prinzip R 53
–, Pumpenlaufrad R 51
–, Reaktionsglied R 51
–, Sekundärschmierpumpe R 53
–, Sekundärwelle R 53
–, Steuerpumpe R 53

–, Turbinenlaufrad R 51
–, vollautomatisches Strömungsgetriebe R 53
–, Wandlerwirkungsgrad R 53
–, Wendeschaltvorrichtung R 53
Föttinger-Kupplungen R 51, R 53
–, Anfahrpunkt R 53
–, Bauarten R 51
–, Dauerbetriebspunkt R 53
–, Füllungsgrad R 54
–, Gegenbremsung R 53
–, Kennlinien R 54
–, Konstantfüllungskupplung R 53
–, Konstantfüllungskupplungen R 51
–, Kupplungskennlinie R 53
–, Kupplungswirkungsgrad R 53
–, Nebenraum R 51
–, Schöpfrohr R 52, R 53, R 54
–, Stauraum R 53
–, Stell- und Schaltkupplungen R 51, R 52
–, Stellkupplung R 53, R 54
–, Synchronpunkt R 53
–, Zahnradpumpe R 54
Föttinger-Wandler R 55
–, Abtriebswelle R 57
–, Arbeitsmaschinen R 52
–, Ausrückturbine R 52
–, Automat-Getriebe R 55
–, Bauarten R 52
–, Drehmomentwandlung R 51
–, Drehzahlanpassung R 51
–, einphasiger Wandler R 52
–, festbremsbares Leitrad R 52
–, Freilauf R 52, R 55
–, Gasturbinen-Anfahrwandler R 55
–, Kennfeld R 56
–, Kennlinien R 56
–, Kraftmaschinen R 52
–, Leitrad R 55
–, Leitschaufelverstellung R 52
–, mehrphasiger Wandler R 52
–, Primärwelle R 55, R 56
–, Prinzip R 55
–, Pumpenrad R 55
–, Schaltwandler R 52
–, Schlupfregelung R 56
–, Schöpfrohr R 51
–, Sekundärwelle R 55, R 57
–, Stell- und Schaltwandler R 52
–, Stellwandler R 52, R 55, R 56
–, Stoßfaktor R 56
–, Trilokprinzip R 55
–, Turbinenrad R 55
–, Überbrückungskupplung R 55
–, vollautomatisches Strömungsgetriebe R 56
–, Wendeschaltvorrichtung R 57
–, Zentrifugalturbine R 52
–, Zentripetalturbine R 52
–, zweiphasiger Wandler R 55
Folgereaktionen N 24
Folgeregelung X 15
Folgeregler X 18
Folgeschneidwerkzeug S 68
Foliengießen S 17
Formänderungsarbeit C 23
Formänderungsbeschleunigung S 24
Formänderungsfestigkeit S 24
formänderungsgerecht F 18
Formänderungsgeschwindigkeit S 24
Formänderungsvermögen S 26
Formänderungsweg S 26
Formänderungs-Zeit-Funktion E 3
Form-Bandschleifen T 98
Formbeiwert $\varkappa$ C 20
Formdehngrenzenverfahren C 5
Formdehngrenzspannung C 5
Formdehngrenzwert C 5
Formdrehen S 81
Formel von Hagen-Poiseuille B 50
Formeln von Boussinesq C 36
Formfehler S 67
Formfräsen S 75, S 81
Formgebung S 17
–, Kunststoffe S 17
formgebungsgerecht F 20
Formpressen S 18, S 36
–, mit Grat S 36
–, ohne Grat S 36
Formschleifen S 81
Formschleifmaschinen T 95
formschlüssige Schaltkupplungen G 73
–, elektromagnetisch betätigte Zahnkupplung G 74
–, Klauenkupplung G 74
–, schaltbare Zahnkupplungen G 74
Formschlussverbindung G 33, G 35, G 36
–, Kerbverzahnung G 35
Formteilätzen S 88
Formteilgenauigkeit G 24
Formwiderstand B 60
Formzahl C 57
Formziffer C 20
Fortpflanzungsgesetz für Messunsicherheiten W 5
fortschrittliche Technik Q 2
Fotodioden I 15
Fotolithographie S 90
Fototransistor I 16
–, Silizium I 16
Fotowiderstand I 16
Fouriersches Gesetz D 28
Fourier-Zahl D 29
Fräsen S 47
Fräsmaschinen T 22, T 85
–, Ablängfräsmaschinen T 90
–, Bettfräsmaschinen T 86, T 87
–, Bewegungsachsen T 85
–, Einständerausführung T 87
–, Einständer-Bettfräsmaschine T 87
–, Gantry-Bauweise T 87
–, Gestellbauformen T 22
–, Gestellbauformen, horizontal T 22
–, Gestellbauformen, vertikal T 22
–, Gewindefräsmaschinen T 89
–, Gravierfräsmaschinen T 89
–, Hexapoden T 89
–, Hochgeschwindigkeitsfräsmaschinen T 89
–, hybride Kinematiken T 22
–, Konsolfräsmaschinen T 86
–, Kurvenfräsmaschinen T 90
–, Langfräsmaschinen T 87
–, Nachformfräsmaschinen T 88
–, Nuten- und Langlochfräsmaschinen T 90
–, Parallelkinematiken T 89
–, Planfräsmaschinen T 87
–, Rotornuten-Fräsmaschinen T 90
–, Rundfräsmaschinen T 88
–, Senkrecht-Fräsmaschinen T 85
–, Senkrecht-Maschinen T 86
–, serielle Kinematiken T 22
–, Sonderfräsmaschinen T 89
–, Universal-Maschinen T 86
–, Universal-Werkzeugfräsmaschinen T 88
–, vollparallele Kinematiken T 22
–, Waagerecht-Bohr- und -Fräsmaschinen T 88
–, Waagerecht-Fräsmaschinen T 85
–, Waagerecht-Maschinen T 86
–, Wälzfräsmaschinen T 89
–, Zweiständerausführung T 87
fraktionale Ableitung A 3
Francisturbinen R 32
–, Aufbau R 33
–, Kavitation R 33
–, Langsamläufer R 32
–, Leitrad R 32
–, Leitschaufelverstellung R 33
–, Saugrohr R 32
–, Schnelläufer R 32
5%-Frau Q 38
freie gedämpfte Schwingungen B 39
freie Lüftung M 38
freie Schwingungen O 16
Freie Schwingungen mit zwei und mehr Freiheitsgraden B 41
freie ungedämpfte Schwingungen B 38
Freier Strahl B 54
Freiformflächen Y 15
Freiformschmieden S 36
Freigabewesen Y 23
Freileitungen V 55
Freistrahl M 23
Freistrahlturbine B 56
Freiwerdezeit I 13
Freiwinkel S 39, S 41, S 53
Fremdkraft Q 12
Fremdkraftbremsanlage Q 12
Frequenz V 8
Frequenzgang X 4
Frequenzgangfunktionen O 11
Frequenzkennlinien V 46, X 5
Frischdampftemperatur R 57
Frontantrieb Q 5
Frontdrehmaschine T 76
Fügen, Kunststoffe E 88
–, Heizelementschweißen E 87
–, Hochfrequenzschweißen E 88
–, kleben E 88
–, Reibschweißen E 87
–, Ultraschallschweißen E 88
–, Warmgasschweißen E 87
Führerräume Q 65
Führungen T 27
–, Anforderungen T 27
–, Gleitführungen mit hydrodynamischer Schmierung T 29
–, Linearführungen T 28
–, Wälzführungen T 31

Führungsgeschwindigkeit B 24
Führungsgröße X 3, X 9
Führungsmatrix X 21
Führungsprinzipien T 28
Führungsregler X 19
Führungsübertragungsfunktion X 15
Führungsverhalten X 14, X 15
Füllpumpe R 57
–, Sekundärschmierpumpe R 57
–, Steuerpumpe R 57
Fugenhobeln G 24
Fundamentalgleichung, Gibbssche D 7
Funkenerosion S 87
Funkstörungen V 45
Funktion F 2
–, Gesamtfunktion F 2
–, Hauptfunktion F 2
–, logische F 3
–, Nebenfunktion F 2
–, Teilfunktion F 2
funktionale Sprachen Y 7
funktionelles Verhalten X 2
Funktions- bzw. Zustandsüberwachung laufender Maschinenanlagen W 6
Funktionsbausteine W 29
Funktionssteuerung durch Sprache Q 46
Funktionsstruktur F 2
Funktionszusammenhang F 2
Fußbodenheizung D 24, M 25
Futterschleifmaschinen T 95
Fuzzy Q 9
Fuzzy Control X 14
Fuzzy Logic X 14
Fuzzy sets X 14
Fuzzy-Algebra A 3
Fuzzy-Datenbaustein X 14
Fuzzy-Funktionsbaustein X 14

Gabelstapler U 63
Galeriemethode F 5
galvanische Trennung I 17
Galvanoformung S 22, S 93
γ-Strahlen W 23
6-Ganggetriebe Q 5
Gangpolkegel B 23
Gas M 26
Gas- und Dampf-Anlagen R 91
Gas- und Dampf-Kombiprozesse R 91
Gas-/Flüssigkeitsströmung N 35
–, Druckverlust N 35
–, Filmströmung N 36
–, Rieselfilmströmung N 36
–, Strömungsform N 35
Gaschromatographie W 24, W 25
Gas-Dampf-Gemische D 25
Gas-Dampfkraftwerke R 60
–, Abhitzekessel R 61
–, Einwellenanordnungen R 61
Gasdurchsatz N 45
Gase B 46
–, ideale D 10, D 12
–, reale D 10
Gasfedern G 64, Q 26
Gas-Flüssigphase-Reaktoren N 45
Gas-Flüssig-Reaktionen N 27
Gaskonstante D 10
–, Gemisch D 25
–, universelle D 10, D 12
Gaslaser S 85
Gasöfen M 25
Gasstrahlung D 35
Gasthermometer D 2
Gasturbine für Verkehrsfahrzeuge, Schifffahrt R 93
–, Straßenfahrzeuge R 93
Gasturbine im Kraftwerk R 91
Gasturbinen R 82
–, Abgasemission R 96
–, Abhitzekessel R 91
–, Ähnlichkeitskennfelder R 95
–, Anfahreinrichtung R 90
–, Ausbrenngrad R 84
–, Baugruppen R 85
–, Beanspruchungen und Werkstoffe R 94
–, Betriebsverhalten R 95
–, Brennkammer R 86
–, Brennstoffe R 94
–, Brennstoffsystem R 88
–, Drehzahlregelung R 88
–, Druckverluste R 84
–, Einteilung und Verwendung R 82
–, Filmkühlung R 86
–, Heizleistung R 84
–, Hilfssysteme R 88
–, idealisierte Kreisprozesse R 82
–, keramische Werkstoffe R 95
–, Konvektionskühlung R 86
–, Kupplungswirkungsgrad R 85
–, Leistung und Wirkungsgrad R 85
–, polytrope Kompression und Expansion R 84
–, reale Gasturbinenprozesse R 84
–, Schaufelkühlung R 86
–, Schmierölsystem R 89
–, Teillastbetrieb R 95
–, thermodynamische Grundlagen R 82
–, Transpirationskühlung R 86
–, Turbine R 86
–, Turbinenähnlichkeitskennfeld R 95
–, Verdichter R 85
–, Verdichterähnlichkeitskennfeld R 95
–, Wärmetauscher R 87
Gasturbinen für Verkehrsfahrzeuge R 92
–, Luftfahrt R 92
Gasturbinenanlage, geschlossene D 21
–, offene D 18
Gasturbinenanlagen D 21
Gasturbinenprozess, mit geschlossenem Kreislauf D 22
Gasturbinenprozesse R 82
–, einfache Prozesse R 82
–, geschlossener Prozess R 82
–, halboffener Prozess R 82
–, offener Prozess R 82
–, Prozess mit Abgaswärmetauscher R 82
–, Prozess mit Zwischenkühlung bzw. Zwischenerhitzung R 82
Gaswirtschaft L 5
–, Brennwert L 5
–, CO_2-Emission L 6
–, Dispatching L 5
–, Erdgasförderung L 5
–, Ferngasleitungsnetz L 5
–, Gasspeicher L 5
–, Tageswerte L 6
–, trockenes Erdgas L 5
–, verflüssigtes Erdgas L 5
–, Zwischenverdichterstationen L 6
Gate I 11, I 12
Gate-turn-off-Thyristor I 12, I 14
Gauß-Integration A 6
Gaußsche Fehlerfunktion D 30
Gaußscher Algorithmus A 4
gebaute Kolben P 84
Gebietsverfahren C 48
Gedämpfte erzwungene Schwingungen B 40
Gefahrgutfahrzeuge Q 11
Geführter Kreisel B 36
gegen Ebene C 37
Gegenkopplung X 7
Gegenstrom K 1
Gehäuse I 10, R 28
Geiger-Müller-Zählrohr W 23
gekrümmte ebene Träger C 12
Gelenkfreiheitsgrad G 164
–, Bewegungsgrad G 164
–, Grüblersche Laufbedingung G 164
–, identische Freiheiten G 164
gelenkig gelagerte Platte B 45
gelenkte Achsen Q 23, Q 24
Gelenkwellen Q 10
Gelpermeationschromatographie W 25
Gemischbildung P 64, P 65, P 67
Gemische idealer Gase D 24
gemittelte Schubspannung C 21
gemittelter Spannungszustand C 21
Genauschneiden S 69
generalisierte Koordinaten B 30
generalisierte Kräfte B 30
Generalisierung Y 6
Generalkonferenz für Maße und Gewichte D 3
Generatorbetrieb I 15, P 80
Generatoren Q 46
genetische Algorithmen Y 4
geometrisch verträglich C 26, C 27
geometrische Messgrößen W 7
geometrische Modellierung Y 14
Gerader zentraler Stoß B 37
geradlinige Mantellinien C 27
Geradschubkurbeln T 14
Gerätesicherheitsgesetz F 20
Geräumigkeit des Innenraums Q 2
Geräusch Q 49
Geräuschdämmung an den Straßen Q 49
Geräusche V 22
–, Schalldruckpegel V 22
–, Schallleistungspegel V 22
Geräuschemission H 8, P 79, Q 3
Geräuschentstehung O 29
Geräuschimmissionen Q 49
Geregelte Feder-/Dämpfersysteme im Fahrwerk Q 29
Germaniumdiode I 8
Gesamtarbeit B 27
Gesamtschneidwerkzeug S 68
Gesamtstrahlungspyrometer W 20
Gesamtströmungswiderstand des Körpers B 60
Gesamtsystem F 1

Gesamtwiderstand B 60, Q 3
geschlossene Regelkreise Q 34
geschlossener Kreisringträger unter Außenbelastung C 45
geschlossener Rahmen C 45
geschlossener Rechteckrahmen C 33
geschlossener Wirkungsablauf X 2
Geschlossenes dickwandiges Rohr unter Innendruck C 54
geschränkter Kurbeltrieb P 6
Geschwindigkeitsgefälle B 48
Geschwindigkeitsmessung W 12
Geschwindigkeitsproportionale Dämpfung B 39
Geschwindigkeits-Zeit-Diagramm B 18
Gesenkschmieden S 36
–, Genauschmieden S 36
–, Präzisionsschmieden S 36
Gesetz von Dalton D 24
Gesetz von Hencky C 54
Gesetz von Prandtl-Reuß C 54
Gesetz von Stokes B 50
Gestaltabweichung W 10
Gestaltänderung C 6
Gestaltänderungsenergiehypothese C 6, S 24
Gestaltfestigkeit C 7, F 16
Gestaltung, Feingestaltung F 12
–, Grobgestaltung F 12
Gestaltungsprinzipien F 15
Gestaltungsrichtlinien F 18
Gestellbauteile T 22
–, Berechnung, Eigenfrequenzen T 26
–, Berechnung, Finite-Elemente-Methode T 26
–, Berechnung, Steifigkeiten T 26
–, Berechnung, Temperaturverteilung T 26
–, Berechnung, thermoelastische Verformungen T 26
–, Betten T 22
–, Biege- und Torsionssteifigkeit T 25
–, Gestaltung T 25
–, Konsolen T 22
–, mechanisches Verhalten T 26
–, mechanisches Verhalten, Dynamik T 26
–, mechanisches Verhalten, Statik T 26
–, mechanisches Verhalten, Thermik T 26
–, Querbalken T 22
–, Querschnitte T 25
–, Ständer T 22
–, Tische T 22
–, Verrippungen T 25
gestörte Verbrennung P 65
Getriebe G 163, Q 7, T 12, U 14
–, Drehgelenk G 164
–, Drehschubgelenk G 164
–, ebene G 163
–, Elementenpaar G 163
–, formschlüssige Gelenke G 164
–, Gelenk G 163
–, Gelenkfreiheiten G 163
–, Gestell G 163
–, Getriebekasten T 15
–, höhere Elementenpaare G 164
–, hydraulische Getriebe T 15
–, Kettengetriebe T 14
–, kinematische Kette G 163
–, kraftschlüssige Gelenke G 164
–, Kugelgelenk G 164
–, Kurbelgetriebe T 14
–, Kurvengelenk G 164
–, Lastschaltgetriebe T 13
–, Mechanismus G 163
–, niedere Elementenpaare G 164
–, Plattengelenk G 164
–, pneumatische Getriebe T 16
–, räumliche G 163
–, Reibgetriebe T 14
–, Schieberadgetriebe T 13
–, Schraubgelenk G 164
–, Schubgelenk G 164
–, sphärische G 163
–, Vorgelege T 13
Getriebeanalyse G 167
–, Drehschubstrecke G 167
–, Einbaulage G 167, G 168
–, Geschlossenheitsbedingungen G 168
–, kinematische Analyse G 167
–, kinematische Versetzung G 167
–, Kollineationsachse G 167
–, Kollineationswinkel G 167
–, Kurbelschleife G 167
–, Modul-Methode G 168
–, Momentanpol G 167
–, Schleifen-Iterationsmethode G 168
–, Schubkurbel G 167
–, statische Versetzung G 169
–, Übertragungsfunktion nullter Ordnung G 167
–, Übertragungsfunktion 2. Ordnung G 167
–, Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung G 167
–, Übertragungswinkel G 168
–, Vorschaltgetriebe G 168
–, Zweischlag G 169
Getriebe-Freiheitsgrad G 164
Getriebe-Laufgrad G 164
Getriebesynthese G 172
–, äußere Totlage G 172
–, Altsche Totlagenkonstruktion G 172
–, Burmester-Theorie G 172
–, Koppelkurve G 173
–, Punktlagenreduktionen G 172, G 173
–, Viergelenkgetriebe G 172
Getriebesystematik G 163
Getriebetechnik G 163
Getriebeübersetzung H 16
–, elektrohydraulisches Stellsystem H 9
–, Load-Sensing-Schaltung H 19
–, Nullhubdruckregler H 17, H 18
–, Primärverstellung H 16
–, pumpendrehzahlgesteuerte Verstellsysteme H 18
–, Sekundärregelung H 17
–, Sekundärverstellung H 17
–, Verbundverstellung H 17
–, Verstellbereich H 11
gewichtete Residuen A 6
Gewichtsreduzierung Q 23
Gewinde, metrisches G 41
Gewindearten G 40
Gewindefertigung S 70
–, Gewindebohren S 71
–, Gewindedrehen S 70
–, Gewindedrücken S 73
–, Gewindeerodieren S 73
–, Gewindefräsen S 71
–, Gewindefurchen S 73
–, Gewindeschälen S 72
–, Gewindeschleifen S 72
–, Gewindeschneiden S 71
–, Gewindestrehlen S 70
–, Gewindewalzen S 73
–, Gewindewirbeln S 72
Gewindemesstechnik W 9
Gewindespindel T 17
–, Kugelgewindetriebe T 17
–, Trapezgewindespindeln T 17
gewöhnliche Eulersche Differentialgleichung C 38
gewölbter Boden unter Innendruck C 41
Giergeschwindigkeit Q 34
Giermomentaufbau Q 13
Giermomentbeeinflussung Q 13
Gierverstärkungsfaktor Q 34
Gießen, CAD/CAM-Einsatz S 15
Gießereiindustrie S 4
–, Gußstücke S 4
Gießereitechnik S 4
Gitter mit endlicher Schaufelzahl B 64
Gitterverband B 63
Gläser, optische Gläser E 70
–, Sondergläser E 70
Glas E 69
–, technisches E 69
Glasfasern Q 115
Glasfaserverbunde F 23
Glaskeramik E 70
Glatteis Q 22
Gleichdruckprozess P 51
Gleichförmige Bewegung B 18
Gleichgewicht, thermisches D 6
Gleichgewichte D 2
Gleichgewichtssystem B 28
Gleichgewichtstemperaturen D 3
Gleichgewichtszustand D 6
gleichmäßig belastete Platte C 38
gleichmäßig belastete, unendlich ausgedehnte Platte auf Einzelstützen C 38
Gleichmäßig beschleunigte und verzögerte Bewegung B 19
gleichmäßig mit p belastet C 39
gleichmäßige Erwärmung C 40
gleichmäßige Erwärmung δt C 39
Gleichmäßige Spannungsverteilung C 5
Gleichraumprozess P 51
Gleichrichtwert W 27
gleichseitige Dreieckplatte C 39
Gleichstrom V 3, K 1
Gleichstromantrieb V 47
–, Betragsoptimum V 48
–, Drehzahlregelung V 47
–, symmetrisches Optimum V 48
–, unterlagerte Stromregelung V 48
Gleichstromhydraulik H 2
Gleichstrom-Kleinmotoren V 32
Gleichstrommaschinen V 29
–, Fremderregung V 29
–, Nebenschlusserregung V 29
–, Nebenschlussverhalten V 29

–, Reihenschlusserregung V 29
Gleichstrommotoren T 7
–, Bauarten T 9
–, Motorkennlinie T 9
–, Nebenschlußmotoren T 7
–, permanenterregte T 8
Gleichstromspülung P 60
Gleichstromsteller V 40
Gleichungslösung Y 18
Gleichungssystem A 4
Gleichzeitige Berücksichtigung von Gewichts- und elastischen Kräften B 65
Gleitbruch C 6
Gleiten Q 103
Gleitfeder G 36
Gleitflug Q 103
Gleitführungen, Gleitführungen mit aerostatischer Schmierung T 31
–, Gleitführungen mit hydrodynamischer Schmierung T 29
–, Gleitführungen mit hydrostatischer Schmierung T 30
Gleitgeschwindigkeit C 8
Gleitkommaschreibweise Y 2
Gleitlager G 81
Gleitlagerungen G 97
–, Berechnung G 97, G 104
–, Dichtungen G 106
–, hydrodynamische Schmierung G 97
–, Lagerbauformen G 108
–, Lagerkühlung G 108
–, Lagerschmierung G 107
–, Lagerwerkstoffe G 108
–, Reibungszustände G 97
Gleitreibung B 16
Gleitringdichtungen K 24
Gleitschlupf Q 20
Gleit-(Schub-)modul C 5
Gleitungen C 3, C 4, C 49
Gleitverhältnis Q 103
Gleitzahl Q 103
Gliederförderer U 52
–, Becherwerke U 53
–, Gliederbandförderer U 53
–, Kratzerförderer U 56
–, Kreisförderer U 55
–, Pendelbecherwerke U 55
–, Trogkettenförderer U 56
Glühbehandlungen E 40
Goldpunkt D 3
Goniometer W 17
Graph Y 3
Graphen, gerichtete Y 3
–, ungerichtete Y 3
Graphenalgorithmen Y 4
graphische Ermittlung der Biegemomente C 11
Graphitierung E 102
Grashof-Zahl D 31, D 33
Grauflecken G 135
Graugußkrümmer B 52
Graustufenanalyse W 11
Greensche Funktion C 50
Greifer U 13
–, Mehrschalenseilgreifer U 14
–, Motorgreifer U 14
–, Scherengreifer U 13
–, Stangengreifer U 13
–, Trimmgreifer U 13
Grenzfestigkeitskurve C 6
Grenzformänderungsdiagramm S 26
Grenzkurve D 11
Grenzmaße F 32
Grenzschicht B 60, Q 119
Grenzschichttheorie B 60
Grenzschlankheit C 43
Grenzspannungszustände C 6
Grenztemperaturen V 21, V 71
Grenz-Übertemperaturen V 22
Grenzweißnahtspannung G 17
Grenzwerte P 76
Grenzwerte der Übertemperaturen V 71
Grobkornglühen E 40
Größen X 2, X 9
–, dimensionslos D 29
Größen der Elektrotechnik V 70
Größenstufung F 27
Großdrehmaschinen T 78
Großrechnern Y 10
Grübchenbildung G 135
Grundbegriffe O 9
Grundbegriffe der Maschinenakustik O 27
Grundgesamtheit W 5
Grundgleichung der Maschinenakustik O 29
Grundgleichung des Raketenantriebs B 31
Grundlagen und Vergleichsprozesse P 29
–, Druckverhältnis P 30
–, einstufige Verdichtung P 30
–, isentrope Verdichtung P 30, P 31
–, isothermen Verdichtung P 30
–, Realgasfaktor P 29
–, Verdichtungsendtemperatur P 30
–, Verdichtungstemperatur P 30
–, Vergleichsprozesse P 30
–, Volumenstrom P 29
Grundnormen F 31
Grundregeln F 15
Grundstrukturen X 7
Grundsystem C 32
Grundtoleranz F 32
GTO-Thyristor V 34
Güte V 11
Güte der Regelung X 17
Gütegrad P 3, P 53
Güterverkehr Q 2
Güterwagen Q 71
Gummi E 80
Gummifederelemente G 62
Gummifedern G 61, Q 26
Gummi-Metall-Federn G 63
–, Bauformen G 63
–, Berechnungsgrundlagen G 63
–, Gummipuffer G 63
–, Hülsenfeder G 63
–, Scheibenfeder G 63
Gurtförderer U 43, U 45
–, Anlaufverhältnisse U 47
–, Berechnungsgrundlagen U 45
–, Fördergeschwindigkeit U 45
–, Fördergurt U 44
–, Fördergutstrom U 45
–, Füllquerschnitt U 45
–, Gurtzugkraft U 46
–, Konstruktionselemente U 48
–, Leistungsbedarf U 45

Haarhygrometer D 25
Hähne, Kegelhähne K 22
–, Kugelhähne K 22
Hämmer T 67
–, Anwendung T 70
–, Ausführungsbeispiele T 70
–, Bauarten T 70
–, Fallhämmer T 70
–, Gegenschlaghämmer T 70, T 71, T 72
–, Oberdruckhämmer T 70, T 71
–, Schabottehämmer T 70
–, Schlagwirkungsgrad T 70
härten E 39
Härteprüfverfahren E 29
–, nach Brinell E 29
–, nach Rockwell E 30
–, nach Vickers E 30
Haftkraft B 17
Haftreibungszahl Q 12
Haftzahl B 14
Halbleiter V 14
Halbleiterspeicher Y 9
Halbraum C 36
Halbwertszeit W 23
Halbzeug S 5, S 6
Halleffekt V 14
Haltestrom I 13
Handbremse Q 11
Handformen S 8
–, Bearbeitungszugaben S 8
–, Dauermodell S 7
–, Formschrägen S 8
–, Kernmarken S 8
–, Modell S 7
–, Modellteilung S 8
–, Schwindmaß S 8
Handhabungseigenschaften Q 32
Handhabungseinrichtungen T 106
Handhabungsfunktionen S 110
Handschaltgetriebe Q 9
Hanes-Woolf N 50
Hardware-Regler X 14
harmonische Bewegung B 38
Harmonische Schwingung B 39
Harnstoff Q 47
Harzinjektionstechnik F 23
Hauptabmessungen P 21
–, Drehkolbenpumpen P 21, P 22
–, Exzenterschneckenpumpen P 21, P 22
–, Hubkolbenpumpen P 21
–, Membranpumpen P 21
–, oszillierende Verdrängerpumpen P 21
–, rotierende Verdrängerpumpen P 21
Hauptachsen B 33
Hauptachsen und Hauptflächenmomente 2. Grades C 13
Hauptausführung B 64
Hauptdehnungen C 4
Hauptdehnungsrichtungen C 4
Hauptformänderung S 24, S 25
Hauptkrümmungsebenen C 37

Hauptkrümmungsradien C 38
Hauptlagerungen T 33
–, aerostatische Lagerungen T 33
–, Getriebelager T 33
–, Gleitlagerungen mit hydrostatischer Schmierung T 33
–, Vorschubspindellagerungen T 33
Hauptmerkmalliste F 11
Hauptnormalspannung C 2
Hauptnormalspannungstrajektorien C 2
Hauptregelstrecken X 21
Hauptsatz, erster D 4
–, nullter D 2
–, zweiter D 6
Hauptschubspannung C 2
Hauptschubspannungstrajektorien C 2
Hauptspeicher Y 9
Hauptspindelstock T 96
Hauptströmung B 49
Hauptuntersuchung Q 12
Hauptzugspannung C 5
Hauptzylinder Q 15
Head injury criteria Q 40
Hebezeuge U 3
Heckantrieb Q 5
Heckkollision Q 40
Hedströmzahl He B 55
Hefen N 38
Heißgasmotor P 91
Heißkorrosion P 64
Heißleiter-Temperatursensoren W 20
Heißpressen S 20
Heizkörper M 26
Heizkörperthermostatventil M 37
heiztechnische Verfahren M 14
Heizungsregelung Q 46
Heizwert D 18
–, von Heizölen D 18
Heizwerte D 46
Heizzahl D 24
Helmholtzsche Wirbelsätze B 57
Hemmung, kompetitive N 50
–, nichtkompetitive N 50
–, Substratüberschusshemmung N 50, N 54
–, unkompetitive N 50
Hermitesche Polynome C 52
hermomechanische Behandlungen, Warm-Kalt-Verfestigen E 43
Herstellen planarer Strukturen S 89
Herstellen von Schichten S 88
Herstellkosten F 9
Hertzsche Frequenzen B 43
Hertzschen Frequenz B 38
Hilfsbremsanlage Q 11
Hilfskraft Q 12
Hilfsregelkreis X 19
Hinterachsdifferential Q 13
Hitzdrahtanemoneter W 18
Hitzesterilisation N 42
–, Absterbekinetik N 42
–, Sterilisation in feuchter Hitze N 43
–, Sterilisation in trockener Hitze N 44
HLW-Volumenbeiwert Q 98
Hobelmaschinen T 91
Hobeln S 50
Hochauftriebssysteme Q 119
Hochbaumaschinen U 84
–, Autobetonpumpe U 86
–, Baustellenbetonpumpe U 86
–, Betonmischanlage U 84
–, Betonmischer U 84
–, Betonpumpe U 86
–, Förderleitung U 86
–, Rotorbetonpumpe U 86
–, Transportbetonmischer U 85
–, Turmdrehkrane U 84
–, Verteilermast U 86
Hochdruck S 89
Hochgeschwindigkeitsschleifen T 98
Hochgeschwindigkeitsstabilität Q 44
Hochlage E 31
Hochleistungsbandschleifen T 98
Hochregallager U 79
–, Auslagerungsplatz U 80
–, Doppelspiel U 79
–, Einfachspiel U 79
–, Regalbediengerät U 79
Höchstgeschwindigkeit Q 7
Höhenleitwerk Q 98
Höhenruder Q 99
Hohlläufer T 9
Hohlmantelspannhülse G 29
Hohlniete G 39
Hohlraumanteil D 33
Holographie W 8
holonome Systeme B 30
Holz Q 114
Holzindustrie T 98
Honen S 58
Honleisten T 98
Honmaschinen T 98
Honsteine T 99
Hookesches Gesetz C 4
Hookesches Material C 4
Hookesches Modellgesetz B 65
Horizontalflug Q 105
HTML Y 13
Hubarbeit D 16
Hub-Bohrungsverhältnis P 83
Hubkolbenmaschinen P 2, P 5
Hubkolbenmotoren P 83
Hubraumleistung P 75
Hubschrauberrotoren R 50
–, gelenkloses Rotorsystem R 51
–, Hauptrotorblatt R 51
–, Hauptrotorkopf R 51
Hubschwingungen Q 40
Hubvolumen H 4, H 16
–, Hubvolumenverstellung H 4
Hubwerkantriebe U 27
Hubwerke, Greiferhubwerke U 21
–, Stückguthubwerke U 20
Hüllfläche X 2
Hybrid/Schrittmotor V 31
hybride Repräsentation Y 16
Hybridmotor, Magermotor P 67
–, Schichtlademotor P 67
–, Zündstrahl-Diesel-Gasmotor P 67
Hybridmotoren P 67
–, Ottomotor mit DE P 67
–, Vielstoffmotor P 67
Hybridrechner Y 10
Hydrafilm-Verfahren S 38
hydraulisch betätigte Kupplungen Q 7
Hydraulisch glatte Rohre B 50
Hydraulisch raue Rohre B 50
hydraulische Dämpfer Q 28
hydraulische Förderung N 33
–, Druckverlust N 33
–, Fördergeschwindigkeit N 33
Hydraulische Getriebe T 15
–, Drosselkreislauf T 16
–, Eilganggetriebe T 16
–, geschlossener Kreislauf T 16
–, offener Kreislauf T 16
Hydraulische Pressen T 67
–, Anwendung T 67
–, Arbeitsvermögen T 67
–, Ausführungsbeispiele T 67
–, Bauarten T 67
–, Baugruppen T 67
–, Hydraulische Presse mit Ziehkissen T 69
–, mit Speicherantrieb T 67
–, mit unmittelbarem Pumpenantrieb T 67
–, Nennkraft T 67
–, Stößelkraft T 67
–, Strangpressen T 67
hydraulischer Drehmomentwandler Q 6
hydraulischer Durchmesser B 51
hydraulischer Teleskopdämpfer Q 28
hydraulischer Ventilspielausgleich P 57
hydrodynamische Anfahrelemente Q 6
hydrodynamische Bremse R 54
–, Bauarten R 52
–, Bremsenkennfeld R 54
Hydrodynamische Bremse, Bremskennlinie R 54
hydrodynamische Bremse, Füllungsgrade R 54
Hydrodynamische Bremse, Füllungssteuerung R 54
hydrodynamische Bremse, Konstantfüllung R 53
–, Konstantfüllungsbremsen R 53
–, Retarder R 52, R 54
–, Retardergehäuse R 54
–, Stellbremsen R 53
–, Stellschaufeln R 53
hydrodynamischer Wandler Q 9
hydrodynamisches Paradoxon B 58
Hydrogetriebe H 1, H 4, H 15, H 16
–, Getriebe mit Stromteilung H 4
–, Getriebe ohne Stromteilung H 4
–, Kompaktgetriebe H 5
–, Koppelgetriebe H 5
–, Krafttriebe H 4
–, Leistungsgetriebe H 4
–, Stelltriebe H 4
–, Vorschubtriebe H 4
Hydrokreis H 15
Hydromotoren T 11
–, rotatorische Hydromotoren T 11
Hydropneumatik Q 29
hydropneumatische Federn Q 27
Hydropumpe H 2
Hydrospeicher H 15
hydrostatische Anfahrhilfen G 104
hydrostatisches Strangpressen S 38
Hygrometer W 24
Hyper Text Markup Language Y 13

hyperbolische Spannungsverteilung für σ C 19
hyperbolisches Gesetz C 19
Hypoidradpaar G 124
Hypoid-Verzahnung Q 9
Hysteresis-Schleife C 53

I-Anteil X 12
ideale Gase, innere Energie D 12
Ideale und nichtideale Flüssigkeit B 48
ideal-elastisch-plastische Spannungs-Dehnungs-Linie C 5
idealisierter Bremsvorgang Q 13
Identifikation X 19
Identifikationsnummer Y 23
Identifikationsproblem O 13
IEEE-488-Schnittstelle W 32
IGBT Transistor V 35
I-Glied X 6
Immission W 22
Immobilisierung N 46, N 55
Impact-Druckverfahren S 89
Impedanz V 8
Impulsfunktion X 4
Impulsmomenten- (Flächen-) und Drehimpulssatz B 28
Impulsmoment B 28
Impulssatz B 28, B 29
indifferentes Gleichgewicht B 6
indirekte Einspritzung IDE P 66
indirektes Strangpressen S 38
Indizierung P 52
Inducer R 40
Induktion, magnetische D 5
Induktionsgerät M 62
Induktionsgesetz V 2, V 5, V 17
–, induzierte Spannung V 17
Induktionshärten E 41
Induktionszähler W 32
induktive Durchflussmesser W 19
induktive Erwärmung V 64
–, dielektrische Erwärmung V 65
–, Oberflächenerwärmung V 64
induktive Wegaufnehmer W 12
Induktivität I 8, V 5
Induktivitäts-Meßbrücke W 27
Industrie-PC X 14
Industrieroboter S 110, T 106
Industrieturbinen R 62
induzierter Widerstand B 62
Inertgas K 28
Informationsmodellierung Y 6
inkompressibel B 46
inkompressible Fluide D 13
inkompressible Medien B 49
Innendurchmesser-Trennschleifen S 60
Innengeräusch Q 37, Q 42
Innenraumauslegung Q 38
Innenraumpolsterung Q 40
Innenrundschleifmaschinen T 95, T 97
innere Arbeit P 52
innere Energie, Änderung von D 12
innere Kräfte B 1
innere virtuelle Arbeit C 26
innerer Wirkungsgrad P 53
innermaschinelle Verfahren F 40
Inokulum N 41
instabile Gleichgewichtslage C 43
instabiles Verhalten B 46
instabiler Betriebspunkt P 81
Instandhaltung M 96
instandhaltungsgerecht F 21
Instanz Y 8
Instationäre Strömung zäher Newtonscher Flüssigkeiten B 54
instationärer Ausfluss B 49
Insulated Gate Bipolar Transistor I 12
Integralbauweise F 21, Q 114
Integralgleichungen C 48
Integralstrecken X 11
Integraltank Q 119
Integrierbeiwert X 6, X 11, X 12
Integrierte Schaltungen I 7
Integrierzeit X 12
Intensität, Intensitätspegel O 28
Interaktionsformeln C 56
Interferenzen Q 42
Interferenzmikroskop W 10
Interferometer W 7
Internationale Temperaturskala D 35
interne Kunden Q 49
Internet Y 13
Interpolation A 5
interpolatorische Quadratur A 6
Intervallrechnung A 3
Invariante des Spannungstensors C 3
Invarianz X 15
Investitionsentscheidungen L 2
Ionenimplantieren S 89
Ionisationsdetektoren W 23
ionisierende Strahlung W 22
Ionomere E 79
IRED I 16
I-Regler X 12
irreversibel D 4
Irreversibilität, Prinzip der D 6
irreversible Reaktionen N 24
Isentrope D 15
Isobare D 15
Isochore D 15
Isolationseigenschaft I 17
Isolationskapazität I 17
Isolationsnennspannung I 17
Isolationsprüfspannung I 17
Isolationswiderstand I 17
Isolatoren V 14
Isotherme D 15
isothermisches Umwandeln E 42
isotrope Körper C 35
isotrope Stählen Q 37
Istmaß F 32
I-Strecke 0. Ordnung X 11
I-Strecke 1. Ordnung X 11
I-Strecke i-ter Ordnung und Totzeit X 11
I-Umrichter V 40, V 51

japanische Design Rules Q 3
JFET I 11
JK-Trigger V 68
Joule-Prozess D 21, R 83
Joule-Prozess mit Abgaswärmetauscher R 84

Kabel V 55
Kabelbaum-Multiplex-System Q 46
Kälteerzeugung D 23
Kälteleistung D 24
Kältemaschinen D 23
Kältemittel D 23, M 10
Kälteprozess D 20
kältetechnische Verfahren M 6
kältetechnische Anlagen M 65
Kalandrieren S 18
Kalibrierlaboratorium W 4
Kalorimetrie W 20
Kaltdampf-Kompressionskälteanlage M 7
Kaltdampfmaschine D 23
Kaltfressen G 135
Kaltpressen S 20
Kaltpressverfahren S 20
Kaltschmieden S 37
Kaltverfestigung S 23
Kaltwassernetz M 76
Kammscher Reibungskreis Q 20
Kanäle M 22
Kanalnetz M 23
Kapazität V 5
Kapazitäten I 7
Kapazitätsdioden I 8
Kapazitäts-Messbrücke W 27
kapazitive Wegaufnehmer W 12
Kapillare B 46
Kapillarität und Oberflächenspannung B 46
Kapillarviskosimeter W 19
Kaplanturbinen R 33
–, Aufbau R 33
–, Drehzahl R 33
–, Durchgangsdrehzahl R 33
–, elektrohydraulischer Regler R 33
–, Hydraulikservomotor R 33
–, Laufkraftwerke R 33
–, Laufradschaufel R 33
–, Laufradservomotor R 33
–, Leitradschaufel R 33
–, Leitradservomotor R 34
–, Regelung R 33
–, Saugrohr R 33
–, Schaufelstellung R 33
–, Schaufelstellungsgeber R 34
–, Turbinenregler R 34
Kappsches Dreieck V 18
Kaskadenregelung V 46, X 18
katabolische Enzyme N 49
Kataloge F 7
Katalysatoren P 78
–, Drei-Wege-Katalysator P 78
–, katalytische NOx-Reduktion P 78
–, NO_x-Speicher-Katalysatoren P 79
–, NSCR-Katalysatoren P 79
–, Oxidations-Katalysatoren P 78
–, SCR-Verfahren P 79
katalytisch aktives Zentrum N 49
katalytische Brennkammer R 87
Kathode I 12
Kautschuk E 80
Kavitation R 8, R 39
–, Hochgeschwindigkeitsstrahlen R 39
–, Kavitationserosion R 39
–, Kavitationskorrosion R 39
–, Kondensationsvorgänge R 39
–, Mikrowasserstrahlen R 39
Kavitationskorrosion E 105

Kegelpressverband G 30
Kegelrad B 25
Kegelradbauweise Q 9
Kegelradpaar G 124
Kegelspannringe G 30
Kegelstifte G 34
keilförmige Scheibe unter Einzelkräften C 40
Keilriemen G 114
–, Bauarten G 115
Keilverbindung G 35
Keilwellen G 36, G 37
Keilwinkel S 41, S 53
Keimbildung N 16
–, Übersättigung N 16
Keime M 6
Kelvin-Skala D 3
Kennfelddarstellung P 75
Kenngrößen P 75
–, dimensionslose D 31
–, geometrische D 31
Kenngrößen von Pressmaschinen T 62
–, Energiekenngrößen T 62
–, Genauigkeitskenngrößen T 62
–, Kraftkenngrößen T 62
–, Zeitkenngrößen T 62
Kenngrößen-Bereich, Turbinenstufe R 19
–, Verdichterstufe R 18
Kennkreisfrequenz V 11, X 10
Kennlinie X 3
Kennungswandler Q 6
Kennzahlen B 64
keramikfaserverstärkte Keramik E 69
Keramikformen S 11
keramische Werkstoffe E 68
Kerbfall G 18
Kerbschlag-Biegeversuch E 30
Kerbspannungen C 30
Kerbverzahnung G 35, G 37
Kerbwirkung C 7
Kerbwirkungszahl C 57
Kerbzahnprofil G 36
Kernbrennstoffe L 12
–, Abbrand L 13
–, Brennelemente L 14
–, Brennstoffkreislauf L 15
–, Brutprozess L 14
–, Druckwasserreaktoren L 13
–, Endlagerung radioaktiver Abfälle L 15
–, Feed L 13
–, Gasdiffusionsverfahren L 14
–, gasgekühlte Reaktoren L 14
–, hochradioaktive Abfälle L 15
–, Kernfusion L 12
–, Kernreaktor L 13
–, Kernspaltung L 12
–, Kernspaltungsvorgänge L 14
–, Kernverschmelzung L 12
–, Konversion L 14
–, Kühlung L 14
–, Leichtwasserreaktoren L 13
–, mittelaktive Abfälle L 15
–, Moderation L 14
–, Moderator L 14
–, Reaktorkern L 14
–, Regelstäbe L 14
–, schnelle Neutronen L 12
–, schneller Brüter L 14
–, schwachaktive Abfälle L 15
–, Siedewasserreaktoren L 13
–, Spaltprodukten L 13
–, thermische Neutronen L 12
–, Thoriumumwandlung L 14
–, Uran L 12
–, Uranvorräte L 13
–, Wiederaufbereitungsanlage L 15
Kernfusion L 12, L 66
Kernmaterial, ferromagnetisches I 8
Kernphysik, Grundbegriffe Z 6
Kernreaktoren L 60
–, biologischer Schild L 60
–, Brennelemente L 62, L 63
–, Druckbehälter L 60
–, Druckwasserreaktor (DWR) L 62
–, effektiver Vermehrungsfaktor L 61
–, gasgekühlte thermische Reaktoren L 65
–, größter anzunehmender Unfall (GAU) L 60
–, Hochtemperaturreaktor (HTR), (THTR) L 65
–, Leichtwasserreaktoren (LWR) L 62
–, Multiplikationsfaktor L 61
–, Reaktorgebäude L 60, L 62
–, Reaktorkern L 60
–, Reaktortheorie L 61
–, Reflektor L 60
–, Resonanzfluchtwahrscheinlichkeit L 61
–, schnelle Brutreaktoren (SNR) L 66
–, Schnellspaltfaktor L 61
–, Schwerwasserreaktoren L 65
–, Sicherheitstechnik L 60
–, Siedewasserreaktor (SWR) L 63
–, thermischer Nutzfaktor L 61
–, thermischer Schild L 60
Kernzonenumschmelzverfahren E 38
Ketten U 3
–, Anschlagketten U 3
–, Kettenräder U 4
–, Kettentriebe U 3
–, Rundstahlketten U 3
–, Stahlgelenkketten U 4
–, Zugmittelketten U 4
Kettengetriebe G 117
–, Buchsenkette G 117
–, Rollenkette G 117
–, stufenlos verstellbar G 117
–, Zahnkette G 117
Kickdown Q 49
kinematische Analyse räumlicher Getriebe G 171
–, dynamisches Laufkriterium G 172
–, Gelenkführungsglied G 172
–, Geschlossenheitsbedingung G 171
–, Laufgüte G 171
–, Leistungsfluss G 171
–, Momentanpol G 172
–, räumliches Getriebe G 171
–, Übertragungswinkel G 172
kinematische Messgrößen W 11
Kinematische Zähigkeit B 50
kinematischer Fremderregung B 40
Kinetik enzymatischer Reaktionen N 49
kinetische Energien B 28
Kinetische Lagerdrücke B 31
kinetostatische Analyse ebener Getriebe G 170
–, Drehgelenk G 170
–, Kurvengelenk G 170
–, Schubgelenk G 170
Kipphebel P 56
Kippmoment V 25
Kippschalen-Sorter U 76
Kippstabilität Q 45
Kippsteifigkeiten T 63
Kippung C 5, T 63
Kirchhoff, Gesetz D 34, D 35
Kirchhoffsche Randscherkraft (Ersatzquerkraft) C 52
Kirchhoffsche Sätze V 4
Klappen, Absperrklappen K 22
–, Drosselklappen K 22
–, Rückschlagklappen K 22
Klasse Y 6
Klassen Y 8
Klassendiagramme Y 6
Klassieren in Gasen N 8
Klassifikationsnummer Y 23
Kleben G 27
–, Klebstoffe G 27
–, Oberflächenvorbehandlung der Fügeteile G 27
–, Tragfähigkeit G 28
Kleinmotoren V 30
kleinste (Eulersche) Knicklast C 43
kleinster kritischer Beuldruck C 47
Kleinturbinen R 65
Kleinwärmepumpengerät M 62
Klemmverbindung G 29, G 30, G 32, G 33
–, Entwurfsberechnung G 33
–, mit geteilter Nabe G 30
–, mit Hohlkeil G 30
Klimaanlage M 22, Q 61
Klimamesstechnik W 24
Klimaprüfschränke und -kammern M 89
Klimaregelung Q 46
Klimawerte S 117
Klirrfaktor V 8
Klopffestigkeit P 63
Knabberschneiden S 65
Knicken C 7
Knicken im elastischen (Euler-)Bereich C 43
Knicken im unelastischen (Tetmajer-)Bereich C 44
Knicken von Ringen, Rahmen und Stabsystemen C 45
Knickpunktsfeuchte N 18
Knicksicherheit C 44
Knickspannung C 43
Knickung C 5
Kniehebelpressen, Pressen mit Kniehebelgetriebe T 64
–, Stößelkraftgrenzen T 66
Knotenkräfte C 49
Knotenschnittverfahren B 10
Knotenverschiebungen C 48
Knüppelbrecher T 60
Knüppelscheren T 60
Koeffizientenvergleich B 43

körnige Suspensionen B 55
Körper, diatherman D 34
–, halbunendliche D 30
–, halbunendliche, in thermischem Kontakt D 30
–, schwarzer D 34
Körper im Raum B 9
Körpermaße S 115
Körperschall W 23
Körperschallbrücken Q 42
Körperschallmaß O 29
Kohlendioxidausstoß Q 48
Kohlenstofffasern Q 115
Kohlenwasserstoffe P 63
Kokillengießen S 13
Kolben P 9, P 84
Kolben und Kolbenbolzen P 10
Kolbenbeschleunigung P 6
Kolbenflächenleistung P 75
Kolbengeschwindigkeit P 6
Kolbenmanometer W 17
Kolbenmaschine P 2
–, Definition P 2
–, Elemente P 8
Kolbenmotor Q 104
Kolbenring P 11
Kolbenweg P 5
Kollaborationsdiagramm Y 7
Kollektorstrom I 9
Kollergang B 36
Kolonne N 11, N 12, N 14
–, Aktivitätskoeffizient N 13
–, Bilanzlinien N 12
–, Bodenabstand N 14
–, Bodenkolonne N 14
–, Böden N 11
–, Durchsätze N 11
–, Fugazitätskoeffizienten N 13
–, Gegenstrom N 11
–, Gleichgewichtslinien N 12
–, Grenzfläche N 11
–, Kolonnenhöhe N 14
–, Packungen N 11
–, Partialdruck- oder Konzentrationsgefälle N 11
–, Phasengrenzfläche N 14
–, Sättigungsdampfdruck N 13
–, Stoffaustauschfläche N 14
–, Verstärkungsverhältnis N 14
–, Volumenstromdichte N 14
Kombikessel M 32
Kombi-Kraftwerke L 22
–, GUD-Prozess L 22
–, Kesselfeuerung L 23
–, Rauchgasreinigungsanlagen L 23
–, Wärmeschaltbild L 23
–, Wirkungsgradermittlung L 23
–, Wirkungsgradsteigerung L 22
Komfort Q 2, Q 40
Komfortbewertung Q 41
Komitee für Maß und Gewicht D 3
Kommissioniersystem U 78
–, Kommissionierlager U 80
Kommunikation Y 12
kommutatorloser Gleichstrommotor V 32
Kommutierung V 36
kompakte Außenmaße Q 2
Kompatibilität Q 40
Kompensation X 22
Kompensationsmethoden W 1
Kompensationsschreiber W 34
Kompensatoren W 27
Komplettbearbeitung T 91, T 98
Komposition Y 7
kompressibel B 46
kompressible Fluide B 50
Kompressionskälteanlage D 23
Kompressionskältemaschine D 23
Kompressionsmodul K G 61
Kompressionsperiode B 37
Kompressionswärmepumpe D 24
Kompressor-/Speichereinheit H 3
–, Ablaufsteuerung H 3
–, Druckregler H 3, H 21
–, Expansionsverhältnis H 3
–, Filter H 3, H 21
–, Öler H 3
–, SPS-Steuerung H 3
–, Verdichter H 20
–, Wartungseinheit H 3, H 21
Kompressoren P 28
–, Anwendungsgebiete P 28
–, Bauart P 28
–, Bauarten von Verdichtern P 28
–, Hauptanwendung P 28
–, Roots-Gebläse P 28
–, Wälzkolbenvakuumpumpe P 28
Kondensatableiter K 21
Kondensation R 8
–, an waagrechten Einzelrohren D 33
Kondensator I 7, V 5, V 8
–, abgeführter Wärmestrom D 24
–, Drehkondensator I 8
–, einstellbarer Kondensator I 8
–, Festkondensator I 8
–, Luftkondensatoren I 7
–, parasitäre Kapazitäten I 8
–, Plattenkondensator I 8
–, Rohrkondensator I 8
–, Temperatureinfluss I 7
–, Verluste I 7
Kondensatoren K 27
–, Berechnung K 28
–, Dampfgassen K 29
–, Dampfkraftanlagen K 28
–, Druckverluste K 29
–, Einspritz-Kondensatoren K 27
–, Hilfsmaschinen K 30
–, in der chemischen Industrie K 28
–, Inertgase K 29
–, Konstruktion K 29
–, luftgekühlte K 29
–, Mehrkomponentengemische K 28
–, nichtkondensierbare Gase K 28
–, Niederdruck-Sattdampf K 28
–, Oberflächenkondensatoren K 27, K 28
–, überhitzter Dampf K 28
–, Wärmedurchgangskoeffizient K 28
–, Wärmeübergang K 28
Kondensatormotor V 31
Kondensatorverfahren W 11
Kondensatpumpen K 31
Konditionieren S 57
Konforme Abbildung des Kreises B 59
kongruente Bahnen B 21
Konservierung N 41
Konsistenzklassen von Schmierfetten E 142
Konstantdrucknetz H 17
Konstant-Druck-Vergaser P 68
Konstanten, physikalische Z 5
konstanter Durchmesser C 27
Konstant-Querschnitt-Vergaser P 67
Konstruktionsarten F 15
Konstruktionsphilosophien Q 110
Konstruktionsprozess F 11
konstruktive Gestaltung G 106, P 22
–, Baugruppen zur Ein- und Auslasssteuerung P 22
–, Dickstoffpumpen P 24
–, Dosierpumpen P 24, P 26
–, Drehkolbenpumpe P 27
–, Drehkolbenpumpen P 24
–, druckgesteuerte Ventile P 22
–, Exzenterschneckenpumpe P 24, P 25, P 27
–, Hubkolbenpumpen P 24
–, Kegelventile P 22
–, Kolbenpumpen P 24
–, Kugelventile P 22
–, Membrankolbenpumpen P 24
–, Membranpumpen P 24
–, Prozessmembranpumpe P 24, P 26
–, Rohrweichenpumpe P 25, P 27
–, Schlauchmembranpumpe P 27
–, Tellerventile P 22
–, Ventilbauarten P 22
–, Verstellung und Regelung P 23
–, Wegsteuerung P 22, P 23
Kontaktkorrosion F 19
Kontakttemperatur D 30
Konterschneiden S 69
kontinuierliche variable Transmission Q 48
Kontinuitätsgleichung B 49, H 2
Konvektion, freie D 33
–, freie, um waagrechte Zylinder D 33
konvektiv B 57
konventionelle Verkabelung Q 46
konventioneller Ventiltrieb P 56
konventionelles Steuerdiagramm P 58
konzentrierte Krümmungen C 52
Konzipieren F 12
Koordinatenschreiber W 34
Kopfspiel G 127
Kopplungen X 21
Korrosion E 99
–, chemische Reaktionen E 99
–, chemisch-metallphysikalische Reaktionen E 99
–, ebenmäßig abtragende F 19
–, elektrochemische Reaktionen E 99
–, lokal angreifende F 19
–, Mechanismen E 99
–, Sauerstoffkorrosionstyp E 100
–, Wasserstoffkorrosionstyp E 99
Korrosionserscheinungen E 100
–, flächige Korrosion E 100
–, interkristalline Korrosion E 101
–, Korrosionsarten E 100
–, Seigerungskorrosion E 100
korrosionsgerecht F 19

Korrosionsprüfung E 107
–, elektrochemische Versuche E 108
–, Freibewitterung E 107
–, Kurzzeit-Korrosionsprüfung E 107
–, Prüfverfahren E 107
–, Tauchversuche E 108
–, Versuche unter gleichzeitiger mechanischer Beanspruchung E 108
Korrosionsreaktionen E 99
Korrosionsschäden E 99
Korrosionsschutz E 99, E 106
–, Erzeugung von Diffusionsschichten E 106
–, kathodischer Schutz E 106
–, Korrosionsschutz durch Inhibitoren E 107
–, korrosionsschutzgerechte Fertigung E 107
–, korrosionsschutzgerechte Konstruktion E 107
–, legierungstechnische Maßnahmen E 106
–, Schutz durch metallische Überzüge E 106
–, Werkstoffreinheit E 106
Korrosionsschutzmaßnahmen Q 38
Korrosionsverschleiß E 104
Kostenfrüherkennung F 9
Kostenrechnung S 112
–, Kalkulation S 114
–, Kostenartenrechnung S 112
–, Kostenstellenrechnung S 112
–, Kostenträgerrechnung S 112
–, Maschinenstundensatzrechnung S 114
Kostenschätzung, Ähnlichkeitsbeziehungen F 9
–, Materialkostenanteil F 9
–, Regressionsrechnungen F 9
Kräfte B 1
Kräfte am Kurbeltrieb P 6
Kräfte und Momente, Ausgleich O 8
–, oszillierende Massen O 8
–, rotierende Massen O 8
Kräftefreier Kreisel B 36
Kräftepaare B 1
Kräftespiel am Triebwerk P 7
Kraft, generalisierte D 4
Kraft auf Düse B 56
Kraft auf Rohrkrümmer B 56
Kraft bei plötzlicher Rohrerweiterung B 56
Kraft- und Energieleitung F 16
Kraftausgleich F 16
Kraftdichte V 6
Krafteck B 3
Krafteinteilung G 45
–, exzentrische Verspannung und Belastung G 46
Kraftfahrzeuge Q 2
kraftflussgerechte Gestaltung F 16
Kraftgebundene Pressmaschinen T 67
kraftgebundene Zustellung T 98
Kraftgrößenmethode C 48
Kraftgrößenverfahren C 32
Kraftmaschine R 1
–, Axialmaschine R 1
–, Radialmaschine R 1
–, Zentrifugalmaschine R 1
–, Zentripetalmaschine R 1
Kraftmaschinen P 2, P 3
Kraftmessdosen W 15
Kraftmesstechnik W 14
Kraftomnibus Q 2
Kraftpegel O 29
Krafträder Q 43
kraft-(reib-)schlüssige Schaltkupplungen, Einflächenkupplungen G 74
–, elektromagnetisch betätigte Kupplungen G 75
–, hydraulisch betätigte Kupplungen G 75
–, Kupplungs-Brems-Kombinationen G 74
–, Lamellenkupplungen G 74
–, Magnetpulverkupplung G 75
–, mechanische Betätigungseinrichtungen G 75
–, Mehrflächen-(Lamellen-)kupplungen G 74
–, Nasslauf G 74
–, pneumatische Betätigung G 75
–, Reibungswärme G 74
–, Reibwerkstoffe G 75
–, Trockenlauf G 74
–, Verschleiß G 74
–, Zweiflächen-(Einscheiben-)kupplungen G 74
–, Zylinder- und Kegelkupplungen G 74
Kraftschlusspotential Q 6
Kraftschluss-Schlupf-Funktion Q 56
Kraftschraube B 5
Kraftstoffanlage Q 40
Kraftstoffe D 46
Kraftstofftanks Q 119
Kraftstoffverbrauch Q 5, Q 7, Q 104, Q 105
Kraftübertragung Q 20
Kraftvektor B 26
Kraftverhältnisse G 49
Kraft-Wärme-Kopplung L 25, D 24
–, Energienutzung L 25
–, Leistungsgrößen L 25
–, Schema der D 24
–, Stromverlustkennzahl L 25
Kraftwerksabwärme D 24
Kraftwerksturbinen R 57
Kraftzerlegung im Raum B 5
Kran U 3
Kranarten U 32
–, Autokrane U 42
–, Brückenkrane U 33
–, Containerkrane U 37
–, Drehkrane U 37
–, Elektrohängebahn U 32
–, Greiferschiffsentlader U 36
–, Hängebahnen U 32
–, Hängekrane U 33
–, Portaldrehkrane U 41
–, Säulendrehkrane U 41
–, Turmdrehkran U 40
–, Verladebrücken U 36
–, Wandschwenkkrane U 41
Krane U 3
–, Abnahmeprüfung U 32
–, Antriebe U 26
–, Antriebssysteme U 24
–, Drehwerke U 39
–, Fahrbahnen U 22
–, Fahrwerke U 22
–, Kranschienen U 22
–, Laufräder U 23
–, Spurführung U 24
–, Standsicherheit U 40
Krantragwerke U 28
–, Berechnung U 28
–, Betriebsfestigkeitsnachweis U 30
–, Betriebsgruppe U 30
–, Grenzspannungsverhältnis U 30
–, Kerbfall U 30
–, Puffer U 30
–, Schraubenverbindungen U 31
–, Spannungsnachweis U 30
–, Stabilitätsnachweis U 30
–, Standsicherheit U 32
Kreativitätstechniken F 5
Kreisbogenverzahnung G 131
Kreiselbewegung B 36
Kreiselkompass B 36
Kreiselpumpen R 36, R 40
–, Abdrehen R 42
–, Anlagenkennlinie R 40
–, Antrieb R 38
–, Ausdrehen R 42
–, axiale Rohrschachtpumpe R 44
–, Axialrad R 37
–, Axialschub R 38
–, Bauarten R 36
–, Betriebspunkt R 40
–, Betriebsverhalten R 39
–, Blockpumpe R 38
–, Bypass R 42
–, Chromnickelstähle R 38
–, Dampfturbinenantrieb R 38
–, Dauerbetriebspunkt R 40
–, Dieselmotorpumpe R 38
–, Drehzahländerung R 42
–, Drehzahlregelung R 42
–, Dreikanalrad R 37
–, Drosselkurve R 40
–, Drosselung R 40
–, Einkanalrad R 37
–, Einschaufelrad R 37
–, einstellbare Schaufeln R 42
–, Elektromotor R 38
–, Erosionsbeständigkeit R 38
–, Festigkeit R 38
–, Fluid R 38
–, Förderhöhenkurven R 40
–, Fördermedien R 36
–, Freistromrad R 47
–, frequenzgesteuerter Drehstromantrieb R 38
–, Gegendrall R 42
–, Gehäuse R 38
–, geschlossene Laufräder R 37
–, Gleichdrall R 42
–, Gleitringdichtung R 45
–, Gliederbauweise R 43
–, Gliederform R 38
–, Halbaxialrad R 37
–, Kanalrad R 45
–, Kavitation R 38, R 40
–, Kavitationsbeständigkeit R 38

–, Kennlinien R 40
–, Kesselwasser-Umwälzpumpe R 43, R 46
–, Korrosionsbeständigkeit R 38
–, Kraftwerkstechnik R 43
–, Laufrad R 36
–, Laufschaufelverstellung R 42
–, Leistungsbedarf R 42
–, Leistungskurven R 40
–, mehrströmige Bauart R 38
–, mehrstufige Bauart R 37
–, Modellgesetze R 42
–, Nassaufstellung R 38
–, Nennbetriebspunkt R 40
–, nichtstabil R 40
–, *NPSH*-Kurven R 40
–, *NPSH*-Wert der Anlage R 40
–, Nullförderhöhe R 40
–, offene Laufräder R 37
–, Parallelschaltung R 38
–, Peripheralpumpe R 38
–, Radialrad R 37
–, Reaktorkühlmittelpumpe R 43, R 47
–, Reihenschaltung R 37
–, Riementrieb R 42
–, Ringraumgehäusepumpe R 38
–, Rohrgehäusepumpe R 38
–, Rohrschachtpumpe R 38
–, Rührer R 38
–, Rührwerkspumpe R 38, R 44
–, Sattel R 40
–, Schaufelverstellung R 40
–, Seitenkanalpumpe R 38
–, Selbstregelung durch Kavitation R 43
–, Spaltrohrmotorpumpe R 44, R 47
–, spezifische Drehzahl R 37
–, Spiralgehäuse R 38
–, Spiralgehäusepumpe R 38, R 44
–, Stufenförderhöhen R 37
–, Tauchmotor R 38
–, Tauchmotorpumpe R 38
–, Teillast R 40
–, Teillastgebiet R 40
–, Teilung R 38
–, Topfbauweise R 43
–, Topfgehäuse R 38
–, Trockenaufstellung R 38
–, Turbopumpe R 38
–, Überlast R 40
–, Umfangsgeschwindigkeit R 37
–, Umwälzpumpe R 44
–, Unterwassermotor R 38
–, Verändern der Schaufelaustrittskanten R 42
–, Verbrennungsmotorantrieb R 38
–, Verfahrenstechnik R 44
–, vierströmig R 37
–, Vordrallregelung R 42
–, Vorleitschaufelverstellung R 42
–, Wasserwirtschaft R 43
–, Welle R 38
–, Werkstoff R 38
–, Wirkungsgradkurven R 40
–, Zuschärfen R 42
–, Zweikanalrad R 37
–, zweiströmig R 37
–, zweiströmige Spiralgehäusepumpe R 44
Kreisflug Q 104
Kreisförderer U 55
–, Sortiereinrichtungen U 55
Kreiskettenförderer U 77
kreiskolbenartige Umlaufkolbenmaschinen P 2
Kreiskolbenmaschinen P 2
Kreiskrümmer B 52
Kreislauf H 15, H 16
–, Differenzstrom H 16
–, geschlossener H 15, H 16
–, halboffener H 16
–, Kurzschlußventil H 15, H 16
–, Nachsaugeventil H 16
–, offener H 15, H 16
–, Speisepumpe H 16
–, Spülventil H 15, H 16
Kreismembran B 44
Kreisplatten C 38, C 47
Kreisprozesse, principles D 20
Kreisringrahmen C 34
Kreisringträger C 34
Kreisscheibe C 39
Kreisscheren T 60
Kreisstruktur X 7, X 13
Kreistangentenpolygone C 30
Kreiszylinderschale unter konstantem Innendruck C 40
Kreiszylinderschalen C 47
Kreuzgegenstrom K 2
Kreuzgelenke Q 10
Kreuzkopf P 85
Kreuzkopfmaschinen P 5
Kreuzspulmesswerke W 32
Kriechen C 53
Kristallisation N 15
Kristallisator N 16
Kristallisieren N 11
Kristallorientierung S 91
Kristallrichtung S 92
Kritische Drehzahl und Biegeschwingung der einfach besetzten Welle B 41
kritische Reglerverstärkung X 18
kritische Spannung C 43
kritischer Wert B 49
kritischer Ermüdungsgrad R 30
kritischer Punkt X 16
Krümmung C 20
Krümmungsformel einer Kurve C 20
Krümmungsmittelpunkt C 20, B 18
Krümmungsradius der Bahnkurve B 18
Kryptographie Y 4, Y 13
Kryptographische Algorithmen Y 4
Kübel U 14
Kühler H 2, H 15
Kühlgrenztemperatur D 27
Kühllast M 17
Kühlmedium P 13
Kühlmittel V 22
Kühlschmiermittel S 55
Kühlsolen M 13
Kühltürme K 31
–, Arten K 31
–, Berechnung K 32
–, nasse Kühltürme K 32
–, Ventilatorkühltürme K 31
Kühlung H 3, H 16, P 13
Kühlung des Kolbens P 84
Kühlung von Arbeitsmedium und Schmieröl P 13
Kühlungskristallisation N 16
Kühlwasserpumpen K 30
künstliche Brenngase L 12
–, Brenn- und Heizwert L 12
–, Druckvergasungsgas L 12
–, Generatorgas L 12
–, Raffineriegase L 12
–, Schwelgase L 12
–, Wobbe-Zahl L 12
Kugel D 31
kugelige Wölbung C 41
Kugelphotometer W 22
Kugelschale unter konstantem Außendruck C 47
Kugelschale unter konstantem Innendruck C 40
Kugeltische U 73
Kulissenstein B 26
Kultivierungsbedingungen N 39
–, Nährstoffansprüche N 39
–, physikochemische Wachstumsansprüche N 39
Kunststoffe E 76
–, Aufbau und Verhalten E 76
–, Bewitterungsversuche E 84
–, Blasformen E 86
–, Brandverhalten E 84
–, chemische Eigenschaften E 83
–, Eigenschaften E 77, E 138
–, elektrische Eigenschaften E 83
–, Extrudieren E 86
–, Farbbeurteilung E 84
–, faserverstärkte Formteile E 86
–, Fertigungsgenauigkeit E 88
–, Fügen E 87
–, gestalten E 88
–, Gestaltungsrichtlinien E 88
–, Kennwertermittlung E 81
–, konditionieren E 89
–, mechanische Eigenschaften E 82
–, Nachbehandlungen E 89
–, Oberflächenbehandlungen E 90
–, pressen E 85
–, Prüfung E 81
–, Prüfung von Fertigteilen E 84
–, Schäumen E 86
–, Schweißen E 87
–, Schwindungsverhalten E 89
–, spangebende Bearbeitung E 90
–, Spritzgießen E 85
–, tempern E 89
–, thermische Eigenschaften E 83
–, Toleranzen E 89
–, umformen E 87
–, Urformen E 85
–, verarbeiten E 84
–, verarbeitungstechnische Eigenschaften E 84
Kunststofffedern Q 26
–, faserverstärkte G 64
Kunststoffschäume E 80
–, expandierbares Polystyrol PS-E E 80
–, Reaktionsschäume RSG, RIM E 80
–, Thermoplastschäume TSG E 80
Kupplungen G 65, Q 6, T 21
–, drehmomentgeschaltete G 79

–, drehmomentgeschaltete, Brechbolzenkupplungen G 79
–, drehmomentgeschaltete, Brechringkupplungen G 79
–, drehmomentgeschaltete, Druckölverbindungen G 79
–, drehmomentgeschaltete, Rutschkupplungen G 79
–, drehmomentgeschaltete, Sperrkörperkupplungen G 79
–, drehmomentgeschaltete, Zugbolzenkupplungen G 79
–, drehstarre, nicht schaltbare G 66
–, drehzahlgeschaltete G 79
–, elastische G 66
–, elastische, nicht schaltbare G 69
–, Fliehkraftkupplungen G 80
–, fremdgeschaltete G 73
–, fremdgeschaltete, öffnende Kupplungen G 73
–, fremdgeschaltete, Schaltkupplungen formschlüssige G 73
–, fremdgeschaltete, Schaltkupplungen kraftschlüssige G 73
–, fremdgeschaltete, schließende Kupplungen G 73
–, richtungsgeschaltete G 80
–, richtungsgeschaltete, Klauen- oder Zahnfreiläufe G 80
–, richtungsgeschaltete, Klemmfreiläufe G 80
–, richtungsgeschaltete, Klemmkörperfreiläufe G 80
–, richtungsgeschaltete, Klemmrollenfreiläufe G 80
–, selbsttätig schaltende G 79
–, Sicherheitskupplungen T 21
–, starre G 66
Kurbel-, Knekhebelpresse, Stößelgeschwindigkeit T 66
Kurbelgetriebe T 14
Kurbelpressen, Nennkraft T 65
–, Nennkraftweg T 65
–, Nennkraftwinkel T 65
–, Stößelkraft T 65
–, Stößelkraftgrenzen T 65
Kurbelschleife B 26, T 15
Kurbelschwingen T 14
Kurbeltrieb B 23, O 1, P 5, P 8
Kurbelwelle P 8, P 86
Kurvenförderer U 73
Kurvengetriebe G 165, G 173
–, Bewegungsgesetz G 174
–, Bewegungsplan G 173
–, Doppelschieber G 165
–, Doppelschleife G 165
–, Dreipolsatz G 166
–, Eingriffsglied G 165
–, Ersatzgetriebe G 167
–, Gleitkurvengetriebe G 166, G 167
–, Hauptabmessungen G 166, G 174
–, identische Freiheit G 165
–, Kurvengelenk G 165, G 166, G 167
–, Kurvengelenkkette G 165
–, Kurvenglied G 165
–, Maschinenzyklogramm G 173
–, Momentanpol G 167
–, Oldham-Kupplung G 165
–, Polgerade G 166
–, Schubschleife G 165
–, Schwinggelenk G 166
–, Steg G 165, G 173
–, Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung G 174
–, Übertragungswinkel G 174
–, Umlaufgelenk G 166
–, Wälzkurvengetriebe G 166, G 167
–, Wattsche Kette G 165
Kurvenscheren T 60
Kurzhubhonmaschinen T 98, T 99
Kurzschlussbetrieb I 15
Kurzschlussfälle V 57
–, dreipoliger Kurzschluss V 57
–, zweipoliger Kurzschluss V 57
Kurzschlussleistung V 54
Kurzunterbrechung V 58

labiles Gleichgewicht B 6
Lackschleudern S 89
Ladegutsicherung Q 40
Ladeluft, Druck P 61
–, Ladeluftkühlung P 61
–, Ladelufttemperatur P 61
Ladung D 5
Ladungsdurchsatz P 59
Ladungsträger U 73
Ladungswechsel P 55, P 58
Ladungswechsel des Viertaktmotors P 58
Ladungswechsel des Zweitaktmotors P 59
–, Spülluftdurchsatz P 60
–, Spüllufterzeugung P 60
–, Spülluftmenge P 59
–, Spülmodell P 59
–, Spülverfahren P 59
Ladungswechselrechnung P 59
Längenausdehnung, thermische D 44
Längendehnung D 14
Längenmesstechnik W 7
Längseinbau Q 5
Längskraft und Torsion C 32
Längsschlupf Q 20
Längsschwingungen von Stäben B 44
Läppen S 59
Läppscheibe T 100
Lärm W 23
Lagefehler S 67
Lageplan C 11
Lageregelung X 19
Lagerlebensdauer G 94
–, Ausfallwahrscheinlichkeit G 95
–, dynamische Tragzahl G 94
–, dynamischer Härtefaktor G 95
–, Ermüdungslebensdauer G 94
–, erweiterte Lebensdauer G 95
–, Gebrauchsdauer G 94
–, modifizierte Lebensdauer G 95
–, nominelle Lebensdauer G 94
–, statischer Härtefaktor G 95
–, Temperaturfaktor G 95
–, Überlebenswahrscheinlichkeit G 95
–, Versagensmechanismen G 94
Lagerstrategien U 84
Lagersystem U 78
–, Durchsatz U 82
–, Kanalregallager U 80
–, Lagerdauer U 78
–, Stauplätze U 78
–, Steuerung U 83
–, Warenausgang U 78
–, Wareneingang U 78
Lagerungsart U 78
–, automatisierte Kleinteileläger U 82
–, Blocklager U 78
–, Bodenlager U 78
–, Durchlaufregale U 78
–, dynamische Lagerung U 78
–, Einplatz-Querlagerung U 79
–, Lagerung auf Fördermitteln U 79
–, Mehrplatz-Längslagerung U 79
–, Regallager U 78
–, Umlaufregale U 78
–, Verschieberegale U 78
–, Zeilenlager U 78
Lagrangesche Funktion B 31
Lagrangesche Gleichungen B 30
Lagrangesche Kraft B 30
Lambda-Regelung Q 46
Lambertsches Cosinusgesetz D 34
laminarer Strömung B 49
Laminarflügel B 63
Laminarströmung D 32
–, hydrodynamisch nicht ausgebildete D 32
Landegewicht Q 94
Landestrecke Q 109
Landis-Verfahren T 95
Landung Q 108
Langhubhonmaschinen T 98
Langmuir-Blodgett-Verfahren S 89
Langsamläufer T 9
Laplace-Transformation V 13, X 5
Laschen- und Stabanschlüssen G 17
LASER S 85
Laserbrennschneiden G 24
Laserdiode I 16
Laserdrucker W 34
Laseroberflächenhärten E 41
Laserschmelzschneiden G 24
Laserstrahlverfahren S 85
lastabhängige Wartungs-Intervallanzeige Q 46
Lastannahmen Q 112
Lastaufnahmemittel U 11, U 12
–, Schüttgüter U 13
–, Stückgüter U 12
Lastebene C 12
Lastflussberechnungen V 54
Lasthaken U 11
Lasthebemagnet U 12
Lastkraftwagen Q 2
Lasttrum G 110
Lastvielfache Q 98, Q 112
Lateralabmessungen S 92
Latsch Q 20
Laufbuchse P 86
–, hybride Motorkühlung P 87
–, integrierte Buchse P 86
–, nasse Buchse P 87
–, trockene Buchse P 87
Laufwasserkraftwerke R 35
–, Aggregatwirkungsgrad R 35
Lavaldruck D 17

Laval-Druckverhältnis D 16
LC-Polymere E 78
Lebenszykluskosten Q 52
LED I 16
Leerlauf- und Enddrehzahlregler P 81
Leerlauf-Drehzahl-Regelung Q 46
Leertankgewicht Q 94
Leertrum G 110
–, Spannrolle G 112
Leichtbau Q 113
Leichtbeton E 71
Leichtkrafträder Q 43
Leichtmetallegierungen Q 115
Leistung H 1, P 74
–, Bremsleistung H 16
–, hydraulische Leistung H 2
–, Leistungsbilanz H 2
–, mechanische Leistung H 2
Leistungsangaben P 74
Leistungsdichten S 85
Leistungseintrag N 45
Leistungselektrik Q 73
Leistungselektronik I 12, V 34
Leistungsfähigkeit eines Antriebs V 44
Leistungsflussdiagramm V 25
Leistungshalbleiter, abschaltbarer I 12
Leistungsqualität V 54
Leistungstransistor I 10
Leistungszahl M 8
–, einer Kältemaschine D 24
Leit- und Informationssysteme Q 46
Leiterplatten I 6
Leitlinie, Anforderungsliste F 11
–, gestalten F 13
–, Hauptmerkmale F 11, F 13
Leittechnik X 21
Leitung H 2, H 15, H 16
–, Rohrleitung H 4
–, Rohrverschraubung H 15
Leitwerk Q 97, Q 98
Leitwerksbauformen Q 88
Lenkhebelpresse, Stößelkraftgrenzen T 66
Lenkhebelpressen, Pressen mit Lenkhebelgetriebe T 64
Lenkrollhalbmesser Q 23
Lenkrückstellverhalten Q 34
Lenksysteme für Vorder- und Hinterachse Q 46
Lenkungen Q 30
Lenkwinkelsprung Q 34
Leuchtdichte W 21
Leuchtdiode V 66
Lewis-Zahl K 32
Lichtbogen-Druckluft-Fugen G 24
Lichtbogenöfen V 63
Lichtbogen-Sauerstoffschneiden G 24
Lichtbogenschweißen V 64
Lichtmesstechnik W 21
lichtmikroskopische Verfahren W 10
Lichtschnittmikroskop W 10
Lichtschranke I 15
Lichtstärke W 21
Lichtstrahlung, Einheiten Z 5
Lichtstrom W 21
Lichttechnik, Grundgrößen Z 7
Lichtwellenleiter I 15
Liefergrad P 33, P 55
–, äußeres Druckverhältnis P 34, P 35
–, Aufheizungsgrad P 33, P 34
–, Dichtheitsgrad P 33, P 34
–, Drosselgrad P 33, P 34
–, Druckverluste P 34
–, Einflusszahl P 33
–, Füllungsgrad P 33, P 34
–, indizierter Liefergrad P 33
–, inneres Druckverhältnis P 34, P 35
–, Nutzliefergrad P 33
–, Überverdichtung P 35
–, Unterverdichtung P 35
LIGA-Technik S 90
LIGA-Verfahren S 92
Lilienthal Q 87, Q 102
Lilienthalpolare Q 102
Linearbetrieb I 10
lineare X 14
lineare Grundglieder X 6
lineare Polyester PET/PBT E 77
lineare Regler X 12
Linearführungen, Führungsart T 28
–, Reibungsverhalten T 30
Linearitätsabweichung W 3
Linearmotor T 9
–, Ausführungsform T 9
–, Maschinenkonstruktion T 10
Linearmotoren V 33
Lineweaver-Burk N 50
linguistische Variablen X 14
Linienbreiten F 36
Linienmodellierung Y 15
Linienschwerpunkt B 13
linkes Schnittufer C 9
Liste Y 4
Lithium-Ionenbatterien V 60
Loading and stress conditions E 2
Lochkorrosion E 100
Löschkondensator I 14
Löschthyristor I 14
Lösungen, selbstausgleichende F 16
–, selbstschützende F 16
–, selbstverstärkende F 15
Lösungsglühen E 41
Lösungsprinzipien F 5
Lösungsprozess F 4
Lösungssuche F 5
Löten, Bindung G 25
–, Festigkeit der Hochtemperaturlötungen G 27
–, Festigkeit der Lötverbindung G 25
–, Flussmittel G 25
–, Hartlöten G 25
–, Hochtemperaturlöten G 26
–, Lötbrüchigkeit G 25
–, Lötzusätze G 25
–, Spaltbreite G 25
–, Weichlöten G 25
–, Weichlote G 25
–, Zeitstandscherfestigkeit von Lötverbindungen G 25
logikorientierte Sprachen Y 7
logische Formänderung S 24
logische Operationen Y 2
Loschmidt-Zahl D 10
Lovesche Verschiebungsfunktion Φ C 35
Lüftungswärmebedarf M 16
Luft, spezifische Wärmekapazität D 37
–, trockene D 25
Luftaufwand P 55
Luftbedarf M 21
Luftdurchlass M 43
Lufterhitzer M 59
Luftfahrtbundesamt (LBA) Q 90
Luftfahrttriebwerke R 82
–, Propeller-Turboluftstrahl-Triebwerk R 82
–, Turboluftstrahl-Triebwerk R 82
–, Zweistrom-Turboluftstrahl-Triebwerk R 82
Luftfeder Q 26, Q 62
Luftführung M 23
Luftführungsarten M 45
luftgekühlte Motoren P 87
Luftheizgeräte M 25
Luftheizung M 21, M 26
Luftkühler M 59
Luftschall W 23
Luftspalt I 8
Luftspaltverfahren W 11
Luftspeicher-Kraftwerk R 91
Luftspeicherwerke L 34
Luftüberschuss D 18
Luftüberschusszahl D 17
Luftverkehr Q 87
luftverteilter Kraftstoff P 66
Luftvorwärmung D 18
Luftwalze M 45
Luftwechsel M 21
Luftwiderstand Q 4
Luftwiderstand von Kraftfahrzeugen B 61
Luftwiderstandsbeiwerte Q 4
Luftwiderstandsleistung Q 4
Lumineszenzdiode I 16

machinery condition monitoring W 6
Machzahl Q 95, R 17
Magerbetrieb P 77
Magnesium Q 37
Magnetformen S 13
magnetische Wegaufnehmer W 12
magnetischer Widerstand V 5
Magnetisierung D 5
Magnetisierungskennlinie V 6
Magnetismus, Einheiten Z 4
Magnetlager I 19
Magnetostriktion V 16
Magnetronanlage S 89
Magnetzünder P 70
Maintenance Q 120
Makrostützwirkung C 58
95%-Mann Q 38
Manöverlastvielfache Q 112
Marinekopf P 86
Martensitaushärtung E 42
Maschinen zum Scheren T 59
Maschinen zum Schneiden T 60
Maschinenakustik O 27
maschinenakustische Berechnungen O 33
maschinenakustische Berechnungen mit der Statistischen Energieanalyse (SEA) O 35
Maschinendiagnostik W 6

Maschinendynamik O 12
Maschinenflansch R 20
Maschinenformen S 8
Maschinengeräusche O 29
Maschinengestelle F 47
–, Doppelwandgestell F 47
–, Einwandgestell F 47
–, Kastengestell F 47
–, Portal- oder Brückengestell F 47
–, Rahmengestell F 47
Maschinenkenngröße R 20
–, Druck-Kenngröße R 20
–, Enthalpie-Kenngröße R 20
–, spezifischer Durchmesser R 21
–, Wirkungsgrad R 20
maschinenorientierte Progarmmier-sprachen Y 7
Maschinenschwingungen O 16
Maskenformen S 10
Masse-Feder-Dämpfungssysteme W 13
Massenkräfte O 1, P 7
Massenkräfte und Momente O 3
Massenmomente O 1
Massenpunktsystem B 31
Massenspektrometrie W 25
Maßfehler S 67
Maßstabsfaktor für Gewichtskräfte B 64
Maßstabsfaktor für gleiche Dehnungen B 65
Maßstabsfaktoren B 64
Maßstäbe F 36
Maßtoleranz F 32
Maßverkörperungen W 7
Materialeinsatz Q 48
Materialermüdung (Fatigue) Q 110
Materialflusssysteme U 69
–, Abfertigungsstrategien U 70
–, Datenträger U 70
–, Durchsatz U 71
–, Elektrohängebahn-System U 77
–, fahrerloses Transportsystem U 77
–, Kippschalen-Sorter U 76
–, Kreiskettenförderer U 77
–, Kugeltische U 73
–, Kurvenförderer U 73
–, Quergut-Sorter U 76
–, Röllchenförderer U 73
–, Rollenförderer U 73
–, Rotationspusher U 76
–, Schleppkreisförderer U 77
–, Sortiersysteme U 75
–, Steuerung U 69
–, theoretische Behandlung U 70
–, Transporteinheit U 72
–, Transporthilfsmittel U 72
–, Zielsteuerung U 69
–, Zip-Sorter U 76
Materialflusssysteme, Bandförderer U 73
–, Identifikationssysteme U 69
–, Schwerkraftförderer U 74
–, Stauförderer U 74
–, Tragkettenförderer U 73
Materialgesetze von Maxwell und Kelvin C 54
Materialkosten F 9
mathematische Beschreibung X 21
mathematische Fadenpendel B 39
mathematische Modelle X 22
Mathieusche Funktionen B 46
Matrix F 22
Matrixdrucker W 34
maximale Randschubspannung C 18
maximale Schubspannung C 18
Maximum B 7
Maxwell-Medium B 55
Maxwellsche Gleichungen V 2
Mechanik, Einheiten Z 3
mechanische Aufladung P 60
mechanische Beanspruchungen W 14
mechanische Ersatzsysteme O 19, O 21
mechanische Konstruktionselemente G 1
mechanische Spannungen W 14
mechanischer Verlust R 6
mechanischer Wirkungsgrad P 4, P 53
mechanisches Ersatzsystem O 9
Mechatronik I 1, V 42
–, Basisdisziplinen I 1
–, Modellbildung und Entwurf I 2
mehrere Beanspruchungsarten G 14
Mehrgitterverfahren A 5
Mehrgleitflächenlager G 104
mehrgliedrige Gelenkgetriebe G 165
–, Doppelgelenke G 165
–, kinematische Umkehrung G 165
–, Stephensonsche Kette G 165
–, Wattsche Kette G 165
Mehrgrößenregelungssysteme X 21
Mehrgrößensysteme X 20, X 22
Mehrkanalregler X 13
Mehrkörpersysteme Q 35
Mehrkoordinatenmessgeräte W 7
Mehrlochdüsen P 73
Mehrmaschinensysteme T 102
Mehrphasenströmung N 11
–, Trennschwierigkeit N 11
Mehrprogrammbetrieb Y 11
Mehrschicht-Flachriemen G 110
–, Beanspruchungen G 110
Mehrschichttheorie F 22
mehrschleifige Regelung X 18
mehrschnittig C 7
Mehrschraubenverbindungen G 48
Mehrseitenbearbeitung T 90
mehrstufige Verdichtung P 31
–, Stufendruckverhältnis P 31
Membran N 19, N 20
–, Gelschicht N 20
–, Konzentrationspolarisation N 20
–, Membranverschmutzung N 20
–, permeierende Massenstromdichte N 19
Membranspannungszustand C 40
Membrantrennverfahren N 19
–, Diffusion N 19
–, Lösungs-Diffusionsmembrane N 19
–, Sorption N 19
Meridianspannungen C 41
Merkel-Zahl K 32
Merkmale, geometrische F 3
–, stoffliche F 3
–, Wirkort F 3
Messabweichung W 2
Messabweichungen W 4
Messbericht W 34
Messbrücken W 27
Messeinrichtung X 8
Messen W 1
Messergebnis W 4
Messgeräte W 1
Messglied-Empfindlichkeit W 2
Messglied-Koeffizient W 2
Messgröße W 1, W 4
Messgrößen der Technik W 6
Messgrößenaufnahme W 1
Messgrößenumformung W 6
Messkette W 1, W 4
Messmethoden W 1
Messmikroskope W 7
Messpotentiometer W 12
Messprinzipien W 1
Messprotokoll W 34
Messschaltung für DMS W 15
Messschieber W 7, W 9
Messschraube W 7
Messsignalverarbeitung W 1, W 26
Messtaster W 9
Messunsicherheitsbudget W 5
Messverfahren W 1
Messwerke W 32
Messwertanzeige W 32
Messwertausgabe W 1, W 32
Messwertspeicherung W 34
Messsteuerung T 96
messtechnische Rückführung W 4
Messunsicherheit W 4
Messverstärker W 28
Messwandler V 18
–, Spannungswandler V 18
–, Stromwandler V 18
Messwertregistrierung W 33
Metal Injection Molding S 21
Metallätzen S 87
Metallfedern G 53
Metallpulverbrennschneiden G 24
Metallpulverschmelzschneiden G 24
Metamodell Y 23
metazentrische Höhe B 47
Metazentrum M B 47
Methanzahl P 63
Methode 635 F 5
Methode der Stabilitätsgrenze X 18
Methoden, diskursiv betonte F 5
M.A.N.-M-Verfahren P 66
M.A.N.-Umkehrspülung P 60
Michaelis-Menten-Kinetik N 49
–, Transformationen N 50
Michelson-Interferometer W 8
Mikroelektronik Q 46, S 90
Mikrolöten S 85
Mikromechanik S 90
Mikrominiaturisierung S 84
Mikrooptik S 90
Mikroorganismen N 37
Mikrosonde W 25
Mikrostützwirkung C 57
Mikrosysteme S 90
Mikrotechnik S 84, S 90
Miller-Indizierung S 91
MIM S 21
Mindestbremswirkungen Q 12
Mindestluftbedarf D 17
Mindestsauerstoffbedarf D 17

Mineralpulverschneiden G 24
Miniaturisierung S 84
Minimum B 7
Mischbauweise F 21
mischen N 8
–, von Feststoffen N 9
Mischen, von gesättigten Luftmengen D 27
Mischreibung B 16
Mischstrom V 8
Mischtemperatur D 14
Mischung, zweier Luftmengen D 27
Mischungsdiagramm für Mineralöle E 140
Mischungsspülung P 59
MISES-Hypothese C 57
Mitkopplung X 7
Mitteldruck P 53
Mittelpufferkupplung Q 69
mittelschnellaufender Dieselmotor P 90
Mittelspannungen C 58
Mittelwert W 5
mittlere Kolbengeschwindigkeit P 6
Mittlere Stoßkraft B 37
mittlerer Wirkungsgrad B 27
MKS Q 35, Y 22
Mobilität Q 2
modale Analyse O 11
–, harmonische Erregung O 11
modale Dämpfungen O 10
modale Parameter O 10
–, Eigenschwingungen O 10
–, Eigenwertanalyse O 10
Modell-Referenz-Verfahren V 46, X 20
Modellstruktur Y 21
Modellversuche B 64
moderne Regelalgorithmen X 14
Modifikation X 19
modifizierte Polyphenylenether PPE E 78
Modul m G 126
Mofa Q 43
Mohrscher Spannungskreis C 2
Moire-Verfahren W 17
Mokick Q 43
Mol D 10
Molekularkräfte B 46
Mollier-Diagramm, der feuchten Luft D 26
Mollier-Diagramme D 13
Molmassen D 37
Molwärme, mittlere D 12
–, mittlere, von idealen Gasen D 37
Momentanachse OM B 22
Momentanpol Q 23
Momente B 1
Momentenangriffsstelle C 33
Momentenbeiwert Q 99
Momentenfläche C 11
Monoblock-Kolben P 85
Monomere E 76
Montage und Demontage S 96
–, Beseitigung S 96
–, Demontieren S 96
–, Fügen S 96
–, Handhaben S 96
–, Justieren S 96
–, Kontrollieren S 96
–, Montieren S 96
–, Sonderoperationen S 96
–, Trennen S 96
–, Verwendung S 96
–, Verwertung S 96
montagegerecht F 20
Montagekraft G 44
–, Nachgiebigkeit G 44
–, Verspannungsdreieck G 44
Montageplanung S 100
Montageprozess S 98
Montagesysteme S 100
Moped Q 43
MOSFET I 11
Motorbelastung P 80
Motoren T 5
–, elektrische T 5
Motoren-Kraftstoffe P 63
Motorgehäuse P 86
Motor-Hauptgleichung P 56
motorinterne Maßnahmen P 80
Motorkennung P 74, P 80
Motorkraft L 23
–, Blockheizkraftwerke (BHKW) L 23
–, Schalldämpfung L 24
Motorkraftwerke, Abgase L 24
–, Kühlwasser L 24
Motorkupplungen U 15
Motorleistung Q 5
Motorschleppmomentregelung Q 10
Motorschutzschalter V 56
MSR Q 10
Multilayer S 89
Multiplexteilheiten Q 46
Multipurpose-Fahrzeuge Q 2
Muscheldiagramm P 75
Muskelkraft Q 12
Mustererkennung W 11
Mutterarten G 41
Muttermasken S 86
Muttern G 42
–, Unterlegscheiben G 42
Mutternwerkstoffe G 43

Nablaoperator ∇ B 57
Nachbehandlungsgeräte M 61
Nachlauf Q 23, Q 24
Nachschneiden S 69
Nachstellzeit X 12
Näherungsverfahren zur Knicklastberechnung C 44
Nahtdicke G 15
NAND-Glied V 68
Nanopositioniertische I 18
Nasenkeil G 36
nasschemische Ätzprozesse S 91
Nasskorrosion P 64
Nasslaminiertechnik F 23
Natrium-Nickel-Chloridbatterien V 60
natürliche Brenngase L 12
natürliche feste Brennstoffe L 7
–, Abfallbrennstoffe L 8
–, Asche L 9
–, Braunkohle L 7
–, Brennwert L 8
–, Brikettieren L 8
–, Heizwert L 8
–, Inkohlungsgrad L 7
–, Müll L 8
–, pflanzliche Abfälle L 8
–, Schlackenviskosität L 9
–, Schmelzverhalten L 9
–, Schwelen L 8
–, Steinkohle L 7
–, Torf L 7
–, Verkoken L 8
–, Zündtemperaturen L 9
natürliche Koordinaten B 18
natürliche Leistung V 55
Naviersche Gleichung C 35
NC-Außenrundschleifmaschine T 96
NC-Programmierung T 49
Nebel D 26
Nebelgebiet D 26
Nebenwirkungen F 3
negative Massenbeschleunigung B 28, C 42
Negator V 68
Neigetechnik Q 58
Nennmaß F 32
Nenn-Mittelspannungen C 58
Nennspannung C 7
Nennspannungen in den Schweißnähten G 14
Nennspannungsamplituden C 58
Nennspannungskonzept E 7
Nennspannungskonzept mit zulässigen Spannungen G 14
Nennspannungskonzept nach Grenzzuständen und mit Teilsicherheitsbeiwerten G 15
–, vorhandene Einwirkungen G 15
Net Positive Suction Head R 39
netzgeführter Stromrichter V 37
–, Brückenschaltung V 37
–, Mittelpunktschaltung V 37
Netzrückwirkungen V 39
Netzwerk V 12
Netzwerkberechnung V 13
Netzwerke V 4
Netzwerktopologie Y 11
neue Anzeigetechnologien Q 46
Neue Bedien- und Informationseingabetechnologie Q 46
Neukonstruktion F 15
Neumannsche Funktion B 45
Neumannsche Funktion nullter Ordnung C 47
Neuro-Fuzzy-Systeme X 14
neuronale Netze X 14
neutrale Faser C 15
Neutralpunkt Q 100
Newtonsche Flüssigkeit B 48
Newtonscher Schubspannungsansatz B 46
Newtonsches Axiom C 9
2. Newtonsches Axiom B 27
Nibbeln S 65
nichtelektrische Messgrößen W 6
Nichtgleichgewichtszustände D 6
nichtlinearem Fließgesetz B 48
nichtlineares Eigenwertproblem A 5
Nichtlinearitäten X 3
Nicht-Newtonsche Flüssigkeiten B 48
nichtoxidkeramische Werkstoffe E 69
nichtsymmetrische Querschnitte C 15

Nickel-Metallhydridbatterien V 60
Nickpol Q 24
Niederdruck-Kokillengießen S 14
Niederflurstraßenbahn Q 71
Niedertemperaturheizkessel M 32
niedriger Treibstoffverbrauch Q 2
Nietformen G 38
Nietverbindungen G 38
Nitrieren E 42
Niveauregelung Q 29
Nockenwelle, Antrieb der Nockenwelle P 56
–, hydraulischer Ventilspielausgleich P 56
–, obenliegende P 56
–, untenliegende P 56
–, Ventilbewegung P 56
–, Ventilquerschnitt P 57
Nonimpactverfahren S 89
NOR-Glied V 67
Normalatmosphäre, physikalische D 3
Normalbeschleunigung B 18
normale Verbrennung P 64
Normalenrichtung B 18
Normalglühen E 40
Normalkraft C 8, Q 12
Normalprojektion F 36
Normalspannung C 1
Normalspannungshypothese C 5
Norm-Außentemperatur M 100
Normblenden W 19
Normdüsen W 19
Normen, ausländische Z 13
–, Bezugsquellen Z 13
–, innerbetriebliche F 30
–, überbetriebliche F 30
Normfarbtafel W 21
Normzahldiagramm F 28
Normzahlreihen, dezimalgeometrische F 27
Norton-Verfahren T 95
NPSH-Wert R 39
–, Blasenlänge, R 39
–, Förderhöhenabfall R 39
–, geodätische Saughöhe R 39
–, geodätische Zulaufhöhe R 39
–, Materialverschleiß R 39
–, Schalldruckpegel, R 39
–, Vergleichmäßigung der Zuströmung R 40
–, Wirkungsgradabfall R 39
nukleare Kraftwerke R 61
–, Druckwasserreaktoren R 61
–, halbtourige Turbinen R 62
–, Siedewasserreaktoren R 61
Nullpunktabweichung W 2
Nullstellen der Querkraftlinie C 9
Nullung V 58
Nullwiderstand Q 101
nummerische Steuerungen X 14
Nußelt-Zahl D 31
Nutriostat N 53
Nutzarbeit B 27, P 53
Nutzenergie L 17, P 4
–, Dampfprozess L 17
–, Einwellenanordnung L 17
–, Gas- und Dampfturbinenprozesse L 17
–, Gasturbinen L 17
–, Kraft-Wärme-Kopplung L 17
–, Kraftwerksblöcke L 17
–, Umweltschutzmaßnahmen L 17
–, Wärmekraftwerke L 17
–, Wirkungsgrad L 17
–, Zweiwellenkonstruktionen L 17
Nutzfahrzeuge Q 2
Nutzlast-Reichweiten-Diagramm Q 110
Nutzleistung B 57, P 74
–, Kreisprozess D 23
Nutzungsgrad G 53
Nutzungsgrade M 32
Nutzwertanalyse F 7
Nutzwirkungsgrad P 53

Oberfläche, geometrische F 31
–, technische F 31
Oberflächenanalytik W 25
Oberflächenkühler M 59
Oberflächenkultivierung N 44
Oberflächenmesstechnik W 10
Oberflächen-Mikromechanik S 90
oberflächenmontierbare Bauelemente I 6
Oberflächenschichtverfahren W 16
Oberflächenspannung D 5
Oberflächenvergrößerung D 5
Oberflächenzündung P 65
Oberschwingungen V 8
–, Grundschwingungsgehalt V 8
Objekt Y 8
objektorientierte Sprachen Y 7
objektorientierten Programmierung Y 8
ökologischer Imperativ P 49
ölbefeuerte Warmlufterzeuger M 25
Ölkühler Q 9
Ölöfen M 25
Ölpressverband G 30
Ölpumpe Q 9
offene Regelkreise Q 34
offener Wirkungsweg X 3
Ohmsches Gesetz V 3
Oktaedernormalspannung C 3
Oktaederschubspannung C 3
Oktanzahl P 63
On-Board-Diagnose Q 46
Operationsverstärker I 14, V 67, W 28
operative Temperatur M 5
optimierte Starter Q 46
optische Messgrößen W 21
optische Speicherverfahren Y 9
optoelektronische Komponenten I 15
optoelektronische Wegaufnehmer W 12
Optokoppler I 15, I 16, I 17, V 66
ordnende Gesichtspunkte F 5
Ordnungsschema F 5
Organisationsbausteine X 14
Organisationsformen F 13
Organisationsformen der Montage S 100
organisatorische Operationen Y 2
Organisatorische Sicherheit Y 13
organisch-chemische Analytik W 25
Ortskoordinate B 18
Ortskurve V 10, X 4, X 5
Ortsvektor B 22
OSI Y 10
Ossbergerturbinen R 32
oszillierende Massenkräfte P 7
Oszilloskope W 33
Ottomotor D 19, P 67, P 81
Oxidationskatalysator Q 47
oxidkeramische Werkstoffe E 69
Oxystat N 53
Ozongefährdungspotenzial M 10

***p*, *T*-Diagramm D 14
Packungsdichte S 89
Packungskolonne N 11, N 12, N 14
–, Arbeitsdiagramm N 12
–, Bilanzlinie N 12
–, Gleichgewichtslinie N 12, N 14
–, Stoffbilanzen N 12
–, Stoffübergangskoeffizienten N 14
–, Trennstufen N 12, N 14
–, volumenbezogene Phasengrenzfläche N 14
–, Wärmeaustauschvorgänge N 12
–, Zahl der Übergangseinheiten N 11, N 14
Padé-Entwicklung A 6
Paketbearbeitung T 98
Palettenspeichersysteme T 91
Palmtops, PDAs Y 10
Parabelfeder G 55
Parallelanströmung eines Kreiszylinders B 58
parallele A/D-Umsetzer W 30
parallele Achsen C 13
Parallelepiped C 3
Parallelmodell X 20
Parallelreaktionen N 24
Parallelschaltung B 38
Parallelströmung B 58
Parallelstruktur X 7
Parallelverschiebung B 21
Parameterermittlung O 20
parametererregte Schwingungen O 16
Parameterschätzverfahren X 19
parametrische Modellierung Y 18
Partikel M 6
Partikelmesstechnik N 3
partikuläre Lösung B 38
Pass- und Scheibenfeder-Verbindungen G 36
Passfeder G 36
passive Bauweise F 21
Passivkraft S 42
Passungen F 32
Passungssysteme F 32
Pasten B 48
Patentieren E 42
PDM Y 23
PDM-Schemas Y 23
PD-Regler X 12
Péclet-Zahl D 31
Peltier-Effekt V 15
Peltonturbine R 31
–, Druckstoß R 32
–, Freistrahldüse R 31
–, innengesteuerte Düse R 32
–, Leistungsregulierung R 31
–, Strahlablenker R 32
–, Strahlkreisdurchmesser R 32
Pendelbecherwerke U 55

Pendelmomente V 43
pendeln Q 45
Pendelschleifen T 95
Pendelschwingung B 39
periodisches System Z 9
periphere Speicher Y 9
peripherer Antrieb F 44
Peripheriebaugruppen, intelligente X 14
Peripheriebausteine Y 9
Permanentmagnete V 6
Permeabilität I 8, V 3, F 25
Permittivität F 25
Personal Computer Y 10
Personenkraftwagen Q 2, Q 5
Pervaporation N 11
Pfeilung Q 117
Pfeilwinkel Q 96
pflanzliche Zellen N 38
P-Glied X 6
Phasendurchsätze N 11
Phasenfrequenzgang X 5
Phasennacheilung X 6
Phasenreserve X 17
Phasenumwandlung D 32
Phasenverschiebung B 38
Phasenvoreilung X 6
Phenolharze E 79, Q 115
Philips-Stirling-Motor P 91
photochemische Verfahren W 25
Photometer W 21
photometrische Größen W 21
Photovoltaik V 15
Photovoltaik (PV) V 60
pH-Wert W 24
physikalische Ähnlichkeit B 64
physikalische Effekte F 3
physikalische Grundlagen Q 12, S 87
physikalische Konstanten Z 5
physikalische Pendel B 38
physikalisches Abscheiden S 89
Physikalisches Pendel B 30
PID-Regler X 12
piezoelektrische Kraftmesstechnik W 14
Piezoelektrizität V 15
–, piezoelektrische Wandler V 15
Pilze N 37
Pin-Fotodioden I 15
PI-Regler X 12, P 81
Pitotrohr W 18
Pitotrohr für Flüssigkeiten B 49
Pkw-Ottomotor P 87
Plancksches Strahlungsgesetz D 3
Planetenrad B 25
Planschleifen T 98
Planschleifmaschinen T 95
Planung von Messungen W 4
Plasma-Schmelzschneiden G 24
Plastifizierungsradius C 55
plastische Deformation C 6
plastischer Ausdehnungsbereich C 54
plastischer Bereich C 53
plastischer Stoß B 37
Platin-Widerstandsthermometer W 20
Platte mit Einzellast C 39
Plattendicke C 38
Plattenmodule N 19
Plattensteifigkeit C 38
Plattenwärmeübertrager K 25
Pleuelstange P 8, P 10, P 85
Pleuelversatz bei *V*-Motoren P 10
PLM Y 23
Plungerkolben P 9
PM-Spritzgießtechnik S 21
pneumatische Förderung N 29
–, Feststoffgeschwindigkeiten N 30
Pneumatische Getriebe T 16
Pneumohydraulik H 3
Pohlhausen D 32
Poissonsche Gleichung C 30
Poissonzahl C 5
polares Flächenmoment I_p C 13
Polares Trägheitsmoment B 32
polares Widerstandsmoment C 27
Polarimetrie W 22
Polarisation, elektrische D 5
Polarographie W 25
Pole X 16
Poleck B 4
Polplan C 11
Polradspannung V 27
Polstrahlen C 11
Polyacetalharze POM E 77
Polyacrylate PMMA E 78
Polyamide PA E 77
Polyaryletherketone E 78
Polycarbonat PC E 77
Polyethylen PE E 79
Polyethylen-Harze B 55
Polygonprofil G 36, G 37
Polygonwellenverbindungen G 37
Polyimide PI E 78
Polymere E 76
Polymerlegierungen E 76
Polynommatrix A 5
Polyphenylensulfid PPS E 78
Polypropylen PP E 79
Polystyrol PS E 78
Polysulfone PSU/PES E 78
Polytetrafluorethylen PTFE E 79
Polytrope D 15
Polyvinylchlorid PVC E 79
Porzellan (Hart-, Weichporzellan) E 68
positives Wende-Roll-Moment Q 99
Potential B 7, B 26
Potentialgleichung C 30
Potentialströmung C 30, B 57
Potentialwirbel B 58
Präzessionskegel B 36
Präzision W 5
Prandtlsches Seifenhautgleichnis C 30
Prandtlstaurohr W 18
Prandtl-Zahl D 31, D 33
P-Regler X 12, P 81
Preiswürdigkeit Q 2
Prepreg F 22
Presspassungen C 7
Pressmaschinen T 62
Pressschweißverbindungen G 23
–, Pressstumpf- und Abbrennstumpfschweißen G 23
Pressverbände G 29, G 30, G 31
–, Dauerfestigkeit G 31
–, elastisch G 30
–, elastisch-plastisch G 31
–, Entwurfsberechnung G 29
–, Feingestaltung G 32
–, Grobgestaltung G 31
–, Kerbwirkungszahlen G 31
–, Klemmverbindungen G 29
Pressverband G 29, G 30
Primärenergien L 1, L 7
–, arbeitsabhängige Kosten L 2
–, Barwertmethode L 3
–, Energieverbrauch L 2
–, Erntefaktor L 2
–, Heiz- und Brennwert L 7
–, leistungsabhängige Kosten L 2
–, leitungsgebundene Energien L 2
–, Maximaler CO_2-Gehalt L 7
–, Sekundärenergie L 2
–, Steinkohleneinheiten (SKE) L 7
–, Umwandlungswirkungsgrad L 2
–, Zündtemperatur L 7
Primärstruktur Q 117
Prinzip der virtuellen Arbeiten C 26, B 6
Prinzip der virtuellen Kräfte C 26
Prinzip der virtuellen Verrückungen B 6, C 26
Prinzip von d'Alembert und geführte Bewegungen B 28
Prinzip von Hamilton B 31
Privilegienverwaltung Y 24
problemorientierte Programmiersprachen Y 7
Produktansatz von Bernoulli B 43
Produktaufarbeitung N 42
Produktdaten Y 14
Produktdatenaustausch Y 24
Produktdatenmanagement Y 23
Produktentstehung Q 3
Produktentstehungsprozess Q 49, Y 14
Produktentwicklungsprozess F 13
Produktidentifikation und -klassifikation Y 23
Produktionsmodelle Y 15
Produktionsplanung und -steuerung (PPS) S 107
Produktkonfiguration Y 23
Produktlebenszyklus Y 14
Produktstruktur Y 21
Profilabweichung F 31
Profildicke B 63
Profilhöhe F 31
Profilkuppenhöhe F 31
Profilkurve C 42
Profilschleifen S 79
Profilschleifmaschinen T 95, T 97
Profiltaltiefe F 31
Profiltraganteil F 32
Profilverschiebung G 129, G 131
Profilwiderstand B 63
Profilwölbung Q 119
Programmablaufplan Y 5
Programmierung, CLDATA T 50
–, DIN 66025 T 49
–, EXAPT T 50
–, ISO 14649 T 51
Projektmanager F 14
Propeller, Profile R 49
Propellercharakteristik P 80
Propellerschubkraft B 56
Propellerturbine Q 104

Proportionalbeiwert X 6, X 12
Proportionalbereich X 12
Proportionalglied X 6
Proportionalitätsgrenze C 4
Proportionalstrecken X 9
Prototyp-Entwicklung Y 5
Prozess X 2, D 2
–, theoretischer, des Ottomotors D 19
Prozessdatenverarbeitung I 5
Prozesse, instationäre D 6
–, mit Reibung D 7
–, natürliche D 7
–, reversible D 7
–, stationäre D 5
–, thermodynamische D 17
Prozesskostenrechnung S 114
Prozessrechner I 5, Y 10
–, digitale Signalprozessoren I 5
–, Echtzeitprogramm I 5
–, Mikrocontroller I 5
–, Multiprozessorsysteme I 5
–, Multitasking I 5
–, Parallelrechnersysteme I 5
–, Transputer I 5
Prozesssteuerung N 48
Prozessvisualisierungssysteme X 14
Prüfen W 1
P-Strecke 0. Ordnung X 9
P-Strecke 1. Ordnung X 10
P-Strecke 2. und höherer Ordnung X 10
P-Strecke mit Totzeit X 10
Puffer Q 67
Pufferspeicher Y 9
Pulsation H 8
pulsierende Axiallast B 46
Pulsverfahren V 41
–, Raumzeigermodulation V 42
–, Unterschwingungsverfahren V 41
Pulverherstellung S 20
Pulvermetallurgie E 39, S 4, S 19
–, Sinterteile S 4
Pulverwalzen S 20
Pumpe B 64
Pumpenleistung D 23
Pumpspeicherkraftwerke R 30
Pumpspeicherwerk R 31
–, Investitionskosten R 31
–, Nachtstrom R 31
–, Spitzenstrom R 31
Pumpspeicherwerke R 35
–, Drei-Maschinen-Satz R 36
–, Energiebilanz R 36
–, Vier-Maschinen-Satz R 36
–, Zwei-Maschinen-Satz R 36
Pyroelektrische Detektoren I 16
Pyrometer W 20

QFD S 104
Qualität Q 2
Qualitätsmanagement S 102
Quantisierungsfehler W 29
quasikontinuierlich X 14
Querdehnung C 4, C 17
Querdynamik Q 32
Quergut-Sorter U 76
Querkraft C 8
Querkraftbiegung C 16
Querkraftfläche C 11
Querruder Q 99, Q 119
Querschleifmaschinen T 95
Querstift G 36
Querstromspülung P 60
Quetschgrenze E 29

R134a D 43
R152a D 43
Rachenlehren W 9
Radar W 7
Radar-Abstands-Warnung/Regelung (Zukunft) Q 46
Radaufhängung Q 23
Radaufstandspunkt Q 23
Radbauarten Q 54
–, Radschallabsorber Q 55
Raddrehzahlen Q 13
Radführung Q 23
Radialbelastung C 12
radiale gleichmäßige Streckenlast C 39
radiale Laufradbauarten R 72
–, das geschlossene 3 D-Laufrad R 73
–, geschlossenes Laufrad R 73
–, Laufradfestigkeit R 74
–, Laufradherstellung R 73
–, Laufradverwendung R 73
–, offenes Laufrad R 73
radiale Streckenlast innen und außen C 40
Radiale Verdichterbauarten R 74
–, Einwellenverdichter R 74
–, Mehrwellen-Getriebeverdichter R 76
–, Rotorstabilität R 76
–, Wellensteifigkeitsverhältnis R 76
Radialgleitlager, hydrostatische, instationär belastete G 104
–, instationär belastete G 100
–, stationär belastet G 97
Radialkolbenmaschine H 5
–, Hubring H 11
–, Pleuel H 11
–, Radialkolbenmotor H 11
–, Radnabenmotor H 11
–, Wellenexzenter H 11
Radialluft G 89
Radialventilatoren M 54
Radialverdichter R 71
Radialverschiebung w C 21
Radio Q 46
Radiophotolumineszenzdetektoren W 23
Radlast Q 12
Radlastschwankungen Q 40
Radlastverhältnis Q 70
Radscheibe Q 18
Rad-Schiene-Kräfte Q 86
Radzylinder Q 15
Räumen S 51
räumliche Bewegung B 21
räumliche Dichtung P 12
Räumliche Fachwerke B 11
räumlicher und ebener Spannungszustand C 54
Räummaschinen T 93
Rahmen C 34
Rahmen mit Halbkreisbögen C 34
Raketenmasse B 31
Raketenschubkraft B 56
RAM X 14
Ramanspektrometrie W 25
Rampenfunktion X 4
Randbedingungen C 20
Randelementmethode A 6
Randschichthärten E 41
Randstrahl D 26
Randwertproblem A 6
Randwinkel D 34
Rankine-Skala D 3
Rapid Prototyping F 14, S 94
–, Fused Deposition Modelling (FDM) S 95
–, Laminated Object Manufacturing (LOM) S 95
–, selektives Lasersintern (SLS) S 95
–, Stereolithographie (SL) S 94
Rapid-Prototyping S 86
Rapsmethylester Q 47
Raster- und Grauwertkorrelationsverfahren W 16
Rasterelektronenmikroskop W 10
Rastersondenmikroskop W 10
Rastpolkegel B 23
Rauchgrenze P 75
Rauheitsprofilkurven W 10
Rauigkeit der Rohrwand B 50
Raum und Zeit, Einheiten Z 3
raumfeste Achse B 22
Raumlenkerachse Q 24
raumlufttechnische Anlagen M 39
raumlufttechnische Verfahren M 15
Raumluftzustand M 3
Raumsystem F 45
–, Karussellbauweise F 45
–, Linienbauweise F 47
–, Tischbauweise F 47
–, Trommelbauweise F 45
–, Wandbauweise F 47
Raumtemperatur M 4
Raumzeigermethode V 24
Rautiefe F 32
Rayleighschen Quotienten B 43
Reaktions- oder Fällungskristallisation N 16
Reaktionsenthalpie N 21
–, Bildungsenthalpie N 21
Reaktionsgeschwindigkeit N 22
Reaktionsgleichungen D 17
Reaktionskinetik N 20
Reaktionskräfte C 1, B 1
Reaktionsmittel Q 47
Reaktionszeit Q 13
reaktives Ionenstrahlätzen S 91
Reaktor, Blasensäule N 46
–, Mehrphasenreaktor N 46
–, Membranreaktor N 46
–, Rührkesseln N 45
–, Schlaufenreaktor N 46
–, Zellkulturreaktor N 46
reale Gase D 12
realer Arbeitsprozess P 54
Realgasfaktor D 10
–, von Wasserdampf D 10
Realtime-Betrieb X 22
Rechenwerk Y 9
Rechnereinheit Y 9
rechnergestützte Automatisierungsgeräte X 14

rechnerische Nahtdicke *a* G 16
Rechnernetz Y 10
rechnerunterstützte Messsignal-verarbeitung W 30
Rechteckgewinde B 17
Rechteckmembran B 44
Rechteckplatten C 38, C 46
–, waagrechte D 33
rechtes Schnittufer C 9
Rechtsschraube C 15, B 1, B 22
recyclinggerecht F 21
Recyklierbarkeit F 25
Reduktion B 4
redundante Anordnung F 17
reduzierte Knicklänge C 43
Reduzierte Masse B 34
REFA S 105
Referenzmaterialien W 24
Referenzspannungen I 9
Reflexionsgesetz B 37
Reflexionsgrad W 21
Refraktometrie W 22
Regalbediengeräte U 80
–, Gabelstapler U 82
–, Kommissionier-Schmalgangstapler U 82
–, Schubmaststapler U 82
–, Schwenkschubgabel U 83
–, Spielzeit U 82
–, Teleskoptisch U 83
Regelalgorithmus X 13
Regelbarkeit X 18
Regelbereich X 12
Regeldifferenz X 8, X 9
Regeleinrichtung X 8
Regelglied X 8
Regelgröße X 2, X 8, X 9
Regelgüte X 17
Regelgütekriterium V 47
Regelkolben P 84
Regelkreis X 2
Regelkreise, Einstellregeln X 17
–, Optimierung X 17
–, Parameter X 17
–, unterlagerte X 19
Regelorgane K 19
Regelscheibe T 96
Regelstrecke, multivariable X 20
Regelstrecken mit Ausgleich X 9
Regelstrecken ohne Ausgleich X 11
Regelung X 20, X 21, X 22, P 41, P 81
–, adaptive X 19
–, Aussetzregelung P 42
–, Bypassregelung P 42
–, Drehzahlregelung P 41
–, Leerlaufregelung mit Saugventil-abhebung P 43
–, mit Hilfsregelgröße X 18
–, mit Störgrößenaufschaltung X 22
–, Regelung durch Saugventil-Abhebung P 42
–, Saugdrosselregelung P 42
–, Schieberregelung P 43
–, Staudruck-Regelung P 42
–, Staudruckregelung P 43
–, Zuschaltraumregelung P 42
Regelung von Turbinen R 24
–, Düsengruppen-Verfahren R 24
–, Gleitdruck-Betrieb R 24
–, Temperatur-Verfahren R 24
Regelung von Verdichtern R 24
–, Bypassbetrieb R 24
–, Drehzahländerung R 24
–, Drosselbetrieb R 24
–, Leitschaufelverstellung R 24
Regelungsarten R 78
–, Bypass-Regelung R 80
–, Drehzahlregelung R 78
–, Eintrittsleitschaufelregelung R 79
–, Nachleitschaufelregelung R 79
–, Saugdrosselregelung R 79
Regelventil M 30
regenerative Energien L 15
–, BHKW für Strom- und Fernwärme-erzeugung L 16
–, Biogas L 16
–, Biomasse L 16
–, Fotovoltaik-Anlagen L 16
–, geothermische Energie L 16
–, Gezeitenkraftwerk L 16
–, Laufkraftwerke L 16
–, Mülldeponien L 16
–, solarthermische Anlagen L 16
–, Speicherkraftwerke L 16
–, Wasserenergie L 15
–, Windenergie L 16
Regenerator M 63
Regeneratoren, Auslegung K 3
–, Bauweise K 3
Regenerierung N 17
Register Y 9
Regler X 8, X 12, H 17, P 81
–, Mooringdruckregler H 17
–, nichtlinearer X 19
–, Nullhubdruckregler H 17
–, rechnergestützter X 13
Reglerausgangsgröße X 8
Reglerentwurf X 17
Reglermatrix X 21
Reglerparameter X 17
Reglerstruktur X 17
reguläre Präzession B 36
Regulierklappen M 50
Reibarbeit P 53
Reibbeiwertschwankungen Q 6
Reibgetriebe T 14
Reibkorrosion E 104, F 19
Reibschlussverbindungen G 29, G 30
Reibung E 90, E 94, E 95
–, Reibungsenergie E 90
–, Reibungskraft E 90, E 95
–, Reibungszahl E 90, E 95
Reibung am Keil B 16
Reibungsart, Bohrreibung E 90
–, Gleitreibung E 90
–, Rollreibung E 90
–, Wälzreibung E 90
Reibungsarten E 90
Reibungskegels B 14
Reibungskraft Q 12
Reibungskuchen Q 22
Reibungskupplungen G 66
Reibungswiderstand B 60
Reibungswiderstand an rotierenden Scheiben B 61
Reibungszustände E 90, E 91
Reibungszustand, Festkörperreibung E 90
–, Flüssigkeitsreibung E 90, E 91
–, Gasreibung E 90
–, Grenzreibung E 90
–, hydrodynamische Schmierung E 91
–, Mischreibung E 90
–, Reibungszahl E 90, E 91
Reibwinkel B 17
Reichweite Q 105
Reifen Q 12, Q 18
Reifendämpfung Q 41
Reifenkraft Q 20
Reifenrückstellmoment Q 31
Reihenschaltung B 39
Reihenstruktur X 7
reine Räume M 44
reines Biegeknicken C 45
Reinigen S 39, S 87
Reiseflug Q 105
Rekristallisationsglühen E 41
Rektifikation N 11, N 12, N 14
–, Vielstoffgemische N 12
Rektifikator N 11
rektifizieren N 11
Rekuperator M 62
Rekuperatoren, Auslegung K 1
rekursive Algorithmen Y 4
Relativausdehnung F 18
Relativbeschleunigung ar B 24
Relativbewegung B 24
relative Feuchte M 2, W 24
Relativgeschwindigkeit B 24
Relativkostenkataloge F 9
Relaxation C 53
Resonanzbereich Q 41
Resonanzbild B 41
Resonanzstellen B 40
Ressourcenschonung Q 48
Restfeuchte N 18
Restitutionsperiode R B 37
Restklemmkraft G 45
Restspannung C 54
Resultierende der Schubspannung C 18
resultierende Druckkraft B 46
resultierende Verschiebung C 21
Retarder Q 9
reversibel D 4
Reversibilitätsgrad K 4
reversible Reaktion N 24
Revolverköpfe T 74
Reynoldssche Zahl B 49, R 17
Reynolds-Zahl D 31
Rheogießen S 15
rheopexe Flüssigkeiten B 55
Rhombentriebwerk P 92
Richtigkeit W 4
Richtlinien für die Gestaltung G 48
Riemenbauarten G 113
–, Entwurfsberechnung G 113
Riemengetriebe, Bemessungsleistung G 111
–, gekreuztes G 110
–, geschränktes G 110
–, offenes G 110
Riemenlauf G 111
Riementrieb B 17
Riementriebe T 14

–, Flachriemen T 14
–, Keilriemen T 14
–, Zahnriemen T 14
Riemenvorspannung G 111
Riemenwerkstoffe G 113
Ringfedern G 53
Ringfederspannsatz G 29
Ringspule I 8
Ringträger P 84
Ringwirbel B 57
Rissfortschrittsverhalten E 116
Risswachstum Q 110
Rittersches Schnittverfahren B 11
Ritzel-Zahnstange-Trieb T 18
RLT-Systeme M 41
Roboter, Anwendungsgebiete T 112
–, Auswahl T 112
–, CAD-orientierte Off-line-Programmiersysteme T 111
–, dynamisches Modell T 108
–, Genauigkeit, Kenngrößen, Kalibrierung T 108
–, Kinematisches Modell T 108
–, Komponenten T 107
–, Off-line-Programmiersysteme T 110, T 111
–, Programmierung T 110
–, Steuerungssystem T 109
Robotersteuerungen X 14
Rockwellhärte E 29
Röhrenmodell S 29
Röntgenlithographie S 91
röntgenographische Spannungsmessung W 17
Röntgenstrahllithographie S 90
Rohranordnung, fluchtende D 33
–, versetzte D 33
Rohrbogen unter Innendruck C 41
Rohrbündelapparate K 24
–, Abhitzekessel K 27
–, Bauformen K 25
–, berippte Oberflächen K 25
–, Dampferzeugung K 25
–, Fallfilmverdampfer K 26
–, Normen K 25
–, Schwimmkopf K 26
Rohrbündel D 33
Rohre, Arten K 16
–, aus Kunststoff K 16
–, aus NE K 16
–, Druckverluste K 34
–, Gusseisen K 16
–, Nennweite K 16
–, Normen K 16
–, Stahl K 16
–, Verbindungen K 16
–, Werkstoffe K 16
Rohreinläufe B 52
Rohrkrümmern D 32
Rohrleitungen M 22, K 5, K 15
–, Armaturen K 19
–, Geschwindigkeiten K 33
–, Halterungen K 18
–, Strömungsverluste K 16
–, wirtschaftlicher Rohrdurchmesser K 16
Rohrleitungselemente B 52
Rohrnetz M 22
Rohrnetzberechnung M 23
Rohrreibungszahl B 50
Rohrreihe D 33
Rohrverbindungen, Kunststoffrohre K 17
–, Muffenverbindungen K 17
–, Schweißverbindungen K 17
–, Steckverbindungen K 17
–, Verschraubung K 17
–, Werkstoffe K 17
Rohrverzweigungen und -vereinigungen B 52
Rohteilscheren T 60
Rollenförderer U 73
Rollkegel B 23
Roll-Wende-Moment Q 99
Rollwiderstand Q 3, Q 18, Q 48
Rotation B 22
Rotation eines starren Körpers um eine feste Achse B 31
Rotationsenergie D 4
Rotationsfreiheitsgrade B 22
Rotationskolbenmaschinen P 2
Rotationspusher U 76
Rotationsschalen C 40
Rotationssymmetrie C 38
Rotationsviskosimeter W 19
rotierende Massenkräfte P 7
rotierende Scheibe R 25
–, kegelige Scheibe R 26
–, Scheibe gleicher Dicke R 25
–, Scheibe gleicher Festigkeit R 26
rotierender Zylinder R 26
rotorfrei B 57
RPT Y 23
RS-Trigger V 68
RTM-Technik F 23
Rückfederungsverhältnis S 33
Rückführgröße X 8
Rückführungen X 19
Rückkühlanlagen, Bauarten K 31
Rückschlagklappen M 31
Rückstellmoment Q 20
Rückwärtssperrspannung I 12
Rückwärtssperrstrom I 13
Rückwirkungen F 3
Rückwirkungsfreiheit X 2
Rückzugskraft S 67
rühren N 9
Rührkesselreaktor N 23
ruhendes Gitter mit unendlicher Schaufelzahl B 63
Ruhestromprinzip F 17
Rumpfstruktur Q 116
runde Strahlen M 24
Rundschleifmaschinen T 95
Rundstabgitter B 53
Rundtaktmaschine T 102
Runge-Kutta-Verfahren A 6
Rußbildung P 65
Rußfilter P 79

Sachmerkmale F 38
Sachnummernsysteme F 37
–, Identnummer F 37
–, Klassifikationsnummer F 37
–, Verbundnummer F 38
SADT Y 6
Sägemaschine T 94
–, Bandsägemaschine T 94
–, Hubsägemaschine T 95
–, Kaltkreissägemaschinen T 94
Sägen S 50, S 51
Sättigungsdruck D 10
Sättigungstemperatur D 10
Sättigungszustand D 10
Sätze von Steiner C 13
SAE-Viskositätenklassen von Motoren-Schmierölen nach DIN 51 511 E 142
Safe-Life-Philosophie Q 110
safe-life-Verhalten F 16
Sammelfehlerprüfung W 10
Sammler P 70
Sandwichbauweise F 21, Q 114
Satz von Betti C 51
Satz von Castigliano C 23
Satz von den zugeordneten Schubspannungen C 16
Satz von der Gleichheit der zugeordneten Schubspannungen C 1
Satz von Kutta-Joukowski B 59
Satz von Maxwell C 32
Satz von Steiner B 34
Satzräderverzahnung G 126
Saugformen S 10
Saugkörbe B 53
Saugrohr-Benzin-Einspritzung P 68
–, diskontinuierliche Einspritzung P 68
–, Einzelsaugrohreinspritzung P 68
–, kontinuierliche Einspritzung P 68
–, Zentraleinspritzung P 68
Schaben S 78
Schachtlüftung M 39
Schadstoffe, Kennwerte Z 10
Schadstoffreduzierung P 77
Schälschleifen T 98
Schätzwerte W 4
Schäumen S 19
Schäumverfahren E 86
–, Reaktionsschaumguss E 87
–, Thermoplastschaumguss E 86
Schalenbauweise Q 113
Schalendicke C 40
Schalenfläche C 40
Schalenkupplung G 67
Schalldruck W 23
Schalldruckpegel H 7
Schallenergiegrößen W 23
Schallfeldgrößen W 23
Schallgeschwindigkeit D 16, Q 92
Schallintensität W 23
Schallleistung W 23, Z 11
Schallleistungspegel O 29, V71
Schallpegel M 6, W 23
Schallschnelle W 23
Schallsensoren W 23
Schalltechnik, Größen Z 8
Schallwandler S 87
Schaltanlagen V 56
Schaltbetrieb I 10
Schaltgeräte V 56
Schaltgetriebe Q 5
Schaltgetriebe mit Reibkupplungen Q 6
Schaltkupplungen, kraft-(reib-)schlüssige G 74
–, reibschlüssige G 75

–, reibschlüssige, Ansprechverzug G 75
–, reibschlüssige, Anstiegszeit G 75
–, reibschlüssige, Auslegung G 76
–, reibschlüssige, Beschleunigungsmoment G 75
–, reibschlüssige, Drehmomentstöße G 76
–, reibschlüssige, dynamische Schaltarbeit G 76
–, reibschlüssige, einmalige Schaltung G 76
–, reibschlüssige, Kühlung und Wärmeabfuhr G 76
–, reibschlüssige, Lastmoment G 75
–, reibschlüssige, Leerlaufmoment G 75
–, reibschlüssige, mehrmaliges Schalten G 76
–, reibschlüssige, Reibflächenpressung G 76
–, reibschlüssige, Schalthäufigkeit G 76
–, reibschlüssige, Schaltmoment G 75
–, reibschlüssige, Schaltvorgang G 75
–, reibschlüssige, statische Schaltarbeit G 76
–, reibschlüssige, Synchronmoment G 76
–, reibschlüssige, Wärmekapazität G 76
Schaltsaugrohre P 60
Schaltungen von Federn B 38
Schattenbildverfahren W 9
Schattenfläche B 60
Schaufel R 1
–, Schaufelkraft R 1
–, Strömungskraft R 1
Schaufelanordnung R 3
–, Pumpen R 3
–, Schaufelgitter R 4
–, Turbinen R 3
–, Verdichter R 3
Schaufelbeanspruchung R 26
–, Axialschaufel R 26
–, durch Strömungskräfte R 27
–, verwundene Schaufel R 27
Schaufelgitter, Auslegung R 10
–, Axialgitter R 8
–, Belastungskenngröße R 13
–, Formen R 8
–, Gitterkenngrößen R 11
–, Laufgitter R 9
–, Leitgitter R 9
–, Radialgitter R 8
–, Schaufelendverluste R 14
–, Sinusregel R 13
–, Strömungseinflüsse R 11
Schaufeln B 63
Schaufeln und Profile im Gitterverband B 63
Schaufelschwingungen R 27
Schaumzerstörung N 48
Scheibe B 23
Scheiben gleicher Festigkeit C 42
Scheiben veränderlicher Dicke C 43
Scheibenfeder G 36, G 37
Scheibenkolben P 9
Scheibenkupplung G 66
Scheibenläufer T 8
Scheibenmodell S 28
Scheibenrad Q 18
Scheibenrührer N 46
Scheinleistung V 9
Scheinwerfer Q 46
Schenkelfedern G 56
Schenkelpolmaschinen V 26
Scherbeanspruchung C 7
Scheren S 64
Scherschneiden S 64
Scherwinkel S 40
Scherzone S 39
Schichtpressen S 18
Schichtriemen G 113
Schichtverbunde F 21
Schieber P 58
–, Bauformen K 21
–, Drehschieber K 22
Schiebung B 21
schiefe Biegung C 15
schiefer Stoß B 37
Schiefer Wurf B 20
Schiefer zentraler Stoß B 37
Schiene Q 53
Schienenfahrzeuge Q 50
–, Fahrzeugbegrenzungsprofil Q 51
Schiffsentlader U 37
Schiffspoller bei laufendem Seil B 17
Schiffspropeller R 49
–, Aktivruder R 50
–, Azimuthing Podded Drive R 50
–, Bugsierfahrzeug R 50
–, Flügelverstellung R 49
–, hydraulischer Servomotor R 49
–, Kort-Düse R 49
–, Querstrahlsteuer R 50
–, Schub R 50
–, Schubsteuerung R 50
–, schwenkbarer Düsenpropeller R 50
–, Strahlantriebe R 50
–, Verstellpropeller R 49
–, Voith-Schneider-Propeller R 50
–, Zykloidenpropeller R 50
Schlagversuch E 28
schlagzähe ASA-Polymerisate ASA E 78
Schlange Y 4
Schlankheit C 43
Schleifband T 97
Schleifen, Bandschleifen S 57
–, Schleifen mit rotierendem Werkzeug S 55
schleifender Schnitt A 5
Schleifscheibe S 55
Schlepphebel P 57
Schleppkreisförderer U 77
Schleudergießen S 15
Schlichtschleifmaschinen T 95
Schlitzsteuerung P 58
Schlupf V 25
Schmalkeilriemen G 115
Schmelzdruckkurve D 14
Schmelzenthalpie D 14, D 45
Schmelzpunkt, Gallium D 35
Schmelztemperatur D 45
Schmieden S 35
Schmiegungsebene B 18
Schmierfette E 96, E 98
–, Konsistenzklassen E 98
Schmiermittelreibung B 59
Schmieröle E 96, E 98
–, Cloud- und Pour-Point E 96
–, Flammpunkt E 97
–, Gesamtbasenzahl E 97
–, Mineralöle E 96
–, Neutralisationsvermögen E 96
–, Neutralisationszahl NZ E 96
–, Schmierstoffadditive E 97
–, synthetische Öle E 96
–, tierische und pflanzliche Öle E 96
–, Wärmekapazität E 97
–, Wärmeleitfähigkeit E 97
Schmierölkreislauf P 12
Schmierstoffe E 96
–, Festschmierstoffe E 98
Schmierung E 90, G 82, P 12
–, Elastohydrodynamische Schmierung E 91
–, Fettgebrauchsdauern G 82
–, hydrodynamische Schmierung E 91
–, Schmierfilmdicke E 91
Schneckenförderer U 57
Schneckenradsatz G 124
Schnecke-Zahnstange-Trieb T 19
Schneeglätte Q 22
Schneeketten Q 23
Schneidautomaten T 60
–, Nutenschneidautomaten T 60
Schneidbedingungen G 23
Schneiden S 64, S 85
–, Auswerferkraft S 67
–, Formfehler S 67
–, Freischneidwerkzeug S 68
–, Lagefehler S 67
–, Plattenführungsschneidwerkzeug S 68
–, Rückzugskraft S 67
–, Säulenführungsschneidwerkzeug S 68
–, Schneidwerkzeuge S 67
–, Schnittflächenkenngrößen S 68
–, Seitenkraft S 67
–, Verfestigung S 67
–, Winkelfehler S 67
Schneidkraft S 66
Schneidspalt S 66, S 122
Schneidstoffe S 52
Schneidwerkzeuge S 67
Schnellbahnsystem TRANSRAPID V 33
Schnelle, Schnellepegel O 28
schnelllaufender Hochleistungsdieselmotor P 90
Schnittflächenkenngrößen S 68
Schnittgeschwindigkeit S 42
–, optimale Schnittgeschwindigkeit S 45
Schnittgrößen G 15
Schnittkraft S 42, S 48
Schnittlasten C 8
Schnittlasten am geraden Träger in der Ebene C 9
Schnittlasten an abgewinkelten und gekrümmten ebenen Trägern C 11
Schnittlasten an räumlichen Trägern C 12
Schnittstellen Y 24
Schnittstelleneigenschaften W 4

Schnürle-Umkehrspülung P 60
Schrägeinstechschleifen T 95
Schräglaufwinkel Q 20
Schrägstirnräder G 126
Schränkung Q 96
Schraube B 17
Schrauben G 50
–, Dauerhaltbarkeit G 50
Schraubenarten G 41
–, Gewindestifte G 42
Schraubenbelastungen G 49
Schraubenbewegung G 40
Schraubendruckfedern G 59, G 60
–, Dauerfestigkeitsschaubild G 60
–, progressive G 60
Schraubenkupplung Q 67
Schraubenlinien C 27
Schraubensicherungen, formschlüssige G 51
–, reibschlüssige G 52
–, sperrende G 52
Schraubenverbindungen G 41, G 51
–, Durchsteckschraube G 41
–, Kopfschraube G 41
–, Sicherung G 51
–, Sicherungselemente G 51
–, Stiftschraube G 41
Schraubenwerkstoffe G 43
Schraubenzugfedern G 60
Schraubenzusatzkraft G 45
Schraubflächenschleifmaschinen T 95, T 97
Schraubradpaar G 124
Schreiber W 34
Schrifthöhen F 36
Schrittmotoren V 31, T 9
Schrumpfscheiben-Verbindung G 30
Schruppschleifmaschinen T 95
Schub der Rakete B 31
Schub und Torsion C 32
Schubbelastungsgrad B 57
Schubfeldschema Q 113
Schubfluss C 18, C 30
Schubflusskräfte C 18
Schubmittelpunkt C 12, C 18
Schubmodul G G 61
Schubspannung C 1
Schubspannungen in Verbindungsmitteln bei zusammengesetzten Trägern C 18
Schubspannungen und Schubmittelpunkt am geraden Träger C 16
Schubspannungshypothese C 6, S 24
Schubspannungsverteilungen C 17
Schubstange B 23, P 8
schubstarre Biegebalken C 26
Schubwinkel Q 117
Schüttgut-Flurförderer U 68
Schutzeinrichtungen F 17
Schutzerdung V 58
Schutzisolierung V 58
Schutzkleinspannung V 58
Schutzsysteme F 17
Schutztrennung V 58
schwache Dämpfung B 39
Schwachstellen F 9
Schwebegeschwindigkeit von Teilchen B 61
Schwefelgehalt P 63
Schweißbarkeit G 3
–, Aluminiumdruckguss G 10
–, Aluminiumknetwerkstoffe G 10
–, Gusseisen G 9
–, Kupfer G 10
–, Kupferlegierungen G 10
–, Nichteisenmetalle G 9
–, Nickel und Nickellegierungen G 10
–, Temperguss G 9
Schweißeignung von Stahl G 6
–, Werkstoffbedingte Bruchgefahren G 7
–, Werkstoffbedingte Einflüsse G 6
Schweißen G 3, S 85
Schweißfaktor G 15
Schweißnahtspannungen G 16
Schweißsicherheit G 7
–, Aufhärtung G 8
–, Eigenspannungszustand G 7
–, Fertigungsbedingte G 8
–, Richten von Konstruktionsteilen G 8
–, Schrumpfung der Schweißnähte G 8
–, Schweißfolge G 8
–, Schweißpositionen G 8
–, Sprödbruchgefahr G 7
Schweißverfahren G 3
–, Gasschmelzschweißen (Autogenschweißen) G 4
–, Lichtbogenschmelzschweißen G 4
–, Pressschweißen G 4
–, Schutzgasschweißen G 4
–, Strahlschweißen G 4
–, Verbindungsmöglichkeiten G 3
–, Verfahren G 3
–, Wärmequellen G 3
–, Widerstandspressschweißen G 4
–, Widerstandsschweißen G 4
schwellende Beanspruchung C 7
Schwenkschiebetür Q 65
Schwerachse C 19
Schwerer Kreisel B 36
Schwerkräfte B 26
Schwerkraftförderer U 59, U 74
Schwerpunkt C 13
Schwerpunktsatz B 29
Schwimmstabilität B 47
schwingende Beanspruchung C 6
Schwingende Beanspruchung – Nennspannungskonzept G 18
Schwingende Beanspruchung – Strukturspannungskonzept G 21
schwingende Belastung G 13
Schwinger B 31
Schwinger mit nichtlinearer Federkennlinie oder Rückstellkraft B 45
Schwingfestigkeitskennwerte E 27
Schwingkreise V 11
Schwingrinnen U 58
Schwingstärke Q 41
Schwingungen V 22, O 8, Q 37, Q 40, S 49
Schwingungen der Kontinua B 43
Schwingungen im Frequenzbereich O 15
–, Fourier-Analyse nichtperiodischer Vorgänge O 15
–, Fourier-Analyse periodischer Schwingungen O 15
–, Impuls-Antwortfunktion O 16
–, Spektralfunktionen O 16
–, Sprungfunktion O 16
–, Stoßfunktion O 16
Schwingungen im Zeitbereich O 14
Schwingungen mit periodischen Koeffizienten (rheolineare Schwingungen) B 46
Schwingungen von Membranen B 44
Schwingungen von Saiten B 44
Schwingungsdämpfer Q 28
Schwingungsdauer B 38
Schwingungsenergie D 4
Schwingungsmesstechnik W 12
Schwingungsrisskorrosion E 104, F 19
–, im aktiven Zustand E 104
–, im passiven Zustand E 104
–, passiver Zustand E 104
Schwingungstilger B 42
Schwingungsvorgang Q 112
Schwingungszustand O 13
Schwingverschleiß E 104
Schwungradberechnung O 1
Schwungradspeicher V 60
Scientific Computing A 3
SCR-Technik Q 47
SEA O 35
Seebeck-Effekt V 15
Segmentkrümmer B 52
Seil mit Einzellast B 13
Seil unter Eigengewicht B 12
Seil unter konstanter Streckenlast B 12
Seile U 4
–, Drahtseile U 4
–, Faserseile U 4
Seileck C 11, B 4
Seiliger-Prozess P 50
Seilreibung B 17
Seilrollen U 9
Seiltriebe U 4
–, Grundsysteme U 7
Seiltrommeln U 9
seismische Aufnehmer W 13
Seitenaufprall Q 40
Seitenkraft S 67
Seitenleitwerk Q 98
Seitenneigung Q 45
Seitenruder Q 99
Sekundärenergie L 3
–, allgemeine Tarife L 5
–, Anschluss- und Versorgungspflicht L 4, L 5
–, Energiewirtschaftsgesetz L 4
–, Engpass-Leistung L 4
–, Höchstspannungsnetz L 3
–, installierte Kraftwerkleistung L 3
–, Preisaufsicht L 5
Sekundärionen-Massenspektrometrie W 26
selbsterregte Schwingungen O 16
selbstgeführte Wechselrichter V 40
Selbsthemmung B 16, B 17
Selbsthilfe F 15
–, Hilfswirkung F 15
–, Ursprungswirkung F 15
selbsttragende Karosserien Q 37
Selbstüberwachung F 17
selektiver Netzschutz V 58

Self-Tuning-Verfahren X 19
Sender, optoelektronischer I 16
Sensoren I 3, W 6
Sensorik Q 13
Sequenzdiagramm Y 7
serielle A/D-Umsetzer W 30
Serienhebezeuge U 19
Server Y 10
Servobremsen Q 15
Shannonsches Abtasttheorem W 30
Sherardisieren E 42
Sicherheit Q 2
–, mittelbare F 16
–, unmittelbare F 16
Sicherheit und zulässige Spannung bei ruhender Beanspruchung C 5
Sicherheitsbestimmungen Q 38
Sicherheitsfaktoren Q 112
Sicherheitstechnik F 16, Q 75
Sicherheitsvielfache Q 112
Sicherungselemente G 38
–, Achshalter G 38
–, axiale G 37
–, klebende G 52
–, Klemmringe G 38
–, Sicherungsringe G 38
–, Splinte G 38
–, Stellringe G 38
Siebdruck S 89
Sieden, Bereiche des D 34
Siedepunkt D 35
Siedetemperatur D 45
Sievert W 23
Signalarten W 26
Signalfunktionen W 26
Signalübertragungseigenschaften W 3
Signalumsatz F 1
Silicatechnik Q 18
Silicieren E 42
Siliciumtechnik S 91
silikatkeramische Werkstoffe E 68
Silikone B 55
Siliziumdiode I 8
Simplexbremse Q 14
Simpson-Regel A 6
Simulationsmethoden Q 35
Simultaneous Engineering F 13, Q 3, Q 49
Sinkgeschwindigkeit Q 104
Sinnbild H 24
Sinnbilder für Messgeräte W 36
Sintern S 22
Sinusantwort W 3
SIPS-Bag Q 40
Sitzverstellung mit Positionsspeicher Q 46
Skizzeninterpretation Y 19
SLW-Volumenbeiwert Q 98
SMD-Bauteile I 6
Smith-Diagramm E 109
Softwareentwicklung Y 8
Software-Lebenszyklus Y 8
Software-Regler X 14
Solarenergie V 60, L 16
Solargeneratoren V 15
Solarzellen V 15
–, Photostrom V 15
Sollwert X 15
λ-Sonde P 78
Sonderdrehmaschinen T 78
–, Hochgeschwindigkeitsdrehmaschinen T 79
–, Hochpräzisions- und Ultrapräzisionsdrehmaschinen T 78
Sondergetriebe G 174
–, Räderkurbelgetriebe G 174
–, Schrittgetriebe G 174
Sonderklima- und Kühlanlagen, Klimaprüfschränke und -kammern M 89
Sonderschneidverfahren S 69
Sonderverfahren der Wärmebehandlung E 42
–, isothermisches Umwandeln E 42
–, Martensitaushärtung E 42
–, patentieren E 42
Sonnenkollektor M 33
Sonnenrad B 25
Sonnenschutzvorrichtungen M 19
Sonotrode S 87
Sortieralgorithmen Y 4
Source I 11
Spaltdichtung P 11
Spaltkorrosion E 102, F 19
Spaltpolmotoren V 31
Spandicke S 40, S 44
Spanen, Bohren S 45
–, Drehen S 41
–, Fräsen S 47
–, Hobeln S 50
–, Honen S 58
–, Innendurchmesser-Trennschleifen S 60
–, Läppen S 59
–, Räumen S 51
–, Sägen S 50, S 51
–, Schneidstoffe S 52
–, Spanen mit geometrisch bestimmten Schneiden S 39
–, Spanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden S 39, S 53
–, Stoßen S 50
Spannbeton E 71
Spannkräfte T 97
Spannkraft je Längeneinheit B 44
Spannsatz G 30
Spannstifte G 34
Spannung D 5
Spannungen C 49
Spannungen und Verformungen C 1
Spannungsamplituden C 58
Spannungs-Dehnungs-Linie C 4
Spannungsformzahl C 57
Spannungsfunktion $\Psi(y, z)$ C 30
Spannungsgefälle C 57
Spannungshügel C 30
Spannungskompensation W 27
Spannungsmessung W 26
Spannungsnulllinie C 13
Spannungsoptik W 16
Spannungsrisskorrosion E 103, F 19
–, transkristalline E 103
Spannungsspitzen C 30
Spannungssteilheit I 13
Spannungstensor C 1
Spannungsvektor C 1
Spannungsverstärker W 28
Spannungswechselbeanspruchung E 3
Spannungs-Zeit-Funktion E 3
Spanraumzahl S 42
Spanstauchung S 40
Spante Q 117
Spanungsdicke S 48
Spanwinkel S 39, S 41, S 46, S 53
Spartransformator V 17
SPC S 104
Speckle-Interferometrie W 16
Speicher Y 9
Speicherkraftwerke V 59
–, Kavernenkraftwerk R 35
Speicheroszilloskope W 33
Speicherprogrammierbare Steuerungen X 14, T 46
–, IEC 1131-3 T 48
–, Petrinetze T 49
–, Zustandsgraphen T 49
Speisepumpen-Antriebsturbinen R 62
Speisewasservorwärmung R 59
Spektralphotometrie W 24
Spektralverfahren W 22
Spektren O 28
Spektrometrie W 25
Sperrbereich I 8
Sperrichtung I 8, I 12
Sperrsättigungsstrom I 8
Sperrschichtkapazität I 8
Sperrschichttemperatur I 9
Sperrspannung I 8
Sperrstrom I 15
spezifische Arbeit P 4, P 53
spezifische Drehzahl R 21
spezifische effektive Arbeit P 53
spezifischer E-Modul F 23
spezifische Festigkeit F 23
spezifische indizierte Arbeit P 53
spezifische Reibarbeit P 53
spezifische Schnittkraft S 40, S 43
spezifische Widerstände V 71
spezifischer Streckenverbrauch Q 5
sphärische Bewegung B 22
Spiegel, idealer D 34
Spilltrommel U 10
Spindelpressen T 71
–, Antrieb durch Hydromotoren T 73
–, Arbeitsvermögen T 71
–, Ausführungsbeispiele T 72
–, Bauarten T 72
–, Direktantrieb T 72
–, größte zulässige Kraft T 71
–, hydraulische Überlastsicherung T 72
–, Kupplungs-Spindelpresse T 72, T 73
–, Nennkraft T 71
–, Prellschlagkraft T 71
Spinnlösungen B 55
Spiralfedern G 56
Spiralmodell Y 5
Spiralwärmeübertrager K 27
spitzenlose Rundschleifmaschinen T 95, T 96
Spitzenschleifmaschinen T 95
Spitzenwert W 27
Splinte G 37
Spongiose E 102
Spreizung Q 23
Sprengringe G 37

Spritzgießverfahren S 18
Spritzpressen S 19
Sprödbruch E 31
spröde Werkstoffe C 5
Sprühbefeuchter M 59
Sprühkompaktieren S 7
Sprungantwort V 30, W 3, X 4
Sprungüberdeckung G 127
Spülgrad P 56
Spule, mit einstellbarer Induktivität I 8
–, mit fester Induktivität I 8
Spulenzündanlage P 70
Spurführungstechnik Q 52
Spurkegel B 23
Sputterätzeinrichtung S 91
Sputtern S 89
stabförmige Körper C 8
stabile Lage C 43
stabiler Betriebspunkt P 81
Stabilisierungsspannung I 9
Stabilität X 15, F 18
Stabilität schwimmender Körper B 47
stabilitäts- und resonanzgerecht F 18
Stabilitätskriterien X 16
Stabilitätsversagen Q 113
Stabläufer T 8
Stabvertauschungsverfahren B 11
Stäbe bei Änderung des Querschnitts bzw. der Längskraft C 45
Stäbe mit beliebigem Querschnitt C 30
Stäbe mit beliebigem Querschnitt unter Längskraft C 45
Stäbe mit Kerben C 7
Stäbe mit konstantem Querschnitt und konstanter Längskraft C 7
Stäbe mit Kreisquerschnitt C 27
Stäbe mit Kreisquerschnitt und veränderlichem Durchmesser C 30
Stäbe mit Kreisquerschnitt (Wellen) C 45
Stäbe mit veränderlichem Querschnitt C 7
Stäbe mit veränderlicher Längskraft C 7
Stäbe unter Temperatureinfluss C 7
Stahl Q 48
Stahlband U 44
Stahlbeton E 71
Stahlbleche Q 37
Stahl-Erschmelzungsverfahren E 38
Stahlerzeugung E 38
Stahlfedern Q 26
Standardatmosphäre Q 91
Standard-Funktionbausteine X 14
Standardmessunsicherheit W 5
Standsicherheit B 7
Standzeitkriterium S 44
Stanton-Zahl D 31
Stapel Y 4
Stapelbetrieb Y 12
starke Kompressibilität B 46
starker Dämpfung B 40
Starrachsen Q 24
Starre Körper B 1
Starrkörpersystem B 38
Start Q 108
Start- und Zündhilfen P 74
–, mechanische Zündhilfe P 74
–, Starteinrichtungen P 74
–, thermische Zündhilfe P 74
Startstrecke Q 108
Statik B 1
stationäre Kreisfahrt Q 34
stationäre laminare Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt B 50
stationäre Strömung durch offene Gerinne B 54
stationäre turbulente Strömung in Rohren mit Kreisquerschnitt B 50
stationäre und nichtstationäre Strömung B 48
stationärer Ausfluss aus Behältern B 54
stationärer Schwimmwinkel Q 34
Stationärer Steigflug Q 107
stationäres Betriebsverhalten H 16
statisch C 32
statisch Unbestimmte C 32
statisch verträglich C 27
statische Ähnlichkeit B 64
statische Bestimmtheit C 9
Statische Kennlinie T 103
statische Ruhelage B 38
Statische Stabilität Q 99
statische und dynamische Achslasten Q 5
statischen Auslenkung B 38
statisches Moment C 17
statisches Verhalten X 3
statistische Versuchsplanung W 4
Stauchen S 29, S 35
–, rechteckige Körper S 29
–, zylindrische Körper S 29
Stauchgrad S 35
Stauchschneiden S 69
Stauchverhältnis S 35
Staudruck B 49
Staufferfett B 55
Stauförderer U 74
Staupunkt B 49
Steckverbindung G 34
Stefan-Boltzmann, Gesetz D 34
steife Differentialgleichung A 6
Steifheit A 6
Steifigkeit C 8, T 63
Steifigkeitsmatrix C 48
Steig- und Beschleunigungsfähigkeit Q 7
Steighöhe B 37
Steigung C 15
Steigung der Schraubenlinie B 21
Steigungswiderstand Q 5
Steigzeit B 20
Steilheit I 9
Steinmetzschaltung V 31
Steinzeug E 68
Stellbereich X 12
Stelle des „hot spot“ G 21
Stelleinrichtung X 8
Stellenschreibweise Y 2
Steller X 8
Stellglied X 8
Stellgröße X 8, X 9
Stellmatrix X 21
Stellringe G 38
Stellungswinkel C 13
Stellverhalten X 9
Stellverhalten der Strecke X 9
Stereolithographie S 86
steriler Betrieb N 48
Sterilfiltration N 44
Sterilisation N 42
Sternpunkterdung V 54
Sternschaltung V 9
Sternscheiben G 29, G 30
Stetigförderer U 43, U 52, U 58, U 59
–, Antriebsarten U 58
–, Fördergutstrom U 43
–, Förderprinzip U 43
–, Gliederförderer U 52
–, Gurtförderer U 43
–, Leistungsfähigkeiten U 43
–, Rollenbahnen U 59
–, Rutschen U 59
–, Schwerkraftförderer U 59
–, Schwingförderer U 58
–, Strömungsförderer U 60
Steuerblock H 12
–, Einbauventil H 12
Steuerdiagramm P 59
Steuerelektrode I 9, I 12
Steuerglied X 18
Steuergliedermatrix X 22
Steuerkennlinien V 37
–, Belastungskennlinien V 38
–, halbgesteuerte Schaltungen V 37
–, Umkehrstromrichter V 38
–, vollgesteuerte Schaltungen V 37
–, Wechselrichterbetrieb V 38
Steuerorgane P 56, P 58
Steuerung X 3, X 20
Steuerungen, Feldbusse T 40
–, Kommunikationsbusse T 40
–, Offene Steuerungssysteme T 41
–, Personal Computer T 39
–, Steuerungsarchitekturen T 41
–, speicherprogrammierbare X 14
–, Systemplattform T 41
Steuerwerk Y 9
Steuerzeiten P 58
Stichprobe W 5
Stiftverbindungen G 33, G 34
–, Stifte G 33
stilles Sieden D 34
Stirnräder G 125
–, Eingriffslinie G 125
–, Eingriffsstrecke G 127
–, Eingriffswinkel G 127
–, Evolventenverzahnung G 128
–, Flankenlinien G 125
–, Gleit- und Rollbewegung G 127
–, Kopfspiel G 127
–, Modul m G 126
–, Profilüberdeckung G 127
–, Profilverschiebung G 129, G 131
–, profilverschobene Verzahnung G 129
–, Satzräderverzahnung G 126
–, Schrägstirnräder G 126
–, Sprung G 127
–, Sprungüberdeckung G 127
–, Teilkreisdurchmesser G 126
–, Teilung G 126
–, Verzahnungsgeometrie G 125
–, Zähnezahlverhältnis G 125
Stirnschleifmaschinen T 95
Stirnzahnkupplung G 67

Stöchiometrie N 20
Störgröße X 3, X 9
Störgrößenaufschaltung X 22
Störmatrix X 21
Störungsmatrix X 21
Störungsübertragungsfunktion X 15
Störungsverhalten X 14
Störverhalten der Strecke X 9
Störwirkungen F 3
Stoffbilanz N 23
Stoffmessgrößen W 24
Stoffthermodynamik D 9
Stofftrennung N 11, N 16
–, Gegenstromkolonnen N 11
Stoffübergangskoeffizienten N 45
Stoffumsatz F 1
Stoffwerte, von Flüssigkeiten, von Gasen, von Feststoffen D 49
Stokessche Widerstandsformel für die Kugel B 60
Stopfbuchsen, Packungen K 23
Stoß- und Nahtarten G 10
–, Ausfugen der Wurzel G 10
–, Eckstoß G 12
–, Fugenvorbereitung G 10
–, Kreuzstoß G 12
–, Mehrfachstoß G 12
–, Parallelstoß G 11
–, Schrägstoß G 12
–, Stumpfstoß G 10
–, T-Stoß G 11
–, Überlappstoß G 11
Stoß, gerader B 37
–, zentrisch B 37
stoßartige Beanspruchung C 6
Stoßdämpfer, Industrie- G 64
Stoßdauer B 37
Stoßen S 50
Stoßhypothese B 37
Stoßkraft B 37
Stoßkurzschluss V 28
Stoßmaschinen T 92
Stoßnormale B 37
Stoßziffer B 37
Strahlausbreitung B 54
Strahler, graue D 34
–, schwarze D 34
Strahlkern B 54
Strahlplattenheizung M 28
Strahlquerschnitt B 54
Strahlschneiden S 69
Strahlstoßkraft gegen Wände B 56
Strahlung D 34
–, thermische D 34
Strahlungsaustauschzahl D 35
Strahlungskoeffizient D 34
Strahlungsmesstechnik W 22
Strahlungsschutzgröße W 23
Strahlungstemperatur M 4
Strang- und Fadenformgut F 39
Stranggießverfahren S 6
–, Band- und Drahtgießanlagen S 6
–, Gießrad S 6
–, Gießwalzen S 6
Strangpressen S 17, S 30, S 37
–, Direktes Strangpressen S 37
–, Indirektes Strangpressen S 37
–, Kalt-Strangpressen S 37
–, Warm-Strangpressen S 37
Straßenfahrzeuge Q 2
Straßenlage Q 2
Straßenverkehrsordnung Q 3
Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung Q 3
Strecke X 8
Streckenlasten C 8
Streckenlokomotive Q 70
Streckgrenze C 4, E 28
Streckung Q 96
Streckziehen S 32
–, Cyril-Bath-Verfahren S 32
–, einfaches Streckziehen S 32
–, Tangentialstreckziehen S 32
Streifenmodell S 27
Streifenscheren T 60
Streukoeffizient V 16
Streulichtverfahren W 10
Strichcodes W 11
Strichmaßstäbe W 7
stroboskopische Messung W 13
Strömung, idealer Gase D 16
Strömung in Leitungen mit nicht vollkreisförmigen Querschnitten B 51
Strömungsförderer U 60
–, Druckluft-Förderanlagen U 60
–, Förderung im Wasserstrom U 60
–, pneumatische Förderrinne U 60
–, Saugluft-Förderanlagen U 60
Strömungsgeschwindigkeit W 18
Strömungsgesetze R 2
–, Drallsatz R 2
–, Euler-Gleichung R 2
–, Geschwindigkeitsdreiecke R 3
–, Kontinuität des Massenstroms R 2
Strömungsgleichnis C 30
Strömungsmaschinen R 1
–, Schaufel R 1
Strömungsrichtung B 48
Strömungsrohr N 23
Strömungstechnik R 1
strömungstechnische Messgrößen W 18
Strömungsverluste durch spezielle Rohrleitungselemente und Einbauten B 52
Strömungswiderstand von Körpern B 60
Strombelastbarkeit V 72
Stromführung K 4
Stromkompensation W 27
Stromkreise V 4
Stromlinie, Stromröhre, Stromfaden B 48
Stromlinien C 30
Stromlinienverlauf C 30
Strommessung W 26
Stromoberschwingungen V 39
Stromortskurve V 25, V 27
Stromrichterkaskade, übersynchron V 49
–, untersynchrone V 49
Stromrichtermotor V 50
Stromrichterventile V 34
Stromstärke H 1
–, 2-Wege-Stromregler H 14
–, 3-Wege-Stromregler H 14
–, Drosselventile H 14
–, Druckdifferenz H 1
–, Fließgeschwindigkeit H 1
–, Messdrossel H 14
–, mittlere Fließgeschwindigkeit H 1
Stromsteilheit I 13
Stromverdrängung V 26, V 64
Stromverstärker W 28
Stromverstärkung I 9
–, differentielle I 9
Struktogramme Y 6
Struktur des Reglers X 17
Strukturdämpfung Q 112
Strukturfestlegung O 20
Strukturmodellierung Y 20
Strukturspannungs-Wöhlerkurven G 22
strukturviskose Flüssigkeit B 55
Stückgutförderer U 61
Stückliste, Baukasten F 37
–, Mengenübersicht F 37
–, Struktur F 37
Stücklisten Y 21
Stützelement T 97
Stützkernverbunde Q 114
Stützkonstruktion P 82
Stützkraft C 38
Stützmomente C 33
Stützziffer C 5
Stufen R 14
–, Aktionsstufe R 19
–, Axialstufe R 17
–, Reaktionsstufe R 18
–, Repetierstufe R 17
Stufengetriebe Q 7
Stufenkenngröße, Schluckkenngröße R 17
–, Stufen-Druck-Kenngröße R 17
–, Stufen-Wirkungsgrad R 17
Stufenkenngrößen, Durchfluss-Kenngröße R 16
–, Enthalpie-Kenngröße R 16
Stufenkolben P 9
stufenlose Fahrzeugantriebe (CVT) G 119
stufenlose Getriebe – CVT Q 9
Stufensprung F 27
Sturz Q 23, Q 24
StVO Q 3
Styrol-Acrylnitril-Copolymerisat SAN E 78
Styrol-Butadien SB E 78
Sublimationsdruckkurve D 14
Submerskultivierung N 45
Substratlimitierungskonstante N 52
Substratvorbereitung N 41
Subtraktivtechniken S 91
Subtransientreaktanz V 57
Suchalgorithmen Y 4
Superfinishschleifmaschinen T 99
superplastisches Umformen S 35
–, Matrizenverfahren S 35
–, Patrizenverfahren S 35
Superpositionsmethode C 21
Superpositionsverfahren C 32
supraleitende Energiespeicher (SMES) V 60
Supraleitung V 14
–, Hochfeldsupraleiter V 14
–, Hochtemperatur-Supraleiter V 14
–, Sprungtemperatur V 14
Suspensionen B 48

Symbole für raumlufttechnische Anlagen M 106
symmetrische Komponenten V 10
symmetrische Polare Q 102
symmetrische Querschnitte C 13
symmetrischen Kreisel B 36
Synchronmaschine, Betriebsbereich V 28
–, Stabilitätsgrenze V 27
Synchronmaschinen V 26
Synchronmotoren T 6
–, Ansteuerung T 8
–, Betriebsbereiche T 8
–, Prinzip T 7
Synchronriemen G 116
Synektik F 5
Synthese X 16, X 17, F 4
Synthese der Regelung X 16
System X 2, D 1, F 1
–, geschlossen, offen, abgeschlossen D 1
–, technisches F 1
–, Zustand D 1
System höherer Ordnung X 7
systematische Messabweichung W 2, W 4
systematische Suche F 6
System-Diagnose Q 46
Systeme, adiabate D 7
–, mit Wärmezufuhr D 7
Systeme mit veränderlicher Masse B 31
Systemelemente F 1
Systemgrenze D 1, F 1
Systemsteifigkeitsmatrix C 49
Systemzusammenhang F 3

Tabellenkalkulation Y 20
Tafelscheren T 59
tailored blanks Q 37
Taktzahl P 4
Talgofahrwerk Q 60
Tandem-Hauptzylinder Q 15
Tangenteneinheitsvektor B 18
Tangentenmodul C 44
Tangentenrichtung B 18
Tangential B 18
Tangentialkraft-Weg-Diagramm B 26
Tangentialspannung C 1
Tangentialverschiebung C 21
Tangentkeile G 36
Tank H 16
–, Heizelement H 15
–, Tankvolumina H 16
Target S 89
Tassenstößel P 57
Tastschnittverfahren W 10
Tatzlagerantrieb Q 73
Tauchkolben P 9
Tauchkolbenmaschinen P 5
Taumelscheibentriebwerk P 5
Taupunkt, des Wassers D 26
Taupunkthygrometer W 24
Taylor-Gerade S 44
Taylorscher Grundsatz W 9
TDM Y 23
Teamarbeit F 14
technische Ausführung X 13
Technische Sicherheit Y 13
technischen Zeichnungen Y 21
Teig B 55
Teildruck D 47
teilelastischer Stoß B 37
Teilkreisdurchmesser G 126
Teilsicherheitsbeiwert für den Werkstoff G 17
Teilstrahlungspyrometer W 20
Teilsysteme F 1, S 108
Teilung G 126
Teilwälzschleifen S 79
Teleoperatoren S 110
Teleskopgabel Q 44
Tellerfedern G 57
Temperatur, empirische D 2
–, internationale praktische D 35
–, thermodynamische D 7
Temperaturabhängigkeit I 7
–, Heißleiter I 7
–, Kaltleiter I 7
Temperaturabhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit E 141
Temperaturausdehnungskoeffizient C 7
Temperaturausgleich, in einfachen Körpern D 30
Temperaturen D 2
temperaturgeregelte Warmumformung E 43
Temperaturleitfähigkeit D 29
Temperaturmesstechnik W 20
Temperaturskala, internationale praktische D 3
–, thermodynamische D 3
Temperaturskalen D 2
Temperaturspannungen in Platten C 39
Temperaturverlauf, halbunendlicher Körper D 30
Tesselierung Y 15
Testpuppen Q 38
Testsignale, aperiodische X 4
–, periodische X 4
Tetraederschnittfläche C 2
T_1-Glied X 6
T_t-Glied X 6
Theodolit W 7
theoretische Wirkungsgrad B 57
Theorie von de Saint-Vénant C 30
Thermische Ähnlichkeit B 66
thermische Beanspruchung R 29
–, Hohlzylinder R 29
–, Platte R 29
–, Schaufeln R 29
thermische Behaglichkeit M 4
thermische Messgrößen W 19
thermische Verfahrenstechnik N 11
–, Flüssig-flüssig-Gegenstromkolonnen N 11
–, Gas-flüssig-Gegenstromkolonnen N 11
thermischer Überstromschutz V 57
thermischer Wirkungsgrad P 51
Thermisches Abtragen G 23
Thermisches Gleichgewicht D 2
thermochemische Behandlungen E 41
–, aluminieren E 42
–, borieren E 42
–, chromieren E 42
–, Einsatzhärten E 41
–, nitrieren E 42
–, sherardisieren E 42
–, silicieren E 42
Thermodynamik D 1
–, Aufgaben der D 1
thermodynamische Gesetze R 4
–, Energie-Erhaltungssatz R 4
–, Gibbs-Gleichung R 4
–, Reibungswirkung R 4
–, Zustandsänderung R 4
Thermoelemente W 20
Thermographie W 20
Thermolumineszenzdetektoren W 23
thermomechanische Behandlungen E 43
–, Austenitformhärten E 43
–, temperaturgeregelte Warmumformung E 43
Thermometer D 2
Thermoplaste E 76, E 77
–, Anisotropie E 76
thermoplastisch verarbeitbare Elastomere E 81
Thixogießen S 15
thixotrope Flüssigkeiten B 48
Thixotrope und rheopexe Flüssigkeiten B 55
Thyristor I 12, V 34
–, abschaltbarer I 14
–, Kennlinie I 12
Tiefdruck S 89
Tieflage E 31
Tiefschleifen T 95, T 98
Tiefschweißeffekt S 86
Tiefziehen S 31, S 32
–, im Erstzug S 32
–, im Weiterzug S 32
tierische Zellen N 38
Tilger Q 28
Titration W 24
Toleranzbandmethode W 3
Toleranzen F 32
Toleranzfeld F 32
Tolerierungsgrundsätze F 32
–, Hüllprinzip F 32
–, Unabhängigkeitsprinzip F 32
topologisch-geometrischen Strukturmodelle Y 16
tordierte Gleichgewichtslage C 45
Toroidgetriebe G 120
Torque-Motoren T 9
Torsionsbeanspruchung C 5
Torsionsfedern Q 26
Torsionsflächenmoment C 30, B 39
Torsionskasten Q 119
Torsionsschwingungen O 24
Torsionsschwingungen von Stäben B 44
Torsionswiderstandsmoment C 30
Totpunkte P 2
Totzeit X 6, X 10
Totzeitglied X 6
Träger gleicher Biegebeanspruchung C 16
Träger mit Einzellasten C 9
Träger mit Einzelmomenten C 9
Träger mit I-Querschnitt C 46
Träger mit Rechteckquerschnitt C 45
Trägerrost C 34
Trägheitsellipse C 13

Trägheitsellipsoid B 33
Trägheitskräfte C 42
Trägheitskraft B 28
Trägheitsmomente bezüglich gedrehter Achsen B 33
Trägheitsradien C 13
Trägheitsradius C 43, B 34
Traganteilkurve W 10
Tragfähigkeit von Schweißverbindungen G 13
Tragflügel Q 117
Tragflügel und Schaufeln B 62
Tragflügelprofil Q 96
Tragkettenförderer U 73
Traglastverfahren C 5
Tragmittel U 11
Tragmoment C 5
Traktionsverbesserung Q 5
Transferstraßen S 110, T 102
Transformationen der Michaelis-Menten-Gleichung N 50
Transformator V 16
Transientenrecorder W 34
Transistor I 9
–, bipolarer I 9
–, bipolarr V 66
–, IGB I 12
–, unipolarer I 9
Transistoren V 34
Transistorkennlinie I 9
Transistorzündanlage P 70
Translation B 21, B 22
Translationsenergie D 4
Transmissionsgrad W 21
Transmissionswärmebedarf M 16
transponierte Matrix C 49
Transporteinheit U 72
Transporthilfsmittel U 72
Transportkette U 2
transzendente Eigenwertgleichungen B 43
Trapezfeder G 55
Treibhauspotenzial M 10
Treibscheiben U 10
Treibtrommeln U 10
trennen N 6
Trennen S 39
–, Lasertrennen S 62
Trennschleifmaschinen T 95
Treppenstufenverfahren E 27
Tresca C 54
Tresca-Gesetz C 54
Triac I 14
Tribologie E 90
Tribosysteme E 92, E 94
–, geschlossene Systeme E 94
–, offene Systeme E 94
Triebstockverzahnungen G 131
Triebwerksbauarten P 5
Triebwerkslager P 12
Trimmen S 86
Trimmer I 8
Tripelpunkt D 11, D 35
–, Argon D 35
–, des Wassers D 3
–, Gleichgewichtswasserstoff D 35
–, Neon D 35
–, Quecksilber D 35
–, Sauerstoff D 35
–, Wasser D 35
Tripodegelenke Q 10
Trockenätzverfahren S 91
Trockengehalt W 24
Trockenluftpumpen K 30
Trockenreibung B 16
trocknen N 11, N 16, N 17
Trocknung H 3
Trocknungsabschnitt, erster und zweiter N 19
Trocknungsgeschwindigkeit N 18
Trocknungsgut N 17
–, erster Trocknungsabschnitt N 18
–, Feuchtebeladung N 17
–, Kontakttrockner N 18
–, Konvektionstrockner N 18
–, Strahlungstrockner N 18
–, Trocknungsgeschwindigkeit N 18
–, Trocknungsverlaufskurven N 18
–, Verdampfungsenthalpie N 17
–, Wärmeübertragung N 18
Trocknungsspiegelmodell N 18
Trocknungszeit N 18, N 19
Trommelbremsen U 16
Tropfenkondensation D 33
Turbidostat N 53
Turbine B 64
Turbinenwirkungsgrad D 22
Turbogeneratoren V 26
Turboluftstrahltriebwerk Q 104
Turboverdichter R 70
turbulenter Strömung B 49
Turbulenzgrad M 5
Typenraddrucker W 34

Überbremsen Q 11, Q 13
Übergangsfunktion X 4
Übergangssieden D 34
Übergangstemperaturen E 31
Übergangsvorgänge V 12
überhitzter Wasserdampf D 39
überkritischer Bereich B 41
Überlastschutz Q 6
überlineare Kennlinie B 45
Überschall D 17
Überschlagssimulationstest Q 40
Überschwingweite X 15
Übersetzungsverhältnis V 16
Übersteuern Q 34
Übertragungseinheiten K 2, K 32
Übertragungsfunktion X 5
Übertragungsgleichung A 6
Übertragungsglied, differenzierendes X 6
–, integrierendes X 6
–, proportionales X 6
Übertragungswinkel G 164
Überwachungsgerät H 15
Ulbrichtsche Kugel W 22
Ultrafiltration N 11, N 20
Ultraschallbohren S 87
Ultraschalleinrichtungen S 87
Ultraschallsenken S 87
Ultraschall-Strömungsmesser W 19
Ultraschallverfahren S 87
Umfangsgeschwindigkeit B 22
Umfangsschleifmaschinen T 95
Umfangsschlupf Q 20
Umfangsspannungen C 41
Umformen S 23
–, Biegeumformen S 23
–, Blechumformung S 23
–, Druckumformen S 23
–, Kaltumformung S 23
–, Massivumformung S 23
–, mittelbare Krafteinleitung S 23
–, Schubumformen S 23
–, Thermoformen E 87
–, unmittelbare Krafteinleitung S 23
–, Warmformen E 87
–, Warmumformung S 23
–, Zugdruckumformen S 23
–, Zugumformen S 23
Umformgrad S 24
Umform-Presstechnik F 25
Umkehrantriebe V 46
Umkehrosmose N 11, N 20
–, osmotischer Druck N 20
–, Permeatflussdichte N 20
–, transmembrane Druckdifferenz N 20
Umkehrspülung P 60
umlaufender dickwandiger Hohlzylinder C 43
Umlaufgetriebe B 25
Umrichter V 40
Umschmelzbeschichten S 86
umschnürter Hohlzylinder C 41
Umwälzpumpen M 31
Umwelt Q 3, Q 47
Umweltmessgrößen W 22
Umweltschutz Q 3, Q 47
unbehinderte Verwölbung C 30
unbestimmte Systeme C 32
unelastischer Bereich C 53
unelastischer Stoß B 37
unendlich ausgedehnte Scheibe mit Bohrung C 40
unfallvorbeugende Fahrzeugsicherheit Q 34
Ungedämpfte erzwungene Schwingungen B 40
ungesättigte Polyesterharze UP E 80
Ungleichförmigkeitsgrad H 8
Ungleichmäßig beschleunigte (und verzögerte) Bewegung B 19
ungleichmäßige Spannungsverteilung C 5
UNICODE Y 3
Unified Modeling Language Y 6
Universaldrehmaschinen T 74
–, Leit- und Zugspindeldrehmaschine T 75
–, Nachformdrehmaschinen T 75
–, numerisch gesteuerte T 76
–, Revolverdrehmaschine T 75
Universalmotor V 32
Universal-Rundschleifmaschinen T 96
unstetiger X 19
unsymmetrische Polare Q 102
Unsymmetrische Umströmung eines Kreiszylinders B 58
Unterfahrschutzeinrichtungen Q 40
unterkritischer Bereich B 41
unterlineare Kennlinie B 45
Unterschall D 17

Untersteuern Q 34
Unwuchtkräfte B 40
Urformen E 86, S 4
–, GMT E 86
–, Kalandrieren E 86
–, Kunststoffe E 85
–, Pressen und Spritzpressen E 85
–, SMC E 86
–, Spritzgießen E 85
–, Verfahrensprinzip S 4
–, Werkzeuginnendruck E 85
Urformwerkzeug S 4, S 5
–, Füllung S 5
Urformwerkzeuge S 5
U-Umrichter V 40, V 51
–, Blockumrichter V 51
–, Pulsumrichter V 51

v. Mises-Hypothese C 6, C 58
Vakuumformen S 11
Vakuumheber U 12
Vakuum-Vergießen E 38
variable Steuerzeiten P 58
variabler Ventiltrieb P 57
Variabler Ventiltrieb Q 46
variabler Ventiltrieb, elektrohydraulischer Ventiltrieb P 58
–, elektromechanischer Ventiltrieb P 58
–, mechanischer vollvariabler Ventiltrieb P 57
Variantenkonstruktion F 15
Vektor der Knotenkräfte C 49
Vektoriterationsverfahren A 5
Vektorprodukt B 22
Ventil H 2, H 12, H 13, H 14, H 18, H 19
–, Ablaufanschluss H 12
–, Anschluss H 12
–, Ansteuerstrom H 15
–, Arbeitsanschluss H 12
–, Drosselkerben H 12
–, Druckventil H 13
–, Durchflusswiderstand H 12
–, Feinsteuernut H 12
–, Grenzfrequenz H 15
–, Impulsventil H 12
–, Kolbenschieberventil H 18
–, Längsschieberventil H 12
–, Magnetkraft H 13
–, Öffnungscharakteristik H 12
–, Proportionalventil H 14
–, Proportional-Wegeventil H 15
–, Reibungskraft H 15
–, Schaltstellung H 12
–, Schaltventile H 12
–, Servoventil H 9
–, Sitzventil H 12
–, Sperrventil H 12
–, Steueranschluss H 12
–, Steuerkante H 12
–, Strömungskraft H 15
–, Stromventil H 14
–, Überdeckung H 12
–, Umkehrspanne H 15
–, Vorsteuerventil H 12
–, 2/2-Wege-Einbauventil H 12
–, Wegeventil H 12
–, Widerstandsanordnung H 18
–, Wiederholgenauigkeit H 15
Ventilatoren M 54, R 70
Ventilbewegung P 56
Ventile P 56, Q 29
–, Bauelemente K 20
–, Bauformen K 20, K 21
–, Druckminderer K 20
–, Hochdruck-Regelventil K 20
Ventilquerschnitt P 57
Ventilüberschneidung P 58
Venturidüsen W 35
Venturirohr B 49
Venturi-Rohre W 19
verallgemeinerte Hookesche Gesetze C 35
Verarbeitungsanlagen F 38
Verarbeitungsgut F 39, F 40
–, Aerosole F 40
–, dosieren F 40
–, flüssiges Gut F 40
–, fördern F 40
–, formen F 40
–, fügen F 40
–, Gase F 40
–, hochviskoses pastöses Gut F 40
–, ordnen F 40
–, Schüttgut F 40
–, speichern F 40
–, Strang- und Fadenformgut F 39
–, Stückgut F 39
–, trennen F 40
Verarbeitungsmaschinen F 38
Verarbeitungssystem F 39
Verbindung C 7
Verbindungen X 2
Verbrauch P 75, Q 3
–, spezifischer Brennstoffverbrauch P 75
Verbrennung P 65
–, im Dieselmotor P 65
–, im Ottomotor P 64
–, in Hybridmotoren P 67
–, isobar-adiabate D 18
–, vollständige D 17
Verbrennungskraftanlagen D 18
Verbrennungskraftmaschine H 16
Verbrennungsmotor P 3, P 49
–, Einteilung P 49
–, mit äußerer Verbrennung P 49
–, mit innerer Verbrennung P 49
Verbrennungsmotorantrieb, Verbrennungsmotoren R 38
Verbrennungsprozesse D 17
Verbrennungstemperatur D 18
–, theoretische D 18
–, wirkliche D 18
Verbundachsen Q 24
Verbundgießen S 15
verdampfen N 11, N 15
Verdampfer N 14
–, technische D 34
–, Verdampfungsenthalpie N 15
Verdampfung D 34
Verdampfungsenthalpie D 12, D 45
Verdampfungsentropie D 12
Verdampfungskristallisation N 16
Verdichterstationen L 31
Verdichtung feuchter Gase P 32
–, Adsorptionstrockner P 32
–, Kondensat P 32
–, Nachkühler P 32
–, Zwischenkühler P 32
Verdichtungsstoß D 17
Verdichtungsverhältnis P 83
Verdichtungswirkungsgrad D 24
Verdrängerkompressor P 3
Verdrängermaschine H 4
–, Anlaufverhalten H 5
–, Axialkolbenmaschine H 5
–, Axialspaltkompensation H 7
–, Hubvolumen H 4
–, Hydromotor H 10
–, Konstantmaschine H 5
–, Langsamläufer H 11
–, Langsamläufermotor H 5
–, Leistungsgewicht H 5
–, Mehrfachpumpe H 7
–, Motor H 1, H 2
–, Orbitmotor H 10
–, Pumpe H 1, H 2
–, Pumpenförderstrom H 2, H 18
–, Pumpenumlauf H 18
–, Radialkolbenpumpe H 9, H 10
–, Radialspaltenkompensation H 7
–, Reihenkolbenmaschine H 5
–, Reihenkolbenpumpe H 9
–, Schrägachsenpumpe H 9
–, Schrägscheibenpumpe H 9
–, Schraubenpumpe H 5, H 9
–, Sperrschiebermaschine H 5
–, Sperrschieberpumpe H 5, H 9
–, Taumelscheibenpumpe H 9
–, Verstellmaschine H 5
–, Wirkungsgradkennfeld H 6
–, Zahnradpumpe H 6
–, Zahnringmaschine H 6
–, Zylinder H 8
Verdrängerpumpe P 3, P 14
–, Anwendungsgebiete P 14
–, Bauarten P 14
–, Einsatzgebiete P 14
–, Einsatzgrenzen P 14
Verdrängungskristallisation N 16
Verdrängungsprinzip M 43
Verdrängungsspülung P 59
Verdrehungswinkel C 27
Verdünnungsprinzip M 44
Verfahrenstechnik, mechanische N 3
verfahrenstechnischer Gesamtgütegrad K 4
Verfestigung S 67
Verfestigungsexponent S 25
Verformung, abgestimmte F 16
Verformungsdifferenzen C 32
verformungsgeometrische Aussagen C 27
Verformungsgrößen C 32
Vergaser P 67
Vergleichsformänderung S 25
Vergleichsfunktion $w(x)$ C 44
Vergleichsglied X 8
Vergleichsnennspannungen C 56
Vergleichsprozesse P 50
Vergleichsspannungen C 5, C 57
Vergleichswert G 14
Vergüten E 40

Verhalten, adaptives X 19
Verjüngen S 30
Verkehrsumleitung Q 49
Verkettung F 49
Verknüpfungsmodelle Y 15
Verladebrücken U 36
Verletzungspotential Q 38
verlorenen Kräfte B 34
Verlust H 2
–, Leckverluststrom H 2
–, Verlustenergie H 2
–, Verlustwärmestrom H 16
Verlustarbeit B 27
Verlustfaktor V 71
Verlustleistung I 9, I 11, V 21
Verlustteilung P 18
–, Betriebsverhalten P 18
–, Elastizitätsgrad P 18, P 19, P 20
–, Füllungsgrad P 18
–, Gesamtwirkungsgrad P 19, P 20
–, Gütegrad P 18, P 19, P 20
–, mechanisch-hydraulische Verluste P 19
–, mechanisch-hydraulischer Wirkungsgrad P 19, P 20
–, Membranpumpen P 20
–, mittlerer Nutzliefergrad P 20
–, Nutzliefergrad P 18, P 19, P 20
–, volumetrische Verluste P 19
–, Volumetrischer Wirkungsgrad P 18, P 19, P 20
–, Wirkungsgrad P 18, P 20
Verlustwinkel I 7
Verminderung von Maschinengeräuschen O 31
Verrückung C 26
Versagensarten E 2
Versagenskriterien F 22
Verschiebearbeit D 5, D 18
Verschiebung, dielektrische D 5
–, generalisierte D 5
–, lineare elastische D 5
Verschiebungen C 48
Verschiebungsfunktion C 48
Verschiebungsmethode C 48
Verschiebungsvektor C 49
Verschleiß E 90, E 92, E 94, E 95, F 19, S 40
–, Abrasieren E 95
–, abrasiver Verschleiß F 19
–, Adhäsieren E 95
–, adhäsiver Verschleiß F 19
–, Oberflächenzerrüttung E 93
–, Schicht- F 19
–, tribochemische Reaktion E 93
–, Verschleißarten E 95
–, Verschleißerscheinungsform E 95
–, Verschleißerscheinungsformen E 93
–, Verschleißmechanismen E 95
–, Verschleiß-Messgrößen E 93
verschleißgerecht F 19
Verschlüsselungsverfahren Y 13
Versetzungsmoment B 1
Verspannungsdreieck G 44
Verspannungsschaubild G 45
–, Restklemmkraft G 45
–, Schraubenkraft G 45
Versprödung des Materials C 53
Verstärker mit Rückführung X 13
Verstärkung W 2
Verstell-(Alldrehzahl-)regler P 81
Verstellgetriebe G 111, G 119
–, Stellgetriebe G 119
Verteilen und Speicherung von Nutzenergie L 30
–, Energietransport L 30
–, Erdgastransporte L 31
–, Erdgas-Transportleitungen L 31
–, Ferngasnetze L 31
–, Kompressibilität L 31
–, Mineralölfernleitungen L 30
–, Mineralöltransporte L 30
–, Pipelines L 30
–, Primärenergietransporte L 30
–, Pumpstationen L 31
–, Wobbe-Zahl L 31
Verteilereinspritzpumpen P 72
–, Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe P 72
–, Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe P 72
Vertikaldynamik Q 40
vertikale Aufbaubeschleunigungen Q 40
Vertrauensbereiche W 5
Verwindungssteifigkeit Q 38
Verwölbung C 27
Verwölbungen der Querschnitte C 12
Verwölbungsfunktion ψ C 30
Verzahnen S 74
Verzahnen von Kegelrädern S 82
–, Kreisbogenverzahnung S 83
–, Palloidverfahren S 83
–, Profilverfahren S 82
–, Schleifen von Kegelrädern S 83
–, Spiroflexverfahren S 83
–, Wälzfräsen S 83
–, Wälzhobeln S 83
–, Wälzverfahren S 83
–, Zyklo-Palloid-Verfahren S 83
Verzahnen von Schnecken S 81
–, Formdrehen S 81
–, Formfräsen S 81
–, Formschleifen S 81
–, Wälzfräsen S 81
–, Wälzschälen S 81
Verzahnen von Schneckenrädern S 82
–, Radial-Tangentialverfahren S 82
–, Radialverfahren S 82
–, Tangentialverfahren S 82
Verzahnen von Stirnrädern S 74
–, Feinbearbeitung von Verzahnungen S 78
–, Formfräsen S 75
–, Formverfahren S 74
–, kontinuierliches Wälzschleifen S 79
–, Profilschleifen S 79
–, Schaben S 78
–, Teilwälzschleifen S 79
–, Verzahnungshonen S 79
–, Verzahnungsschleifen S 79
–, Wälzfräsen S 76
–, Wälzhobeln S 75
–, Wälzstoßen S 76
–, Wälzverfahren S 75
Verzahnungsgesetz, Stirnräder G 125
Verzahnungsherstellung G 134
Verzahnungshonen S 79
Verzahnungsschleifen S 79
Verzahnungsschleifmaschinen T 95, T 97
Verzerrungstensor C 4
Verzerrungszustand C 4
Verzögerungsglied 1. Ordnung X 6
Verzögerungsglied 2. Ordnung X 7
Verzögerungszeit X 6, X 10
Verzweigung X 2
Verzweigungsproblem C 47
V-Form Q 117
Vibe-Brennverlauf P 54
Vickershärte E 29
Vielstufenverdampfung N 15
viergliedrige Drehgelenkgetriebe G 164
–, Doppelschwinge G 164
–, Grashof-Bedingung G 164
–, Kurbelschwinge G 164
–, Parallelkurbelgetriebe G 164
–, Totalschwingen G 164
viergliedrige Schubgelenkgetriebe G 165
–, Diagonal-Schubgelenke G 165
–, kinematische Umkehrung G 165
–, Schleifenbewegungen G 165
Vierlenker-Vorderachse Q 23
Vierpole V 11
Vier-Quadrantenbetrieb U 28
Viertaktmotor P 55
Viertaktverfahren P 50
Viren N 38
Virialgleichung D 10
Virialkoeffizient D 10
virtuelle Hilfskraft C 26
virtuelle Krümmungen C 27
virtuelle Produktentstehung Y 14
virtuelle Realität Y 22
virtuelle Verschiebung δw C 26
Viskoelastizitätstheorie C 54
Viskosimetrie W 19
Viskosität B 49, E 91, E 96
–, dynamische Viskosität E 92, E 96
–, kinematische Viskosität E 96
–, Rauheit E 92
–, Rheopexie E 96
–, Schmierfilmdicke E 92
–, Thixotropie E 96
–, Viskositätsdruckkoeffizienten E 96
–, Viskositätsindex E 96
Viskositätsbestimmung B 60
Viskositäts-Temperatur-Blatt E 140
v-n-Diagramm Q 112
Vollelastischer Stoß B 37
vollelektronische Zündanlage P 71
Vollformgießen S 13
Vollkommene mechanische Ähnlichkeit B 64
Vollniete G 39
vollplastische Stützziffer C 5
vollplastischer Querschnitt C 54
vollplastischer Zustand C 5, C 7
Vollscheibe konstanter Dicke C 42
Voltametrie W 25
Voltmeter W 26
Volumenänderung C 6
Volumenarbeit D 4, D 5
Volumendehnung C 4

Volumendehnungskoeffizient D 14
Volumenmodellierung Y 15
Volumennutzungsgrad G 53
Volumenschluß H 4
Volumenschwerpunkt B 13
Volumenstrom H 1
Volumenstromregelung M 57
Volumenzähler W 18
Vorbandgießen S 7
Vorder- und Hinterachsfederungen Q 26
Vorder- und Hinterholm Q 119
Vorderachslast Q 6
Vordimensionierung G 48
Vordrall R 18
Vorgang X 2, F 41
Vorgehensmodelle Y 5
Vorhaltzeit X 12
vorhandene Sicherheit C 5
Vorkammer-Verfahren P 66
Vormischbrenner R 87
Vorsatzläufer R 40
Vorschubgetriebe T 19
–, Cyclo-Getriebe T 21
–, Harmonic Drive-Getriebe T 20
–, Planetengetriebe T 19
–, Zahnriementriebe T 20
Vorschubkraft S 42
Vorspannkraft G 45
Vorspannung G 111
–, Spannwelle G 112
Vorspur Q 23, Q 24
Vorverzahnen S 74
Vorwärmung G 24
Vorwärtssperrspannung I 12
Vorwärtssperrstrom I 13
Vorwärtssteuerung, modellbasierte X 22
vorwiegend ruhende Belastung G 13
V-Stellung Q 96, Q 99

Wachstum N 40
–, Ausbeutekoeffizient, Zellertragskoeffizient N 51
–, Batch-Kultivierung N 40, N 51
–, Diauxie N 40
–, exponentielles Wachstum N 40, N 51
–, Fed-Batch-Kultivierung N 55
–, Hemmung N 52
–, kontinuierliche Kultivierung N 40, N 53
–, lineares Wachstum N 53
–, mehrfach substratlimitiert N 52
–, substratlimiert N 51
–, Transportlimitierung N 52
–, unlimitiert N 51
–, Zellerhaltung N 55
Wachstumsbedingungen N 39
–, Nährstoffansprüche N 39
–, Physikochemische Wachstumsansprüche N 39
Wachstumseffektoren N 54
Wachstumskinetik N 51
–, Fujimoto N 52
–, logistisch N 52
–, Monod N 52
–, Moser N 52
–, Pirt N 55
Wachstumsrate, spezifische N 51
Wägemesszellen W 15
Wägetechnik W 14
Wälzfräsen S 76, S 81, S 83
Wälzführungen T 31
Wälzgetriebe G 118
–, Bohr/Wälzverhältnis G 122
–, Bohrbewegung G 118
–, drehmomentensteif G 118
–, elastischer Formänderungsschlumpf G 122
–, Halbtoroidgetriebe G 119
–, Kegelringgetriebe G 119
–, Leistungsdaten G 123
–, Leistungsverluste G 123
–, Nutzreibwert G 118
–, Planeten-Stellkoppelgetriebe G 124
–, Reibradgetriebe mit festem Übersetzungsverhältnis G 124
–, Reibradwerkstoffe G 124
–, Stellverhältnis G 119
–, Stribecksche Wälzpressung G 118
–, Verstell-Reibradgetriebe G 124
–, Volltoroidgetriebe G 119
Wälzhobeln S 75, S 83
Wälzlager G 81
–, abgedichtete G 90
–, äquivalente dynamische Belastung G 94
–, äquivalente dynamische Belastung, äquivalente statische Belastung G 94
–, äquivalente Lagerbelastungen G 94
–, äußere Axialkraft, erweiterte Lebensdauer G 85
–, aktive Dichtelemente G 92
–, angestellte Lagerung G 87
–, Anstellen G 85
–, Außenring, Ausfallwahrscheinlichkeit G 82
–, Axialfaktoren G 94
–, Axialkegelrollenlager G 84
–, Axiallager G 83
–, Axialluft G 82
–, Axialnadellager G 84
–, Axialpendelrollenlager G 84
–, Axialrillenkugellager G 84
–, Axialschrägkugellager G 85
–, Axialzylinderrollenlager G 84
–, Basiszeichen G 86
–, berührende Dichtungen, Betriebslagerluft G 92
–, berührungsfreie Dichtungen G 92
–, Beschichtungen G 86
–, Betriebslagerluft G 89
–, Bezugsviskosität G 89
–, Blechkäfige, bleibende Formänderung G 86
–, Bohrschlupf G 83
–, Bolzenkäfige G 86
–, Borde G 82
–, bordgeführte Käfige G 86
–, Bordscheiben G 83
–, Breitenreihen G 87
–, Dauerwälzfestigkeit G 92
–, Deckscheiben G 93
–, Dichtscheiben G 93
–, Drucklinie G 83
–, Druckmittelpunkt G 83
–, Druckwinkel G 83
–, Dünnringlager G 81
–, durchhärtbare Wälzlagerstühle G 86
–, Durchmesserreihen G 87
–, dynamischer Härtefaktor, dynamische Tragzahl, Einbaulagerluft G 94
–, Einbaulagerluft G 89
–, einreihige Schrägkugellager G 85
–, einsatzhärtbare Wälzlagerstühle G 86
–, elastohydrodynamischer Schmierfilm G 81
–, elastohydrodynamischer Schmierung G 89
–, Ermüdungslebensdauer, Ermüdungsprozess G 93
–, Federanstellung G 88
–, Fensterkäfige G 86
–, Fertigungslagerluft G 85
–, Festlager G 83, G 87
–, Fest-Loslagerung G 87
–, Festschmierstoffe G 89, G 92
–, Festsitz G 88
–, Fette, Fettgebrauchsdauer G 89
–, Fettmengenregler G 90
–, Fettschmierung G 81, G 90
–, Fettwechsel G 90
–, Fettwechselfristen G 90
–, Filzringe, Gebrauchsdauer G 93
–, Flachführungen, Gebrauchsdauer G 86
–, gedeckelte G 90
–, gepaarte Lager, Gesamtminderungsfaktor G 85
–, Gleitringdichtungen G 93
–, Grübchenbildung, Herstellagerluft G 93
–, Herstelllagerluft G 89
–, Hertzsche Theorie G 93
–, Hybridlager G 86
–, hydrodynamischer Flüssigkeitsfilm G 89
–, Hystereseverluste G 96
–, Innenring G 82
–, innere Axialkraftkomponente G 85
–, Käfig G 82
–, Käfigstege G 86
–, Kegelrollenlager G 82, G 84
–, korrosionsbeständige Stähle G 86
–, Kreuzkegelrollenlager G 84, G 85
–, Kreuzzylinderrollenlager G 84, G 85
–, Kugelführungen G 86
–, Kugellager G 82
–, Kugelumlaufbüchsen G 86
–, Kunststoffkäfige G 86
–, Kunststofflager G 86
–, Labyrinthdichtungen, Lagerlebensdauer G 92
–, lastabhängiger Reibungsanteil G 96
–, Lastverteilung G 93
–, Laufbahnen G 82
–, Linienberührung G 82
–, lose Passungen G 88
–, Loslager G 87
–, Loslagerverschiebung G 87
–, Massivkäfige G 86
–, Maßreihe G 87
–, Minderungsfaktoren G 90
–, Mindestbelastung G 95
–, Mineralöle G 92
–, Minimalmengenschmierung G 90

–, mittlere äquivalente dynamische Belastung G 96
–, mittlere Drehzahl G 96
–, modifizierte Linienberührung G 82
–, Nachschmieren G 90
–, Nachschmierfristen G 90
–, Nachsetzzeichen G 86
–, Nadellager G 81, G 82, G 83
–, naturharte Stähle G 86
–, Neubefettung G 90
–, Nilosringe G 93
–, O-Anordnung G 85
–, Ölbadschmierung G 91
–, Öle G 89
–, Öleinspritzschmierung G 91
–, Öl-Luft-Schmierung G 91
–, Ölnebelschmierung G 91
–, Ölschmierung G 91
–, Öltauchschmierung G 91
–, Ölumlaufschmierung G 91
–, Passungsrostbildung G 87
–, Pendelkugellager G 83, G 84
–, Pendelrollenlager G 82, G 83
–, Pendelrollenlagern G 82
–, Punktberührung G 82
–, Punktlast G 87
–, Radialfaktoren, Radialluft G 94
–, Radiallager G 83
–, Radialschrägkugellager G 85
–, Radialwellendichtringe G 93
–, Reaktionsschicht G 89
–, Referenzoberfläche G 96
–, Referenztemperatur G 96
–, Referenztemperatur, Referenzumgebungstemperatur G 96
–, Referenzumgebungstemperatur G 96
–, Referenzwärmeflußdichte G 96
–, Rillenkugellager G 82
–, Rollenlager G 82
–, Rollenumlaufschuhe G 86
–, Schälen G 93
–, Scherverluste G 96
–, Schmiegung G 85
–, Schmierfrist, Schmierung G 90
–, Schrägkugellager G 84
–, Schräglager G 83
–, Schränken G 82
–, Schulterkugellager G 84
–, Schutzlippen G 93
–, schwimmende Lagerung G 87
–, Shakedown-Limit G 94
–, Silikonöle G 92
–, Spannführung, statischer Härtefaktor G 82
–, starre Anstellung G 88
–, statische Tragzahl G 94
–, Stützlager G 83, G 85
–, Stütz-Traglagerung G 87
–, synthetische Öle G 92
–, Tandem-Anordnung, thermische Referenzdrehzahl, Temperaturfaktor G 85
–, thermische Referenzdrehzahl G 96
–, Toleranzklassen G 89
–, Tonnenlager G 82, G 83
–, Toroidallager G 82, G 83
–, Tropfölschmierung G 91
–, Übergangssitze G 88
–, Überlebenswahrscheinlichkeit, Umfangslast G 87
–, verminderte Schmierfrist, Versagensmechanismen, Vierpunktlager G 84
–, Viskositätsverhältnis G 89
–, vollrollige Zylinderrollenlager G 83
–, Vorsetzzeichen G 86
–, Wälzen G 81
–, Wälzkörper G 81
–, wälzkörpergeführt G 86
–, wälzkörpergeführte Käfige, Winkelringe G 83
–, warmfeste Stähle G 86
–, X-Anordnung G 85
–, Y-Lager G 84
–, zerlegbar G 85
–, Z-Lamellen G 93
–, zweireihige Kegelrollenlager G 85
–, zweireihige Schrägkugellager G 85
–, Zylinderrollenlager G 82, G 83
Wälzlagerungen T 34
–, Axialrillenkugellager T 34
–, Axial-Schrägkugellager T 34
–, Axial-Zylinderrollenlager T 34
–, Kegelrollenlager T 34
–, Schrägkugellager T 34
–, Zylinderrollenlager T 34
Wälzschälen S 81
Wälzschleifen S 79
Wälzstoßen S 76
Wärme D 4
–, Einheiten Z 4
Wärmeabgabe der Menschen M 18
Wärmeausdehnung von Werkstoffen K 35
Wärmebehandlung E 39
–, anlassen E 40
–, Diffusionsglühen E 40
–, Flammhärten E 41
–, Glühbehandlungen E 40
–, Grobkornglühen E 40
–, härten E 39
–, Induktionshärten E 41
–, Laseroberflächenhärten E 41
–, Lösungsglühen E 41
–, Normalglühen E 40
–, Randschichthärten E 41
–, Rekristallisationsglühen E 41
–, Spannungsarmglühen E 41
–, vergüten E 40
–, Weichglühen E 41
Wärmedämmung M 50
Wärmedehnung D 13
Wärmedurchgang D 29
–, durch eine ebene Wand D 28
–, durch eine mehrschichtige Wand D 29
–, durch Rohre D 29
Wärmedurchgangskoeffizient D 29, K 1
Wärmeeindringkoeffizient D 30
Wärmeerzeugung M 25
Wärmekapazität, mittlere molare D 37
–, mittlere, spez. D 14
–, molare D 12
–, spezifische D 45
–, spezifische, eines Dampfes D 13
Wärmekraftanlage D 20
Wärmekraftmaschine D 20
Wärmeleitfähigkeit D 28, D 29
Wärmeleitgleichung, Fouriersche D 29
–, Lösungen der D 29
Wärmeleitung, mehrdimensionale D 29
–, stationäre D 28
–, stationäre, durch eine ebene Wand D 28
–, stationäre, durch eine Rohrwand D 28
Wärmeleitvorgang D 28
Wärmeleitwiderstand D 28, M 5
Wärmeproduktion M 4
Wärmepumpen M 26, M 33
Wärmepumpen-Heizsysteme D 24
Wärmepumpenprozess D 20
Wärmespannung C 7
Wärmestrahlung D 34
Wärmestrom D 28
Wärmestromdichte D 28
Wärmestrommessungen W 21
Wärmetechnische Werte D 45
Wärmeübergang D 28, D 32
–, bei erzwungener Konvektion, bei freier Konvektion D 31
–, bei Strömung durch Rohre D 32
–, beim Kondensieren, beim Sieden D 33
–, durch Konvektion D 31
–, laminare Strömung durch Rohre D 32
–, quer angeströmte Rohrreihe D 32
–, quer angeströmtes Einzelrohr D 32
–, Rohrbündel D 32
–, turbulente Strömung durch Rohre D 32
Wärmeübergangskoeffizient D 28
Wärmeübergangswiderstand D 28
Wärmeübertrager K 3
–, Bauarten K 1
–, Betriebscharakteristik K 3, K 4
–, Exergieverluste K 4
–, Temperaturberechnung K 2
–, Wirkungsgrade K 3, K 4
Wärmeübertragung D 27
–, durch Konvektion D 27
–, durch Leitung D 27
–, durch Strahlung D 27, D 34
Wärmeverbrauchsmessung M 37
Wärmeverhältnis M 9
Wärmewert P 71
Wärmewiderstand I 9, D 29
–, gesamter D 29
Wärmezufuhr P 50
Wafer S 91
Wafer-batch-processing S 90
wahre Geschwindigkeit Q 94
Wandlung regenerativer Energien L 26
–, Leistungsregelung L 28
–, Rotoren L 28
–, Windkraftanlagen L 26
–, Windkraftnutzung L 26
wandverteilter Kraftstoff P 66
Wandwärmeverlust P 54
–, Wärmeübergangskoeffizient P 54
Wankachse Q 24
Wankelmotor P 84
wanken Q 40
Wankzentrum Q 24
Warenverteilzentren U 78

Warmfressen G 135
Warm-Kalt-Verfestigen E 43
Warmzugversuch E 28
Wartung Q 120
wartungsfreie Gleitlager G 106
Wasser, *h*, *s*-Diagramm D 13
–, *p*, *υ*-Diagramm D 11
–, *t*, *s*-Diagramm D 13
–, Tripelpunkt D 14
Wasserdampfabgabe des Menschen M 18
Wasserdampfbeladung D 25
Wasserdampftafel, Sättigungszustand D 38
Wasserfallmodell Y 5
Wasserheizungen M 26
Wasserkraftwerke R 31
–, Entnahmeanlage R 31
–, Hochdruckkraftwerk R 31
–, Investitionskosten R 31
–, Kavernenkraftwerk R 31
–, Mitteldruckkraftwerke R 31
–, Niederdruckkraftwerke R 31
–, Pumpspeicheranlage R 31
–, Speicheranlage R 31
–, statische Fallhöhe R 31
–, Wasserschloß R 31
Wasserlinienquerschnitt B 47
wasserstoffinduzierte Rissbildung E 105
Wasserstrahl-Luftpumpen K 30
Wasserturbinen R 30
–, Arbeitsweise R 30
–, Dériazturbine R 31
–, Durchgangsdrehzahl R 34
–, Einheitsdiagramm R 34
–, Einheitsvolumenstrom R 35
–, Einsatzbereiche R 31
–, Fallhöhen R 31
–, Francisturbine R 31
–, Gleichdruckturbine R 31
–, Gleichdruckturbinen R 30
–, Kaplanturbine R 31
–, Kavitation R 30
–, Kennfelder R 35
–, Kennlinien R 34
–, Laufraddurchmesser R 31
–, Laufschaufelstellung R 34
–, Leistungsbereich R 30
–, Leitschaufelstellung R 34
–, maximales Drehmoment R 34
–, Nennfallhöhe R 31
–, Nennvolumenstrom R 31
–, Ossbergerturbine R 31
–, Peltonturbine R 31
–, spezifische Drehzahl R 31
–, Überdruckturbine R 30, R 32
–, Unterwasserstand R 34
–, Werkstoff R 34
–, Wirkungsgrad R 30
Wavelet-Integraltransformation A 3
wechselnde Beanspruchung C 7
Wechselstrom V 8
Wechselstromhydraulik H 2
Wechselstrommessbrücken W 27
Wechselstromsteller V 36
Wechselstromverbraucher W 33
weggebundene Zustellung T 98
Weggebundenes Pressen T 64
–, Anwendung T 66
–, Arbeitsvermögen T 64
–, Ausführungsbeispiele T 66
–, Bauarten T 64
–, Baugruppen T 65
–, Bremse T 65
–, C-Gestelle T 65
–, C-Gestell-Presse T 66, T 67
–, Gestelle T 65
–, Keilpresse T 66
–, Kupplung T 65
–, Nennarbeitsvermögen T 64
–, Nennkraft T 64
–, O-Gestelle T 65
–, Pressen mit Exzenterpressen T 64
–, Pressen mit Kurbelpressen T 64
–, Stößelkraft T 64
–, zweifachwirkende Presse T 68
–, Zweiständerpresse T 68
Wegmesstechnik W 12
Weg-Zeit-Diagramm B 18
Weg-Zeit-Funktion B 39
Weibullverteilung S 92
Weitere Ähnlichkeitsgesetze für Strömungsprobleme B 66
Welle-Nabe-Verbindungen, vorgespannt G 37
Wellenspannhülse G 29, G 30
Wellenwiderstand V 55
Werkstatt-Mikroskope W 9
Werkstoffauswahl E 75
–, Systematik E 75
Werkstoffe E 36
Werkstoffeigenschaften E 2
Werkstoff-Handbuch Q 115
Werkstoff-Handbuch der Deutschen Luftfahrt Q 115
Werkstoffkenngrößen C 4
Werkstoffkennwerte E 10, E 27, Q 115
Werkstoff-Leistungsblatt Q 115
Werkstoffprüfung E 26
–, Kunststoffe E 81
–, Probenentnahme E 26
–, Prüfverfahren E 28
–, Versuchsauswertung E 27
Werkstofftechnik E 1
Werkstück T 1
Werkstückhandhabung S 110
Werkstückträger T 1
Werkzeug S 85, T 1
Werkzeughandhabung S 110
Werkzeugmaschine T 14, T 24
–, Drehzahl T 3
–, dynamisches Verhalten T 3
–, Eigenschwingungsformen T 4
–, Elemente T 1
–, Fertigungsgenauigkeiten T 2
–, Führungen T 27
–, Funktionsgliederung T 1
–, Gestellwerkstoffe T 24
–, mechanisches Verhalten T 3
–, Nachgiebigkeitsfrequenzgang T 4
–, Schnittgeschwindigkeit T 3
–, statisches Verhalten T 3
–, Stufengetriebe T 14
–, Systemaufbau T 1
–, Systemdämpfung T 4
–, thermisches Verhalten T 5
–, thermoelastisches Verhalten T 3
–, Wirkpaar, Wirkbewegung T 2
Werkzeugmaschinen, spanende T 74
Werkzeugmaschinen zum Umformen T 62
Werkzeugträger T 1
Wertanalyse F 10
Wheatstone W 27
Wheatstonebrücke V 4
Wichtungsfaktor A 6
Wickelmodule N 19
Wickeltechnik F 21, F 23
Widerstand I 7, V 3, Q 98, Q 100, Q 101
–, einstellbar I 7
–, spezifischer I 7, V 3
–, Temperaturkoeffizient V 4
Widerstand an Seilrollen B 17
Widerstandsbeiwert B 50, D 32, Q 99
Widerstandshilfsphasenmotor V 31
Widerstandskraft B 17, B 62
Widerstandsmessung W 27
Widerstandspolare Q 102
Widerstandspunkt- und Widerstandsnahtschweißen G 23
Widerstandsthermometer W 20
Widerstandswerkstoffe I 7
Widerstandswert I 7
Wiederanlaufsperre F 18
Wiederverwertung Q 48
Wildhaber-Novikov-(W-N-)Verzahnung G 131
Winddruck auf Bauwerke B 61
Winden U 19
–, Freifallwinden U 22
Windenergie V 61
Windenergiekonverter V 61
–, drehzahlvariabler Betrieb V 62
–, Leistungsbeiwert V 61
–, Schnelllaufzahl V 61
Windgeschwindigkeit M 3
Windungszahl I 8
Winkelbeschleunigung B 21
Winkelfehler S 67
Winkelgeschwindigkeit B 21
Winkelgeschwindigkeit ω C 42
Winkelgeschwindigkeiten W 13
Winkelsprung C 33
winterglatte Fahrbahn Q 22
Wirbelbewegung B 49
Wirbelkammer-Verfahren P 66
Wirbellinien B 57
Wirbellinienströmung B 58
Wirbelröhre B 57
Wirbelschicht N 34
–, Druckverlust N 34
–, Lockerungsgeschwindigkeit N 34
–, Strömungszustände N 34
Wirbelstromverluste I 8
Wirkdruckverfahren W 18
Wirkgeometrie F 3
–, Wirkbewegungen F 3
–, Wirkflächen F 3
Wirkleistung V 9
wirkliche Verschiebungen C 26
wirkliche Zustandsgrößen C 27
wirklicher Spannungszustand C 21
Wirkpaarung F 40

Wirkprinzip, physikalisches F 3
Wirkrichtungswinkel S 39
wirksame Knicklänge C 43
wirksame Spannung C 7
Wirkstelle F 40
Wirkstruktur F 3
Wirkungen X 2
Wirkungsgrad V 21, B 17, B 27, H 2, P 52, P 92
–, der Speisewasserpumpe D 23
–, Gesamtwirkungsgrad H 2
–, hydraulischer Wirkungsgrad H 2
–, hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad H 2
–, isentroper D 24, R 5
–, polytroper R 5
–, statischer R 5
–, thermischer, des Ackeret-Keller-Prozesses D 21
–, thermischer, des Carnot-Prozesses D 21
–, thermischer, des Clausius-Rankine-Prozesses D 23
–, thermischer, des Dieselmotors D 19
–, thermischer, des Joule-Prozesses D 22
–, thermischer, des Ottomotors D 19
–, totaler R 5
–, Wirkungsgradkennfeld H 6
Wirkungsgrad der vollkommenen Kraftmaschine P 3
Wirkungsgrade P 3, P 31, P 53
–, isentroper Wirkungsgrad P 31
–, isotherme Kupplung P 31
–, isotherme Wirkung P 31
–, Kupplungswirkungsgrad P 31
–, mechanische Wirkung P 31
–, mechanischer Wirkungsgrad P 31
Wirkungsgradkette P 4
Wirkungsplan X 2
Wirkungsrichtung X 2
Wirkzusammenhang F 3
Wirtschaftlichkeit Q 2
Wölbbehinderung C 30
Wölbkrafttorsion C 30
wölbunbehinderte Torsion C 30
Wölbwiderstand C 45
Workflow Y 24
World Wide Web Y 13
Wurfbahn B 20
Wurfdauer B 20
Wurfhöhe B 20
Wurfweite B 20
Wurzeln X 16

x-Diagramm, der feuchten Luft D 26
XML Y 13

Zähbruch E 31
zähe Werkstoffe C 5
Zähigkeitseigenschaften E 30
Zähigkeitsprüfungen E 28
Zähnezahlverhältnis G 125
Zahlendarstellung Y 2
Zahlensystem Z 2
Zahlensysteme Y 2
Zahn- und Keilwellenverbindungen G 37
Zahnpasta B 55
Zahnradgetriebe G 124, T 12
–, Abriebverschleiß G 135
–, Aufbaunetz T 13
–, Auslegung T 13
–, Drehzahlbild T 13
–, Flankenspiel G 132
–, Getriebeplan T 14
–, Grauflecken G 135
–, Grübchenbildung G 135
–, Haupttragfähigkeitsgrenzen G 135
–, Kaltfressen G 135
–, Kraftflussplan T 14
–, Räderpaarungen G 124
–, Schmierstoffzähigkeit G 133
–, Schmierung und Kühlung G 132
–, Tragfähigkeit G 135
–, Verzahnungsabweichungen G 132
–, Verzahnungsherstellung G 134
–, Verzahnungstoleranzen G 132
–, Wärmebehandlung G 134
–, Warmfressen G 135
–, Werkstoffe G 134
–, Zahnradpaarungen G 124
–, Zahnschäden G 135
Zahnradmaschine H 5
–, Außenzahnradpumpe H 6, H 7
–, Axialspaltkompensation H 7
–, Innenzahnradpumpe H 8
–, Radialspaltenkompensation H 7
–, Zahnradpumpe H 6
Zahnradmesstechnik W 9
Zahnriemen G 116
Zahnringmaschine H 6
–, Gerotormotor H 10
–, Zahnringmotor H 10
–, Zahnringpumpe H 6, H 8
Zahnschäden G 135
Zahnstangenlenkung Q 31
Zehnpunkthöhe F 31
Zeichnungsarten F 35
Zeichnungsformate F 36
Zeigerdiagramm V 17
Zeitfestigkeit C 53
Zeitfestigkeitberechnungen C 58
zeitgeführte X 15
Zeitgesetze N 24
Zeitkonstante X 6, F 18
Zeitplansteuerung X 3
Zeitscheibenbetrieb Y 12
Zeitspanvolumen S 48
Zeitstandbeanspruchung E 3
Zellrückführung N 54
Zellrückhaltung N 54
Zement E 70
Zenerdiode (Z-Diode) V 66
Zener-Effekt I 9
Zentralgeräte M 40
Zentralkraft B 29
Zentralpunkt C 52
Zentralverriegelung Q 46
zentrifugales oder gemischtes Flächenmoment 2. Ordnung B 46
Zentrifugalmoment C 13
Zentrifugalmomente B 32
Zentrifugalmomente Jxz B 32
Zentripetalbeschleunigung B 18, Q 34
zerkleinern N 3
Zerkleinern, Bruchphysik N 3
–, zerkleinerungstechnische Stoffeigenschaften N 3
Zerkleinerungsmaschine N 4
–, Brecher N 4
–, Mühlen mit losen Mahlkörpern N 4
–, Prallmühlen N 4
–, Rührwerkskugelmühlen N 4
–, Strahlprallmühlen N 5
–, Wälzmühlen N 4
Zerlegen S 39
zerstörungsfreie Materialprüfung W 6
zerstörungsfreie Prüfverfahren E 26
Zerteilen S 39
ZF-Selbstsperr-Differential Q 9
Ziegeleierzeugnisse E 69
Ziehen unsymmetrischer Teile S 33
Zielsetzung, generelle F 3
Ziffer Y 2
Zink-Luftbatterien V 60
Zipfelbildung S 26
Zip-Sorter U 76
Zirkonoxid E 69
Zirkulation C 30, B 57
Zirkulation einer Strömung B 57
Zündanlagen P 70
Zündelektrode I 12
Zündgrenzen P 64
Zündkerze P 71
Zündstrom I 13
Zündtemperatur D 17
Zündung P 64
Zündungsklopfen P 65
Zündverzug P 65
zufällige Messabweichung W 4
Zug- oder Druckfedern G 53
Zuganker P 86
zugeführter Arbeit B 27
Zugehörigkeitsfunktion X 14, A 3
Zugfeldträger Q 113
Zugfestigkeit E 28
Zugkraftdiagramm Q 4, Q 5
Zugmittelgetriebe G 109, T 14
–, formschlüssige G 109
–, Kettengetriebe T 14
–, reibschlüssige G 109
Zug-Stoßeinrichtungen Q 67
Zugversuch E 28
zulässige Spannung C 5
Zulassungsstartstrecke Q 109
Zulieferanten Q 49
Zuluftdurchlässe M 46
Zuordnung von Überstromschutzorganen V 72
Zusammengesetzte Beanspruchung G 20
Zusatzfedern Q 26
Zusatzwerkstoff G 8
Zuspitzung Q 97
Zustandsänderung D 2
–, irreversible D 4
Zustandsänderungen, adiabate D 6, D 15
–, idealer Gase D 15
–, isobare D 14
–, isochore D 14
–, isotherme D 14
–, polytrope D 15

–, ruhender Gase und Dämpfe D 14
–, strömender Gase und Dämpfe D 16
–, von Gasen und Dämpfen D 14
Zustandsfläche D 12
Zustandsgleichung D 2, D 11
–, des idealen Gases D 10
–, fester Stoffe D 13
–, thermische D 9
–, thermische, idealer Gase D 10
–, von Benedict-Webb-Rubin D 10
Zustandsgröße, extensive D 7
–, spezifische D 2
Zustandsgrößen D 2, D 9
–, Ammoniak D 42
–, Difluormonochlormethan (R22) D 44
–, extensive D 2
–, intensive D 2
–, kalorische D 14
–, kalorische, eines Gemisches D 25
–, kalorische, thermische D 9
–, Kohlendioxid D 42
–, Tetrafluorethan (R134a) D 43
–, thermische D 9
–, Wasser D 39
Zustandsgrößen von Gasen und Dämpfen, kalorische D 12
Zustandsschaubild Eisen-Kohlenstoff E 36
Zustandsverhalten, realer Gase D 10
Zuverlässigkeit Q 2, Q 88
Zwanglauf B 25, G 164
Zwangsbedingungen Y 17, Y 19
Zwangskräfte C 27
Zweckwirkungen F 3
zweiachsiger (ebener) Spannungszustand C 2
Zweiflankenwälzprüfung W 10
Zweigelenkrahmen C 33, C 34
Zweikanal-Mischkästen M 41
Zweimassenschwungrad Q 7
Zweipunkt-Regelung X 19
Zweipunktregler X 4
Zweirohranlage M 29
Zweirohrdämpfer Q 28
Zweischeibenkupplung Q 6
zweischnittig C 7
Zweitakt-Großmotor P 90
Zweitaktmotor P 56
Zweitaktverfahren P 50
Zwischenkreisumrichter V 50
Zwischenüberhitzung R 57
Zykloidenverzahnung G 131
Zylinder D 31, H 2, H 11
–, Differentialzylinder H 11
–, Eilgang H 19
–, Endlagendämpfung H 11
–, Gleichgangzylinder H 11
–, Kolben H 11
–, Kolbenfläche H 11
–, Kolbenstange H 11
–, Membranzylinder H 20
–, Ringfläche H 11
–, Schlagzylinder H 20
–, Tauchkolbenzylinder H 11
–, Zylinder H 11
Zylinderanordnung P 12
Zylinderkoordinaten B 21
Zylinderkopf P 86
Zylinderschale mit Halbkugelböden unter konstantem Innendruck C 40
Zylinderschmierung P 12
Zylinder-Stauchversuch E 29
Zylinderstifte G 33
Zylinderverbindungen, Richtlinien für die Gestaltung G 47
Zylinderzahl P 12, P 83
zylindrisch G 30
Zylindrische Mäntel, äußerer Überdruck K 6
zylindrische Mäntel, innerer Überdruck K 5
–, Wärmespannungen K 6
Zylindrische Schalenstreifen C 48
zylindrischen Schraubenlinie B 21

Inserenten

ACE-Stoßdämpfer GmbH, 40764 Langenfeld

Balluff, Gebhard Gmbh & Co., 73765 Neuhausen

Benzing, Hugo GmbH & Co. KG, 70825 Korntal-Münchingen

Berges, C. & W. Antriebstechnik GmbH & Co. KG, 51709 Marienheide

BIKAR-METALLE GMBH, 57319 Bad Berleburg

Bosch-Rexroth AG, 97814 Lohr

Danfoss GmbH, 63073 Offenbach

Demag Cranes & Components GmbH, 58300 Wetter

Dichtomatik GmbH, 22045 Hamburg

FERCHAU Engineering GmbH, 51643 Gummersbach

Flender, A. Friedrich GmbH, 46395 Bocholt

FRIATEC AG, 68222 Mannheim

GGB Glacier Garlock Bearings GmbH & Co. KG, 74008 Heilbronn

HÄGGLUNDS DRIVES GmbH, 42781 Haan

HANSA-FLEX Hydraulik GmbH, 28307 Bremen

Heidenhain, Dr. Johannes GmbH, 83292 Traunreut

Hochreuter & Baum GmbH, Maschinenfabrik, 91522 Ansbach

igus gmbH, 51147 Köln

INA-Schäffler KG, 91074 Herzogenaurach

item Industrietechnik und Maschinenbau GmbH, 42699 Solingen

Lenze Drive Systems GmbH, 31855 Aerzen

Limbach, Karl & Cie. GmbH & Co. KG, 42719 Solingen

maxon motor ag, 6072 Sachseln/Schweiz

Mayr, Chr. GmbH & Co. KG, Maschinenfabrik, 87665 Mauerstetten

Novotechnik Stiftung & Co., 73760 Ostfildern

Ortlinghaus-Werke GmbH, 42907 Wermelskirchen

Pan Metallgesellschaft Baumgärtner GmbH & Co. KG, 68165 Mannheim

Pepperl & Fuchs GmbH, 68307 Mannheim

REIFF-Technische Produkte-GmbH, 72762 Reutlingen

Ringfeder VBG GmbH, 47807 Krefeld

Rothe Erde GmbH, 44137 Dortmund

Schunk GmbH & Co. KG, Spann- und Greiftechnik, 74348 Lauffen

SEW-Eurodrive GmbH & Co., 76646 Bruchsal

SKF GmbH, 97421 Schweinfurt

SMS Demag AG, 40237 Düsseldorf

Spieth-Maschinenbauelemente GmbH & Co. KG, 73730 Esslingen

Stüwe GmbH & Co. KG, 45527 Hattingen

Uhing, Joachim KG & Co. GmbH, 24247 Mielkendorf

Voith AG, 89522 Heidenheim

Westfalia Separator AG Mineraloil Systems GmbH, 59302 Oelde

WFL Millturn Technologies GmbH & Co. KG, 4030 Linz/Österreich

Druck und buchbinderische Verarbeitung:

Stürtz AG, Würzburg